

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра технічної теплофізики

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти  
за освітньо-професійною програмою  
«Холодильні машини і установки»  
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»  
на тему «Оцінка впливу режимних параметрів  
первинного контуру теплонасосної установки  
на її енергоефективність»

## **ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**

Завідувач кафедри

С. М. Ванеєв

Керівник роботи

В. М. Арсен'єв

Консультант з охорони праці

В. В. Фалько

Здобувач

Г. Г. Івахно

## Зміст

	с.
Вступ	4
Початкові дані	8
1 Теплові насоси та установки з використанням теплоти атмосферного повітря	9
1.1 Загальні відомості	9
1.2 Схемні рішення теплонасосних установок типу «повітря – вода»	10
1.3 Режимні параметри та показники енергоефективності	18
2 Розрахункова модель визначення параметрів циклу парокompресійного теплового насоса	23
2.1 Робочі процеси та їх зображення в термодинамічних діаграмах	23
2.2 Питомі та режимні параметри	25
2.3 Оцінювання енергоефективності	31
3 Варіантні розрахунки для теплонасосної установки з первинним контуром роздільного виконання	32
3.1 Розрахунок для температури $t_{1a} = +10^{\circ}\text{C}$	34
3.2 Розрахунок для температури $t_{1a} = +5^{\circ}\text{C}$	38
3.3 Розрахунок для температури $t_{1a} = 0^{\circ}\text{C}$	42
3.4 Розрахунок для температури $t_{1a} = -5^{\circ}\text{C}$	46
4 Варіантні розрахунки для теплонасосної установки з первинним контуром суміщеного виконання	52
4.1 Розрахунок для температури $t_{1a} = +10^{\circ}\text{C}$	54
4.2 Розрахунок для температури $t_{1a} = +5^{\circ}\text{C}$	58

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>	<i>Івахно</i>				Оцінка впливу режимних параметрів первинного контуру теплонасосної установки на її енергоефективність	<i>Літ.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Перев.</i>	<i>Арсеньєв</i>						2	88
<i>Реценз.</i>						<i>СумДУ гр. Х.м-01</i>		
<i>Н. контр.</i>	<i>Шарапов</i>							
<i>Затв.</i>	<i>Вансєв</i>							

4.3 Розрахунок для температури $t_{1a} = 0^{\circ}\text{C}$	62
4.4 Розрахунок для температури $t_{1a} = -5^{\circ}\text{C}$	66
5 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	72
5.1 Техніка безпеки при експлуатації холодильного виробництва	72
5.2 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів холодильного виробництва	75
5.3 Розрахунок природнього та штучного освітлення	82
Висновки	86
Список використаних джерел	87

## Вступ

Проблема забезпечення потреби в паливно-енергетичних ресурсах передбачає комплекс завдань із пошуку і розроблення альтернативних джерел енергії та впровадження раціональних способів зниження їх втрат.

Одним із ефективних способів економії паливних ресурсів, а також захисту навколишнього середовища є широке впровадження теплонасосних установок, в яких низькопотенціальні теплові потоки перетворюються в потоки із вищим температурним рівнем.

Тепловим насосом називають технічну систему, що реалізує підвищувальну термотрансформацію низькопотенціального теплового потоку.

Теплові насоси не є теплогенерувальними пристроями і не виробляють енергію у формі тепла. Навпаки, здійснюване в теплових насосах теплоперенесення можливе лише з витратою енергії, форма якої залежить від принципу, покладеного в основу їх функціонування.

Необхідно відзначити, що в більшості типів теплових насосів підвищується температурний рівень практично потоків енергії, тоді як для цього витрачаються найцінніші потоки енергії – стовідсоткові ексергетичні потоки.

Відомо, що одержання зазначених енергетичних потоків із викопного палива супроводжується виробленням теплоти, і тому теплові насоси не можуть конкурувати з когенераційними енергетичними системами в загальній концепції енергозабезпечення різних сфер життєдіяльності, але в межах використання теплових вторинних енергоресурсів теплові насоси поза сумнівом можуть розглядатися як найбільш прості та оптимальні пристрої.

Термін «тепловий насос», безумовно, не відображає сутності фізичних процесів, а просто символізує абстрактне уявлення про перекачування нематеріального потоку з температурою як параметр інтенсивності.

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		4

Теплові насоси дозволяють використовувати поновлювану низькотемпературну енергію навколишнього середовища на потреби більш високотемпературного об'єкта.

Основні сфери застосування теплових насосів: системи гарячого водопостачання, опалювання, цілорічного кондиціонування повітря, а також ряд промислових технологій.

Тепловий насос не є пристроєм, що автономно працює, а є основним компонентом більш загальної системи під назвою «теплонасосна установка», в яку, крім теплового насоса, входять: устаткування, прилади і комунікації, що забезпечують експлуатаційні зв'язки теплового насоса з низькопотенціальними джерелами теплоти та об'єктами споживання навантаження.

Теплові насоси, як і будь-які інші термомеханічні системи, можуть бути класифіковані за низкою ознак, головною з яких, поза сумнівом, є принцип дії. За цією ознакою розрізняють:

- парокompресійні (ПКТН);
- абсорбційні (АБТН);
- струминні (СТН);
- термоелектричні (ТЕТН);

Оптимізація енергоефективності під час застосовування теплових насосів і установок привела до виділення ще однієї важливої ознаки – валентності режиму теплового насоса в загальній схемі тепlopостачання (теплогенерації):

- моновалентні – лише тепловий насос;
- бівалентні – з додатковим джерелом теплоти.

Різновидом бівалентного режиму роботи є моноенергетичний режим. Для подібного режиму тепловий насос і додатковий теплогенератор використовують один і той самий вид енергоносія, зазвичай електроенергію.

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		5

Під час використання як утилізованого середовища природних джерел, а середовищем споживача є вода або атмосферне повітря, теплові насоси позначають у такому вигляді:

- повітря – повітря, повітря – вода;
- ґрунт – повітря, ґрунт – вода;
- вода – повітря, вода – вода.

У деяких випадках теплові насоси класифікують за типом привода:

- електропривод;
- двигуни внутрішнього згорання;
- турбопривод.

Реалізація проектів теплопостачання із застосуванням теплонасосних систем вимагає технологічного узгодження об'єкта споживання теплового навантаження і джерела низькопотенціальної теплоти. Техніко-економічні показники подібного проекту багато в чому залежатимуть від двох температурних рівнів:

- температури утилізованого середовища на вході до теплового насосу;
- кінцевої температури нагрівання середовища споживача.

Можливості та економічна доцільність застосовування теплонасосних установок залежить від кліматичних і географічних особливостей, рівня розвитку економіки, паливно-енергетичного балансу, співвідношення цін на основні види палива й електроенергії та інших чинників.

**Метою** даної роботи є дослідити вплив режимних параметрів первинного контуру теплонасосної установки на її енергоефективність.

Для розв'язання поставленої мети необхідно вирішити наступні **завдання**:

1. Виконати варіантні розрахунки для теплонасосної установки з первинним контуром роздільного виконання.
2. Виконати варіантні розрахунки для теплонасосної установки з первинним контуром суміщеного виконання.

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		6

3. Проаналізувати отримані результати та оцінити їх вплив на ефективність теплонасосної установки.

**Об'єкт дослідження** – первинний контур теплонасосної установки типу «повітря–вода».

**Предмет дослідження** – режимні параметри первинного контуру теплонасосної установки типу «повітря–вода».

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		7

## Початкові дані

Теплопродуктивність	10 кВт
Холодоагент	R404A
Зміна температури повітря	Від +10 до -20°C
Коефіцієнт перетворення	2,0 (при режимі A2/W50 – тепловий насос WPL 220 IR фірми Buderus)

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		8



# 1 Теплові насоси та установки

## з використанням теплоти атмосферного повітря

### 1.1 Загальні відомості

Принцип дії теплового насоса парокомпресійного типу базується на енергообміні робочої речовини із джерелами низької та високої температур. Одночасно робоча речовина, холодоагент, здійснює зворотний термодинамічний цикл із витратою механічної роботи.

Відмінною особливістю подібних теплових насосів є зміна агрегатного стану робочої речовини, з огляду на те, що більшість процесів проходять в області насиченої пари.

Розглянемо ідеальний зворотний термодинамічний цикл для термотрансформаторів підвищувального типу, до яких відносять і тепловий насос (рисунок 1.1).

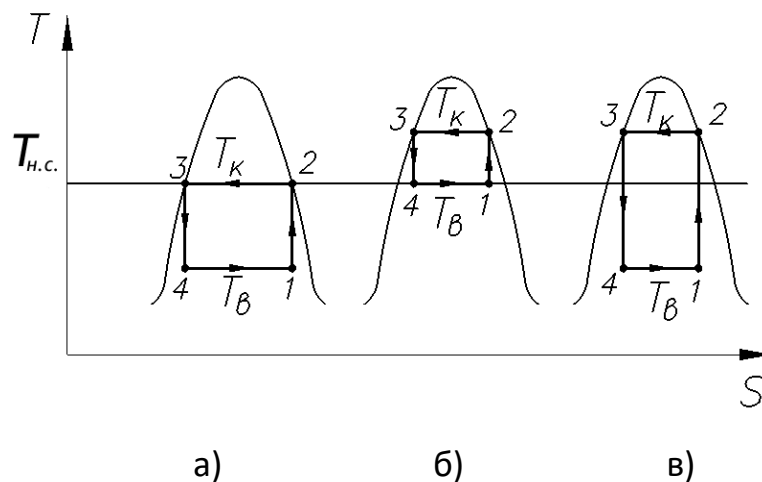


Рисунок 1.1 – Ідеальний цикл підвищувального термотрансформатора в T,s-діаграмі: а) холодильної машини; б) теплового насоса; в) комбінованої установки; 1, 2, 3, 4 – вузлові точки процесів, складових циклу

На цьому рисунку подано в  $T, s$ -діаграмі три варіанти циклу Карно для підвищувальних термотрансформаторів. Їх відмінність полягає в підтриманні різних рівнів температур конденсації  $T_k$  і кипіння холодоагента  $T_b$  щодо температури навколишнього середовища  $T_{н.с.}$ .

За варіантом «а», що відповідає режиму холодильної машини, температура кипіння холодоагента у випарнику завжди нижча за температуру навколишнього середовища, а температура конденсації близька до температури навколишнього середовища, тобто  $T_b < T_{н.с.}$ ,  $T_k \approx T_{н.с.}$ .

Неважко помітити, що термотрансформатор у режимі теплового насоса функціонує з вищими значеннями  $T_k$  і  $T_b$ , не змінюючи до того ж структури циклу,  $T_b \approx T_{н.с.}$ ;  $T_k > T_{н.с.}$ . Комбінований варіант «в» свідчить про можливість одночасного «вироблення» тепла і холоду за відповідного підтримання рівнів температур конденсації та кипіння холодоагента.

## 1.2 Схемні рішення теплонасосних установок типу «повітря – вода»

Теплонасосні установки знаходять широке застосування у різних галузях промисловості та комунального господарства. Так, для потреб тепло- та холодопостачання офісних та житлових приміщень може бути застосований тепловий насос типу «повітря-вода» у складі кільцевої схеми (рис. 1.2).

Комбінація кільцевого контуру ТНУ з міськими водо- і тепломережами дозволяє збільшити ефективність тепло- і водопостачання, а також дає можливість плавного регулювання для досягнення комфортних температур у житлових приміщеннях (рис. 1.3).

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		10

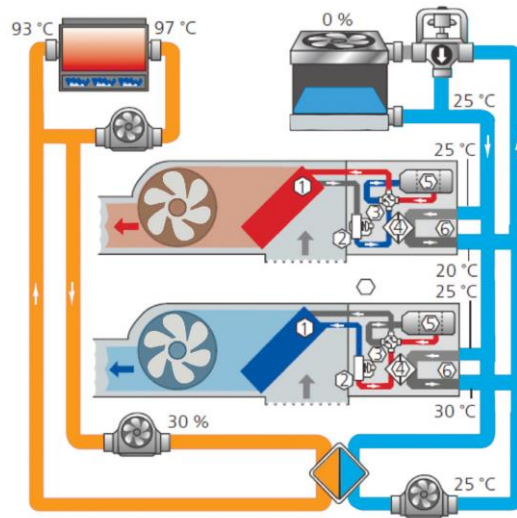


Рисунок 1.2 – Робота ТНУ в складі кільцевої схеми

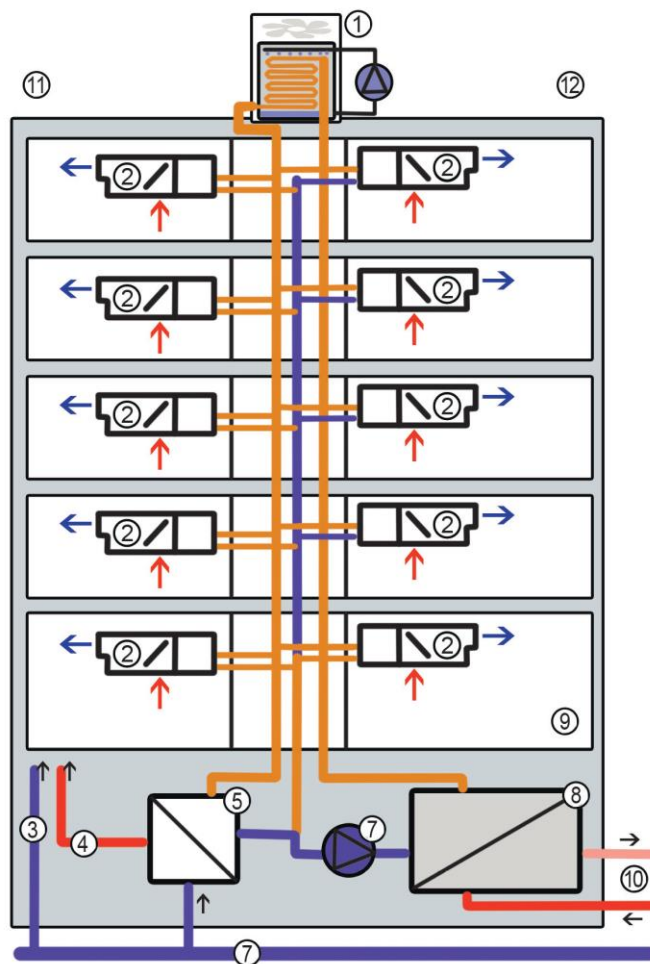


Рисунок 1.3 – Кільцевий контур ТНУ і міські водо- і тепломережі:

1 – градирня; 2 – ТНУ «вода-повітря» у приміщеннях, 3 – система ХВС будівлі, 4 – система ГВП будівлі, 5 – ТНУ «вода-вода» для системи ГВП, 6 – міський водопровід, 7 – циркуляційний насос водяного контуру, 8 – тепловий пункт будівлі, 9 – перший поверх – приміщення загального призначення, 10 – міська тепломережа, 11 – сонячна сторона, 12 – тіньова сторона

					<i>XM 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

Якщо розглядати повну заміну системи централізованого тепlopостачання для потреб житлового комплексу на теплонасосну установку, то на рис. 1.4 подано принципову схему такого рішення для типового теплового вузла.

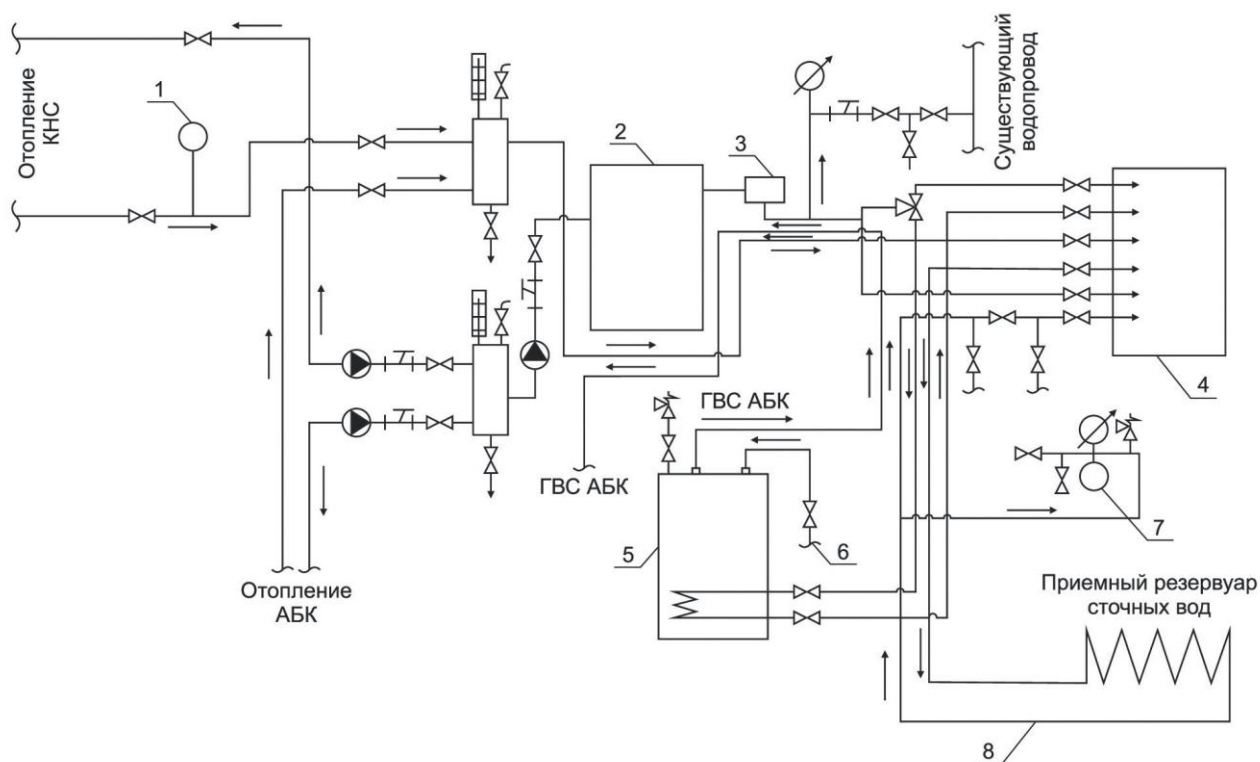


Рисунок 1.4 – Принципова схема теплового вузла:

АБК – адміністративно-побутовий комплекс, 1,7 – бак розширювальний, 2 – бак буферний (V=500 л), 3 – додатковий електродотел (N=15 кВт), 4 – тепловий насос, 5 – бак (V=800 л), 6 – запитка мережевою водою, 8 – колектор із розсоллом

Якщо поблизу житлових будинків є технологічний об'єкт, в результаті виробництва якого залишається скидна теплота, яку можна утилізувати, то доцільним є застосування теплонасосної установки для утилізації цієї теплоти (рис. 1.5). Більш деталізована схема використання скидної теплоти промислового об'єкту для багатоквартирного будинку подана на рис. 1.6.

