

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Центр заочної, дистанційної та вечірньої форм навчання
Кафедра технічної теплофізики

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

_____ Сергій ВАНЄЄВ
(підпис)

« _____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,
освітньо-професійної програми «Холодильні машини і установки»
на тему: «Розрахунок повітроохолоджувача поверхневого типу для
парокомпресійного теплового насоса»

Здобувача групи ХКдн-94др
(шифр групи)

Корнія Романа Васильовича
(прізвище, ім'я, по батькові)

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

(підпис)

Роман КОРНІЙ
(Ім'я та ПРІЗВИЩЕ здобувача)

Керівник Доцент кафедри ТТФ, доцент, к.т.н. Юрій МЕРЗЛЯКОВ
(посада, науковий ступінь, вчене звання, Ім'я та ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

ЗМІСТ

С.

Вступ.....	3
1 Потенціал використання теплових насосів	5
2 Схеми застосувань теплових насосів	11
3 Розрахунок повітроохолоджувача поверхневого типу	13
3.1 Конструктивні характеристики поверхневих охолоджувачів повітря.....	13
3.2 Розрахунок тепловологих параметрів повітроохолоджувача.....	15
3.3 Визначення коефіцієнта тепловіддачі з боку повітря.....	19
3.4 Визначення коефіцієнта тепловіддачі з боку холодильного агента.....	21
3.5 Визначення коефіцієнта теплопередачі та поверхні теплообміну.....	23
3.6 Компонувальний розрахунок.....	25
3.7 Розрахунок аеродинамічного опору.....	27
4 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.....	28
Список використаних джерел.....	33

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ					
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Розрахунок повітроохолоджувача поверхневого типу для парокомпресійного теплового насоса			Літ.	Аркуш	Аркушів
Розроб.		Корній						2	33	
Перевір.		Мерзляков						СумДУ, гр. ХКдн-94др		
Н. контр.										
Затв.		Вансєв								

ВСТУП

Теплові насоси - це енергоефективне обладнання, що використовує енергію з навколишнього середовища для забезпечення тепла в приміщенні. Залежно від джерела тепла, що використовується, теплові насоси поділяються на земельні, повітряні, водні та геотермальні.

Аналізуючи потенціал використання теплових насосів, слід враховувати такі особливості:

- Енергоефективність: теплові насоси використовують невелику кількість електроенергії для забезпечення більшої кількості тепла.
- Низькі експлуатаційні витрати: за рахунок енергоефективності та використання безкоштовної енергії з навколишнього середовища (такої як повітря, земля, вода) витрати на опалення та кондиціонування повітря знижуються.
- Екологічність: теплові насоси не викидають в атмосферу шкідливі гази та не використовують вугілля або інші копалини палива, що допомагає зменшити викиди вуглецю та інших шкідливих речовин в атмосферу.
- Потребують наявності низькопотенційного джерела тепла: теплові насоси потребують доступу до повітря, землі або води, тому їх не можна використовувати в будівлях без доступу до цих джерел тепла.
- Висока вартість установки: теплові насоси вимагають певних витрат на установку та підключення, тому їх вартість може бути високою.

Теплові насоси є ефективними інструментами для енергоефективного опалення та охолодження приміщень. Вони працюють за принципом трансформації тепла з одного джерела в інше за допомогою компресора та теплообмінника. Основним джерелом тепла для теплових насосів може бути ґрунт, повітря, підземні води або вода з поверхневих джерел.

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Переваги використання теплових насосів:

1. Економія енергії. Теплові насоси використовують значно менше електроенергії для генерації тепла або охолодження, ніж традиційні системи опалення та кондиціонування повітря.
2. Незалежність від вугілля, газу та інших природних ресурсів. Теплові насоси можуть бути використані як в регіонах з природними джерелами тепла, так і в тих, де вони відсутні.
3. Покращення якості повітря. Теплові насоси не виділяють шкідливих викидів та запахів, що забезпечує збереження якості повітря у приміщенні.
4. Довговічність та надійність. Теплові насоси мають довгий термін експлуатації та потребують мінімального обслуговування.
5. Можливість використання для охолодження. Теплові насоси можуть бути використані як для опалення, так і для охолодження приміщень.

Недоліки використання теплових насосів:

1. Висока вартість встановлення. Вартість встановлення теплового насосу є вищою, ніж вартість традиційних систем опалення.
2. Залежність від зовнішньої температури. Робота теплового насосу може бути обмежена низькою температурою навколишнього середовища, що може знизити його ефективність.
3. Потреба в електроенергії: Теплові насоси використовують електричну енергію для своєї роботи, що може бути проблемою в областях з нерівномірним постачанням електроенергії.

Усі ці фактори необхідно враховувати при проектуванні теплового насосу. Однак, в цілому, теплові насоси можуть знизити витрати на опалення та вплив будівництва на навколишнє середовище.

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1 Потенціал використання теплових насосів

Проблема забезпечення потреби в паливно-енергетичних ресурсах передбачає комплекс завдань із пошуку і розроблення альтернативних джерел енергії та впровадження раціональних способів зниження їх втрат [1].

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 [2].

Тепловим насосом називають технічну систему, що реалізує підвищувальну термотрансформацію низькопотенціального теплового потоку [3, 4, 5].

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.

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

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.

На рис. 1 подана спрощена схема теплонасосної установки для опалювання приміщення.

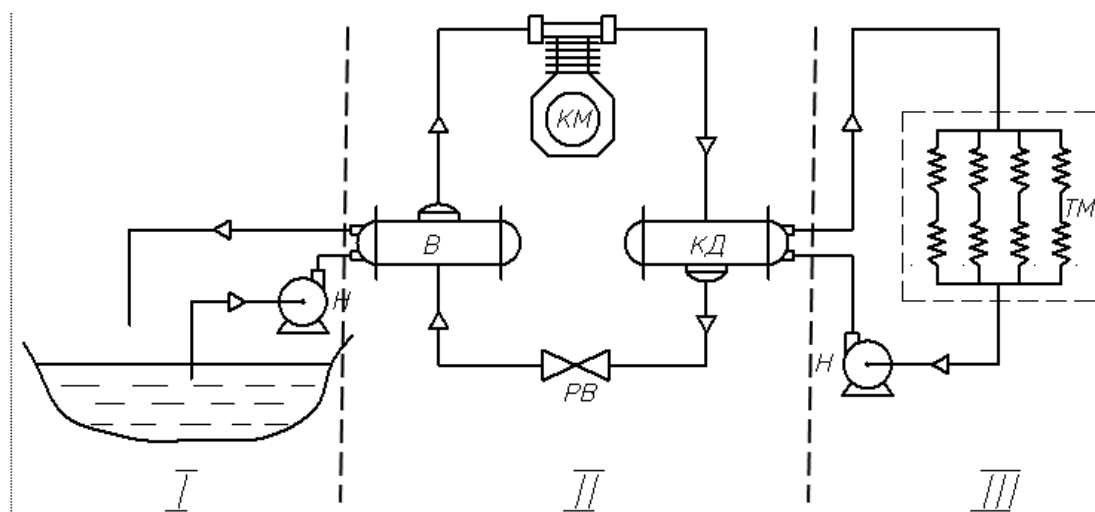


Рисунок 1 – Схема теплонасосної установки:

I – система підведення теплоти на термотрансформацію (первинний контур);

II – система термотрансформації (тепловий насос);

III – система споживача теплового навантаження (гріючий контур);

Н – насос; *В* – випарник; *КМ* – компресор; *КД* – конденсатор;

РВ – регулювальний вентиль; *ТМ* – тепла мережа.

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Відповідно до рисунка 1 теплонасосна установка подана у вигляді трьох взаємозв'язаних систем на базі теплового насоса парокомпресійного типу. Система I забезпечує подавання утилізованого середовища до випарника теплового насоса, у цьому варіанті – воду із природного водоймища. У випарнику за рахунок теплообміну між водою і робочою речовиною (холодоагентом) вода охолоджується і по лінії насичення скидається у водоймище.

У системі II тепловий потік, відібраний від води у випарнику, витрачається на кипіння рідкої фази холодоагенту. Пара, що виходить із випарника, надходить до компресора, де відбувається підвищення його термічних параметрів до необхідного рівня термотрансформації. Далі пара надходить до конденсатора теплового насоса, де його конденсація забезпечується через передавання теплоти середовищу споживача, циркулюючої через опалювальну мережу системи III.

