

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІНЖЕНЕРНИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
ім. Ю.М.ПОТЕБНІ
КАФЕДРА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ ТА ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ**

Кваліфікаційна робота
другий магістерський
(рівень вищої освіти)

на тему Дослідження доцільності використання теплонасосної
установки для опалення комплексу промислових споруд

Виконав: студент 2 курсу, групи 8.1440-з
спеціальності теплоенергетика

(код і назва спеціальності)

освітньої програми теплоенергетика

(код і назва освітньої програми)

спеціалізації

(код і назва спеціалізації)

Стрикало Олександр Юрійович

(ініціали та прізвище)

Керівник к.т.н., доцент Ільїн С.В.

(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Рецензент проф, д.т.н. Банах В.А.

(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Запоріжжя
2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики

Рівень вищої освіти другий магістерський

Спеціальність 144 Теплоенергетика
(код та назва)

Освітня програма Теплоенергетика
(код та назва)

Спеціалізація _____
(код та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

«02» лютий 2022 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ

Стрикало Олександр Юрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи (проекту) Дослідження доцільності використання теплонасосної установки для опалення комплексу промислових споруд

керівник роботи Ільїн Сергій Віталійович, к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ЗНУ від «30» червня 2021 року № 975-с

2 Строк подання студентом роботи 01 лютого 2022 р.

3 Вихідні дані до роботи Геометричні характеристики приміщення, кліматичні умови, теплофізичні властивості холодоагента.

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Визначення питомих параметрів циклу. Визначення режимних параметрів ТНУ. Розрахунок компресора теплонасосної установки. Газодинамічний розрахунок компресора. Вибір електродвигуна. Гідравлічний розрахунок. Розрахунок горизонтального кожухотрубного випарника.

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових кресл
Компресор теплонасосної установки. Електродвигун. Горизонталь
кожухотрубний випарник.

6 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Ільїн С.В.		
2	Ільїн С.В.		
3	Ільїн С.В.		


7 Дата видачі завдання 05 травня 2021 р

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Прим
1	Сучасний стан питання	05.05.2021	
2	Дослідження доцільності використання теплонасосної установки для опалення комплексу промислових споруд	01.08.2021	
3	Охорона праці	05.11.2021	
4	Оформлення пояснювальної записки	01.12.2021	
5	Підготовка презентації	10.12.2021	


Студент  (підпис)

О.Ю. Стрикало
(ініціали та прізвище)

Керівник роботи (проекту)  (підпис)

С.В. Ільїн
(ініціали та прізвище)

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер 

С.Є. Чижов

ЗМІСТ

ВСТУП

1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

- 1.1 Історія підприємства
- 1.2 Основні характеристики гвинтового компресора
- 1.3 Експлуатація масла гвинтового компресора
- 1.4 Призначення теплонасосної установки
- 1.5 Розрахунок теплопритоків опалюваного приміщення

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОПАЛЕННЯ КОМПЛЕКСУ ПРОМИСЛОВИХ СПОРУД

- 2.1 Початкові дані
- 2.2 Визначення питомих параметрів циклу
- 2.3 Визначення режимних параметрів ТНУ
- 2.4 Розрахунок компресора теплонасосної установки
- 2.5 Газодинамічний розрахунок компресора
- 2.6 Вибір електродвигуна
- 2.7 Розрахунок горизонтального кожухотрубного конденсатора
- 2.8 Гідравлічний розрахунок
- 2.9 Розрахунок горизонтального кожухотрубного випарника

3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

- 3.1 Аналіз небезпечних і шкідливих чинників виробничого середовища
- 3.2 Заходи щодо усунення небезпечних і шкідливих чинників
- 3.3 Електробезпека

4. КОНТРОЛЬНО-ВИМІРЮВАЛЬНІ ПРИЛАДИ І АВТОМАТИКА

ВИСНОВОК

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

АНОТАЦІЯ

Стрикало О.Ю. Дослідження доцільності використання теплонасосної установки для опалення комплексу промислових споруд.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 144 – Теплоенергетика, науковий керівник к.т.н., доцент Ільїн С.В. Запорізький національний університет. Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики, 2022.