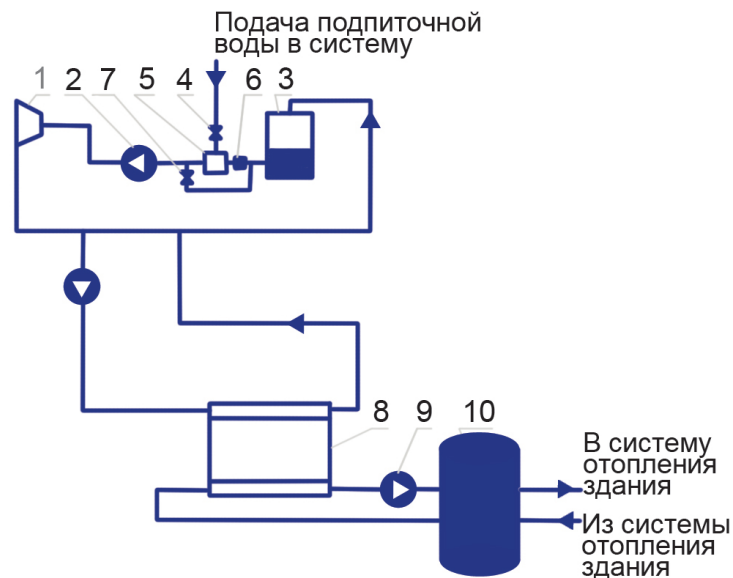


Рисунок 1.5 – Принципова схема поєднання гідравлічної системи ТН з контуром охолодження компресорів промислового об'єкту:

1 – компресор, 2, 9 – циркуляційний насос, 3 – градирня, 4,6 – засувка, 5 – блок системи водопідготовки, 7 – регулюючий клапан, 8 – тепловий насос, 10 - буферний накопичувач

На рис. 1.6 представлена схема фрагмента теплового пункту будівлі. Два сточно-гліколевих теплообмінника 1, виконані з нержавіючих коаксіально встановлених труб діаметром 100 і 125 мм, працюють у загальному циркуляційному контурі з ґрунтовими теплообмінниками 2, виготовленими з поліетиленових U-подібної форми труб (60 шт.) діаметром 14 мм, зануреними довжиною по 3 м (глибина обмежена можливістю буріння у підвалі вже збудованої будівлі – тобто висотою стелі підвалу).

Насос 6 забезпечує циркуляцію водного розчину етиленгліколю між джерелами низькопотенційного тепла 1, 2 та випарником теплового насоса 5. При роботі компресора теплового насоса в його конденсаторі підігрівається вода, що циркулює за допомогою насоса 7, що подає підігріту воду баки-накопичувачі 9. Паралельно конденсатору теплового насоса встановлений теплообмінник 3, приєднаний до вузла введення теплової мережі 4.

Для регулювання теплового потоку, крім регулятора, вбудованого в тепловий насос 5, використані регулятори 11, 12 і 13. Регулятор, вбудований в тепловий насос, налаштований для роботи в системі гарячого водопостачання таким чином, що він автоматично включає компресор теплового насоса при температурі води, що надходить в конденсатор води нижче 26 °С, а при надходженні з бака води з вищою температурою компресор автоматично відключається. Таким чином, якщо баки-накопичувачі настільки заповнені гарячою водою, що в холодній точці бака температура перевищує 26 °С, то тепловий насос не працюватиме. Інший автомат, вбудований виробником у тепловий насос, не дозволить компресору за умовами його захисту увімкнутися раніше, ніж через 7 хв після відключення. Тому до схеми доданий електромагнітний клапан 12, який пов'язаний з компресором теплового насоса так, що при роботі компресора він відкритий, а при зупинці - закривається.

За відсутності цього клапана холодна вода могла б протягом 7 хв, вільно протікаючи через конденсатор непрацюючого теплового насоса, надходити в гарячу частину бака-накопичувача, в результаті чого жителі, що приймають теплий душ, могли раптово опинитися під струменем холодної води. Конструктивно 12 клапан виконаний з можливістю пропуску невеликої витрати води при закритому клапані. Це зроблено для того, щоб датчик температури вбудованого в тепловий насос регулятора міг вловити момент, коли в конденсатор почне надходити вода з температурою нижче 26 °С, щоб тепловий насос міг вчасно увімкнутися.

Температура холодної води, що надходить на підігрів у конденсатор теплового насоса, змінюється в інтервалі від 1 до 26 °С, тоді як температура підігрітої води повинна перебувати у вузькому діапазоні допустимих температур 50-55 °С.

Забезпечити такий діапазон вдалося за допомогою регулятора температури прямої дії 11 та ручного балансувального вентиля на байпасній

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		14

лінії. Балансувальний вентиль налаштований таким чином, що при відкритті електромагнітного клапана 12, в той час коли клапан 11 закритий, через балансувальний вентиль проходить мінімальна витрата води. Якби байпаса не було, то при пусканні компресора і відсутності протоки води через конденсатор спрацював би автомат захисту, який при підвищенні тиску конденсації холодильного агента відключає компресор без можливості подальшого автоматичного запуску.

За наявності байпасної лінії холодна вода відразу після пуску компресора починає надходити на підігрів у невеликому обсязі, обмеженому положенням вентиль балансування. Через кілька секунд, після того як температура підігрітої води досягне 50 °С, автоматично і поступово відкривається регулятор температури прямої дії 11, і витрата води, що підігрівається, збільшується, в той час як її температура залишається весь час на рівні 50-55 °С. Регулятор 11 підтримує цю температуру протягом усього часу роботи компресора, збільшуючи витрату води, що нагрівається при підвищенні температури і зменшуючи його при зниженні температури.

Циркуляційні насоси 6 та 7 працюють безупинно. Насос 7 подає воду не тільки в конденсатор теплового насоса, але і теплообмінник 3, тепла потужність якого регулюється клапаном 13 за звичайною для теплових пунктів схемою.

Основними теплофізичними параметрами теплонасосної установки є витрати та температури рідин, що циркулюють у різних контурах. Витрати стічної води в каналізаційних трубах виміряти практично неможливо, але вони визначалися непрямым шляхом основі теплового балансу сточно-гліколевого теплообмінника.

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		15

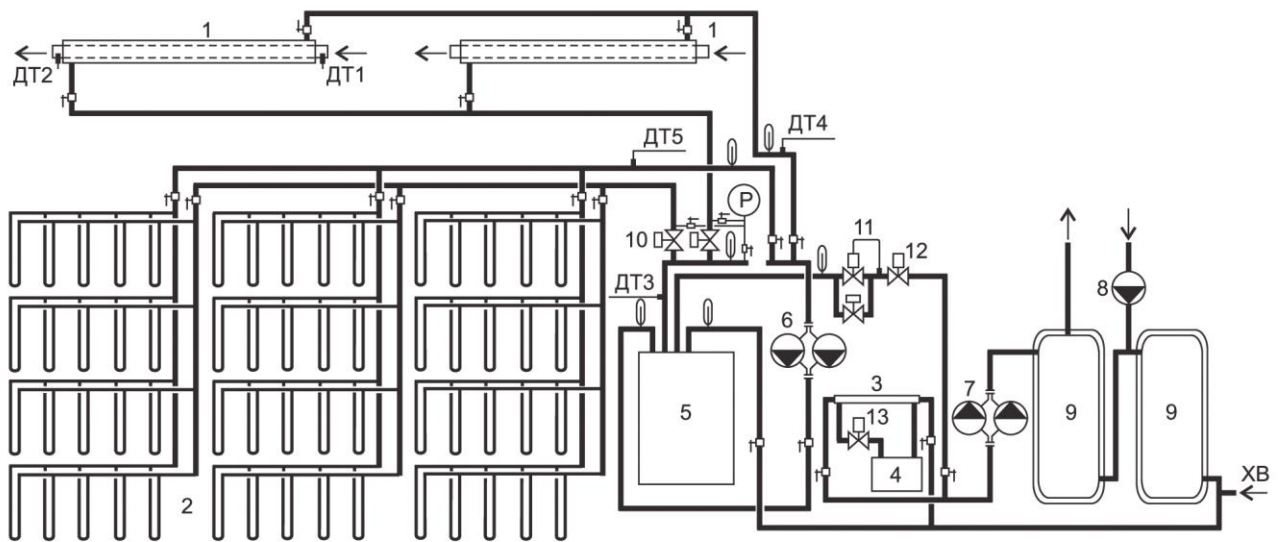


Рисунок 1.6 - Схема використання ТНУ спільно з системою централізованого тепlopостачання:

1 – стічно-гліколеві теплообмінники; 2 – ґрунтові теплообмінники; 3 – теплообмінник системи централізованого тепlopостачання; 4 – вузол введення теплової мережі; 5 – тепловий насос; 6 – циркуляційний насос водного розчину етиленгліколю; 7 – циркуляційний насос контуру водопідігрівачів; 8 – циркуляційний насос системи ГВП; 9 – закриті баки-накопичувачі гарячої води; 10 - балансувальні вентиля випробувального стенду; 11 – регулятор температури прямої дії контуру конденсатора; 12 – електромагнітний клапан; 13 – регулятор температури водопідігрівача; ДТ1-ДТ5 – датчики температури випробувального стенду; ХВ – холодна вода із водопроводу.

Поряд із представленими вище пропозиціями використовувати ТНУ у централізованих системах власне як джерело тепла чи холоду, є варіанти включення ТНУ до технологічної схеми теплоенергетичних установок, що працюють у теплофікаційних системах (ТЕЦ, ЦТП). Розглянемо пропозиції щодо включення ТНУ до схеми ЦТП.

На рисунку 1.7 представлені деякі можливі схеми включення ТНУ з електроприводом до централізованої системи тепlopостачання для підігріву води для ГВП. На схемі рециркуляційний контур системи ГВП для спрощення аналізу включений перед переохолоджувачем. Розглядаються декілька варіантів.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ХМ 04.00.00.00 ПЗ

Лист

16



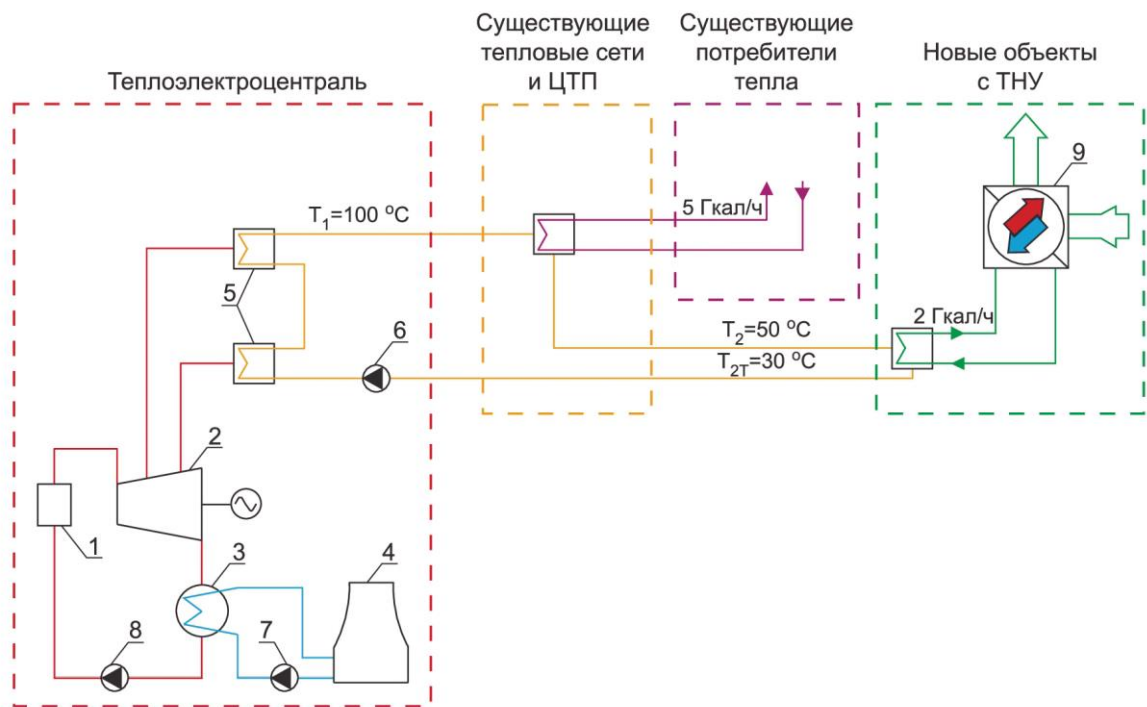


Рисунок 1.7 - Принципова схема ЦТ від паротурбінної ТЕЦ із застосуванням ТНУ:  
 1 – парогенератор, 2 – теплофікаційна турбіна, 3 – конденсатор, 4 – градирня,  
 5 – мережні підігрівачі, 6-8 – насоси, 9 – тепловий насос

Використовується теплота низькопотенційного джерела для подачі її у випарник ТНУ з можливістю догріву води для ГВП після конденсатора ТНУ водою з трубопроводу теплової мережі, що подає.

Подача теплоти до випарника ТНУ можлива безпосередньо теплоносієм джерела теплоти або з використанням проміжного теплоносія, що циркулює під впливом насосів з механічним приводом або з використанням теплових труб (ТТ). Така схема може знайти застосування як доповнення до обмеженої потужності існуючої системи тепlopостачання.

### 1.3 Режимні параметри та показники енергоефективності

Для розгляду енергетичного балансу теплового насоса введемо такі позначення:

$\dot{Q}_B$  – тепловий потік, що відводиться від утилізованого середовища у випарнику;

$\dot{Q}_T$  – теплопродуктивність теплового насоса, що є тепловим потоком, переданим від холодоагенту середовищу споживача в конденсаторі  $\dot{Q}_{KD}$  і

субкулери  $\dot{Q}_{СК}$  конденсату (якщо він увімкнений за схемою), тобто

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{KD} + \dot{Q}_{СК};$$

$\eta_e$  – ефективна потужність;

$G_U$  – масова витрата утилізованого середовища;

$G_C$  – масова витрата середовища споживача;

$\dot{Q}_{H.C.}$  – тепловий потік, обумовлений теплообміном між зовнішніми поверхнями устаткування і комунікацій теплового насоса і зовнішнім середовищем (втрати тепла в навколишнє середовище);

$\dot{Q}_{KM}$  – тепловий потік, що відводиться в навколишнє середовище системою охолодження компресора (оболонка, маслоохолоджувач та ін.).

Розглянемо тепловий насос у межах системи, обмеженої контуром «а» (рисунок 1.8).

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		18

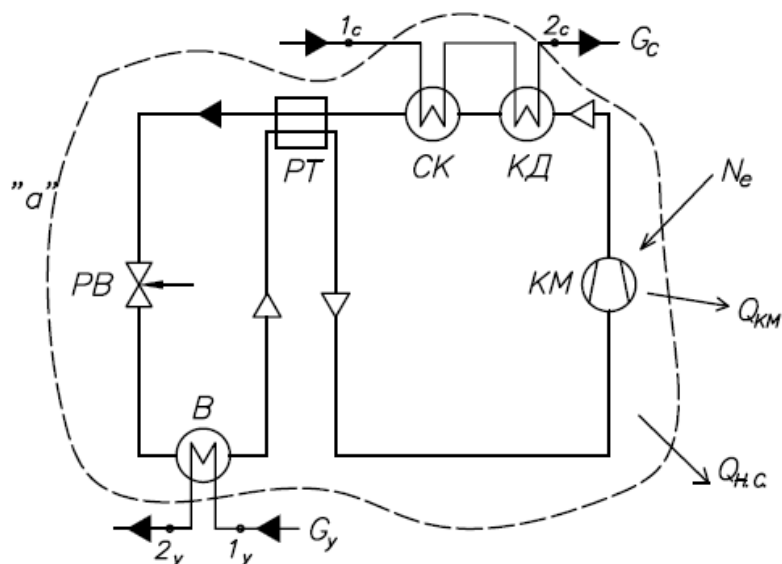


Рисунок 1.8 – Схема енергообміну теплового насоса із зовнішніми системами

Рівняння першого закону термодинаміки для цієї потокової системи запишеться у вигляді:

$$-\dot{Q}_{H.C.} - \dot{Q}_{KM} + N_e = G_C (h_{2C} - h_{1C}) + G_Y (h_{2Y} - h_{1Y}) .$$

Зі свого боку, теплопродуктивність і тепловий потік у випарнику можна виразити через параметри відповідних середовищ

$$\dot{Q}_T = G_C (h_{2C} - h_{1C})$$

$$\dot{Q}_Y = G_Y (h_{1Y} - h_{2Y}) .$$

Після підстановки одержимо таке рівняння енергетичного балансу:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_B + N_e - \dot{Q}_{KM} - \dot{Q}_{H.C.} .$$

Переважно в компресорах для теплових насосів охолодження не передбачається, а величиною  $\dot{Q}_{H.C.}$  можна знехтувати, враховуючи тенденцію до комплектації устаткування в теплоізованому контейнерному блоці. Отже, це рівняння набуде найбільш використовуваного вигляду:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_B + N_e,$$

або

$$\dot{Q}_{KD} + \dot{Q}_{CK} = \dot{Q}_B + N_e.$$

Цей вираз розкриває економічний сенс термотрансформації: тепловий потік, що передається нагрівальному середовищу, складається з низькопотенціальної теплоти поновлюваних або скидних джерел і певної частини енергії в розмірі теплового еквівалента споживаної потужності.