Принципово теплонасосна установка може працювати в режимі холодильної машини і, отже, мати ширше функціональне призначення, наприклад, для цілорічного кондиціонування повітря.

Наведений на рисунку 1 технічний комплекс, який ми називаємо теплонасосною установкою, під час реверсування напряму потоку холодоагенту перетворюється на холодильну установку, призначенням якої буде охолодження приміщення через перенесення теплопритоків із приміщення до водоймища, тобто скидання в навколишнє середовище. Для реалізації подібного реверсування режиму роботи в теплонасосній установці передбачається достатньо простий пристрій перемикачів комунікацій, що забезпечує незалежність роботи компресора і взаємозаміну функцій між конденсатором і випарником.

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:

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

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

Оптимізація енергоефективності під час застосування теплових насосів і установок привела до виділення ще однієї важливої ознаки – валентності режиму теплового насоса в загальній схемі теплопостачання (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.

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:

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

– температури утилізованого середовища на вході до теплового насосу, t_{1y} ;

– кінцевої температури нагрівання середовища споживача, t_{2c} .

У таблицях 1 і 2 наведені орієнтовні дані щодо зазначених температур.

Таблиця 1 – Характеристика температурного потенціалу утилізованих середовищ для теплонасосних установок

Джерела низькопотенціальної теплоти	$t_{1y}, ^\circ\text{C}$
Атмосферне повітря	-5–+15
Повітря витяжної вентиляції приміщень	15–25
Ґрунт	5–10
Ґрунтові води	8–15
Вода шахтного водовідливу	20–24
Вода природних водоймищ	4–17
Стічні води	10–17
Вода систем оборотного водопостачання	25–40
Геотермальні води	40–65
Технологічні скидання рідин і газів	40–70
Теплоносій сонячних колекторів	20–40

Можливості та економічна доцільність застосування 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.

Згідно із даними Світового енергетичного комітету з 2020 р. 75 % комунального і виробничого теплопостачань у розвинутих країнах здійснюється за допомогою теплових насосів. На цей час у світі працює близько 20 млн теплових насосів різної потужності – від декількох кіловат до сотень мегават.

Таблиця 2 – Характеристика рівня нагрівання середовища споживача теплоти

Вид теплотехнології	Середовище	t _{2с} , °С
Опалювання підлогове	вода	25–35
Опалювання нагрітим повітрям	повітря	25–30
Опалювання з фенкойлами (конвекторами)	вода	40–55
Опалювання батарейне	вода	70–100
Гаряче водопостачання виробниче	вода	50–80
Гаряче водопостачання побутове	вода	45
Тепломасообмінні процеси (сушка)	робочі речовини	80–120

За даними Федерального Об'єднання Німецької Теплоенергетики BDH (<https://www.bdh-industrie.de/>), у першому кварталі 2023 року показники продажів на ринку теплових насосів зросли на 38% до позначки 306 500 систем. Порівняно з аналогічним періодом минулого року, продажі теплових насосів зросли на 111%.

За даними Шведської Асоціації Виробників і Постачальників Систем Охолодження і Теплових Насосів Kyl & Värmerpumpföreningen, продажі теплових насосів у Швеції протягом першого кварталу 2023 року зросли на 20%. Продажі теплових насосів типу повітря-вода підвищилися на 40%, тоді як продажі геотермальних систем стали свідками 28% зростання.

Що стосується України, то з кожним роком кількість встановлених теплових насосів збільшується, але практики використання потужних теплових насосів для центрального опалення в Україні немає. Найбільшу популярність здобули теплові насоси невеликої продуктивності в приватних будинках, оскільки це не лише екологічно, але й економічно вигідна альтернатива для опалення.

2 Схеми застосувань теплових насосів

Під час використання як утилізованого середовища природних джерел, а середовищем споживача є вода або атмосферне повітря, теплові насоси поділяють на такі схеми [10]:

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

Якщо розглядати ґрунт як джерело теплоти, то на глибині більше 3 метрів температура відносно стала та знаходиться у межах від 7 до 13 °С. Схема такого теплового насоса зображена на рисунку 2.

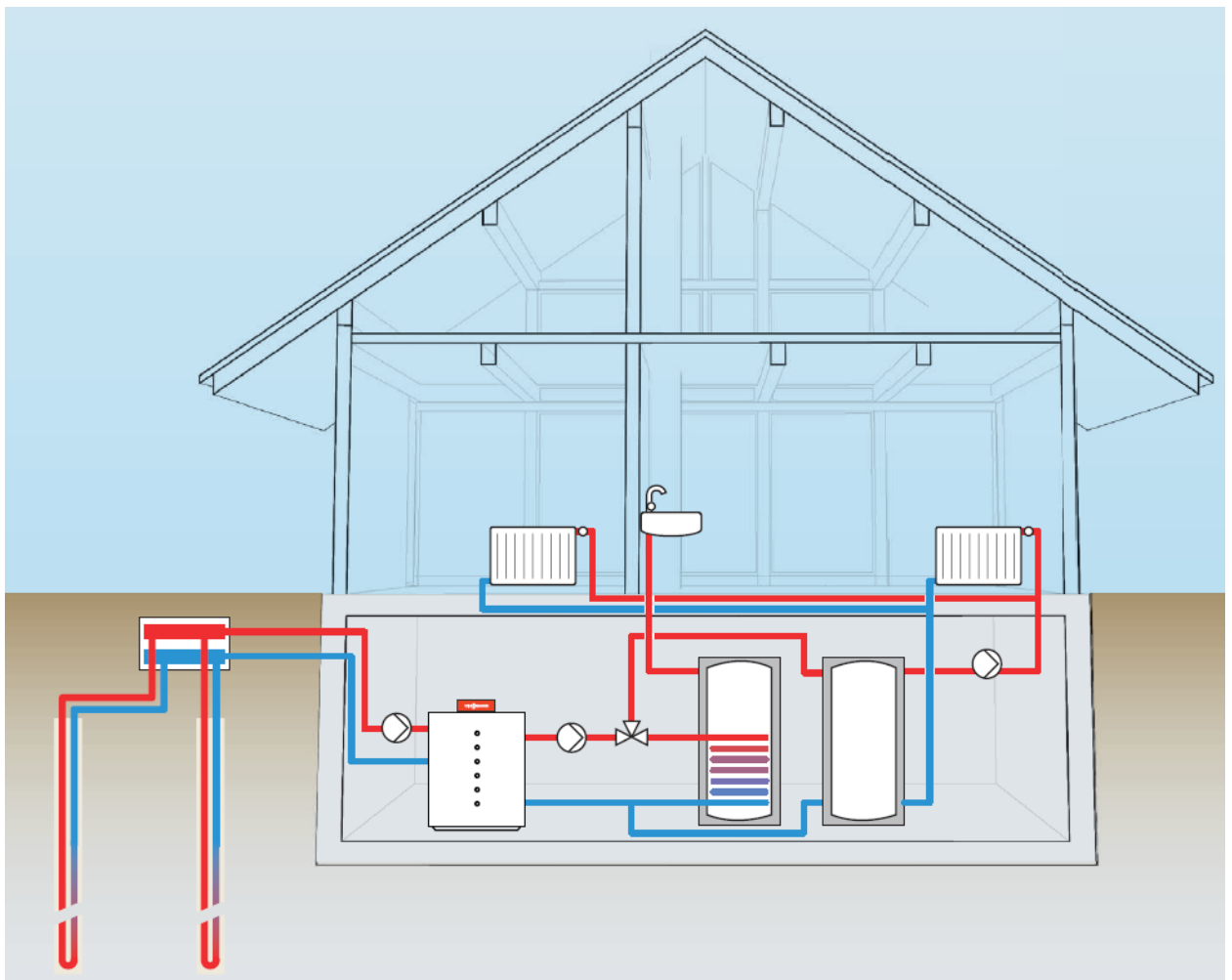


Рисунок 2 – Схема розсільно-водяного теплового насоса

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		11

Поглинання теплоти від ґрунту відбувається за допомогою горизонтальних або вертикальних (U-подібних) колекторів. В колекторах використовується проміжний теплоносій (розсіл), який передає тепло відібране від ґрунту через проміжний теплообмінник.