Опалення проходить завдяки енергоносіям, які ще називають джерелами тепlopостачання, таким чином за допомогою теплового насосу можлива передача теплоти від джерела теплоти з низькою температурою до приймача теплоти з високою температурою. При цьому на привід компресора витрачається механічна (електрична енергія).

У цій роботі використовується гвинтовий компресор в якості низькопотенційного джерела тепла.

Ключові слова: теплонасосна установка, розрахунок компресора, кожухотрубний конденсатор, ізоляція, регенеративний теплообмінник, гвинтовий компресор, потужність, коефіцієнт корисної дії.

ABSTRACT

Strikalo O.Yu. Research of expediency of use of the heat pump installation for heating of a complex of industrial constructions.

Qualification final work for obtaining a master's degree in the specialty 144 - Heat Power Engineering, Supervisor Ph.D., Associate Professor Ilin S.V. Zaporizhzhia National University. Department of Heat and Hydropower, 2022.

Heating takes place thanks to energy sources, which are also called heat sources, so with the help of a heat pump it is possible to transfer heat from a heat source with a low temperature to a heat receiver with a high temperature. At the same time mechanical (electric energy) is spent on the compressor drive. This

thesis uses a screw compressor as a low-potential heat source. Keywords: heat pump installation, compressor calculation, shell-and-tube condenser, insulation, regenerative heat exchanger, screw compressor, power, efficiency.

ВСТУП

Для визначення необхідної потужності опалювальної системи слід детально підрахувати втрати теплоти у всьому приміщенні. Втрати теплоти через зовнішні огороження при заданому тепловому режимі визначаються величиною теплового потоку і залежать від конструкції і теплофізичних властивостей будівельних матеріалів огорож. Правильний вибір зовнішніх огорожень, що володіють достатніми теплозахисними властивостями, і добре продумані будівельні конструкції будівлі дозволяють отримати оптимальну розрахункову теплову навантаження на опалювальну установку. Сучасні системи опалення повинні відповідати таким основним техніко-економічним вимогам:

1. Забезпечувати заданий санітарними нормами температурний режим, який спільно з вентиляцією створює в опалюваних приміщеннях комфортний мікроклімат для здоров'я і гарного самопочуття людей;
2. Сприяти підвищенню продуктивності праці та якості продукції, що випускається;
3. Задовольняти правилам охорони праці та протипожежної техніки;
4. Відповідати естетичним вимогам, що пред'являються до інтер'єру приміщень;
5. працювати безшумно, з високим коефіцієнтом корисної дії, економно витрачаючи паливо та електричну енергію;
6. Допускати застосування засобів автоматики та дистанційного керування тепловими режимами в окремих приміщеннях та будинках в цілому;
7. Бути простими і надійними в експлуатації, допускати швидку заміну окремих деталей, вузлів та комплектів обладнання при ремонтах.

Метою дипломної роботи є дослідження можливості використання теплового насоса в якості джерела енергії для системи опалення збірного цеху

Об'єктом дослідження є система опалення збірного цеху ПАТ «Мелітопольський завод холодильного машинобудування», м. Мелітополь.

Методи дослідження. Застосовано розрахунковий метод з використанням стандартних методик.

Об'єм та структура роботи. Дипломна робота складається зі вступу чотирьох розділів, загальних висновків, списку літератури із 41 джерел. Загальний об'єм роботи становить 80 сторінок, 3 таблиці.