Під час використання в тепловому насосі маслозаповненого гвинтового компресора потік середовища споживача розгалужується на конденсатор із переохолоджувачем і на маслоохолоджувач. У цьому разі компонент  $\dot{Q}_{KM}$  у рівнянні 1.4 приєднується до теплових потоків у конденсаторі  $\dot{Q}_{KD}$  і субкулери  $\dot{Q}_{CK}$  і балансове рівняння набуває вигляду:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{KD} + \dot{Q}_{CK} + \dot{Q}_{KM} = \dot{Q}_B + N_e.$$

Аналіз рівняння цього свідчить, що теплопродуктивність теплового насоса збільшується із зростанням енерговитрат на привод компресора і, на перший погляд, термодинамічна досконалість компресора не має істотного значення. Проте енергоефективність будь-яких термомеханічних систем вимагає

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		20

зіставлення корисного ефекту і енергетичних витрат на його реалізацію. Подібним показником для теплового насоса є коефіцієнт перетворення, названий також коефіцієнтом трансформації, що являє собою відношення теплопродуктивності до потужності привода:

$$\varphi_e = \dot{Q}_T / N_e,$$

або для електроприводного двигуна

$$\varphi_{el} = \dot{Q}_T / N_{el}.$$

Останнім часом в інформаційних джерелах, присвячених тепловим насосам, все частіше використовують позначення коефіцієнта перетворення в його аббревіатурі англійської транскрипції, а саме COP (Coefficient of Performance), тобто  $\varphi = COP$ .

Для ідеального циклу теплового насоса коефіцієнт перетворення не залежить від теплофізичних властивостей робочої речовини і визначається рівнянням

$$COP_{id} = \frac{T_K}{(T_K - T_B)}.$$

Цей вираз характеризує межу показника енергоефективності теплового насоса за умови підтримання вибраних рівнів температур у конденсаторі та випарнику. Із нього також випливає, що досягнення високих значень коефіцієнта перетворення можливе за наближення температури конденсації до температури кипіння холодоагенту будь-якого вигляду і для теплового насоса будь-якого принципу дії.

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		21

Співвідношення між коефіцієнтами перетворення реального та ідеального циклів називають ступенем термодинамічної досконалості теплового насоса  $\eta_{ТД}$ :

$$\eta_{ТД} = \frac{COP_{el}}{COP_{id}},$$

де  $COP_{el}$  – розраховується за величиною електричної потужності приводного двигуна.

Для попереднього оцінювання величини дійсного коефіцієнта перетворення можна використовувати узагальнену напівемпіричну залежність:

$$COP_{el} = 0,74 \frac{T_B}{T_K - T_B} - \left( 0,0032 \cdot T_B + 0,765 \frac{T_B}{T_K} \right) + 0,9,$$

що базується на рівнянні

$$COP_{el} = \left[ COP_{id} + \left( \frac{1}{\eta_{ind}} \right) \right] \cdot \eta_{ind} \cdot \eta_{mex} \cdot \eta_{дв},$$

де  $\eta_{ind}$ ,  $\eta_{mex}$  – індикаторний і механічний к.к.д. компресора теплового насоса;

$\eta_{дв}$  – к. к. д. приводного двигуна.

Зв'язок між  $COP_{el}$  і  $COP_e$  спостерігається,  $COP_{el} = COP_e \cdot \eta_{дв}$ .

Зв'язок між тепловими потоками середовищ  $\dot{Q}_T$  і  $\dot{Q}_B$  може бути одержаний у вигляді:

$$\frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_T} = \frac{COP_e - 1}{COP_e}.$$

					ХМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		22

## 2 Розрахункова модель визначення параметрів циклу парокомпресійного теплового насоса

### 2.1 Робочі процеси та їх зображення в термодинамічних діаграмах

Функціональна схема парокомпресійного теплового насоса показана на рисунку 2.1, там само зображені процеси в Т, s- і р, h-діаграмах.

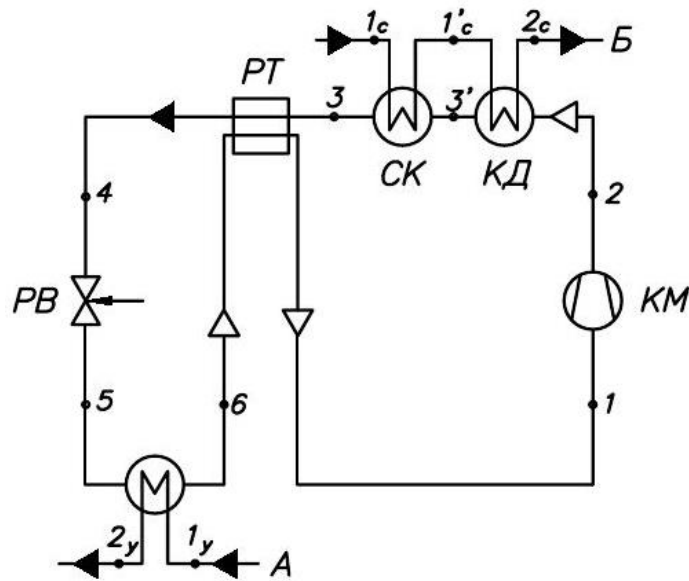


Рисунок 2.1 – Функціональна схема одноступінчастого ПКТН

Потоки: А – утилізоване середовище; Б – середовище споживача теплового навантаження; КМ – компресор; КД – конденсатор; СК – субкулер (переохолоджувач конденсату); В – випарник; РТ – регенеративний теплообмінник; РВ – регулювальний вентиль

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ХМ 04.00.00.00 ПЗ

Лист

23

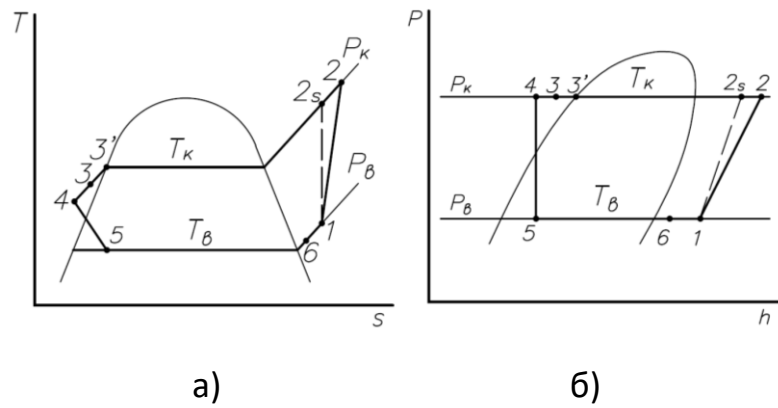


Рисунок 1.4 – Цикл одноступінчастого ПКТН  
у термодинамічних діаграмах:  
а) процеси у T,s-діаграмі; б) процеси у p,h-діаграмі

На схемі також позначені відповідні стани середовища споживача теплового навантаження:  $1_c$ ,  $1'_c$ ,  $2_c$  і утилізованого середовища  $1у$ ,  $2у$ .

Застосування у схемі теплового насоса субкулера (переохолоджувача конденсату) дозволяє більш повно використовувати тепловий потенціал сконденсованого холодоагенту. Проте за невеликих значень різниці температур виходу і входу середовища споживача ( $T_{2п} - T_{1п} < 10^\circ\text{C}$ ) установка переохолоджувача конденсату не завжди економічно доцільна.

Важливу роль у тепловому насосі виконує регенеративний теплообмінник. Внесення його до схеми, з одного боку, дозволяє зменшити втрати від незворотності у процесі дроселювання, а з іншого – забезпечити гарантоване перегрівання пари перед їх надходженням до всмоктувальної порожнини компресора. За відсутності перегрівання холодоагенту може відбуватися потрапляння його не випаруваної рідкої фази разом із краплями мастила до робочого об'єму компресора. Для машин об'ємного типу це призводить під час всмоктування до зменшення продуктивності, а при нагнітанні – до гідравлічного удару.



У будь-якому разі зниження температури конденсату перед дроселюванням за рахунок установа субликулера і регенеративного теплообмінника забезпечує вихід насиченої пари холодоагенту із дросельного пристрою з нижчим ступенем сухості, що є позитивним чинником для роботи випарника із внутрішньотрубним кипінням.

## 2.2 Питомі та режимні параметри

Відповідно до рисунка 2.1 будь-який процес циклу парокомпресійного теплового насоса може бути охарактеризований зміною не лише термічних параметрів  $p$ ,  $v$ ,  $T$ , а й калоричних –  $h$ ,  $s$ . Різниця питомих ентальпій ізобарних процесів є показником зміни питомої енергії та широко використовується під час термодинамічного аналізу термомеханічних систем.

Для розглядуваного циклу питомі параметри визначаються за такими залежностями:

– питомих теплове навантаження на випарник:

$$q_v = h_6 - h_5;$$

– питомих теплове навантаження на конденсатор:

$$q_{кд} = h_2 - h_{3'};$$

– питомих теплове навантаження на субликулер:

$$q_{ск} = h_{3'} - h_3;$$

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						25
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

– питома теплопродуктивність:

$$q_T = q_{кд} + q_{ск} = h_2 - h_3;$$

– питоме теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$q_{РТ} = h_1 - h_6;$$

– питома ентальпія в положенні 4 визначається з балансового рівняння для регенеративного теплообмінника:

$$h_1 - h_6 = h_3 - h_4,$$

$$h_4 = h_3 - (h_1 - h_6);$$

– питома робота рівноважного адіабатного стиснення (за  $s = \text{const}$  і  $q_{Тр} = 0$ ):

$$l_s = h_{2s} - h_1,$$

де  $h_{2s}$  – питома ентальпія холодоагенту в кінці процесу ізоентропного стиснення. Її визначають за діаграмою для точки 2s, що має параметри  $p_{2s} = p_k$  і  $s_{2s} = s_1$ ;

$q_{Тр}$  – теплота, еквівалентна роботі проти сил внутрішнього тертя.

Визначення параметрів холодоагенту в кінці реального адіабатного стиснення ( $q_{Тр} > 0$ ) вимагає обліку приросту ентропії ( $\Delta s_{Тр}$ ) за рахунок безповоротності. Одним із поширених методів зазначеного обліку є введення до розрахунку адіабатного к. к. д.  $\eta_s$ :

$$\eta_s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}, \quad (1.30)$$

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						26
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $h_2$  – питома ентальпія холодоагенту в кінці реального адіабатного стиснення.

Для охолоджуваних компресорів приріст ентропії в процесі стиснення зумовлений не лише внутрішньою безповоротністю, а й теплообміном із зовнішніми джерелами. У цьому разі для розрахунку вводять до розгляду більш загальний показник реальності процесу – відносний внутрішній к. к. д.  $\eta_{oi}$ , який для окремого випадку  $s = \text{const}$  і  $q_{\text{тр}} = 0$  дорівнює адіабатному, тобто  $\eta_{oi} = \eta_s$ .

З урахуванням вищезазначеного питома робота реального процесу стиснення на основі енергетичного балансу компресора запишеться у вигляді

$$l = (h_2 - h_1) + q_{\text{ох}},$$

де  $q_{\text{ох}}$  – питомий тепловий потік, що відводиться від стиснуваного холодоагенту охолоджуваному середовищу у процесі 1–2.

Із рівняння впливає вираз для обчислення стану в точці 2:

$$h_2 = h_1 + \frac{l_s}{\eta_s} - q_{\text{ох}}.$$

На стадії попереднього розрахунку задається величина  $\eta_s$  в діапазоні 0,7–0,85, а величиною  $q_{\text{ох}}$  нехтують, тобто  $q_{\text{ох}} = 0$ .

Надалі, після вибору компресора, виконується повторний розрахунок  $h_2$  і всього циклу з використанням реальних значень індикаторного к. к. д.  $\eta_i = \eta_s$ , параметрів системи охолодження компресора і газодинамічних опорів.

Для переходу в розрахунок від питомих навантажень до повних необхідно визначити масову витрату холодоагенту в колі циркуляції теплового насоса  $\dot{m}_a$ .

Визначення масової витрати холодоагенту залежно від виду режимного параметра, що задається, виконується за рівняннями, зведеними в таблицю 2.1.

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						27
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Таблиця 2.1 – Рівняння для визначення  $\dot{m}_a$

Режимний параметр, що задається для розрахунку	Рівняння для масової витрати холодоагенту
Теплопродуктивність $\dot{Q}_T$	$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_T}{q_T}$
Масова витрата середовища споживача $G_C$	$\dot{m}_a = \frac{G_C \cdot c_c (T_{2c} - T_{1c})}{q_T}$
Тепловий потік від утилізованого середовища $\dot{Q}_y = \dot{Q}_B$	$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_y}{q_B} = \frac{\dot{Q}_B}{q_B}$
Масова витрата утилізованого середовища $G_y$	$\dot{m}_a = \frac{G_y \cdot c_y (T_{2y} - T_{1y})}{q_B}$
Об'ємна продуктивність компресора за умовами всмоктування $\dot{V}_1$	$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_1}{\vartheta_1}$

У даних рівняннях позначено:

$c_c$  – середня теплоємність середовища споживача в інтервалі температур  $T_{2c}$  і  $T_{1c}$ ;

$c_y$  – середня теплоємність утилізованого середовища в інтервалі температур  $T_{1y}$  і  $T_{2y}$ ;

$\vartheta_1$  – питомий об'єм холодоагенту у стані точки 1 (на всмоктуванні в компресор);

Після визначення масової витрати холодоагенту можна знайти решту всіх режимних параметрів теплового насоса. Розглянемо для варіанта із заданою теплопродуктивністю  $\dot{Q}_T$ :

– теплове навантаження на випарник:

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_a q_B;$$

– теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_{\text{кд}} = \dot{m}_a q_{\text{к}};$$

– теплове навантаження на субкулер:

$$\dot{Q}_{\text{ск}} = \dot{m}_a q_{\text{ск}};$$

– теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$\dot{Q}_{\text{рт}} = \dot{m}_a q_{\text{рт}};$$

– ефективна потужність компресора:

$$N_e = \dot{m}_a \cdot \frac{l_s}{\eta_e},$$

де  $\eta_e = \eta_{oi} \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{пер}}$  – ефективний к. к. д. компресора, і, зокрема:

$\eta_{oi}$  – відносний внутрішній к. к. д.;

$\eta_{\text{мех}}$  – механічний к. к. д.;

$\eta_{\text{пер}}$  – к. к. д. передачі між компресором і приводним двигуном;

– споживана потужність приводного двигуна:

$$N_{\text{пр}} = N_e / \eta_{\text{дв}},$$

де  $\eta_{\text{дв}}$  – к. к. д. приводного двигуна;

– споживана потужність електродвигуна:

$$N_{\text{ел}} = N_e / \eta_{\text{е/дв}},$$

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		29

де  $\eta_{e/дв}$  – к. к. д. приводного двигуна;

– масова витрата нагрівального середовища (середовища споживача):

$$G_c = \frac{\dot{Q}_T}{c_c(T_{2c} - T_{1c})}$$

– об'ємна витрата нагрівального середовища:

$$\dot{V}_n = G_n / \rho_n'$$

де  $\rho_n$  – щільність нагрівального середовища за температури  $T_{2c}$ ;

– масова витрата утилізованого середовища:

$$G_y = \frac{\dot{Q}_n}{c_y(T_{2y} - T_{1y})}$$

– об'ємна витрата утилізованого середовища:

$$\dot{V}_y = G_y / \rho_y'$$

де  $\rho_y$  – щільність утилізованого середовища за її середньої температури у випарнику;

– об'ємна продуктивність компресора за умовами всмоктування:

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_a \vartheta_1;$$

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		30

## 2.3 Оцінювання енергоефективності

– дійсний коефіцієнт перетворення теплового насоса за ефективною потужністю:

$$\text{COP}_e = \frac{\dot{Q}_T}{N_{\text{пр}}}$$

– дійсний коефіцієнт перетворення теплового насоса за потужністю електродвигуна:

$$\text{COP}_{\text{ел}} = \frac{\dot{Q}_T}{N_{\text{е/дв}}}$$

За тепловими навантаженнями вибираються або розраховуються теплообмінні апарати, що входять до складу теплового насоса. За значеннями  $N_{\text{пр}}$  вибирається приводний двигун, а за об'ємними витратами – насоси, вентилятори і компресори.

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		31

### 3 Варіантні розрахунки для теплонасосної установки з первинним контуром роздільного виконання

Схема первинного контуру ТНУ роздільного виконання наведена на рис. 3.1.

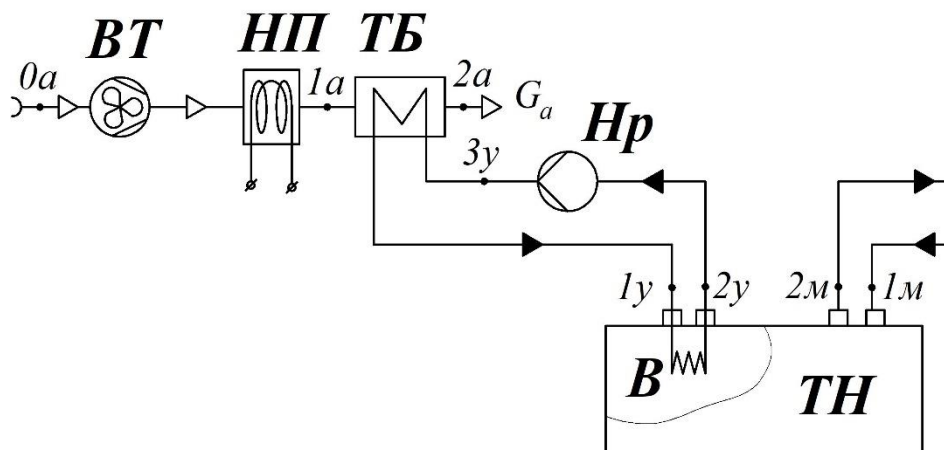


Рисунок 3.1 – Схема первинного контуру ТНУ роздільного виконання:

BT – вентилятор, НП – нагрівач повітря, ТБ – теплообмінний блок,

Нр – насос розсільний, В – випарник, ТН – тепловий насос,

точки стану: 0a, 1a, 2a – повітря, 1y, 2y, 3y – розсолу,

1м, 2м – мережевої води

Для виконання розрахунку необхідно визначити температуру випаровування холодильного агента (рис. 3.2) та занести дані до таблиці (табл. 3.1). Згідно з початковими даними температура повітря на вході  $t_{1a}$  змінюється від  $+10^{\circ}\text{C}$  до  $-20^{\circ}\text{C}$ . Розрахунок будемо вести для температури  $t_{1a} = -5 \dots +10^{\circ}\text{C}$ . Якщо температура навколишнього середовища буде менше  $-5^{\circ}\text{C}$ , то буде вмикатися нагрівач повітря НП, і тепловий насос буде працювати в режимі, який відповідає  $-5^{\circ}\text{C}$ .