Вода також є чудовим джерелом низькопотенційної теплоти для теплового насосу. Навіть взимку температура води залишається сталою і дорівнює приблизно 4 °С. Також можна використовувати ґрунтові води у якості джерела теплоти. При цьому необхідно мати на увазі, що якість води повинна відповідати вимогам виробника теплових насосів через наявність різних домішок та мінералів у воді, що будуть відкладатись на стінках випарника та перешкоджати нормальному теплообміну.

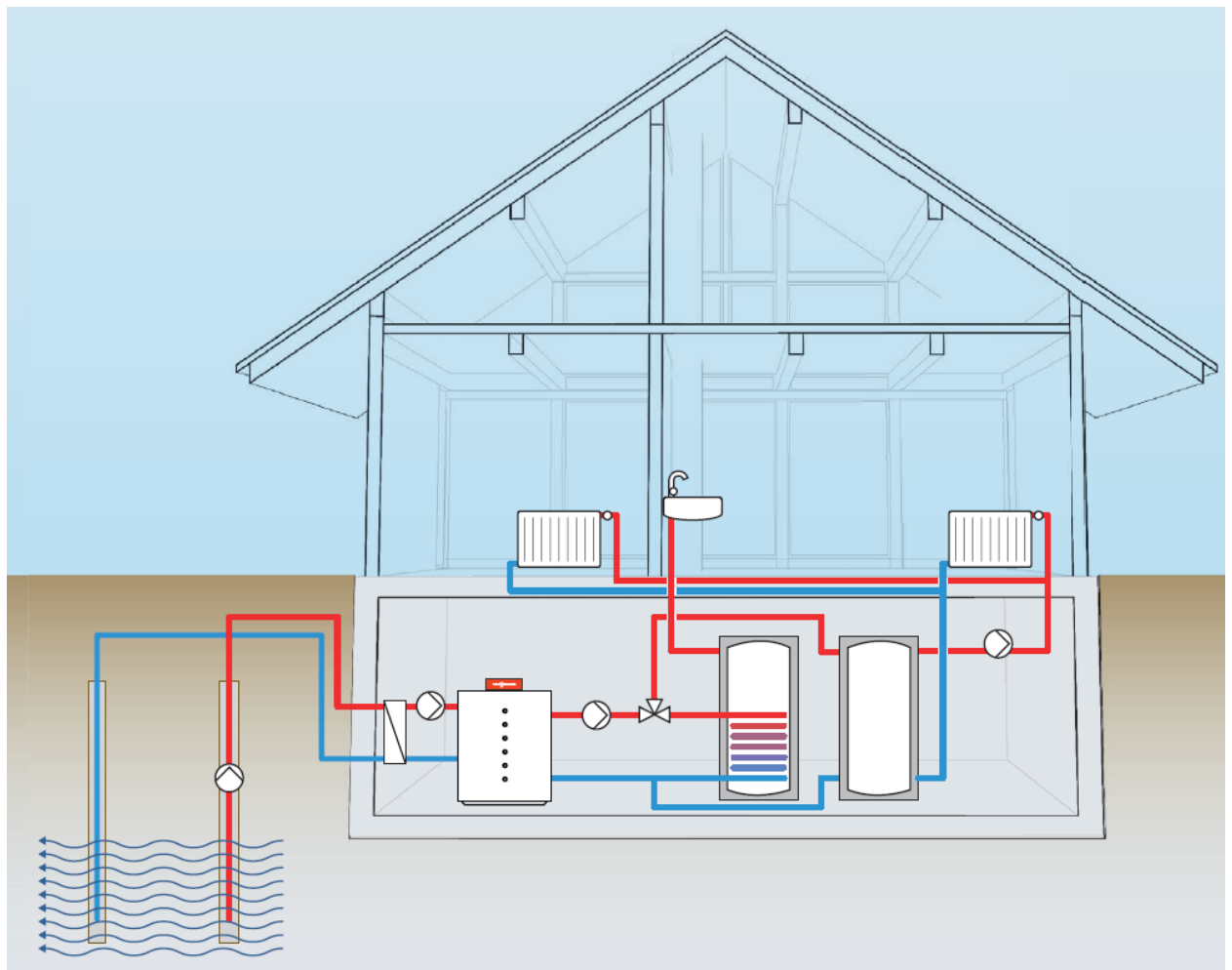


Рисунок 3 – Схема водо-водяного теплового насосу

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		12

Використання повітря як робочого середовища в тепловому насосі має деякі обмеження через низькі температури повітря у зимовий період року. Схема такого теплового насоса зображена на рис. 4.

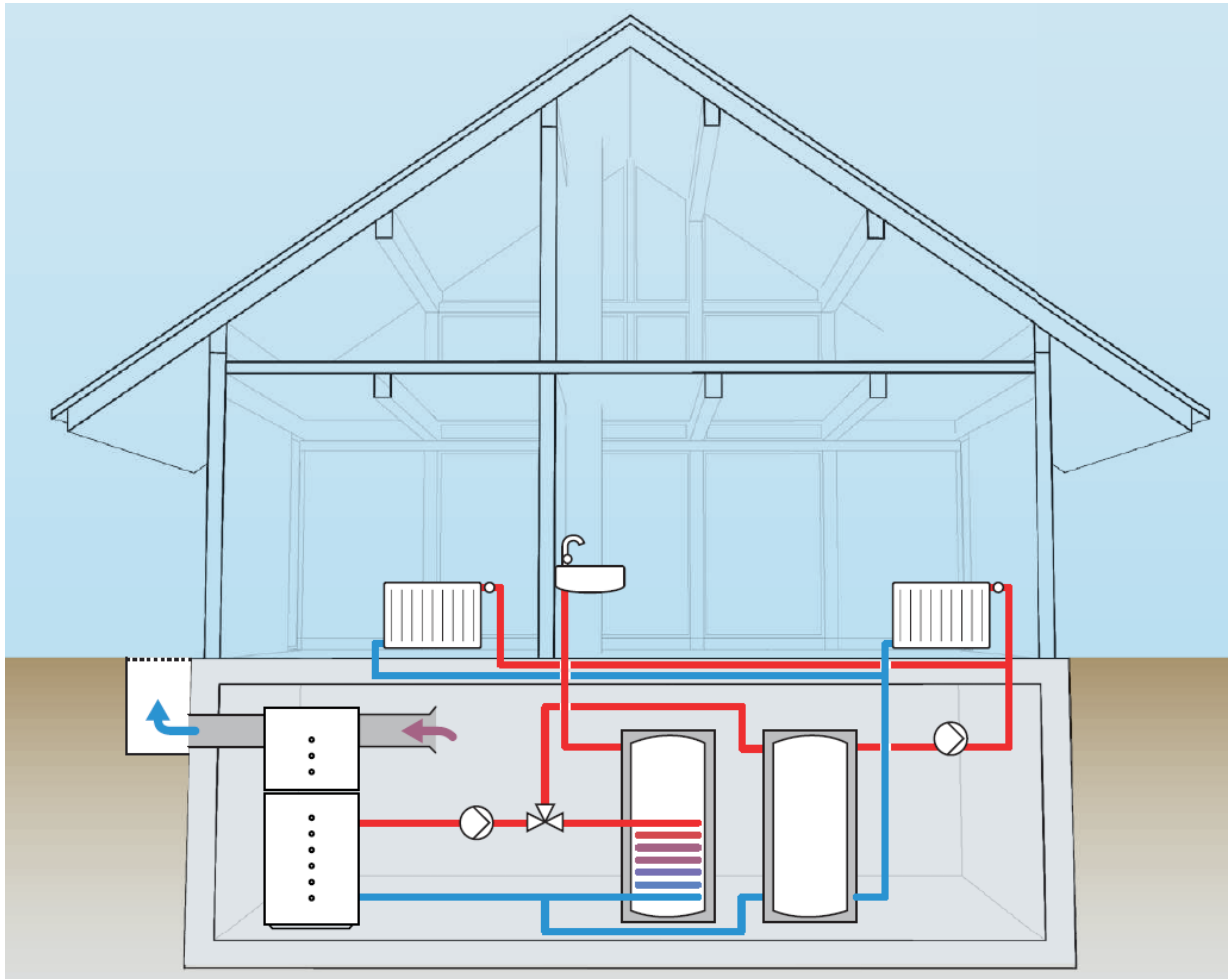


Рисунок 4 – Схема повітряно-водяного теплового насосу

Повітря засмоктується вентилятором, охолоджується у випарнику теплового насоса та скидається у навколишнє середовище. Повітряні теплові насоси дозволяють використовувати повітря з температурою не нижче -20°C . При цьому на стороні всмоктування повітря у зимовий період необхідно передбачати встановлення калорифера для додаткового підігріву холодного повітря для підвищення енергоефективності теплового насоса.