1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 Історія підприємства

Створення Мелітопольського заводу холодильного машинобудування датується лютим 1936 року, коли на південно-східній околиці міста Мелітополя була відкрита механічна майстерня з ремонту сільськогосподарського устаткування. Друге народження заводу датується кінцем 1943 року. Продукція поки довоєнна - вентиля та фітинги, а також казанки, кухонні плити. У 1946 році завод переходить на випуск силових нафтових двигунів. У 1948 році йому присвоєно звання імені 30 - річчя ВЛКСМ. З 1953 року в серійне виробництво запускається напівдизелі потужністю в 30 кінських сил. Їх завод випускає до 1957 року по 1700 виробів на рік. У 1958 році починається широка реконструкція заводу. Перша холодильна продукція заводу - кондиціонер КС - 4,5 і холодильна машина АКФВ-4 для охолодження провізійних камер. Реорганізована інженерно-технічна служба, проектується і виготовляється випробувальне обладнання, технологічне оснащення. Вже 10 жовтня 1958 відбулося перше випробування кондиціонера КС - 4,5, а в 1959 році на заводі виготовлено 755 холодильних машин. Завод поступово перетворюється на провідне підприємство країни по випуску холодильного обладнання. 17 лютого 1976 організовано Мелітопольське об'єднання холодильного і компресорного машинобудування, до складу якого увійшли заводи імені 30-річчя ВЛКСМ і компресорний. Значно змінилася структура верстатного парку. Впроваджено 12 автоматичних, напівавтоматичних і механізованих ліній, 56 верстатів-автоматів і напівавтоматів, 19 верстатів ЧПУ і др. У 1996 році на базі заводу імені 30 - річчя ВЛКСМ створено відкрите акціонерне товариство "Рефма", яке функціонує по теперішній час. В 2011 Мелітопольський завод холодильного машинобудування відзначив своє 75-річчя. Понад 55 років завод спеціалізується на випуску холодильного обладнання. Сьогодні це машинобудівне підприємство, оснащене сучасним обладнанням, включаючи

автоматичні лінії, агрегатні і спеціальні верстати, верстати з програмним числовим управлінням. Завод має науково-дослідну базу, що дозволяє виконувати роботи по створенню нових виробів і вдосконалення випускаються.

Продукція заводу забезпечує потребу в "холоді" практично всі галузі народного господарства. Наші холодильні машини надійно працюють на молочно-товарних фермах, на підприємствах торгівлі та громадського харчування, у стаціонарних холодильниках і овочесховищах, на залізничному транспорті та рибпромислових судах, і т.д. Представлене тут холодильне обладнання не вичерпує наших можливостей щодо забезпечення Вашої потреби в "холоді" Підприємство має багаторічний досвід роботи, великий науковий і технічний потенціал для забезпечення повного циклу виробництва продукції гарантовано високої якості.

В даний час завод виконує роботи будь-якої складності - починаючи з розробки проекту і закінчуючи монтажем і пуско-налагодженням готових виробів.

Машини та обладнання виробництва ПАТ «Рефма» знайшли широке поширення на підприємствах металургії, гірничодобувної, хімічної, харчової промисловості і в багатьох інших галузях народного господарства. Серед споживачів нашої продукції підприємства оборонно-промислового та військового комплексу.

В даний час нашим заводом проводиться наступна продукція:

- Компресори поршневі (сальникові і напівгерметичні) серії 1П10, 1П20РМ, 2П20, 5ПБ7, 5ПБ10, 5ПБ14, 5ПБ20, 5ПБ36, 5ПБ50;
- Кондиціонери промислові (кранові та автономні) серія КСА, КПА, КК;
- Холодильні машини (для охолодження повітря і рідких холодоносіїв);
- Теплові насоси;

- Холодильні агрегати, агрегати суднові компресорно-конденсаторні, конденсатори, випарники, теплообмінники;
- Запчастини, деталі і прилади.

На підприємстві постійно здійснюється робота з розробки нових перспективних моделей кондиціонерів і іншого холодильного обладнання, постійна модернізація і удосконалення існуючих зразків.

1.2 Основні характеристики гвинтового компресора

Конструкція гвинтового компресора запатентована в 1934 році. Надійність в роботі, мала металоємність і габаритні розміри визначили їх широке розповсюдження. Крім того, використання гвинтових компресорів дозволяє економити електроенергію до 30%. Гвинтові компресори успішно конкурують з іншими типами об'ємних компресорних машин, практично повністю витіснивши їх в пересувних компресорних станціях, суднових холодильних установках.