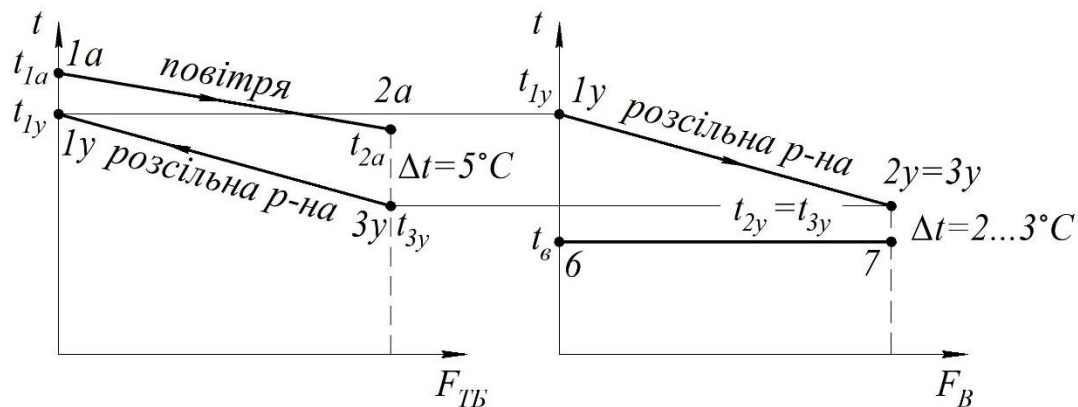


Рисунок 3.2 – Схема для визначення температури випаровування

Таблиця 3.1 – Результати визначення температури випаровування

Точка	Значення температури в точці						
$t_{1a}, ^\circ\text{C}$	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20
$t_{3y}, ^\circ\text{C}$	5	0	-5	-10	-15	-20	-25
$t_b, ^\circ\text{C}$	3	-2	-7	-12	-17	-22	-27

Для визначення температури конденсації необхідно побудувати графік, який зображено на рис. 3.3. Для режиму роботи A2/W50 теплового насоса марки WPL 220 IR температура мережевої води на виході з теплового насоса  $t_{2m} = 50 ^\circ\text{C}$ . Темпеартура конденсації буде дорівнювати  $t_k = t_{2m} + (2...3) ^\circ\text{C}$ .

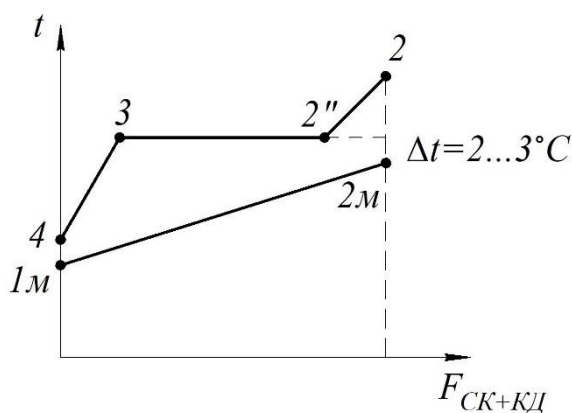


Рисунок 3.3 – Схема для визначення температури конденсації

### 3.1 Розрахунок для температури $t_{1a} = +10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Для холодильного агента R404A за температурою випаровування  $t_e = 3^{\circ}\text{C}$  визначаємо тиск випаровування  $p_e = 6,58$  бар та за температурою конденсації  $t_k = 53^{\circ}\text{C}$  визначаємо тиск конденсації  $p_k = 23$  бар.

Визначаємо термічні параметри холодоагента у вузлових точках циклу:

- температура в точці 1 (усмоктування в компресор):

$$t_1 = t_e + 10 = 3 + 10 = 13\text{ }^{\circ}\text{C};$$

- для точки 2s параметри знаходимо як параметри в кінці ідеального ізоентропного процесу стиснення в компресорі;

- ентальпію в точці 2 (нагнітання компресора) визначаємо з формули для індикаторної роботи компресора:

$$l_{oi} = l_s / \eta_s = 26,22 / 0,8 = 32,78\text{ кДж/кг},$$

де  $l_s = h_{2s} - h_1 = 405,38 - 379,16 = 26,22\text{ кДж/кг}$ .

Тоді

$$h_2 = h_1 + l_{oi} = 379,16 + 32,78 = 411,94\text{ кДж/кг}.$$

Тиск  $p_2$  у точці 2 дорівнює тиску конденсації  $p_k$ . За цими величинами знаходимо температуру  $t_2$  та інші параметри в точці 2;

- температура  $t_3$  у точці 3 (вихід із конденсатора) дорівнює температурі конденсації  $t_k$ . Інші параметри визначаємо для стану насиченої рідини ( $x = 0$ );

- температуру  $t_4$  у точці 4 (вихід із субкулера) визначаємо за формулою

$$t_4 = t_{1n} + (5-8) = 55\text{ }^{\circ}\text{C};$$

					<i>XM 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						34
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- температура  $t_7$  у точці 7 (вихід із випарника) дорівнює температурі випаровування  $t_6$ . Інші параметри для точки 7 визначаємо для стану сухої насиченої пари ( $x = 1$ );

- для визначення параметрів у точці 5 (вихід із регенеративного теплообмінника) складаємо рівняння теплового балансу

$$q_{7-1} = q_{4-5} \text{ або } h_1 - h_7 = h_4 - h_5.$$

Звідси знаходимо

$$h_5 = h_4 - (h_1 - h_7) = 273,34 - (379,16 - 370,03) = 264,21 \text{ кДж/кг};$$

- температуру  $t_6$  та інші параметри у точці 6 (вихід із дросельного пристрою) знаходимо за умови  $h_5 = h_6$ .

Результати розрахунку заносимо до табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Параметри циклу у вузлових точках

	1	2s	2	3	4	5	6	7
$t, ^\circ\text{C}$	13	64	70	53	48	40,5	3	3
$p, \text{бар}$	6,58	23	23	23	23	23	6,58	6,58
$h, \text{кДж/кг}$	379,16	405,38	411,94	284,11	273,34	264,14	264,14	370,03
$s, \text{кДж/(кг} \cdot \text{K)}$	1,649	1,649	1,668	1,275	1,243	1,214	1,232	1,617
$v, \text{м}^3/\text{кг}$	0,0324	-	-	-	-	-	-	-

Розраховуємо питомі теплові навантаження на обладнання:

- для конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3 = 411,94 - 284,11 = 127,83 \text{ кДж/кг};$$

- для субкулера

$$q_{CK} = h_3 - h_4 = 284,11 - 273,34 = 10,77 \text{ кДж/кг};$$

- для регенеративного теплообмінника

$$q_{pmo} = h_1 - h_7 = 379,16 - 370,03 = 9,03 \text{ кДж/кг};$$

- для випарника

$$q_v = h_7 - h_6 = 370,03 - 264,14 = 105,89 \text{ кДж/кг};$$

- питому теплопродуктивність

$$q_{TH} = q_k + q_{CK} = h_2 - h_4 = 411,94 - 273,34 = 138,6 \text{ кДж/кг};$$

- перевірка правильності розрахунку:

$$q_{TH} = q_v + l_{oi} = 105,89 + 32,78 = 138,67 \text{ кДж/кг}.$$

Розраховуємо повні теплові навантаження на обладнання:

- масову витрату холодоагенту

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_{TH}}{q_{TH}} = \frac{10,8}{138,6} = 0,078 \text{ кг/с};$$

- для конденсатора

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_a \cdot q_K = 0,078 \cdot 127,83 = 9,97 \text{ кВт};$$

- для субкулера

$$\dot{Q}_{CK} = \dot{m}_a \cdot q_{CK} = 0,078 \cdot 10,77 = 0,84 \text{ кВт};$$

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		36

- для регенеративного теплообмінника

$$\dot{Q}_{PTO} = \dot{m}_a \cdot q_{PTO} = 0,078 \cdot 9,03 = 0,704 \text{кВт};$$

- для випарника

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_a \cdot q_B = 0,078 \cdot 105,89 = 8,26 \text{кВт};$$

- індикаторну потужність компресора

$$N_{oi} = \dot{m}_a \cdot l_{oi} = 0,078 \cdot 32,78 = 2,56 \text{кВт};$$

- ефективну потужність компресора

$$N_e = \frac{N_{oi}}{\eta_{мех}} = \frac{2,56}{0,96} = 2,67 \text{кВт};$$

- електричну потужність приводного електродвигуна

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ел}} = \frac{2,67}{0,95} = 2,81 \text{кВт};$$

- коефіцієнт перетворення теплового насоса:

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_{TH}}{N_e} = \frac{10,8}{2,67} = 4,05,$$

$$COP_{ел} = \frac{\dot{Q}_{TH}}{N_{ел}} = \frac{10,8}{2,81} = 3,84.$$

					ХМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		37

### 3.3 Розрахунок для температури $t_{1a} = +5 \text{ }^\circ\text{C}$

Для холодильного агента R404A за температурою випаровування  $t_e = -2^\circ\text{C}$  визначаємо тиск випаровування  $p_e = 5,58$  бар та за температурою конденсації  $t_k = 53^\circ\text{C}$  визначаємо тиск конденсації  $p_k = 23$  бар.

Визначаємо термічні параметри холодоагента у вузлових точках циклу:

- температура в точці 1 (усмоктування в компресор):

$$t_1 = t_e + 10 = -2 + 10 = 8 \text{ }^\circ\text{C};$$

- для точки 2s параметри знаходимо як параметри в кінці ідеального ізоентропного процесу стиснення в компресорі;

- ентальпію в точці 2 (нагнітання компресора) визначаємо з формули для індикаторної роботи компресора:

$$l_{oi} = l_s / \eta_s = 29,97 / 0,8 = 37,46 \text{ кДж/кг},$$

де  $l_s = h_{2s} - h_1 = 406,09 - 376,12 = 29,97 \text{ кДж/кг}$ .

Тоді

$$h_2 = h_1 + l_{oi} = 376,12 + 37,46 = 413,58 \text{ кДж/кг}.$$

Тиск  $p_2$  у точці 2 дорівнює тиску конденсації  $p_k$ . За цими величинами знаходимо температуру  $t_2$  та інші параметри в точці 2;

- температура  $t_3$  у точці 3 (вихід із конденсатора) дорівнює температурі конденсації  $t_k$ . Інші параметри визначаємо для стану насиченої рідини ( $x = 0$ );

- температуру  $t_4$  у точці 4 (вихід із субкулера) визначаємо за формулою

$$t_4 = t_{1n} + (5-8) = 55 \text{ }^\circ\text{C};$$

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						38
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- температура  $t_7$  у точці 7 (вихід із випарника) дорівнює температурі випаровування  $t_6$ . Інші параметри для точки 7 визначаємо для стану сухої насиченої пари ( $x = 1$ );

- для визначення параметрів у точці 5 (вихід із регенеративного теплообмінника) складаємо рівняння теплового балансу

$$q_{7-1} = q_{4-5} \text{ або } h_1 - h_7 = h_4 - h_5.$$

Звідси знаходимо

$$h_5 = h_4 - (h_1 - h_7) = 273,34 - (376,12 - 370,03) = 267,25 \text{ кДж/кг};$$

- температуру  $t_6$  та інші параметри у точці 6 (вихід із дросельного пристрою) знаходимо за умови  $h_5 = h_6$ .

Результати розрахунку заносимо до табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Параметри циклу у вузлових точках

	1	2s	2	3	4	5	6	7
$t, ^\circ\text{C}$	8	65	71,6	53	48	41,8	-2	-2
$p, \text{бар}$	5,58	23	23	23	23	23	5,58	5,58
$h, \text{кДж/кг}$	376,12	406,09	413,58	284,11	273,34	267,25	267,25	367,22
$s, \text{кДж/(кг} \cdot \text{K)}$	1,651	1,651	1,673	1,275	1,243	1,224	1,249	1,618
$v, \text{м}^3/\text{кг}$	0,0379	-	-	-	-	-	-	-

Розраховуємо питомі теплові навантаження на обладнання:

- для конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3 = 413,58 - 284,11 = 129,47 \text{ кДж/кг};$$

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		39

- для субкулера

$$q_{ск} = h_3 - h_4 = 284,11 - 273,34 = 10,77 \text{ кДж/кг};$$

- для регенеративного теплообмінника

$$q_{пто} = h_1 - h_7 = 376,12 - 370,03 = 6,09 \text{ кДж/кг};$$

- для випарника

$$q_в = h_7 - h_6 = 370,03 - 267,25 = 102,78 \text{ кДж/кг};$$

- питому теплопродуктивність

$$q_{ТН} = q_к + q_{ск} = h_2 - h_4 = 413,58 - 273,34 = 140,24 \text{ кДж/кг};$$

- перевірка правильності розрахунку:

$$q_{ТН} = q_в + l_{oi} = 102,78 + 37,46 = 140,24 \text{ кДж/кг}.$$

Розраховуємо повні теплові навантаження на обладнання:

- масову витрату холодоагенту

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_{ТН}}{q_{ТН}} = \frac{10,8}{140,24} = 0,077 \text{ кг/с};$$

- для конденсатора

$$\dot{Q}_К = \dot{m}_a \cdot q_К = 0,077 \cdot 129,47 = 9,97 \text{ кВт};$$

- для субкулера

$$\dot{Q}_{СК} = \dot{m}_a \cdot q_{СК} = 0,077 \cdot 10,77 = 0,83 \text{ кВт};$$

					ХМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		40



- для регенеративного теплообмінника

$$\dot{Q}_{PTO} = \dot{m}_a \cdot q_{PTO} = 0,077 \cdot 6,09 = 0,469 \text{кВт};$$

- для випарника

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_a \cdot q_B = 0,077 \cdot 102,78 = 7,91 \text{кВт};$$

- індикаторну потужність компресора

$$N_{oi} = \dot{m}_a \cdot l_{oi} = 0,077 \cdot 37,46 = 2,88 \text{кВт};$$

- ефективну потужність компресора

$$N_e = \frac{N_{oi}}{\eta_{мех}} = \frac{2,88}{0,96} = 3 \text{кВт};$$

- електричну потужність приводного електродвигуна

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ел}} = \frac{3}{0,95} = 3,16 \text{кВт};$$

- коефіцієнт перетворення теплового насоса:

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_{TH}}{N_e} = \frac{10,8}{3} = 3,6,$$

$$COP_{ел} = \frac{\dot{Q}_{TH}}{N_{ел}} = \frac{10,8}{3,16} = 3,42.$$

					ХМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		41

### 3.4 Розрахунок для температури $t_{1a} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$

Для холодильного агента R404A за температурою випаровування  $t_e = -7^{\circ}\text{C}$  визначаємо тиск випаровування  $p_e = 5,115$  бар та за температурою конденсації  $t_k = 53^{\circ}\text{C}$  визначаємо тиск конденсації  $p_k = 23$  бар.

Визначаємо термічні параметри холодоагента у вузлових точках циклу:

- температура в точці 1 (усмоктування в компресор):

$$t_1 = t_e + 10 = -7 + 10 = 3\text{ }^{\circ}\text{C};$$

- для точки 2s параметри знаходимо як параметри в кінці ідеального ізоентропного процесу стиснення в компресорі;

- ентальпію в точці 2 (нагнітання компресора) визначаємо з формули для індикаторної роботи компресора:

$$l_{oi} = l_s / \eta_s = 31,6 / 0,8 = 39,5\text{ кДж/кг},$$

де  $l_s = h_{2s} - h_1 = 405,85 - 374,25 = 31,6\text{ кДж/кг}$ .

Тоді

$$h_2 = h_1 + l_{oi} = 374,25 + 39,5 = 413,75\text{ кДж/кг}.$$

Тиск  $p_2$  у точці 2 дорівнює тиску конденсації  $p_k$ . За цими величинами знаходимо температуру  $t_2$  та інші параметри в точці 2;

- температура  $t_3$  у точці 3 (вихід із конденсатора) дорівнює температурі конденсації  $t_k$ . Інші параметри визначаємо для стану насиченої рідини ( $x = 0$ );

- температуру  $t_4$  у точці 4 (вихід із субкулера) визначаємо за формулою

$$t_4 = t_{1n} + (5-8) = 55\text{ }^{\circ}\text{C};$$

					<i>XM 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						42
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- температура  $t_7$  у точці 7 (вихід із випарника) дорівнює температурі випаровування  $t_6$ . Інші параметри для точки 7 визначаємо для стану сухої насиченої пари ( $x = 1$ );

- для визначення параметрів у точці 5 (вихід із регенеративного теплообмінника) складаємо рівняння теплового балансу

$$q_{7-1} = q_{4-5} \text{ або } h_1 - h_7 = h_4 - h_5.$$

Звідси знаходимо

$$h_5 = h_4 - (h_1 - h_7) = 273,34 - (374,25 - 365,12) = 264,21 \text{ кДж/кг};$$

- температуру  $t_6$  та інші параметри у точці 6 (вихід із дросельного пристрою) знаходимо за умови  $h_5 = h_6$ .