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		13

3 Розрахунок повітроохолоджувача поверхневого типу

3.1 Конструктивні характеристики поверхневих охолоджувачів повітря

Охолоджувачі повітря поділяються на контактні, поверхневі і змішані. Найбільш часто в холодильній та теплонасосній техніці застосовуються поверхневі охолоджувачі повітря. Розповсюджувачі повітря, в трубках яких кипить холодоагент, називаються апаратами безпосереднього охолодження. Якщо в трубках апарата протікає охолоджувач або вода, вони називаються апаратами з проміжним охолоджувачем. Для створення більш компактних поверхонь і зниження опору тепловіддачі від повітря, охолоджувачі повітря найчастіше виробляють ребреними зовні. Це доцільно при великих густинах теплових потоків.

Повітря, в контактних охолоджувачах повітря, стикається безпосередньо з холодоносієм. Конструктивно їх виконують з зрошуваною насадкою або з форсунками.

Усередині трубок охолоджувача повітря змішаного типу кипить холодоагент, а зовні зрошуються розчином, що має низьку температуру замерзання. Можливе зрошення трубок водою в охолоджувачах систем кондиціонування.

Поверхневі охолоджувачі повітря можуть бути ребристими або гладкотрубними. Гладкотрубні охолоджувачі повітря застосовують дуже рідко, в переважній більшості випадків використовуються ребристі.

Ребристі повітроохолоджувачі зазвичай діляться за типом ребра поверхні: навивні, пластинчасті, окремі насадні, спіральні-накатні, литі з алюмінію на сталевих цільнотягнутих трубах.

Найнадійніше сполучення з трубою мають литі ребра, які дозволяють створити оптимальний профіль, що забезпечує найбільшу ефективність тепловіддачі за мінімального гідравлічного опору.

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Спірально-навивні ребристі поверхні здійснюють навивуванням алюмінієвої, мідної або сталеві стрічки на трубу. Для виготовлення розсільних та аміачних повітроохолоджувачів великих холодильників застосовують сталеві оребрені труби.

При автоматичному відтаюванні інею оптимальний крок ребер становить 15 мм. Для фреонових апаратів застосовують мідні труби, а ребра здійснюють алюмінієвою або мідною стрічкою.

Спірально-накатні ребристі поверхні здійснюють видавлюванням ребер із товстостінної алюмінієвої або мідної труби. Накатки, в результаті одержують поверхню з трапецієподібними ребрами.

У конструкціях поверхневих охолоджувачів повітря, як правило, застосовують пластинчасте ребра труб. Переваги пластинчастого ребра - велика площа поверхні на одиницю об'єму і менший аеродинамічний опір.

У повітроохолоджувачах застосовують осьові вентилятори з профільованими лопатками з різними кутами повороту. Такі вентилятори мають крутопадаючі характеристики, що дозволяє підтримувати в певному діапазоні витрати повітря при зміні аеродинамічного опору внаслідок зменшення прохідного перерізу апарату, викликаного утворенням інею.

3.2 Розрахунок тепловологих параметрів повітроохолоджувача

Для використання охолодженого атмосферного повітря з метою кондиціонування або охолодження приміщення задаємося різницею температур між холодоагентом та повітрям приміщення:

$$\theta = t_{ном} - t_u = 10^{\circ}C$$

Тоді температура повітря у приміщенні:

$$t_{ном} = \theta - t_u = 10 - 0 = 10^{\circ}C$$

Вологість повітря в приміщенні приймаємо $\varphi_{ном} = 60\%$.

Для повітроохолоджувача поверхневого типу визначаємо нижченаведені тепловологісні параметри.

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Вологовміст, ентальпію та теплоємність повітря за середніми параметрами повітроохолоджувача:

$$d_{BO} = 0,622 \cdot \frac{\varphi_{ном} \cdot p_s(t_{ном})}{B - \varphi_{ном} \cdot p_s(t_{ном})}$$

$$d_{BO} = 0,622 \cdot \frac{0,6 \cdot 227,1}{10^5 - 0,6 \cdot 227,1} = 0,00085 \frac{\text{кг}_{с.в.}}{\text{кг}_{в.в.}}$$

де $B = 100 \text{кПа}$ – барометричний тиск;

$p_s(t_{ном}) = 227,1 \text{Па}$ – парціальний тиск насиченої водяної пари при середній температурі повітря $t_{ном}$;

$$i_{BO} = (1,01 + 1,97 \cdot d_{BO}) \cdot t_{ном} + 2493 \cdot d_{BO}$$

$$i_{BO} = (1,01 + 1,97 \cdot 0,00085) \cdot 10 + 2493 \cdot 0,00085 = 12,236 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}_{сух.в.}}$$

$$c_{BO} = 1,006 + 1,87 \cdot d_{BO}$$

$$c_{BO} = 1,006 + 1,87 \cdot 0,00085 = 1,0076 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Температура зовнішньої поверхні охолоджувача повітря з боку повітря:

$$t_{НП} = t_{ном} - (0,7..0,9) \cdot \Theta$$

$$t_{НП} = 10 - 0,7 \cdot 10 = 3^\circ \text{C}$$

Вологовміст, ентальпія і теплоємність повітря в шарі, що прилягає до зовнішньої поверхні охолоджувача повітря, з урахуванням того, що $\varphi_{НП} \approx 1$

$$d_{НП} = 0,622 \cdot \frac{p_s(t_{НП})}{B - p_s(t_{НП})}$$

$$d_{НП} = 0,622 \cdot \frac{757,5}{10^5 - 757,5} = 0,0047 \frac{\text{кг}_{с.в.}}{\text{кг}_{в.в.}}$$

$p_s(t_{НП}) = 757,5 \text{Па}$ – парціальний тиск насиченої водяної пари при температурі зовнішньої поверхні охолоджувача повітря $t_{НП}$;

$$i_{НП} = (1,01 + 1,97 \cdot d_{НП}) \cdot t_{НП} + 2493 \cdot d_{НП}$$

$$i_{НП} = (1,01 + 1,97 \cdot 0,0047) \cdot 3 + 2493 \cdot 0,0047 = 15,025 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}_{сух.в.}}$$

$$c_{НП} = 1,006 + 1,87 \cdot d_{НП}$$

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$c_{\text{НП}} = 1,006 + 1,87 \cdot 0,0047 = 1,0148 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Середня теплоємність повітря в інтервалі температур $t_{\text{ном}}$ та $t_{\text{НП}}$

$$c_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (c_{\text{ВО}} + c_{\text{НП}})$$

$$c_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (1,0076 + 1,0148) = 1,0112 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт вологовипадіння для охолоджувача повітря:

$$\xi_{\text{ВО}} = \frac{i_{\text{ВО}} - i_{\text{НП}}}{c_{\text{ср}} \cdot (t_{\text{ном}} - t_{\text{НП}})}$$

$$\xi_{\text{ВО}} = \frac{15,025 - 12,236}{1,0112 \cdot (10 - 3)} = 0,394$$

Тепловологісне відношення для охолоджувача повітря:

$$\varepsilon_{\text{во}} = r(t) \cdot \frac{\xi_{\text{ВО}}}{1 - \xi_{\text{ВО}}} = 2500 \cdot \frac{0,394}{1 - 0,394} = 706,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

де $r(t) = 2500 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ при $t_{\text{ном}} > 0^\circ\text{C}$.