Гвинтові компресори відносяться до об'ємного типу, проте завдяки своїй специфіці виділені в окремий клас. Одна з основних переваг компресорів даного типу полягає в повній відсутності пульсацій нагнітається газу, що дозволяє спростити обв'язку компресора. Гвинтові компресори випускаються в двох виконаннях: маслозаповнені і з виносної системою змащення. Таке обладнання оптимально при малих і середніх тисках нагнітання і малих і середніх витратах газу.

Компресорні станції можуть комплектуватися як електричним, так і газопоршневим приводом на рамі, встановлений в блочно-модульному контейнері.

Гвинтові компресори знайшли широке застосування в багатьох технологічних процесах: від виробітку повітря КВПіА до подачі паливного газу в газотурбінні установки. Дане обладнання також використовується для компримування попутного нафтового газу після низьких ступенів сепарації.

Маслозаповнені гвинтові компресори

В маслозаповнених гвинтових компресорах використовується загальна масляна система, в якій масло одночасно забезпечує масло підшипників, ущільнення зазорів в гвинтовій парі та охолодження газу після компримування. Таке виконання передбачає безпосередній контакт масла зі стисливим газом і може застосовуватися в технологічних процесах, де газ і його компоненти не взаємодіють з маслом і не викликають його деградації, а також де допускається залишковий вміст масла в газі.

Традиційно маслозаповнені гвинтові компресори застосовуються в холодильних машинах, а також для компримування технічного стисненого повітря.

Гвинтові компресори з роздільною системою змащення.

Для більшості технологічних процесів в області компримування необхідно відсутність контакту газу з масляною середовищем. У ряді випадків це пов'язано з тим, що компоненти газу призводять до швидкої деградації властивостей масла, і, як наслідок, необхідності його частотої заміни. Крім того, вимоги до кінцевого продукту компримування можуть не допускати найменшого вмісту масла.

Вирішити дану задачу дозволяє застосування компресора з роздільною системою змащення, в якому відсутня контакт масляного масла з газом. Основне конструктивне відміну гвинтового блоку такого компресора полягає в тому, що обертання роторів синхронізовано зубчастої передачею і виключає їх торкання при роботі.

Переваги гвинтових компресорів з роздільною системою змащення.

Для охолодження можуть застосовуватися будь-які рідини (економічне легке масло, вода). При низьких ступенях стиснення, коли температура на нагнітанні не виходить за допустимі межі, компресор може працювати як «сухий», без вприскування охолоджуючої рідини.

Можливість компримування непідготовлених газів з високим вмістом крапельних і твердих домішок. Спеціальний профіль роторів забезпечує захист від накопичення відкладень на стінках корпусу.

Висока надійність завдяки якісній маслі підшипників і відсутності контакту між роторами. Можливість роботи з будь-якими середовищами, в тому числі газами з високим вмістом H_2S та іншими агресивними компонентами.

Ротори і корпус виготовляються з нержавіючої сталі.

Низькі експлуатаційні витрати.

1.3 Експлуатація масла гвинтового компресора

В процесі експлуатації масло, що знаходиться гвинтовом компресорі, поглинаючи з атмосфери вологу і кисень, зволожується і окислюється.

Масло має бути захищена від зволоження і передчасного старіння застосуванням фільтрів, що поглинають вологу і кисень з повітря, що поступає в гвинтової компресор. Для цих цілей застосовується воздухоосушительный фільтр.

Розміри фільтру залежать від кількості вживаного осушувача, яка складає приблизно 0,6-0,8 кг.

Осушувач готується зі 100 частин силікагелю; 40 частин хлористого кальцію(технічного); 3 частин хлористого кобальту.

В процесі експлуатації фільтрів ведеться спостереження за забарвленням кристалів осушувача, При забарвленні рожевим кольором більшості кристалів робляться перезарядка фільтру і заповнення його новою порцією осушувача.