Результати розрахунку заносимо до табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Параметри циклу у вузлових точках

	1	2s	2	3	4	5	6	7
$t, ^\circ\text{C}$	3	65	71,6	53	48	40,2	-7	-7
$p, \text{бар}$	5,115	23	23	23	23	23	5,115	5,115
$h, \text{кДж/кг}$	374,25	405,85	413,75	284,11	273,34	264,21	264,21	365,12
$s, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	1,651	1,651	1,674	1,275	1,243	1,214	1,240	1,617
$v, \text{м}^3/\text{кг}$	0,0413	-	-	-	-	-	-	-

Розраховуємо питомі теплові навантаження на обладнання:

- для конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3 = 413,75 - 284,11 = 129,64 \text{ кДж/кг};$$

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		43

- для субкулера

$$q_{ск} = h_3 - h_4 = 284,11 - 273,34 = 10,77 \text{ кДж/кг};$$

- для регенеративного теплообмінника

$$q_{рто} = h_1 - h_7 = 374,25 - 365,12 = 9,13 \text{ кДж/кг};$$

- для випарника

$$q_v = h_7 - h_6 = 365,12 - 264,21 = 100,91 \text{ кДж/кг};$$

- питому теплопродуктивність

$$q_{ТН} = q_k + q_{ск} = h_2 - h_4 = 413,75 - 273,34 = 140,41 \text{ кДж/кг};$$

- перевірка правильності розрахунку:

$$q_{ТН} = q_v + l_{oi} = 100,91 + 39,5 = 140,41 \text{ кДж/кг}.$$

Розраховуємо повні теплові навантаження на обладнання:

- масову витрату холодоагенту

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_{ТН}}{q_{ТН}} = \frac{10,8}{140,41} = 0,077 \text{ кг/с};$$

- для конденсатора

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_a \cdot q_K = 0,077 \cdot 129,64 = 9,98 \text{ кВт};$$

- для субкулера

$$\dot{Q}_{СК} = \dot{m}_a \cdot q_{СК} = 0,077 \cdot 10,77 = 0,83 \text{ кВт};$$

					ХМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		44

- для регенеративного теплообмінника

$$\dot{Q}_{PTO} = \dot{m}_a \cdot q_{PTO} = 0,077 \cdot 9,13 = 0,703 \text{кВт};$$

- для випарника

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_a \cdot q_B = 0,077 \cdot 100,91 = 7,77 \text{кВт};$$

- індикаторну потужність компресора

$$N_{oi} = \dot{m}_a \cdot l_{oi} = 0,077 \cdot 39,5 = 3,04 \text{кВт};$$

- ефективну потужність компресора

$$N_e = \frac{N_{oi}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{3,04}{0,96} = 3,17 \text{кВт};$$

- електричну потужність приводного електродвигуна

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{3,17}{0,95} = 3,34 \text{кВт};$$

- коефіцієнт перетворення теплового насоса:

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_{TH}}{N_e} = \frac{10,8}{3,17} = 3,4,$$

$$COP_{\text{ел}} = \frac{\dot{Q}_{TH}}{N_{\text{ел}}} = \frac{10,8}{3,34} = 3,23.$$

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		45

### 3.5 Розрахунок для температури $t_{1a} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$

Для холодильного агента R404A за температурою випаровування  $t_e = -12^\circ\text{C}$  визначаємо тиск випаровування  $p_e = 4,04$  бар та за температурою конденсації  $t_k = 53^\circ\text{C}$  визначаємо тиск конденсації  $p_k = 23$  бар.

Визначаємо термічні параметри холодоагента у вузлових точках циклу:

- температура в точці 1 (усмоктування в компресор):

$$t_1 = t_e + 10 = -12 + 10 = -2 \text{ }^\circ\text{C};$$

- для точки 2s параметри знаходимо як параметри в кінці ідеального ізоентропного процесу стиснення в компресорі;

- ентальпію в точці 2 (нагнітання компресора) визначаємо з формули для індикаторної роботи компресора:

$$l_{oi} = l_s / \eta_s = 36,52 / 0,8 = 45,65 \text{ кДж/кг},$$

$$\text{де } l_s = h_{2s} - h_1 = 406,32 - 369,8 = 36,52 \text{ кДж/кг}.$$

Тоді

$$h_2 = h_1 + l_{oi} = 369,8 + 45,65 = 415,45 \text{ кДж/кг}.$$

Тиск  $p_2$  у точці 2 дорівнює тиску конденсації  $p_k$ . За цими величинами знаходимо температуру  $t_2$  та інші параметри в точці 2;

- температура  $t_3$  у точці 3 (вихід із конденсатора) дорівнює температурі конденсації  $t_k$ . Інші параметри визначаємо для стану насиченої рідини ( $x = 0$ );

- температуру  $t_4$  у точці 4 (вихід із субкулера) визначаємо за формулою

$$t_4 = t_{1n} + (5-8) = 55 \text{ }^\circ\text{C};$$

					<i>XM 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						46
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- температура  $t_7$  у точці 7 (вихід із випарника) дорівнює температурі випаровування  $t_6$ . Інші параметри для точки 7 визначаємо для стану сухої насиченої пари ( $x = 1$ );

- для визначення параметрів у точці 5 (вихід із регенеративного теплообмінника) складаємо рівняння теплового балансу

$$q_{7-1} = q_{4-5} \text{ або } h_1 - h_7 = h_4 - h_5.$$

Звідси знаходимо

$$h_5 = h_4 - (h_1 - h_7) = 273,34 - (369,8 - 361,37) = 264,91 \text{ кДж/кг};$$

- температуру  $t_6$  та інші параметри у точці 6 (вихід із дросельного пристрою) знаходимо за умови  $h_5 = h_6$ .

Результати розрахунку заносимо до табл. 3.5.

Таблиця 3.5 – Параметри циклу у вузлових точках

	1	2s	2	3	4	5	6	7
$t, ^\circ\text{C}$	8	65,5	73	53	48	40,8	-12	-12
$p, \text{бар}$	4,04	23	23	23	23	23	4,04	4,04
$h, \text{кДж/кг}$	369,8	406,32	415,45	284,11	273,34	264,91	264,91	361,37
$s, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	1,652	1,652	1,679	1,275	1,243	1,217	1,251	1,621
$v, \text{м}^3/\text{кг}$	0,0494	-	-	-	-	-	-	-

Розраховуємо питомі теплові навантаження на обладнання:

- для конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3 = 415,45 - 284,11 = 131,34 \text{ кДж/кг};$$

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		47

- для субкулера

$$q_{ск} = h_3 - h_4 = 284,11 - 273,34 = 10,77 \text{ кДж/кг};$$

- для регенеративного теплообмінника

$$q_{рто} = h_1 - h_7 = 369,8 - 361,37 = 8,43 \text{ кДж/кг};$$

- для випарника

$$q_в = h_7 - h_6 = 361,37 - 264,91 = 96,46 \text{ кДж/кг};$$

- питому теплопродуктивність

$$q_{ТН} = q_к + q_{ск} = h_2 - h_4 = 415,45 - 273,34 = 142,11 \text{ кДж/кг};$$

- перевірка правильності розрахунку:

$$q_{ТН} = q_в + l_{oi} = 96,46 + 45,65 = 142,11 \text{ кДж/кг}.$$

Розраховуємо повні теплові навантаження на обладнання:

- масову витрату холодоагенту

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_{ТН}}{q_{ТН}} = \frac{10,8}{142,11} = 0,076 \text{ кг/с};$$

- для конденсатора

$$\dot{Q}_К = \dot{m}_a \cdot q_К = 0,076 \cdot 131,34 = 9,98 \text{ кВт};$$

- для субкулера

$$\dot{Q}_{СК} = \dot{m}_a \cdot q_{СК} = 0,076 \cdot 10,77 = 0,819 \text{ кВт};$$

					ХМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		48



- для регенеративного теплообмінника

$$\dot{Q}_{PTO} = \dot{m}_a \cdot q_{PTO} = 0,076 \cdot 8,46 = 0,643 \text{кВт};$$

- для випарника

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_a \cdot q_B = 0,076 \cdot 96,46 = 7,33 \text{кВт};$$

- індикаторну потужність компресора

$$N_{oi} = \dot{m}_a \cdot l_{oi} = 0,076 \cdot 45,65 = 3,47 \text{кВт};$$

- ефективну потужність компресора

$$N_e = \frac{N_{oi}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{3,47}{0,96} = 3,61 \text{кВт};$$

- електричну потужність приводного електродвигуна

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{3,61}{0,95} = 3,8 \text{кВт};$$

- коефіцієнт перетворення теплового насоса:

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_{TH}}{N_e} = \frac{10,8}{3,61} = 2,99,$$

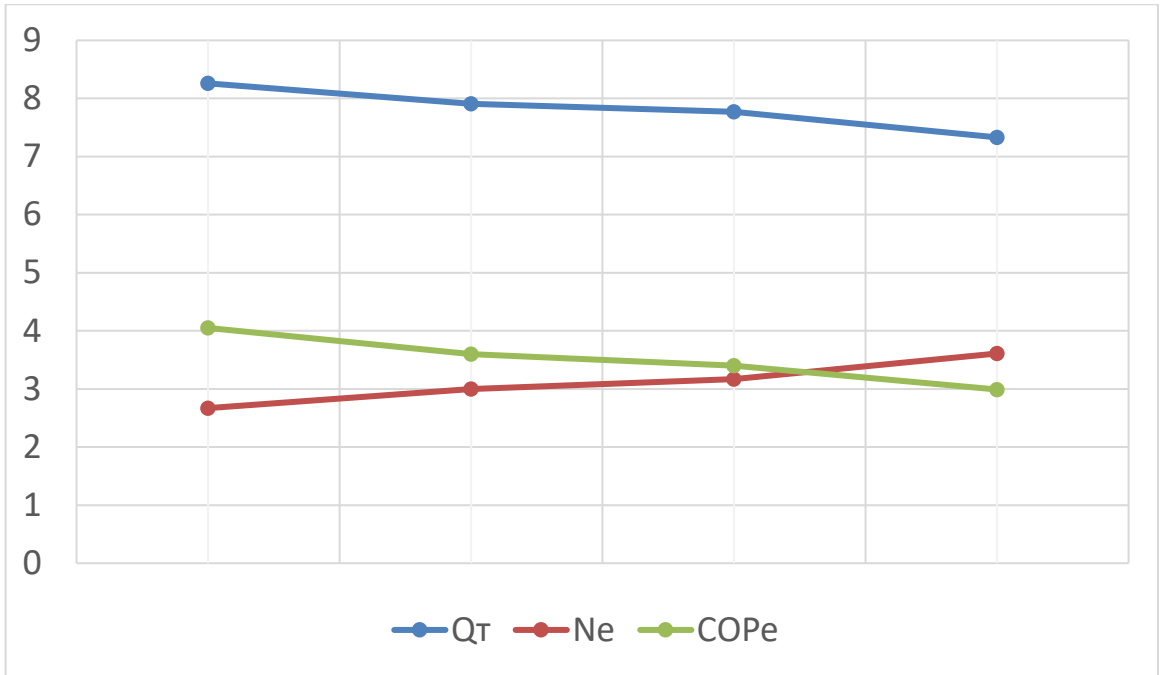
$$COP_{\text{ел}} = \frac{\dot{Q}_{TH}}{N_{\text{ел}}} = \frac{10,8}{3,8} = 2,84.$$

Виконавши варіантні розрахунки для теплонасосної установки з первинним контуром роздільного виконання, результати заносимо в табл. 3.6. та будуємо графіки (рис. 3.4).

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		49

Таблиця 3.6 – Результати варіантних розрахунків для теплонасосної установки з первинним контуром роздільного виконання

Параметр	Режим роботи теплового насоса			
	$t_{1a} = +10\text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{1a} = +5\text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{1a} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{1a} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$
$t_b, \text{ }^{\circ}\text{C}$	+3	+2	-7	-12
$t_k, \text{ }^{\circ}\text{C}$	53	53	53	53
$q_k, \text{ кДж/кг}$	127,83	129,47	129,64	131,34
$q_{ск}, \text{ кДж/кг}$	10,77	10,77	10,77	10,77
$q_{рто}, \text{ кДж/кг}$	9,03	6,09	9,17	8,43
$q_b, \text{ кДж/кг}$	105,89	102,78	100,91	96,46
$q_{тн}, \text{ кДж/кг}$	138,6	140,24	140,41	142,11
$\dot{m}_a, \text{ кг/с}$	0,078	0,077	0,077	0,076
$\dot{Q}_k, \text{ кВт}$	9,97	9,97	9,98	9,98
$\dot{Q}_{ск}, \text{ кВт}$	0,84	0,83	0,83	0,819
$\dot{Q}_{рто}, \text{ кВт}$	0,704	0,469	0,703	0,643
$\dot{Q}_b, \text{ кВт}$	8,26	7,91	7,77	7,33
$N_{oi}, \text{ кВт}$	2,56	2,88	3,04	3,47
$N_e, \text{ кВт}$	2,67	3	3,17	3,61
$N_{ел}, \text{ кВт}$	2,81	3,16	3,34	3,8
$COP_e$	4,05	3,6	3,4	2,99
$COP_{ел}$	3,84	3,42	3,23	2,84



<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>

*XM 04.00.00.00 ПЗ*

## 4 Варіантні розрахунки для теплонасосної установки з первинним контуром суміщеного виконання

Схема первинного контуру ТНУ роздільного виконання наведена на рис. 4.1.

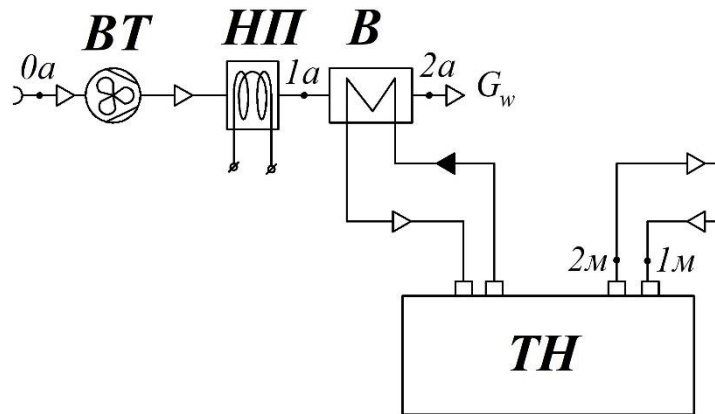


Рисунок 4.1 – Схема первинного контуру ТНУ суміщеного виконання:  
BT – вентилятор, HP – нагрівач повітря, V – випарник, TH – тепловий насос,  
точки стану: 0a, 1a, 2a – повітря, 1m, 2m – мережевої води

Для виконання розрахунку необхідно визначити температуру випаровування холодильного агента (рис. 4.2) та занести дані до таблиці (табл. 4.1). Згідно з початковими даними температура повітря на вході  $t_{1a}$  змінюється від  $+10^{\circ}\text{C}$  до  $-20^{\circ}\text{C}$ . Розрахунок будемо вести для температури  $t_{1a} = -5...+10^{\circ}\text{C}$ . Якщо температура навколишнього середовища буде менше  $-5^{\circ}\text{C}$ , то буде вмикатися нагрівач повітря HP, і тепловий насос буде працювати в режимі, який відповідає  $-5^{\circ}\text{C}$ .

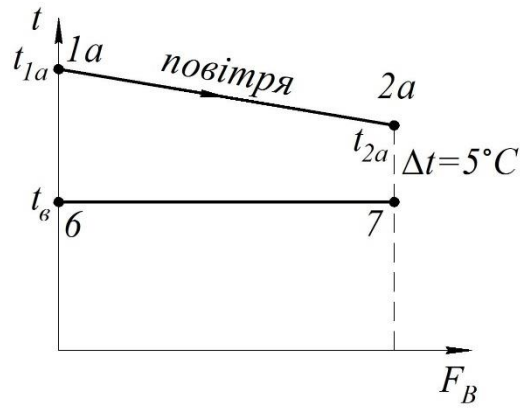


Рисунок 4.2 – Схема для визначення температури випаровування

Таблиця 4.1 – Результати визначення температури випаровування

Точка	Значення температури в точці						
$t_{1a}, ^\circ\text{C}$	+10	+5	0	<b>-5</b>	-10	-15	-20
$t_{2a}, ^\circ\text{C}$	+8	+3	-2	<b>-7</b>	-12	-17	-22
$t_b, ^\circ\text{C}$	+5	0	-5	<b>-10</b>	-15	-20	-25

Для визначення температури конденсації необхідно побудувати графік, який зображено на рис. 4.3. Для режиму роботи A2/W50 теплового насоса марки WPL 220 IR температура мережевої води на виході з теплового насоса  $t_{2M} = 50 ^\circ\text{C}$ . Темпеартура конденсації буде дорівнювати  $t_k = t_{2M} + (2...3) ^\circ\text{C}$ .

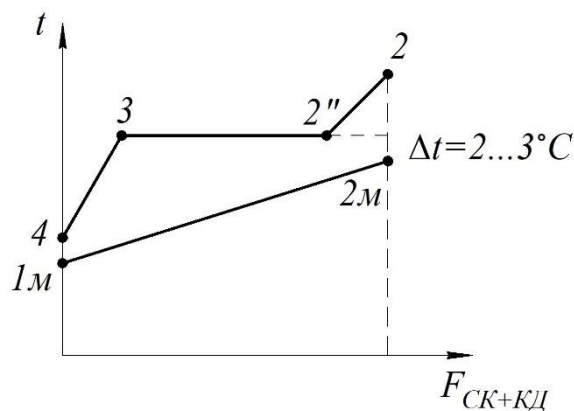


Рисунок 4.3 – Схема для визначення температури конденсації

#### 4.1 Розрахунок для температури $t_{1a} = +10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Для холодильного агента R404A за температурою випаровування  $t_e = 5^{\circ}\text{C}$  визначаємо тиск випаровування  $p_e = 7,03$  бар та за температурою конденсації  $t_k = 53^{\circ}\text{C}$  визначаємо тиск конденсації  $p_k = 23$  бар.