Температура повітря, вміст води і ентальпія на вході (1) і виході (2) повітроохолоджувача:

$$t_1 = (t_{1y})_{\text{ном}} = 10^\circ\text{C}$$

$$t_2 = (t_{1y})_{\text{ном}} - \Delta t_{\text{ВО}} = 10 - 5 = 5^\circ\text{C}$$

де $\Delta t_{\text{ВО}} = 5^\circ\text{C}$ – температурний перепад повітря в охолоджувачі повітря.

Ентальпія повітря на вході (1) та виході (2) повітроохолоджувача:

$$i_1 = i_{\text{ВО}} + c_{\text{ВО}} \cdot \xi_{\text{ВО}} \cdot (t_1 - t_{\text{ном}})$$

$$i_1 = 12,236 + 1,0076 \cdot 0,394 \cdot (10 - 10) = 12,236 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}_{\text{сух.в.}}}$$

$$i_2 = i_{\text{ВО}} - c_{\text{ВО}} \cdot \xi_{\text{ВО}} \cdot (t_{\text{ном}} - t_2)$$

$$i_2 = 12,236 - 1,0076 \cdot 0,394 \cdot (10 - 5) = 14,22 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}_{\text{сух.в.}}}$$

Вологовміст на вході (1) і виході (2) охолоджувача повітря:

$$d_1 = \frac{i_1 - 1,01 \cdot t_1}{2493 + 1,97 \cdot t_1}$$

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$d_1 = \frac{12,236 - 1,01 \cdot 10}{2493 + 1,97 \cdot 10} = 0,00085 \frac{\text{кг}_{\text{с.в.}}}{\text{кг}_{\text{в.в.}}}$$

$$d_2 = \frac{i_2 - 1,01 \cdot t_2}{2493 + 1,97 \cdot t_2}$$

$$d_2 = \frac{14,22 - 1,01 \cdot 5}{2493 + 1,97 \cdot 5} = 0,00366 \frac{\text{кг}_{\text{с.в.}}}{\text{кг}_{\text{в.в.}}}$$

Масова витрата сухого повітря через охолоджувач повітря:

$$\dot{m}_{\text{с.в.}} = \frac{\dot{Q}_6}{i_1 - i_2}$$

$$\dot{m}_{\text{с.в.}} = \frac{7}{14,22 - 12,236} = 3,6 \text{ кг}_{\text{с.в.}}/\text{с}$$

Масова витрата вологого повітря через охолоджувач повітря:

$$\dot{m}_{\text{в.в.}} = \dot{m}_{\text{с.в.}} \cdot (1 + d_{\text{BO}})$$

$$\dot{m}_{\text{в.в.}} = 3,6 \cdot (1 + 0,00085) = 3,603 \text{ кг}/\text{с}$$

Відносна вологість повітря на вході в охолоджувач повітря:

$$\varphi_1 = 0,622 \cdot \frac{d_1 \cdot B}{p_s(t_1) \cdot (0,622 + d_1)}$$

де $p_s(t_1) = 227,1 \text{ Па}$ – парціальний тиск насиченої водяної пари при середній температурі повітря на вході у повітроохолоджувач t_1 ,

$$\varphi_1 = \frac{0,00085 \cdot 10^5}{227,1 \cdot (0,622 + 0,00085)} = 0,6 = 60\%$$

Об'ємна витрата вологого повітря за умовами входу в охолоджувач повітря:

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_{\text{с.в.}} \cdot \frac{R_{\text{с.в.}} \cdot T_1}{B - \varphi_1 \cdot p_s(t_1)}$$

де $R_{\text{с.в.}} = 286,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – газова постійна сухого повітря,

$$\dot{V}_1 = 3,6 \cdot \frac{286,7 \cdot 283}{10^5 - 0,6 \cdot 227,1} = 2,92 \text{ м}^3/\text{с} = 10\,512 \text{ м}^3/\text{год}$$

Продуктивність вентилятора:

$$\dot{V}_{\text{Вм}} = \frac{\dot{m}_{\text{с.в.}}}{\rho_{\text{н.у.}}}$$

де $\rho_{\text{н.у.}} = 1,205 \text{ кг}/\text{м}^3$ – щільність сухого повітря за нормальних умов,

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\dot{V}_{Bm} = \frac{3,6}{1,205} = \frac{3m^3}{c} = 10\,800 \text{ м}^3/\text{час}$$

Вологопотік до поверхні охолоджувача повітря (осушуюча здатність):

$$\dot{W}_{\text{го}} = \frac{\dot{Q}_{\text{в}}}{\varepsilon_{\text{го}}}$$

$$\dot{W}_{\text{го}} = \frac{7}{706,9} = 0,0101 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

3.3 Визначення коефіцієнта тепловіддачі з боку повітря

Теплообмін між повітрям та зовнішньою поверхнею носить складний характер через поєднання його з масообміном.

Для розрахунку коефіцієнта теплопередачі вводять на розгляд наведений коефіцієнт тепловіддачі, з урахуванням термічного опору:

$$(\alpha_1)_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вл}}} + \frac{\delta_{\text{ин}}}{\lambda_{\text{ин}}}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

де $\alpha_{\text{вл}}$ – коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря з урахуванням вологовипадіння, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

$\alpha_{\text{к}}$ – коефіцієнт тепловіддачі без урахування масообміну, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

$\delta_{\text{ин}}$, $\lambda_{\text{ин}}$ – товщина та середня теплопровідність інею;

Зважаючи на те, що температура кипіння холодильного агента $t_0 = 0^\circ\text{C}$ приймаємо для розрахунку можливе випадання інею $\delta_{\text{ин}} = 1\text{мм}$, $\lambda_{\text{ин}} = 0,23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Для визначення конвективної складової коефіцієнта тепловіддачі використовують загальноприйняті методики [1, 2]. Для коридорного пучка труб із пластинчастими ребрами можна використовувати рівняння

Число Нусельта

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot \left(\frac{L}{d_{\text{ин экв}}} \right)^m,$$

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot d_{\text{экв}}^{\text{ин}}}{\nu_{\text{е}}} = \frac{5 \cdot 0,00828}{(13,41 + 0,0874 \cdot (-12)) \cdot 10^{-6}} = 3349$$

Еквівалентний діаметр інею

$$d_{\text{экв}}^{\text{ин}} = \frac{2 \cdot (S - d_{\text{н}} - 2\delta_{\text{ин}}) \cdot (t_{\text{р}} - \delta_{\text{р}} - 2\delta_{\text{ин}})}{(S - d_{\text{н}} - 2\delta_{\text{ин}}) + (t_{\text{р}} - \delta_{\text{р}} - 2\delta_{\text{ин}})}$$

де $S = 40\text{мм}$ – крок трубок повітроохолоджувача;

$d_{\text{н}} = 16\text{мм}$ – зовнішній діаметр трубок;

$\delta_{\text{р}} = 0,4\text{мм}$ – товщина ребра;

$t_{\text{р}} = 7,5\text{мм}$ – шаг ребра,

$$d_{\text{экв}}^{\text{ин}} = \frac{2 \cdot (40 - 16 - 1) \cdot (7,5 - 0,4 - 1)}{(40 - 16 - 1) + (7,5 - 0,4 - 1)} = 9,64\text{мм}$$

Кінематична в'язкість повітря

$$\nu_{\text{е}} = (13,41 + 0,0874 \cdot t_{\text{ном}}) \cdot 10^{-6}$$

$$\nu_{\text{е}} = (13,41 + 0,0874 \cdot 10) \cdot 10^{-6} = 14,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

Швидкість повітря в живому перерізі ребер приймаємо $w = 5\text{м/с}$, тоді

$$Re = \frac{w \cdot d_{\text{экв}}^{\text{ин}}}{\nu_{\text{е}}} = \frac{5 \cdot 0,00964}{14,3 \cdot 10^{-6}} = 3371$$