Осушувач, просочений хлористим кобальтом, може бути відновлений для повторного використання за умови нагріву його впродовж 18-20 годині.

При надмірному забрудненні повітря газоподібними кислими речовинами фільтри заповнюються одним силікагелем без просочення

хлористим кальцієм. Відновлення силікагелю робиться нагрівом при температурі не більше 450-500° С. оскільки при більш високій температурі силікагель спекається і втрачає здатність поглинати вологу. Цим способом силікагель, може бути відновлений 10-15 разів.

Кислотність масла знижується шляхом застосування безперервної регенерації масла.

Термосифонний фільтр заповнений силікагелем, кількість якого береться в середньому близько 1% від ваги гвинтового компресора.

В процесі експлуатації сітка з силікагелем може вийматися для перезарядки без зливу масла.

1.4 Призначення теплонасосної установки

Принцип дії теплового насоса відомий вже більше 100 років. Тепловий насос здійснює передачу внутрішньої енергії від енергоносія з низькою температурою до енергоносія з більш високою температурою. Оскільки відповідно до другого основного закону термодинаміки теплова енергія без яких-небудь зовнішніх дій може переходити тільки з високого температурного рівня на нижчий, для здійснення теплонасосного циклу необхідно використати приводну енергію.

Тому процес передачі енергії в напрямі, протилежному до природного температурного натиску, здійснюється в круговому циклі. Як приклад приведена схема парової холодильної машини, де робочою речовиною служить кипляча при низькій температурі рідина, названа холодагентом, оскільки вона вже впродовж багатьох років застосовується в холодильних установках.

Енергоносії, що поставляють теплову енергію з низькою температурою для здійснення теплонасосного циклу, називають джерелами теплоти. Вони віддають теплову енергію шляхом теплопередачі, конвекції і(чи) випромінювання. Енергоносії, що сприймають в теплонасосном циклі

теплову енергію підвищеного потенціалу, називають приймачами тепла. Вони сприймають теплову енергію шляхом теплопередачі, конвекції і(чи) випромінювання. Енергоносій, що служить джерелом теплоти, поступає у випарник, де випаровується рідкий холодагент. Теплота випару, необхідна для цього, відбирається від джерела тепла, оскільки випар холодагенту відбувається при низькій температурі.

У круговому циклі пари холодагенту, що випарувався, всмоктуються компресором і стискаються до високого тиску. При стискуванні їх температура підвищується, що створює можливість віддачі теплової енергії теплоприемнику.

Пари холодагенту при підвищеному тиску поступають в конденсатор, через який протікає енергоносій, що служить приймачем тепла. Його температура нижче температури пари холодагенту при підвищеному тиску. При конденсації пари виділяється теплова енергія, сприймана теплоприемником. З конденсатора рідкий холодагент через регулюючий вентиль(дросельний клапан) поступає назад у випарник, і круговий цикл замикається. У регулюючому вентилі високий тиск, при якому знаходиться холодагент на виході з конденсатора, знижується до тиску у випарнику. Одночасно знижується його температура.

Таким чином, за допомогою теплового насоса можлива передача теплової енергії від джерела теплоти з низькою температурою до приймача теплоти з високою температурою при підводі ззовні механічній енергії для приводу компресора(приводній енергії). Схема холодильної машини і теплового насоса відрізняється тільки призначенням.

До холодильних машин відноситься устаткування, яке дозволяє здійснити відбір теплової енергії від тіл з температурою нижче температури довкілля(тобто виробництво холоду). Якщо вимагається отримати певну кількість теплоти з високою температурою або одночасно і теплоти, і холоду, таке устаткування відносять до теплових насосів.

Тепло продуктивність(теплова потужність) теплового насоса складається з двох складових: теплоти, отриманої випарником від джерела теплоти(так званою холодопроизводительности Q_0), і приводної потужності P , за допомогою якої отримана теплова енергія піднімається на більш високий температурний рівень.