Визначаємо термічні параметри холодоагента у вузлових точках циклу:

- температура в точці 1 (усмоктування в компресор):

$$t_1 = t_e + 10 = 5 + 10 = 15\text{ }^{\circ}\text{C};$$

- для точки 2s параметри знаходимо як параметри в кінці ідеального ізоентропного процесу стиснення в компресорі;

- ентальпію в точці 2 (нагнітання компресора) визначаємо з формули для індикаторної роботи компресора:

$$l_{oi} = l_s / \eta_s = 24,58 / 0,8 = 30,725\text{ кДж/кг},$$

де  $l_s = h_{2s} - h_1 = 404,68 - 380,1 = 24,58\text{ кДж/кг}$ .

Тоді

$$h_2 = h_1 + l_{oi} = 380,1 + 30,725 = 410,825\text{ кДж/кг}.$$

Тиск  $p_2$  у точці 2 дорівнює тиску конденсації  $p_k$ . За цими величинами знаходимо температуру  $t_2$  та інші параметри в точці 2;

- температура  $t_3$  у точці 3 (вихід із конденсатора) дорівнює температурі конденсації  $t_k$ . Інші параметри визначаємо для стану насиченої рідини ( $x = 0$ );

- температуру  $t_4$  у точці 4 (вихід із субкулера) визначаємо за формулою

$$t_4 = t_{1n} + (5-8) = 55\text{ }^{\circ}\text{C};$$

					<i>XM 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						54
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- температура  $t_7$  у точці 7 (вихід із випарника) дорівнює температурі випаровування  $t_6$ . Інші параметри для точки 7 визначаємо для стану сухої насиченої пари ( $x = 1$ );

- для визначення параметрів у точці 5 (вихід із регенеративного теплообмінника) складаємо рівняння теплового балансу

$$q_{7-1} = q_{4-5} \text{ або } h_1 - h_7 = h_4 - h_5.$$

Звідси знаходимо

$$h_5 = h_4 - (h_1 - h_7) = 273,34 - (380,1 - 370,97) = 264,21 \text{ кДж/кг};$$

- температуру  $t_6$  та інші параметри у точці 6 (вихід із дросельного пристрою) знаходимо за умови  $h_5 = h_6$ .

Результати розрахунку заносимо до табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Параметри циклу у вузлових точках

	1	2s	2	3	4	5	6	7
$t, ^\circ\text{C}$	15	64,1	69	53	48	40,2	5	5
$p, \text{бар}$	7,03	23	23	23	23	23	7,03	7,03
$h, \text{кДж/кг}$	380,1	404,68	410,825	284,11	273,34	264,21	264,21	370,97
$s, \text{кДж/(кг} \cdot \text{K)}$	1,647	1,647	1,665	1,275	1,243	1,214	1,231	1,615
$v, \text{м}^3/\text{кг}$	0,0301	-	-	-	-	-	-	-

Розраховуємо питомі теплові навантаження на обладнання:

- для конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3 = 410,825 - 284,11 = 126,715 \text{ кДж/кг};$$

- для субкулера

$$q_{CK} = h_3 - h_4 = 284,11 - 273,34 = 10,77 \text{ кДж/кг};$$

- для регенеративного теплообмінника

$$q_{pmo} = h_1 - h_7 = 380,1 - 370,97 = 9,13 \text{ кДж/кг};$$

- для випарника

$$q_v = h_7 - h_6 = 370,97 - 264,21 = 106,76 \text{ кДж/кг};$$

- питому теплопродуктивність

$$q_{TH} = q_k + q_{CK} = h_2 - h_4 = 410,825 - 273,34 = 137,485 \text{ кДж/кг};$$

- перевірка правильності розрахунку:

$$q_{TH} = q_v + l_{oi} = 106,76 + 30,725 = 137,451 \text{ кДж/кг}.$$

Розраховуємо повні теплові навантаження на обладнання:

- масову витрату холодоагенту

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_{TH}}{q_{TH}} = \frac{10,8}{137,485} = 0,079 \text{ кг/с};$$

- для конденсатора

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_a \cdot q_K = 0,079 \cdot 126,715 = 10,01 \text{ кВт};$$

- для субкулера

$$\dot{Q}_{CK} = \dot{m}_a \cdot q_{CK} = 0,079 \cdot 10,77 = 0,85 \text{ кВт};$$

					ХМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		56



- для регенеративного теплообмінника

$$\dot{Q}_{PTO} = \dot{m}_a \cdot q_{PTO} = 0,079 \cdot 9,13 = 0,721 \text{кВт};$$

- для випарника

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_a \cdot q_B = 0,079 \cdot 106,76 = 8,43 \text{кВт};$$

- індикаторну потужність компресора

$$N_{oi} = \dot{m}_a \cdot l_{oi} = 0,079 \cdot 30,725 = 2,43 \text{кВт};$$

- ефективну потужність компресора

$$N_e = \frac{N_{oi}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{2,43}{0,96} = 2,53 \text{кВт};$$

- електричну потужність приводного електродвигуна

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{2,53}{0,95} = 2,66 \text{кВт};$$

- коефіцієнт перетворення теплового насоса:

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_{TH}}{N_e} = \frac{10,8}{2,53} = 4,27,$$

$$COP_{\text{ел}} = \frac{\dot{Q}_{TH}}{N_{\text{ел}}} = \frac{10,8}{2,66} = 4,06.$$

					ХМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		57

### 4.3 Розрахунок для температури $t_{1a} = +5\text{ }^{\circ}\text{C}$

Для холодильного агента R404A за температурою випаровування  $t_{\text{в}} = 0^{\circ}\text{C}$  визначаємо тиск випаровування  $p_{\text{в}} = 5,997$  бар та за температурою конденсації  $t_{\text{к}} = 53^{\circ}\text{C}$  визначаємо тиск конденсації  $p_{\text{к}} = 23$  бар.

Визначаємо термічні параметри холодоагента у вузлових точках циклу:

- температура в точці 1 (усмоктування в компресор):

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

- для точки 2s параметри знаходимо як параметри в кінці ідеального ізоентропного процесу стиснення в компресорі;

- ентальпію в точці 2 (нагнітання компресора) визначаємо з формули для індикаторної роботи компресора:

$$l_{oi} = l_s / \eta_s = 27,86 / 0,8 = 34,825\text{ кДж/кг},$$

де  $l_s = h_{2s} - h_1 = 405,15 - 377,29 = 27,86\text{ кДж/кг}$ .

Тоді

$$h_2 = h_1 + l_{oi} = 377,29 + 34,825 = 412,115\text{ кДж/кг}.$$

Тиск  $p_2$  у точці 2 дорівнює тиску конденсації  $p_{\text{к}}$ . За цими величинами знаходимо температуру  $t_2$  та інші параметри в точці 2;

- температура  $t_3$  у точці 3 (вихід із конденсатора) дорівнює температурі конденсації  $t_{\text{к}}$ . Інші параметри визначаємо для стану насиченої рідини ( $x = 0$ );

- температуру  $t_4$  у точці 4 (вихід із субкулера) визначаємо за формулою

$$t_4 = t_{1п} + (5-8) = 55\text{ }^{\circ}\text{C};$$

					<i>XM 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						58
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- температура  $t_7$  у точці 7 (вихід із випарника) дорівнює температурі випаровування  $t_6$ . Інші параметри для точки 7 визначаємо для стану сухої насиченої пари ( $x = 1$ );

- для визначення параметрів у точці 5 (вихід із регенеративного теплообмінника) складаємо рівняння теплового балансу

$$q_{7-1} = q_{4-5} \text{ або } h_1 - h_7 = h_4 - h_5.$$

Звідси знаходимо

$$h_5 = h_4 - (h_1 - h_7) = 273,34 - (377,29 - 368,16) = 267,25 \text{ кДж/кг};$$

- температуру  $t_6$  та інші параметри у точці 6 (вихід із дросельного пристрою) знаходимо за умови  $h_5 = h_6$ .

Результати розрахунку заносимо до табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Параметри циклу у вузлових точках

	1	2s	2	3	4	5	6	7
$t, ^\circ\text{C}$	10	64,5	70,2	53	48	40,2	0	0
$p, \text{бар}$	5,997	23	23	23	23	23	5,997	5,997
$h, \text{кДж/кг}$	377,29	405,15	412,115	284,11	273,34	264,21	264,21	368,16
$s, \text{кДж/(кг} \cdot \text{K)}$	1,649	1,649	1,669	1,275	1,243	1,214	1,236	1,617
$v, \text{м}^3/\text{кг}$	0,0379	-	-	-	-	-	-	-

Розраховуємо питомі теплові навантаження на обладнання:

- для конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3 = 412,115 - 284,11 = 128,005 \text{ кДж/кг};$$

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		59

- для субкулера

$$q_{ck} = h_3 - h_4 = 284,11 - 273,34 = 10,77 \text{ кДж/кг};$$

- для регенеративного теплообмінника

$$q_{pmo} = h_1 - h_7 = 377,29 - 368,16 = 9,13 \text{ кДж/кг};$$

- для випарника

$$q_v = h_7 - h_6 = 368,16 - 264,21 = 106,95 \text{ кДж/кг};$$

- питому теплопродуктивність

$$q_{TH} = q_k + q_{ck} = h_2 - h_4 = 412,115 - 273,34 = 138,775 \text{ кДж/кг};$$

- перевірка правильності розрахунку:

$$q_{TH} = q_v + l_{oi} = 106,95 + 34,825 = 141,775 \text{ кДж/кг}.$$

Розраховуємо повні теплові навантаження на обладнання:

- масову витрату холодоагенту

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_{TH}}{q_{TH}} = \frac{10,8}{138,775} = 0,078 \text{ кг/с};$$

- для конденсатора

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_a \cdot q_K = 0,078 \cdot 128,005 = 9,98 \text{ кВт};$$

- для субкулера

$$\dot{Q}_{CK} = \dot{m}_a \cdot q_{CK} = 0,078 \cdot 10,77 = 0,84 \text{ кВт};$$

					<i>XM 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		60

- для регенеративного теплообмінника

$$\dot{Q}_{PTO} = \dot{m}_a \cdot q_{PTO} = 0,078 \cdot 9,13 = 0,712 \text{кВт};$$

- для випарника

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_a \cdot q_B = 0,078 \cdot 106,95 = 8,34 \text{кВт};$$

- індикаторну потужність компресора

$$N_{oi} = \dot{m}_a \cdot l_{oi} = 0,078 \cdot 34,825 = 2,72 \text{кВт};$$

- ефективну потужність компресора

$$N_e = \frac{N_{oi}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{2,72}{0,96} = 2,83 \text{кВт};$$

- електричну потужність приводного електродвигуна

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{2,83}{0,95} = 2,98 \text{кВт};$$

- коефіцієнт перетворення теплового насоса:

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_{TH}}{N_e} = \frac{10,8}{2,83} = 3,82,$$

$$COP_{\text{ел}} = \frac{\dot{Q}_{TH}}{N_{\text{ел}}} = \frac{10,8}{2,98} = 3,62.$$

					ХМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		61

#### 4.4 Розрахунок для температури $t_{1a} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$

Для холодильного агента R404A за температурою випаровування  $t_{\text{в}} = -5^{\circ}\text{C}$  визначаємо тиск випаровування  $p_{\text{в}} = 5,115$  бар та за температурою конденсації  $t_{\text{к}} = 53^{\circ}\text{C}$  визначаємо тиск конденсації  $p_{\text{к}} = 23$  бар.

Визначаємо термічні параметри холодоагента у вузлових точках циклу:

- температура в точці 1 (усмоктування в компресор):

$$t_1 = t_{\text{в}} + 10 = -5 + 10 = 5\text{ }^{\circ}\text{C};$$

- для точки 2s параметри знаходимо як параметри в кінці ідеального ізоентропного процесу стиснення в компресорі;

- ентальпію в точці 2 (нагнітання компресора) визначаємо з формули для індикаторної роботи компресора:

$$l_{oi} = l_s / \eta_s = 32,65 / 0,8 = 40,81\text{ кДж/кг},$$

де  $l_s = h_{2s} - h_1 = 406,9 - 374,25 = 32,65\text{кДж/кг}$ .

Тоді

$$h_2 = h_1 + l_{oi} = 374,25 + 40,81 = 415,06\text{ кДж/кг}.$$

Тиск  $p_2$  у точці 2 дорівнює тиску конденсації  $p_{\text{к}}$ . За цими величинами знаходимо температуру  $t_2$  та інші параметри в точці 2;

- температура  $t_3$  у точці 3 (вихід із конденсатора) дорівнює температурі конденсації  $t_{\text{к}}$ . Інші параметри визначаємо для стану насиченої рідини ( $x = 0$ );

- температуру  $t_4$  у точці 4 (вихід із субкулера) визначаємо за формулою

$$t_4 = t_{1\text{п}} + (5-8) = 55\text{ }^{\circ}\text{C};$$

					<i>XM 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		62

- температура  $t_7$  у точці 7 (вихід із випарника) дорівнює температурі випаровування  $t_6$ . Інші параметри для точки 7 визначаємо для стану сухої насиченої пари ( $x = 1$ );

- для визначення параметрів у точці 5 (вихід із регенеративного теплообмінника) складаємо рівняння теплового балансу

$$q_{7-1} = q_{4-5} \text{ або } h_1 - h_7 = h_4 - h_5.$$

Звідси знаходимо

$$h_5 = h_4 - (h_1 - h_7) = 273,34 - (374,25 - 365,35) = 264,21 \text{ кДж/кг};$$

- температуру  $t_6$  та інші параметри у точці 6 (вихід із дросельного пристрою) знаходимо за умови  $h_5 = h_6$ .

Результати розрахунку заносимо до табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Параметри циклу у вузлових точках

	1	2s	2	3	4	5	6	7
$t, ^\circ\text{C}$	5	65,3	72,6	53	48	40,4	-5	-5
$p, \text{бар}$	5,115	23	23	23	23	23	5,115	5,115
$h, \text{кДж/кг}$	374,25	406,9	415,06	284,11	273,34	264,44	264,44	365,35
$s, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	1,651	1,651	1,677	1,275	1,243	1,215	1,241	1,618
$v, \text{м}^3/\text{кг}$	0,0413	-	-	-	-	-	-	-

Розраховуємо питомі теплові навантаження на обладнання:

- для конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3 = 415,06 - 284,11 = 130,95 \text{ кДж/кг};$$

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		63

- для субкулера

$$q_{ск} = h_3 - h_4 = 284,11 - 273,34 = 10,77 \text{ кДж/кг};$$

- для регенеративного теплообмінника

$$q_{рто} = h_1 - h_7 = 374,25 - 365,35 = 8,9 \text{ кДж/кг};$$

- для випарника

$$q_v = h_7 - h_6 = 365,35 - 264,44 = 100,91 \text{ кДж/кг};$$

- питому теплопродуктивність

$$q_{ТН} = q_k + q_{ск} = h_2 - h_4 = 415,06 - 273,34 = 141,72 \text{ кДж/кг};$$

- перевірка правильності розрахунку:

$$q_{ТН} = q_v + l_{oi} = 100,91 + 40,81 = 141,72 \text{ кДж/кг}.$$

Розраховуємо повні теплові навантаження на обладнання:

- масову витрату холодоагенту

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_{ТН}}{q_{ТН}} = \frac{10,8}{141,72} = 0,076 \text{ кг/с};$$

- для конденсатора

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_a \cdot q_K = 0,076 \cdot 130,95 = 9,95 \text{ кВт};$$

- для субкулера

$$\dot{Q}_{СК} = \dot{m}_a \cdot q_{СК} = 0,076 \cdot 10,77 = 0,82 \text{ кВт};$$

					ХМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		64



- для регенеративного теплообмінника

$$\dot{Q}_{PTO} = \dot{m}_a \cdot q_{PTO} = 0,076 \cdot 8,9 = 0,676 \text{кВт};$$

- для випарника

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_a \cdot q_B = 0,076 \cdot 100,91 = 7,67 \text{кВт};$$

- індикаторну потужність компресора

$$N_{oi} = \dot{m}_a \cdot l_{oi} = 0,076 \cdot 40,81 = 3,1 \text{кВт};$$

- ефективну потужність компресора

$$N_e = \frac{N_{oi}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{3,1}{0,96} = 3,23 \text{кВт};$$

- електричну потужність приводного електродвигуна

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{3,23}{0,95} = 3,4 \text{кВт};$$

- коефіцієнт перетворення теплового насоса:

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_{TH}}{N_e} = \frac{10,8}{3,23} = 3,34,$$

$$COP_{\text{ел}} = \frac{\dot{Q}_{TH}}{N_{\text{ел}}} = \frac{10,8}{3,4} = 3,18.$$

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		65

#### 4.5 Розрахунок для температури $t_{1a} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$

Для холодильного агента R404A за температурою випаровування  $t_e = -10^\circ\text{C}$  визначаємо тиск випаровування  $p_e = 4,316$  бар та за температурою конденсації  $t_k = 53^\circ\text{C}$  визначаємо тиск конденсації  $p_k = 23$  бар.

Визначаємо термічні параметри холодоагента у вузлових точках циклу:

- температура в точці 1 (усмоктування в компресор):

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

- для точки 2s параметри знаходимо як параметри в кінці ідеального ізоентропного процесу стиснення в компресорі;

- ентальпію в точці 2 (нагнітання компресора) визначаємо з формули для індикаторної роботи компресора:

$$l_{oi} = l_s / \eta_s = 35,59 / 0,8 = 44,49 \text{ кДж/кг},$$

де  $l_s = h_{2s} - h_1 = 406,79 - 371,2 = 35,59 \text{ кДж/кг}$ .