Відносна довжина пластин

$$L = N_2 \cdot S,$$

де $N_2 = 12$ – кількість рядів труб по ходу повітря,

$$L = 12 \cdot 40 = 480\text{мм}$$

Для розрахунку коефіцієнтів критерію Нусельта використовуються такі вирази

$$C = 0,518 - 0,02315 \cdot \frac{L}{d_{\text{экв}}^{\text{ин}}} + 0,425 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{L}{d_{\text{экв}}^{\text{ин}}}\right)^2 - 3 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{L}{d_{\text{экв}}^{\text{ин}}}\right)^3 \cdot (1,36 - 0,24 \cdot 10^{-3} \cdot Re)$$

$$C = 0,518 - 0,02315 \cdot 49,79 + 0,425 \cdot 10^{-3} \cdot (49,79)^2 - 3 \cdot 10^{-6} \cdot (49,79)^3 \cdot (1,36 - 0,24 \cdot 10^{-3} \cdot 3371) = 0,518 - 1,153 + 1,054 - 0,204 = 0,215$$

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{\text{экв}}^{\text{ин}}}$$

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{480}{9,64} = 0,779$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{Re}{1000}$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{3371}{1000} = -0,01032 \text{ тоді}$$

$$Nu = 0,215 \cdot 3371^{0,779} \cdot (49,79)^{-0,01032} = 115,62$$

Коефіцієнт тепловіддачі без урахування масообміну

$$\alpha_{\kappa} = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{г}}}{d_{\text{экв}}}$$

Коефіцієнт теплопровідності повітря при $t_{\text{ном}}$

$$\lambda_{\text{г}} = (2,4365 + 0,0079 \cdot t_{\text{ном}}) \cdot 10^{-2}$$

$$\lambda_{\text{г}} = (2,4365 + 0,0079 \cdot 10) \cdot 10^{-2} = 2,52 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

$$\alpha_{\kappa} = \frac{115,62 \cdot 2,52 \cdot 10^{-2}}{0,00964} = 302 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря з урахуванням вологовипадання

$$\alpha_{\text{вл}} = \xi_{\text{во}} \cdot \alpha_{\kappa}$$

$$\alpha_{\text{вл}} = 0,394 \cdot 302 = 119 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Наведений коефіцієнт тепловіддачі

$$(\alpha_1)_{\text{нр}} = \frac{1}{\frac{1}{119} + \frac{0,001}{0,23}} = 78,42 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

3.4 Визначення коефіцієнта тепловіддачі з боку холодильного агента

Кипіння холодоагентів пов'язане з умовами підведення тепла і в першу чергу з величиною питомого теплового потоку, що визначається за залежністю

$$q_{\text{ен}} = (\alpha_1)_{\text{нр}} \cdot (t_{\text{ном}} - t_{\text{нп}}) \cdot \beta_{\text{р}}, \text{Вт/м}^2$$

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Коефіцієнт ребра для ребристого елемента і в цілому для апарату

$$\beta_p = \frac{f_p + f_{тр.н.}}{f_{тр.вн.}}$$

Площа поверхні ребра

$$f_p = 2 \cdot \left(H_p^2 - \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \right) + 2 \cdot H_p \cdot \delta_p$$

$$f_p = 2 \cdot \left(40^2 - \frac{3,14 \cdot 16^2}{4} \right) + 2 \cdot 40 \cdot 0,4 = 1415 \text{ мм}^2 = 1,415 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Площа зовнішньої поверхні труби

$$f_{тр.н.} = \pi \cdot d_n \cdot t_p$$

$$f_{тр.н.} = 3,14 \cdot 16 \cdot 7,5 = 376,8 \text{ мм}^2 = 0,3768 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Площа внутрішньої поверхні труби

$$f_{тр.вн.} = \pi \cdot d_{вн.} \cdot t_p$$

$$f_{тр.вн.} = 3,14 \cdot 14 \cdot 7,5 = 329,7 \text{ мм}^2 = 0,3297 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Розрахункова висота ребра дорівнює кроку встановлення труб

$$H_p = S = 40 \text{ мм}$$

Внутрішній діаметр трубки

$$d_{вн.} = d_n - 2 \cdot \delta_{ст}$$

$$d_{вн.} = 16 - 2 \cdot 1 = 14 \text{ мм}$$

Коефіцієнт ребра для ребристого елемента і в цілому для апарату

$$\beta_p = \frac{1415 + 376,8}{329,7} = 5,4$$

Питомий тепловий потік

$$q_{вн} = 78,42 \cdot (10 - 3) \cdot 5,4 = 2964 \text{ Вт/м}^2$$

Для фреонів, що киплять у горизонтальних трубах, середній коефіцієнт тепловіддачі з боку холодоагенту визначається за рівнянням

$$\alpha_0 = C^* \cdot q_{вн}^{0,15} \cdot u_{жс}^{n^*} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

де $u_{жс}$ – масова швидкість рідкої фази холодоагенту, кг/(с·м²)

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$u_{жс} = \frac{\dot{Q}_И}{q_0 \cdot f_{тр.вн.} \cdot N_2}$$

$$u_{жс} = \frac{7,14}{119 \cdot 0,3297 \cdot 10^{-3} \cdot 12} = 15,16 \text{кВт/с} \cdot \text{м}^2$$

Коефіцієнти $C^* = 23,4$ та $n^* = 0,47$.

Середній коефіцієнт тепловіддачі з боку холодоагенту

$$\alpha_0 = 23,4 \cdot 2964^{0,15} \cdot 15,16^{0,47} = 278 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

3.5 Визначення коефіцієнта теплопередачі та поверхні теплообміну

Для розрахунку коефіцієнта теплопередачі використовується вираз, що враховує всі термічні опори між повітрям і середовищем, що охолоджує

$$k = \frac{1}{\frac{1}{(\alpha_1)_{np} \cdot E_n} + \frac{\beta_p}{\alpha_0}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт ефективності зовнішньої поверхні охолоджувача повітря

$$E_n = \chi \cdot E_p + \frac{1 - \chi \cdot E_p}{\beta^*}$$

де $\chi = 0,95$ – коефіцієнт, що враховує опір контакту між трубою та ребром для насадних ребер з циліндричною відбортовкою (з коміром).

Коефіцієнт ребра, віднесений до зовнішньої поверхні труб

$$\beta^* = \frac{f_p + f_{тр.н}}{f_n} = \frac{1415 + 376,8}{376,8} = 4,8$$

Коефіцієнт ефективності ребра

$$E_p = \frac{th(\tilde{m}h)}{\tilde{m}h} = \frac{1 - \exp(-2\tilde{m}h)}{1 + \exp(-2\tilde{m}h)}$$

У свою чергу, параметри комплексу $\tilde{m}h$:

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\tilde{m} = \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{\xi_{\text{го}} \cdot \alpha_{\kappa}} + \frac{\delta_{\text{ин}}}{\lambda_{\text{ин}}}\right) \cdot \lambda_p \cdot \delta_p}}$$

$$\tilde{m} = \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{0,394 \cdot 302} + \frac{0,001}{0,23}\right) \cdot 203 \cdot 0,0004}} = 43,9$$

$\lambda_p = 203 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ – теплопровідність матеріалу ребра (алюміній).

Умовна висота ребра

$$h = 0,5 \cdot d_n \cdot (\rho - 1) \cdot (1 + 0,805 \cdot \lg \rho)$$

$$h = 0,5 \cdot 0,016 \cdot (2,862 - 1) \cdot (1 + 0,805 \cdot 0,457) = 0,02 \text{ м}$$

$$\rho = \frac{1,28 \cdot S}{d_n} \sqrt{\frac{S}{S} - 0,2}$$

$$\rho = \frac{1,28 \cdot 40}{16} \sqrt{1 - 0,2} = 2,862$$

Коефіцієнт ефективності ребра

$$E_p = \frac{1 - \exp(-2 \cdot 43,9 \cdot 0,02)}{1 + \exp(-2 \cdot 43,9 \cdot 0,02)} = 0,8$$

Коефіцієнт ефективності зовнішньої поверхні охолоджувача повітря:

$$E_n = 0,95 \cdot 0,8 + \frac{1 - 0,95 \cdot 0,8}{4,8} = 0,81$$

Поверхня теплообміну охолоджувача повітря:

$$F_{\text{ВО}} = \frac{\dot{Q}_H}{k \cdot \theta}$$

де $\theta = 10^\circ \text{C}$ – різниця температур між холодоагентом та повітрям приміщення.

Коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{78,42 \cdot 0,81} + \frac{5,4}{278}} = 28,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Поверхня теплообміну охолоджувача повітря

$$F_{BO} = \frac{7140}{28,4 \cdot 10} = 25 \text{ м}^2$$

Уточнюємо температуру зовнішньої поверхні охолоджувача повітря

$$t'_{nn} = t_{ном} - \frac{k \cdot \Theta}{(\alpha_1)_{np}}$$
$$t'_{nn} = 10 - \frac{28,4 \cdot 10}{78,42} = 6,4^\circ \text{C}$$

3.6 Компонувальний розрахунок

Завдання розрахунків компоновання полягає у визначенні лінійних розмірів теплообмінного блоку при заданому значенні кроку труб S , швидкості повітря і знайденої поверхні теплообміну, що забезпечує відведення від повітря теплового потоку \dot{Q}_H .

Визначаємо зовнішню поверхню ребристого елемента

$$f_0 = f_p + f_{тр.н.}$$
$$f_0 = 1415 + 376,8 = 1791,8 \text{ мм}^2 = 1,7918 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Загальна кількість ребристих елементів апарату

$$n_{tot} = \frac{F_{BO}}{f_0}$$
$$n_{tot} = \frac{25}{1,7918 \cdot 10^{-3}} = 13\,952$$

Загальна довжина ореброваних труб апарату

$$l_{tot} = n_{tot} \cdot t_p$$
$$l_{tot} = 13952 \cdot 0,0075 = 104,64 \text{ м}$$

Мінімальний живий переріз апарату у фронтальній площині

$$f_{\min} = \frac{\dot{V}_1}{w_g}$$
$$f_{\min} = \frac{1,872}{5} = 0,3744 \text{ м}^2$$

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Площа живого перерізу між двома ребристими елементами у фронтальній площині

$$f_{p.эл.} = (S_1 - d_n - 2 \cdot \delta_{ин}) \cdot (t_p - \delta_p - 2 \cdot \delta_{ин})$$

$$f_{p.эл.} = (40 - 16 - 1) \cdot (7,5 - 0,4 - 1) = 140,3 \text{ мм}^2 = 0,1403 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Кількість ребристих елементів у передньому перерізі апарату

$$n_{фр} = \frac{f_{min}}{f_{p.эл.}}$$

$$n_{фр} = \frac{0,3744}{0,1403 \cdot 10^{-3}} = 2668$$

Число рядів труб по ходу повітря

$$N_2 = \frac{n_{tot}}{n_{фр}}$$

$$N_2 = \frac{13952}{2668} = 11,2 \approx 12$$

Довжина труб, що приймається у фронтальному перерізі

$$l_{фр} = (1,5 \div 1,7) \cdot D_{BT} \cdot Z_{BT}$$

де $D_{BT} = 500 \text{ мм}$ – діаметр вентилятора;

$Z_{BT} = 2$ – число вентиляторів

$$l_{фр} = 1,7 \cdot 600 \cdot 2 = 2040 \text{ мм}$$

Число рядів труб у фронтальній площині

$$N_1 = \frac{l_{tot}}{l_{фр} \cdot N_2} = \frac{104,64}{2,04 \cdot 12} = 18$$

Габаритні розміри теплообмінного блока:

$$\text{довжина } A_{BO} = l_{фр} = 2040 \text{ мм};$$

$$\text{ширина } B_{BO} = N_1 \cdot S_1 = 18 \cdot 40 = 720 \text{ мм};$$

$$\text{висота } H_{BO} = N_2 \cdot S_2 = 12 \cdot 40 = 480 \text{ мм}.$$

Величина l уточнюється з урахуванням округлень числа рядів N_2 та N_1 .

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

3.7 Розрахунок аеродинамічного опору

Сумарний аеродинамічний опір повітряної порожнини апарату з урахуванням інею може бути розрахований за рівнянням

$$\Delta p = 1,35 \cdot N_2 \cdot \left(\frac{h_p}{d_H}\right)^{0,45} \cdot \left(\frac{t_p}{d_H}\right)^{-0,72} \cdot Re_\epsilon^{-0,24} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}$$

Висота ребра

$$h_p = \frac{S - d_H}{2}$$
$$h_p = \frac{40 - 16}{2} = 12 \text{ мм}$$

Критерій Рейнольдса для повітря

$$Re_\epsilon = \frac{w \cdot (d_H + 2 \cdot \delta_{ин})}{\nu_\epsilon}$$
$$Re_\epsilon = \frac{5 \cdot (0,016 + 2 \cdot 0,001)}{14,3 \cdot 10^{-6}} = 6294$$

Щільність повітря у приміщенні

$$\rho = (1 + d_{BO}) \cdot \frac{B - \varphi_{ном} \cdot p_s(t_{ном})}{R_{с.в.} \cdot T_{ном}}$$
$$\rho = (1 + 0,00085) \cdot \frac{10^5 - 0,6 \cdot 227,1}{286,7 \cdot 283} = 1,23 \text{ кг/м}^3$$

Сумарний аеродинамічний опір повітряної порожнини апарату:

$$\Delta p = 1,35 \cdot 12 \cdot \left(\frac{0,012}{0,016}\right)^{0,45} \cdot \left(\frac{0,0075}{0,016}\right)^{-0,72} \cdot 6294^{-0,24} \cdot \frac{1,23 \cdot 5^2}{2} = 46,27 \text{ Па}$$

На основі обчисленого Δp та витрати \dot{V}_1 підбирається вентилятор для охолоджувача повітря.

Вентилятор МЦ №6: $D = 600 \text{ мм}$; $N_{эл.дв} = 1 \text{ кВт}$; $n = 930 \text{ об/мин}$; $\Delta p = 50 \text{ Па}$; $\dot{V}_1 = 4,2 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{час}$; $\eta = 0,55$.

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

4 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях

При експлуатації теплонасосних установок можлива дія на працівників ряду небезпечних і шкідливих виробничих факторів, у тому числі: уламків обладнання, що розлітаються, струменів холодоагенту (рідкого, газоподібного під тиском), холодоносіїв при можливих руйнуваннях елементів обладнання та трубопроводів (компресори, насоси, вентиля); підвищеної чи зниженої температури поверхонь обладнання та трубопроводів; замикання електричних кіл через тіло людини; недостатньої освітленості робочих зон тощо [6, 7].

Для обслуговування обладнання, трубопроводів, арматури та інших елементів теплонасосних установок, що розташовані на висоті вище 1,8 м від землі, повинні передбачатися відповідні майданчики, сходи, драбини.

В рамках випускної роботи як робоча речовина теплонасосної установки використовується холодильний агент R134a. Він не руйнує озоновий шар, призначений для заміни R12 в середньотемпературних агрегатах. R134a має нульовий потенціал руйнування озонового шару ODP, а його потенціал глобального потепління GWP (вуглекислого газу) становить 1300, що набагато нижче, ніж у R12, що дорівнює 8500. Фреон R134a нетоксичний і не займається у всьому діапазоні температур експлуатації. Однак при попаданні повітря в систему та його стисканні можуть утворюватися горючі суміші. Тому холодоагент не можна змішувати з повітрям для проведення випробувань під тиском на предмет виявлення витоків.

З початку допустимий рівень впливу даного фреону становить 1000 частин/млн., що порівняно з ГДК 1000 частин/млн., властиве R12. За класифікацією ASHRAE "Класифікація з груп безпеки" (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) запроваджено дві категорії холодоагентів за токсичністю – А та В, та три групи пожежної безпеки у кожній з цих категорій [8, 9].

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

До категорії "А" віднесені речовини з ГДК, більшою ніж 400 мг/м³. До категорії "В" відносять холодоагенти, токсичні при концентрації повітря менше 400 мг/м³. Першу групу в кожній категорії складають негорючі холодоагенти, другу - з "помірною" займистістю, третю - високогорючі. Так, всі HFC-холодоагенти мають індекс А1, оскільки вважаються нетоксичними та незаймистими, тому холодильний агент R134а відноситься до класу А1. R134а – ідеальний холодоагент для областей застосування, де особливе значення надається безпеці та сталості експлуатаційних характеристик.

Для захисту працівників від наслідків можливих руйнувань елементів обладнання та трубопроводів холодильних та теплонасосних установок слід передбачати: прилади протиаварійного автоматичного захисту (ПАЗ); запобіжні пристрої тиску; своєчасний огляд апаратів (судин) та трубопроводів.