Тоді

$$h_2 = h_1 + l_{oi} = 371,2 + 44,49 = 415,69 \text{ кДж/кг}.$$

Тиск  $p_2$  у точці 2 дорівнює тиску конденсації  $p_k$ . За цими величинами знаходимо температуру  $t_2$  та інші параметри в точці 2;

- температура  $t_3$  у точці 3 (вихід із конденсатора) дорівнює температурі конденсації  $t_k$ . Інші параметри визначаємо для стану насиченої рідини ( $x = 0$ );

- температуру  $t_4$  у точці 4 (вихід із субкулера) визначаємо за формулою

$$t_4 = t_{1n} + (5-8) = 55 \text{ }^\circ\text{C};$$

					<i>XM 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		66

- температура  $t_7$  у точці 7 (вихід із випарника) дорівнює температурі випаровування  $t_6$ . Інші параметри для точки 7 визначаємо для стану сухої насиченої пари ( $x = 1$ );

- для визначення параметрів у точці 5 (вихід із регенеративного теплообмінника) складаємо рівняння теплового балансу

$$q_{7-1} = q_{4-5} \text{ або } h_1 - h_7 = h_4 - h_5.$$

Звідси знаходимо

$$h_5 = h_4 - (h_1 - h_7) = 273,34 - (361,2 - 362,54) = 274,68 \text{ кДж/кг};$$

- температуру  $t_6$  та інші параметри у точці 6 (вихід із дросельного пристрою) знаходимо за умови  $h_5 = h_6$ .

Результати розрахунку заносимо до табл. 4.5.

Таблиця 4.5 – Параметри циклу у вузлових точках

	1	2s	2	3	4	5	6	7
$t, ^\circ\text{C}$	0	65,8	73,15	53	48	45,8	-10	-10
$p, \text{бар}$	4,316	23	23	23	23	23	4,316	4,316
$h, \text{кДж/кг}$	371,2	406,79	415,69	284,11	273,34	274,68	274,68	362,54
$s, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	1,653	1,653	1,679	1,275	1,243	1,247	1,286	1,62
$v, \text{м}^3/\text{кг}$	0,0488	-	-	-	-	-	-	-

Розраховуємо питомі теплові навантаження на обладнання:

- для конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3 = 415,69 - 284,11 = 131,58 \text{ кДж/кг};$$

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		67

- для субкулера

$$q_{ск} = h_3 - h_4 = 284,11 - 273,34 = 10,77 \text{ кДж/кг};$$

- для регенеративного теплообмінника

$$q_{рто} = h_1 - h_7 = 371,2 - 362,54 = 8,66 \text{ кДж/кг};$$

- для випарника

$$q_в = h_7 - h_6 = 362,54 - 274,68 = 87,86 \text{ кДж/кг};$$

- питому теплопродуктивність

$$q_{ТН} = q_к + q_{ск} = h_2 - h_4 = 415,69 - 273,34 = 142,35 \text{ кДж/кг};$$

- перевірка правильності розрахунку:

$$q_{ТН} = q_в + l_{oi} = 87,86 + 44,49 = 142,35 \text{ кДж/кг}.$$

Розраховуємо повні теплові навантаження на обладнання:

- масову витрату холодоагенту

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_{ТН}}{q_{ТН}} = \frac{10,8}{142,35} = 0,076 \text{ кг/с};$$

- для конденсатора

$$\dot{Q}_К = \dot{m}_a \cdot q_К = 0,076 \cdot 131,58 = 10 \text{ кВт};$$

- для субкулера

$$\dot{Q}_{СК} = \dot{m}_a \cdot q_{СК} = 0,076 \cdot 10,77 = 0,819 \text{ кВт};$$

					ХМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		68

- для регенеративного теплообмінника

$$\dot{Q}_{PTO} = \dot{m}_a \cdot q_{PTO} = 0,076 \cdot 8,66 = 0,658 \text{кВт};$$

- для випарника

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_a \cdot q_B = 0,076 \cdot 87,86 = 6,68 \text{кВт};$$

- індикаторну потужність компресора

$$N_{oi} = \dot{m}_a \cdot l_{oi} = 0,076 \cdot 44,49 = 3,38 \text{кВт};$$

- ефективну потужність компресора

$$N_e = \frac{N_{oi}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{3,38}{0,96} = 3,52 \text{кВт};$$

- електричну потужність приводного електродвигуна

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{3,52}{0,95} = 3,7 \text{кВт};$$

- коефіцієнт перетворення теплового насоса:

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_{TH}}{N_e} = \frac{10,8}{3,52} = 3,07,$$

$$COP_{\text{ел}} = \frac{\dot{Q}_{TH}}{N_{\text{ел}}} = \frac{10,8}{3,7} = 2,92.$$

Виконавши варіантні розрахунки для теплонасосної установки з первинним контуром роздільного виконання, результати заносимо в табл. 4.6. та будуємо графіки (рис. 4.4).

					ХМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		69

Таблиця 4.6 – Результати варіантних розрахунків для теплонасосної установки з первинним контуром суміщеного виконання

Параметр	Режим роботи теплового насоса			
	$t_{1a} = +10\text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{1a} = +5\text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{1a} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{1a} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$
$t_b, \text{ }^{\circ}\text{C}$	+5	+0	-5	-10
$t_k, \text{ }^{\circ}\text{C}$	53	53	53	53
$q_k, \text{ кДж/кг}$	126,715	128,005	130,95	131,58
$q_{ск}, \text{ кДж/кг}$	10,77	10,77	10,77	10,77
$q_{рто}, \text{ кДж/кг}$	9,13	9,13	8,9	8,66
$q_b, \text{ кДж/кг}$	106,76	106,95	100,91	87,86
$q_{тн}, \text{ кДж/кг}$	137,451	138,775	141,72	142,35
$\dot{m}_a, \text{ кг/с}$	0,079	0,078	0,076	0,076
$\dot{Q}_K, \text{ кВт}$	10,01	9,98	9,95	10
$\dot{Q}_{СК}, \text{ кВт}$	0,85	0,84	0,82	0,819
$\dot{Q}_{РТО}, \text{ кВт}$	0,721	0,712	0,676	0,658
$\dot{Q}_B, \text{ кВт}$	8,43	8,34	7,67	6,68
$N_{oi}, \text{ кВт}$	2,43	2,72	3,1	3,38
$N_e, \text{ кВт}$	2,53	2,83	3,23	3,52
$N_{ел}, \text{ кВт}$	2,66	2,98	3,4	3,7
$COP_e$	4,27	3,82	3,34	3,07
$COP_{ел}$	4,06	3,62	3,18	2,92

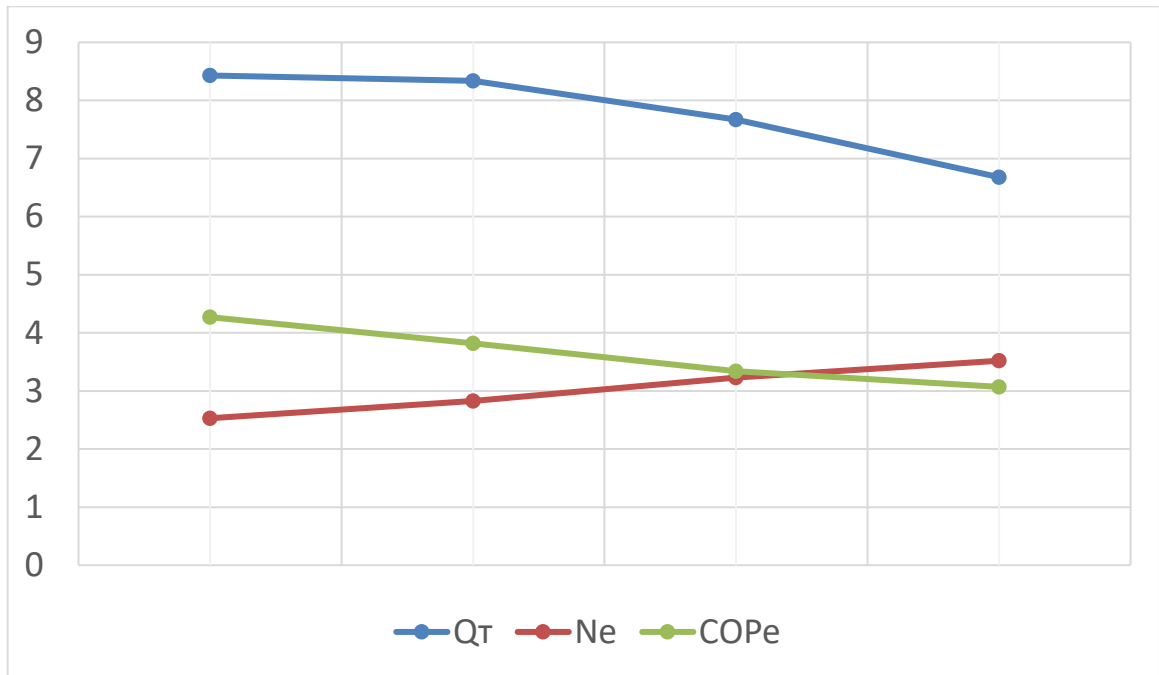


Рисунок 4.4

## 5 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

### 5.1 Техніка безпеки при експлуатації холодильного виробництва

Розвиток сучасного машинобудування йде по шляху розробки нових видів теплообмінних апаратів, верстатів, обладнання найрізноманітнішого призначення, інтенсифікації їх використання за рахунок раціональних режимів експлуатації, вдосконалення технології, виробничого процесу і поліпшення профілактичного технічного обслуговування і ремонту. Необхідно, щоб праця людини протікала в сприятливих умовах, що сприяють розвитку всіх його здібностей і забезпечують високу продуктивність праці. Крім того, в процесі праці людина не повинна отримувати травми або хворіти професійними захворюваннями.

Надійність і безпека обладнання закладається при його проектуванні, забезпечується при виготовленні, контролюється при експлуатації і відновлюється при ремонті.

Проектування, виготовлення, монтаж, налагодження, ремонт, випробування та експлуатація холодильної установки повинні проводитися підприємствами, які мають дозвіл на відповідний вид діяльності, яке видає Держнагляд охорони праці України.

Відповідно до закону "Про охорону праці" державний нагляд поширюється на проектні, проектно-конструкторські та науково-дослідні організації, машинобудівні і приладобудівні підприємства (незалежно від їх організаційно-правових форм) в частині забезпечення ними технологічності, надійності і якості виготовленого обладнання та приладів, раптова відмова яких при експлуатації може призвести до аварій, важких екологічних наслідків та людських жертв.

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		72



Завдяки своїм термодинамічних властивостях, фреони знайшли широке практичне застосування як холодоносії в холодильних машинах, в кондиціонерах, в парфумерії та медицині для створення аерозолів. Всі холодоагенти, які використовуються в побутових приладах, є негорючими і нешкідливими для людей речовинами. Крім використання в якості холодоносіїв, фреони застосовують як пропелантов, для гасіння пожеж (наприклад, фреон R13B1).

У присутності відкритого полум'я фреони розкладаються з утворенням токсичних продуктів, більшість з яких має характерний запах навіть при незначних концентраціях. Фреони 12, 13, 13B1, 22, 115, 502 при високих концентраціях викликають задуху через нестачу кисню. Фреон R21 при високих концентраціях виявляє наркотичну дію.

У приміщенні, де знаходиться холодильна установка, необхідно мати фільтруючі протигазу марки А (кількість протигазів повинно відповідати числу робочих машинного відділення). На випадок аварійного витоку фреони з системи в машинному відділенні необхідно мати не менше двох ізолюючих протигазів (типу АСВ, ІП).

При експлуатації холодильних установок можливий вплив на працівників ряду небезпечних і шкідливих виробничих факторів, в тому числі:

- осколків, що розлітаються обладнання і струменів холодоагенту (рідкого, газоподібного під тиском), холодоносіїв при можливій руйнування елементів обладнання і трубопроводів;
- розташування робочих місць на значній висоті відносно поверхні землі (підлоги);
- рухомих частин обладнання (компресори, насоси, вентилятори);
- підвищеної загазованості повітря робочих зон (через можливих витоків холодоагенту з холодильних систем і внаслідок пожежі);

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		73

- підвищеної або зниженої температури поверхонь обладнання і трубопроводів;
- зниженої температури повітря робочих зон (в холодильних камерах; при обслуговуванні обладнання взимку на зовнішніх майданчиках);
- підвищеного рівня шуму на робочих місцях;
- підвищеного рівня вібрації;
- підвищеної рухливості повітря в холодильних камерах і на зовнішніх (відкритих) майданчиках і інші.

Вміст шкідливих речовин і кількість небезпечних факторів в робочих зонах не повинно перевищувати значень, визначених чинними стандартами і гігієнічними нормативами.

Для обслуговування обладнання, трубопроводів, арматури та інших елементів холодильних установок, розташованих на висоті вище 1,8 м від підлоги (землі), повинні передбачатися відповідні майданчики, драбини.

Для захисту працівників від наслідків можливих руйнувань елементів обладнання і трубопроводів холодильних установок слід, зокрема, передбачати:

- а) прилади протиаварійного автоматичного захисту (ПАЗ);
- б) запобіжні пристрої по тиску;
- в) своєчасне огляд апаратів (судин) і трубопроводів.

Захист працівників від впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів повинна здійснюватися також на основі виконання вимог пожежної безпеки, будівельних і санітарних норм щодо розміщення обладнання і влаштування систем, приміщень, вимог безпеки при монтажі та ремонті.

Для захисту працівників, зайнятих експлуатацією холодильних установок, від знижених температур і підвищеної рухливості повітря в холодильних камерах і на зовнішніх (відкритих) майданчиках слід передбачати для них спецодяг і спецвзуття згідно з діючими нормативами.

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		74

Охорона навколишнього природного середовища забезпечується ретельною герметизацією холодильних систем, недопущенням викидів холодоагентів при ремонтах, оглядах, демонтаж обладнання і трубопроводів, контролем за недопущенням витоків холодоагентів під час вироблення холоду відповідно до інструкцій організацій-виробників холодильних установок.

## **5.2 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів холодильного виробництва**

При проектуванні обладнання або технологічному процесі конструктором передбачається можливість виникнення потенційних небезпек і шкідливих чинників проектованого обладнання. Так само на стадії конструкторської розробки агрегату розробляються заходи для того, щоб уникнути виникнення небезпек і шкідливих чинників, або, якщо вони виникнуть, запобігти їм.

Конструювання, виготовлення, монтаж, випробування і приймання трубопроводів виробляються відповідно до діючих державних стандартів. Трубопроводи, що становлять невід'ємну частину апаратів, приймаються в експлуатацію відповідно до «Правил будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском».

У якості прокладок для з'єднань трубопроводів повинні застосовуватися матеріали, стійкі до впливу вологи, масла, а також температури не менше ніж на 50°C вище температури газу в трубопроводі.

Для ущільнення фланцевих з'єднань ділянок повітропроводів, прокладених в підземних виробках шахт, слід застосовувати прокладки зі спеціальної тепло- і мастилостійкої гуми з температурою займання не нижче 350°C. Гумові прокладки повинні бути виготовлені в централізованому порядку і мати відмінне клеймо. Застосування гумових прокладок без клейма забороняється.

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		75

Пристрій зовнішніх нагнітальних повітропроводів повинно виключати можливість їх внутрішнього обмерзання. Повинна бути передбачена можливість вільного температурного розширення трубопроводу, що запобігає його деформацію і розлад з'єднань, а також виникнення додаткових зусиль на з'єднанні з ним машини або апарати. Трубопровід, прокладений поблизу тепловипромінюючих апаратів, повинен бути теплоізолюваний.

Трубопроводи повинні бути прокладені від електрокабелів, електропроводів і електроустаткування на відстані не менше 0,5 м.

Повітропроводи повинні укладатися з ухилом 0,003 в бік лінійних, водовідокремлювачів. Повинно бути забезпечено відсутність мертвих зон, де може накопичуватися конденсат або масло.

На окремих ділянках трубопроводів, де можливе скупчення води і масла, повинні встановлюватися лінійні водороздільники з автоматичною або ручною продувкою. Пристосування для продувки повинні бути доступні для обслуговування.

Всі пристрої для видалення нагромаджується в повітропроводі масла і води повинні бути в повній справності і регулярно перевірятися обслуговуючим персоналом. У разі замерзання цих пристроїв їх відігрівання дозволяється проводити гарячою водою, парою або гарячим повітрям. Застосування для цієї мети відкритого джерела вогню забороняється.

На повітропроводах не допускається наявність глухих відводів і заглушених штуцерів, що сприяють накопиченню і самозаймання масляних відкладень.

Арматура, яка встановлюється на трубопроводах, повинна бути доступна для зручного і безпечного обслуговування і ремонту.

Апарати і трубопроводи з температурою поверхні вище +45°C, що розташовуються на робочих місцях і в місцях основних проходів, повинні мати теплову ізоляцію. Стінки циліндрів компресора ізоляції не підлягають.

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		76

Вентилі, засувки, клапани повинні бути в повній справності і забезпечувати можливість швидкого і надійного припинення доступу повітря або газу.

Арматура повинна бути пронумерована і мати ясно видимі стрілки, що вказують напрямок обертання маховиків, а також стрілки, що позначають «відкрито» і «закрито».

Пробний тиск при гідравлічному випробуванні трубопроводів повинно витримуватися протягом 5 хв, після чого тиск повинен бути знижений до робочого. При робочому тиску виробляються огляд трубопроводу і обстукування зварних швів молотком вагою не більше 1,5 кг.

Результати випробування вважаються задовільними, якщо під час випробування не відбулося падіння тиску за манометром, а в зварних швах, трубах, корпусах, арматурі і т. п. Не виявлено ознак розриву, протікання і запотівання.

Трубопроводи, прокладені в непрохідних каналах, випробовуються по падінню тиску. Трубопроводи на тиск понад 100 кгс/см<sup>2</sup> випробовуються відповідно до ПУГ-69.

При мінусових температурах навколишнього середовища гідравлічні випробування проводяться на гарячій воді з негайним зливом її після випробування.

Записи проведення чистки трубопроводів, поточного огляду і ремонту, а також результати пневматичного і гідравлічного випробування трубопроводів повинні заноситися в журнал (формуляр) обліку ремонту компресорної установки і повинен складатися акт.

Під час ремонту трубопроводу та його частина, що ремонтується, повинна бути від'єднана від мережі з обох сторін і очищена від залишків масла, що залишилися.

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		77

Після ремонту та очищення необхідно упевнитися в тому, що в трубопроводі не залишилося будь-яких сторонніх предметів.

**Шум** - це сукупність звуків різної частоти та інтенсивності, що виникає в результаті коливального руху частинок в пружних середовищах (твердих, рідких, газоподібних).

Нормовані параметри шуму на робочих місцях визначені ГОСТ 12.1.020-79 і санітарними нормами ССБТ. Шум. Метод контролю на морських речних судах. (діє в Україні до 01.01.2022 р.).

Документи дають класифікацію шумів по спектру (на широкосмугові і тональні) і за часовими характеристиками (на постійні і непостійні) [8, 9].

Основними джерелами шуму є спіральний компресор та приводний двигун.

**Вібрація** - це малі механічні коливання, що виникають в пружних тілах, що знаходиться під впливом змінного фізичного поля.

При підвищенні частот коливань більше 0,7 Гц можливі резонансні коливання в органах людини. Резонанс людського тіла, окремих органів настає під впливом зовнішніх сил при збігу власних частот коливання внутрішніх органів з частотою зовнішніх коливань.

Область резонансу для голови в положенні сидячи при вертикальних вібраціях, розташовується в зоні між 20...30 Гц, при горизонтальних - 1,5...2,0 Гц.

Гігієнічне нормування вібрацій регламентує параметри виробничої вібрації і правила роботи з вібронебезпечними механізмами і обладнанням, ГОСТ 12.1.012-90 «ССБТ. Вібраційна безпека. Загальні вимоги», санітарні норми СН 2.2.412.1.8.556-96 «Виробнича вібрація, вібрація в приміщеннях житлових і громадських будівель» [10, 11].

Документи встановлюють класифікацію вібрацій, методи гігієнічної оцінки, нормовані параметри і їх допустимі значення, режими праці осіб

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		78

вібронезбезпечних професій, що піддаються впливу локальних вібрацій, вимоги до забезпечення вібробезпечного і до вібраційних характеристик машин.

Для зменшення вібрації і шуму передбачаються наступні заходи:

- обмежують окружну швидкість обертання робочих коліс вентиляторів і швидкість руху повітря;
- системи повітропроводів постачають глушниками, повітроводи звукоізолюючі;
- вентилятори, насоси та їх електродвигуни встановлюють на пружні опори або на віброізоляційні фундаменти;
- фундаменти під компресори і їх електродвигуни виконують окремо від фундаментів стін або колон будівлі машинного відділення;
- вхідні та вихідні патрубки вентиляторів (насосів) з'єднують з повітроводами (трубопроводами) за допомогою гнучких вставок.

Основними джерелами вібрації є спіральний компресор та приводний двигун, а також ділянки трубопроводів після дросельного пристрою.

**Виробниче освітлення** відповідно до ДБН В. 2.5–28–2018 “Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення” має забезпечити психологічний комфорт, попереджати зорову і загальну стомлюваність. Освітленість на робочому місці повинна відповідати характеру зорової роботи, який визначається наступними параметрами [12]:

- об'єкт розрізнення - найменший розмір розглянутого предмета, окрема його частина, дефект, який необхідно розрізнити в процесі роботи;

- фон-поверхня, прилегла безпосередньо до об'єкта розрізнення, на якій він розглядається. Характеризується коефіцієнтом відображення (при коефіцієнті відбиття поверхні більше 0,4 фон вважається світлим, 0,2 ... 0,4 - середнім і менше 0,2 - темним);

- контраст об'єкта з фоном. Характеризується відношенням яскравості розглянутого об'єкта і фону (контраст об'єкта з фоном вважається великим при

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		79

значеннях до більш 0,5, середнім при значеннях  $k = 0,2 \dots 0,5$  і малим при значеннях до менше 0,2).

- необхідно забезпечити достатньо рівномірний розподіл яскравості на робочій поверхні, а також в межах навколишнього простору. Для підвищення рівномірності природного освітлення великих цехів здійснюється комбіноване освітлення.

- на робочій поверхні повинні бути відсутні різкі тіні. Наявність різких тіней усвідомлює нерівномірність розподілу поверхонь з різною яскравістю в полі зору, спотворює розміри і форми об'єктів розрізнення, в результаті підвищується стомлюваність, знижується продуктивність праці.

- в полі зору повинна бути відсутнім пряма і відбита блискучість.

Блискучість-підвищена яскравість світяться об'єктів, поверхонь, що викликає порушення зорових функцій (засліплений), тобто погіршення видимості об'єктів.

Видимість характеризує здатність ока сприймати об'єкт, залежить від освітленості, розміру об'єкта, його яскравості, контрасту об'єкта з фоном.

Величина освітленості повинна бути постійна в часі. Коливання освітленості, розміру об'єкта, його яскравості, контрасту об'єкта з фоном.

Коливання освітленості, спричинені різкою зміною напруги в мережі, мають велику амплітуду, кожного разу викликаючи переадаптацію очей, що призводить до значної перевтоми.

Слід вибирати оптимальну спрямованість світлового потоку, що дозволяє в одних випадках розглянути внутрішню поверхню деталей, в інших розрізнити рельєфність елементів робочої поверхні.

Необхідно вибирати певний спектральний склад світла. Правильну передачу кольору забезпечують природне і штучне освітлення з спектральною характеристикою близькою до сонячної.

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		80



Всі елементи освітлювальних установок-світильники, групові щитки, що знижують трансформатори, освітлювальні мережі повинні бути досить довговічними, електробезпеки, а також не повинні бути причиною виникнення пожежі або вибуху.

Установка повинна бути зручною і простою в експлуатації, відповідати естетичним вимогам.

**Електробезпека** - це система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого і небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики.

Будова і розміщення електроприводу насосів і пускової апаратури повинні відповідати вимогам ДСТУ 8280:2015 і «Правил улаштування електроустановок» [13].

Забезпечення вакуумних установок приладами контролю і засобами автоматизації встановлюється технічним завданням на розробку з урахуванням вимог, викладених в цьому стандарті та нормативно-технічної документації з безпеки для виробництва, в якому ці машини застосовуються.

Вакуумні установки повинні бути надійно заземлені. Для приєднання заземлювального пристрою повинні бути передбачені спеціальні болти. Для захисту від статичної електрики повинні бути виконані вимоги «Правил захисту від статичної електрики у виробництвах хімічної, нафтохімічної та нафтопереробної промисловості».

Експлуатація, монтаж, ремонт і налагодження вакуумних установок повинні виконуватися з дотриманням вимог електробезпеки відповідно до «Правил улаштування електроустановок», затверджених Держенергонаглядом і «Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів» і «Правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів» [14-16].

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		81

**Пожежна безпека** входить в комплекс заходів з охорони праці, і організаційна робота в цій сфері на об'єктах господарювання включає широкий спектр заходів, а саме:

- створення умов для безпечної праці;
- мінімізації ризику виникнення пожеж;
- своєчасне і повноцінне забезпечення технічними засобами для запобігання займання та усунення самих пожеж та їх наслідків;
- контроль дотримання протипожежних вимог і норм законодавства;
- розробка і впровадження регламентів по гасінню пожеж, евакуації та порятунку з місць пожежі й задимлення людей і майна (матеріальних цінностей);
- внутрішнє і зовнішнє навчання співробітників.

Пожежна безпека на промислових підприємствах України регулюється ДСТУ 8828:2019 «Пожежна безпека. Загальні положення».

У разі, якщо підприємство орендує площі в іншої особи, сторони повинні в письмовій формі домовитися про те, хто з них і на яких умовах здійснює ці роботи.

При експлуатації теплонасосної установки заданих параметрів на ділянці цеху площею 78 м<sup>2</sup> необхідно встановити 1 вогнегасник марки ВП-5 з розрахунку один кілограм гасячого речовини на двадцять п'ять метрів квадратних площі об'єкта [16].

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		82

### 5.3 Розрахунок природного та штучного освітлення

Виконаємо розрахунок природного та штучного освітлення для ділянки цеху, де відбувається експлуатація проектованої теплонасосної установки.

#### 5.3.1 Розрахунок природного освітлення

Основним нормативним документом, що визначає вимоги до організації освітлення в Україні є ДБН В. 2.5–28–2018 “Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення”.

В залежності від джерела світла виробниче освітлення може бути: природним, що створюється прямими сонячними променями та розсіяним світлом небосхилу; штучним, що створюється електричними джерелами світла; суміщеним, при якому недостатнє за нормами природне освітлення доповнюється штучним.

Природне освітлення поділяється на: бокове (одно- або двостороннє), що здійснюється через світлові отвори (вікна) в зовнішніх стінах; верхнє, здійснюване через ліхтарі та отвори в дахах і перекриттях; комбіноване – поєднання верхнього та бокового освітлення.

Нормоване значення коефіцієнта природного освітлення (КПО) для Сумської області, яка знаходиться в другій зоні по світловому клімату,  $e_n$  визначається за формулою:

$$e_n = e \cdot m$$

де  $e$  – нормоване значення КПО згідно з ДБН В. 2.5–28–2018. Для більшості адміністративно-управлінських будівель, у яких виконуються роботи III розряду (середньої точності), для бокового освітлення  $e = 1,5\%$ ;

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		83

$m$  – коефіцієнт світлового клімату. Для світлопрорізів, орієнтованих на зеніт  
 $m = 1,08$ .

$$e_H = 1,5 \cdot 1,08 = 1,62 (\%)$$

Площа світлових прорізів визначається за формулою:

$$S_{\theta} = \frac{e_H \cdot K_{\text{дуд}} \cdot K_3 \cdot \eta_0 \cdot S_{\text{п}}}{\tau_0 \cdot r_1 \cdot 100}$$

де  $S_{\text{п}}$  – площа підлоги приміщення,  $S_{\text{п}} = 13,0 \cdot 6,0 = 78,0$  (м<sup>2</sup>);

$\tau_0$  – загальний коефіцієнт світлопроникнення віконного отвору. Для віконних отворів адміністративно-управлінських споруд, не оснащених сонцезахисними пристроями:

$$\tau_0 = \tau_1 \cdot \tau_2 \cdot \tau_3 \cdot \tau_4 = 0,9 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 = 0,81$$

$r_1$  – коефіцієнт, який враховує відбиття світла від внутрішніх поверхонь приміщення. Його значення залежить від розмірів приміщення (довжини і ширини), глибини приміщення (відстані від вікна до протилежної його стінки), висоти від верху вікна до рівня робочої поверхні, відстані розрахункової точки від вікна, середньозваженого коефіцієнта відбиття світла від стін, стелі, підлоги,  $\rho_{\text{ср}}$ . Для приміщень зі світлими меблями ( $\rho_{\text{ср}} = 0,4$ ), з відношенням глибини приміщення до висоти від рівня умовної робочої поверхні до верху вікна 2,4, відношенням відстані розрахункової точки від зовнішньої стіни до глибини приміщення 0,92, відношенням довжини приміщення до його глибини 2,17, значення коефіцієнта  $r_1$  визначаємо за таблицею 4.6 [11]:  $r_1 = 2,4$ ;

$\eta_0$  – світлова характеристика вікна вибирається з таблиці 4.5 [11]:  
 $\eta_0 = 10$ ;

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		84

$K_{буд}$  – коефіцієнт, який враховує затемнення вікон іншими спорудами, приймаємо, що споруд немає, код  $K_{зд} = 1,0$ ;

$K_3$  – коефіцієнт запасу, береться у межах  $1,5 \div 2,0$ , приймаємо  $K_3 = 1,75$

$$S_{\theta} = \frac{1,62 \cdot 1 \cdot 1,75 \cdot 10 \cdot 78}{0,81 \cdot 2,4 \cdot 100} = 11,375 \text{ (м}^2\text{)}$$

### 5.3.2 Розрахунок штучного освітлення

Нормоване значення освітлення для дільниці, де експлуатується дана теплонасосна установка при загальному освітленні згідно ДБН В. 2.5–28–2018 “Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення” складає при використанні газорозрядних ламп – 300 лк.

Значення фактичного освітлення, лк, у відділі можна знайти за допомогою методу коефіцієнта використання світлового потоку за формулою:

$$F_n = \frac{E_{min} \cdot S \cdot k \cdot z}{\eta_b \cdot N \cdot n}$$

звідки

$$E_{\phi} = \frac{F_n \cdot \eta_b \cdot N \cdot n}{S \cdot k \cdot z}, \text{ лк}$$

де  $F_n$  – світлової потік однієї лампи, лм. За таблицею 4.6 [12] для лампи ЛБ 40  $F_n = 3120$  лм;

$\eta_b$  – коефіцієнт використання світлового потоку. Для світильників, які використовуються у адміністративних приміщеннях для традиційних розмірів приміщення і кольорового оздоблення, може набувати значень у межах  $\eta_b = 0,4 \div 0,6$ , приймаємо  $\eta_b = 0,5$ ;

$N$  – кількість світильників, шт. Задане у початкових даних кількість світильників розміщуємо рівномірно по площі приміщення, за сторонами

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		85

прямокутника, виконуючи такі умови: сторони прямокутника 1,8x3,0 м, відстань від світильників до стіни складає приблизно половину від відстані між світильниками (ширини чи довжини прямокутника):  $l_1 = 1 \text{ м}$ ,  $l_2 = 1,5 \text{ м}$  (див. рис. 5.1); висоту підвішування світильника над робочою площиною  $H_p$  визначаємо як різницю між висотою приміщення і стандартною висотою розміщення над підлогою робочої площини, яка дорівнює 0,8 м, та висотою підвішування світильника (приймаємо  $h_{\text{под}} = 0,1 \text{ м}$ ):  $H_p = 4,5 - 0,8 - 0,1 = 3,6 \text{ (м)}$

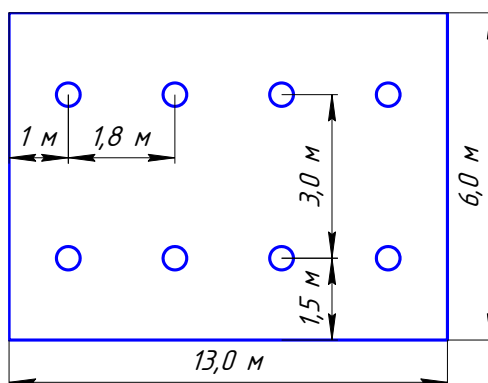
$n$  – кількість ламп у світильнику,  $n = 4$ ;

$S$  – площа приміщення,  $S = 13,0 \cdot 6,0 = 78,0 \text{ (м}^2\text{)}$ ;

$k$  – коефіцієнт запасу,  $k = 1,5 \div 2,0$ , приймаємо  $k = 1,7$ ;

$z$  – коефіцієнт нерівномірності освітлення, для люмінесцентних ламп

$z = 1,1$



**Рис. 5.1** – Схема розташування світильників

Фактичне значення освітленості:

$$E_{\phi} = \frac{3120 \cdot 0,5 \cdot 8 \cdot 4}{78,0 \cdot 1,7 \cdot 1,1} = 342,25 \text{ (лк)}$$

Таким чином фактичне значення освітленості (342,25 лк) приблизно дорівнює нормативному (300 лк), а відхилення значення фактичного освітлення від нормативного менше 20%:

$$\eta = \frac{342,25 - 300}{300} \cdot 100 = 14,08(\%),$$

тобто штучне освітлення на ділянці є ефективним.

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		87

## Висновки

У результаті виконаних розрахунків видно, що схема суміщеного виконання має ряд значних переваг, адже не потребує винесеного випарника та насосу для циркуляції розсільної рідини. Головною її перевагою є те, що коефіцієнт перетворення циклу такої схеми в середньому більше на 6%.

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		88



## Список використаних джерел

1. Арсеньєв В. М., Мелейчук С. С. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навчальний посібник / В. М. Арсеньєв, С. С. Мелейчук. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 364 с.
2. Арсеньєв В.М. Теплонасосна технологія енергозбереження: навчальний посібник. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 283 с.
3. Чумак І. Г., Чепуренко В. П., Лар'яновський С. Ю. Холодильні установки. – Одеса: Пальміра, 2006. – 550 с.
4. Хайнрих Г. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения / Г. Хайнрих, Х. Найорк, В. Нестлер. – Москва : Стройиздат, 1985. – 351 с.
5. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т. В. Морозюк. – Одесса : Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
6. ТМ Bosch та Buderus AG. Комерційне та промислове опалювальне обладнання. [Електронний ресурс]. – (режим доступу: [https://www.buderus.com/ua/media/country-pool/service/catalogues-and-brochures/commercial\\_and\\_industrial\\_ua\\_web.pdf](https://www.buderus.com/ua/media/country-pool/service/catalogues-and-brochures/commercial_and_industrial_ua_web.pdf)).
7. НПАОП 0.00-1.69-13 «Правила охорони праці під час експлуатації тепломеханічного обладнання електростанцій, теплових мереж і тепловикористовувальних установок».
8. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвук та інфразвук [Електронний ресурс] : ДСН 3.3.6.037-99. – Чинний від 1999-12-01. – Київ: МОЗ України, 1999. – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va037282-99>. (Державні санітарні норми).
9. Державні санітарні норми і правила при роботі з джерелами електромагнітних полів [Електронний ресурс] : ДСНіП 3.3.6.096-2002. – Чинний

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		89

від 2003-03-13. – Київ : МОЗ України, 2003. – Режим доступу:  
<http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/z0203-03>. (Державні санітарні норми).

10. СН 2.2.412.1.8.556-96 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий».

11. Природне і штучне освітлення: ДБН В.2.5-28-2018. – На заміну ДБН В.2.5-28-2006; чинний з 2019-03-01. – Київ: Мінрегіон України, 2018. – 133 с. (Державні будівельні норми України).

12. ДСТУ 8280:2015 Изделия электротехнические. Методы испытаний на устойчивость к климатическим внешним воздействующим факторам

13. ПУЕ-21 «Правила улаштування електроустановок».

14. «Правила технічної експлуатації електроустановок споживачів».

15. «Правила техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів».

16. Наказ України «Про затвердження Правил експлуатації та типових норм належності вогнегасників» від 15.01.2018 №25.

					<i>ХМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		90