У машинних відділеннях із централізованими холодильними установками постійного чи нецілодобового обслуговування передбачається вакуум-насос. Необхідність та типорозмір вакуум-насоса вирішуються проектною документацією. Для аварійного (ремонтного) звільнення від холодоагенту охолоджувальних пристроїв, судин та апаратів у централізованих (розгалужених) схемах передбачається дренажний ресивер або колектор для зливу холодоагенту в балони. Трубопроводи з холодоагентом або холодоносієм у холодильних камерах та інших приміщеннях споживачів холоду повинні прокладатися без перетину вантажного об'єму, таким чином, щоб була виключена можливість пошкодження вантажами, що їх переміщуються, або транспортними засобами. Забороняється з'єднувати між собою перемичками технологічні трубопроводи для холодильних установок (машин) з дозованою зарядкою. Дозволяється об'єднувати лише допоміжні трубопроводи, якщо це не суперечить технічним документам організації-виробника обладнання. Гирло трубопроводу для аварійного викиду холодоагенту у передбачених випадках від запобіжних клапанів в атмосферу має бути віддалено від вікон, дверей, повітроприймальних отворів і

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

розташовуватися вище за них не менше ніж на 2 м і не більше ніж на 5 м від рівня землі. Струмінь холодоагенту, що випускається, не допускається направляти вниз, гирло труби повинно бути захищене від атмосферних опадів. Висота від підлоги до виступаючих частин устаткування, трубопроводів, арматури в проходах машинних відділень має бути менше 2 м.

Слід передбачати приміщення чи місце для чергової зміни працівників, які обслуговують холодильну або теплонасосну установку. Двері машинних та апаратних відділень, а також охолоджуваних приміщень (камер) повинні відчинятися назовні, у бік виходу. У машинних (апаратних) відділеннях для обслуговування холодильного обладнання та арматури, що розташовані на висоті вище 1,8 м від підлоги, повинні передбачатися металеві майданчики з огорожею та сходами. Огородження повинні бути висотою не менше 1 м, внизу повинна бути суцільна металева зашивка (бортик) висотою не менше 15 см. Дозволяється не влаштовувати майданчик для одиночної арматури, що рідко використовується, розташованої вище 1,8 м від підлоги. В цьому випадку арматура обслуговується з переносної драбини. Для зберігання балонів з холодоагентом передбачається склад відповідно до чинної нормативної документації. У приміщеннях, де встановлено обладнання, дозволяється влаштовувати канали, які повинні закриватися врівень із підлогою спеціальними плитами або металевими рифленими листами, або мати огорожу. Підлоги повинні бути рівними, з вогнетривкого матеріалу, що не піддаються швидкому зносу, маслостійкими та неслизькими. У машинних відділеннях передбачаються каналізаційні трапи видалення стічних вод з урахуванням вимог санітарних норм.

Теплонасосна установка з урахуванням вимог чинної нормативної документації, конструкції обладнання та завдань споживача повинна бути забезпечена достатньою кількістю відсічних вентилів для зниження втрат холодоагенту при експлуатації установок, особливо при усуненні можливих аварійних ситуацій та проведенні ремонтних робіт. Запірні вентиля

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

рекомендується встановлювати на всмоктувальному та нагнітальному трубопроводах компресора (для компресорів з теоретичною об'ємною продуктивністю понад 10 м³/год та за відсутності на них вбудованих вентилів). Штоки вентилів мають бути закриті захисними ковпаками. На холодильних і теплонасосних установках із заправкою 2,5 кг холодоагенту та більше запірні вентиля рекомендується встановлювати на ресивері на вході та виході холодоагенту. У разі заводського постачання компресорно-конденсаторного агрегату встановлення вентиля на вході холодоагенту в ресивер необов'язкове.

Холодильний агент R134a при змішуванні з повітрям, а також при попаданні відкритого вогню може утворювати горючі та вибухонебезпечні суміші. Тому, при роботі холодильної або теплонасосної установки необхідно дотримуватися таких правил безпеки:

- куріння в машинних відділеннях, а також в інших приміщеннях, де встановлене холодильне або теплонасосне обладнання, забороняється;

- варіння та паяння при ремонті машин, агрегатів, апаратів, трубопроводів діючих холодильних та теплонасосних систем повинні застосовуватись під наглядом старшого технічного персоналу та за наявності письмового дозволу працівника, відповідального в організації за справний стан, правильну та безпечну експлуатацію холодильних систем;

- перед зварюванням або пайкою слід видалити холодоагент з холодильного обладнання або трубопроводу, що ремонтується;

Так як холодильний агент R134a зберігається і транспортується в балонах, то відповідно до Правил будови та безпечної експлуатації судин, що працюють під тиском забороняється:

- розміщувати балон біля джерел теплоти та відкритого полум'я (печі, опалювальні пристрої, парові труби тощо) та струмопровідних кабелів та проводів;

- зберігати балони під прямими сонячними променями, де температура може перевищувати 52 °С;

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- користуватися пальниками або відкритим полум'ям для розігріву балона під час робіт із заправки холодоагенту;

- використовувати разові балони для холодоагентів як ємності для стисненого повітря.

Вибухобезпека має бути забезпечена вибухопопередженням та вибухозахисною, а також організаційно-технічними заходами.

Запобіжні клапани служать для автоматичного випуску надлишку газоподібного середовища із системи високого тиску при надмірному підвищенні тиску в систему низького тиску або в атмосферу, та забезпечують безпечну експлуатацію та запобігання аваріям.

Запобіжний клапан є автоматичним механізмом, що самостійно закривається при зниженні тиску до робочого або трохи нижче його. При цьому на золотник діє зусилля пружини, що врівноважує силу впливу на золотник робочого тиску і силу, що притискає кромки кільця золотника і сідла один до одного і створює питомий тиск на цих поверхнях, що забезпечує необхідний ступінь герметичності при затворі клапана.

При підвищенні тиску в системі вище робочого розрахункового, ущільнююча сила і питомий тиск на ущільнюючі кромки затвора зменшуються і настає момент, коли починається протікання середовища через затвор.

У міру подальшого підвищення тиску золотник клапана починає підніматися і при досягненні певного тиску клапан повністю відкривається. Запобіжний клапан закривається, коли в системі тиск спадає до робочого або трохи нижче за нього.

Запобіжні клапани встановлюють на кожному ступені компресора, а також у конденсаторі.

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Арсеньев В. М. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навчальний посібник / В. М. Арсеньев, С. С. Мелейчук. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 364 с.
2. Арсеньев, В.М. Теплонасосна технологія енергозбереження : навч. посіб. / В. М. Арсеньев. — Суми : СумДУ, 2011. — 283 с.
3. Альтернативні енергоресурси. Вступ до спеціальності: навчальний посібник / С. В. Бойченко, А. В. Яковлева, О. О. Вовк, Казимир Лейда, С. Й. Шаманський; за заг. редакцією С. В. Бойченка. – К.: НАУ, 2021. – 397 с.
4. Безродний М. К. Теплові насоси та їх використання : посіб. / М. К. Безродний, І. І., Пуховий, Д. С. Кутра. – К.: НТУУ «КПІ», 2013. – 289 с.
5. Геллер С. Тепловые насосы: комплексный подход / С. Геллер // Насосы & оборудование. – Киев. – 2007. – № 1 (42). – С. 41–43.
6. НПАОП 0.00-1.69-13 "Правила охорони праці під година експлуатації тепломеханічного обладнання електростанцій, теплових ятерів і тепловикористовувальних установок".
7. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування повітря. – Чинний від 01.01.2014. – Київ: Мінрегіонбуд, 2013. – 141 с.
8. СТУ Н Б В.1.1-27:2010 Будівельна кліматологія: – Чинний від 01.11.2011. – К. : Мінрегіонбуд України, 2011. – 123 с.
9. СНиП 2.04.05-91У* Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. – Чинний від 01.10.1996. – К. : Державний комітет України з будівництва та архітектури, 1996. – 84 с.
10. Інструкція з проектування теплових насосів Viessmann з електроприводом для опалення й нагрівання питної води в моно- та бівалентних опалювальних установках, 2017. – 228 с.

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		33