Тепловий насос є пристроєм, що сприймає тепловий потік при низькій температурі(на холодній стороні), а також необхідну для приводу енергію і що використовує обидва потоки енергії при підвищеній(в порівнянні з холодною стороною) температурі у вигляді теплового потоку.

Це визначення дійсне для компресійних теплових насосів, а також для абсорбційних і термоелектричних насосів, що використовують ефект Пельтье.

У абсорбційному тепловому насосі механічний компресор замінений термічним у вигляді додаткового циркуляційного контура розчину з генератором(кип'ятильником) і абсорбером. Замість електричної приводної енергії, що підводиться до компресійних теплових насосів з електроприводом, до генератора підводять теплову енергію. Проте для обох процесів використовуються за допомогою випарника джерела енергії у вигляді відпрацьованої теплоти або енергії доквілля.

Зазвичай в процесі перетворення енергії енергія доквілля є кінцевим етапом процесу. Енергія, що виділяється при спалюванні твердого палива або в ядерних реакторах, проходить велике число перетворень, поки набуває необхідної для споживача форми, повністю використовується і, нарешті, практично завжди переходить в енергію доквілля.

Теплові насоси вимагають абсолютно іншого теоретичного підходу. Тут на початку процесу в якості джерела теплоти разом з приводною енергією використовується також і енергія доквілля.

Нині опалювання і гаряче водопостачання міських об'єктів здійснюється, як правило, від централізованих систем теплопостачання. Джерелом теплової енергії в таких системах є міські ТЕЦ, на яких

здійснюється комбіноване вироблення електроенергії і тепла, або районні котельні. Переваги централізованого теплопостачання широко визнані. З термодинамічної точки зору комбіноване виробництво електроенергії і тепла на ТЕЦ є набагато ефективнішим, ніж роздільне виробництво електроенергії на конденсаційних теплових електростанціях і тепла котельними.

В той же час застосування централізованих систем теплопостачання має свої недоліки і обмеження. Будівництво протяжних теплотрас до видалених об'єктів, а також до об'єктів в районах з малою щільністю забудови, зв'язано зі значними капітальними вкладеннями і великими тепловими втратами на трасі. Їх експлуатація згодом також вимагає великих витрат. Серйозні проблеми виникають і при реконструкції існуючих об'єктів і будівництві нових в обжитих міських районах з щільною забудовою. У цих випадках збільшення теплових навантажень створює для забудовника часто непереборні труднощі, у тому числі фінансові, при отриманні і реалізації технічних умов на підключення до районної теплової мережі.

Принцип роботи ТНУ: у випарнику теплового насоса тепло невисокого температурного потенціалу відбирається від деякого джерела низкопотенціального тепла і передається низькокиплячому робочому тілу теплового насоса. Отримана пара стискається компресором. При цьому температура пари підвищується і тепла на потрібному температурному рівні в конденсаторі передається в систему опалювання і гарячого водопостачання. Для того, щоб замкнути цикл, що здійснюється робочим тілом, після конденсатора воно дроселює до початкового тиску, охолоджуючись до температури нижче джерела низкопотенціального тепла, і знову подається у випарник. Таким чином тепловий насос здійснює трансформацію теплової енергії з низького температурного рівня на більш високий, необхідний споживачеві. При цьому на привід компресора витрачається механічна(електрична) енергія.

За наявності джерела низкопотенціального тепла з більш менш високою температурою кількість тепла, що поставляється споживачеві, у

декілька разів перевищує витрати енергії на привід компресора. Відношення корисного тепла до роботи, що витрачається на привід компресора, називають коефіцієнтом перетворення теплового насоса, і в найбільш поширених теплонасосних системах він досягає 3 і більше.

В якості низькопотенціального джерела тепла можна використати ґрунтові води, стоки, річкову і морську воду, низькопотенціальні джерела тепла на електростанціях, градирнях. Особливо тепловий насос є вигідним при високій ціні на паливо і відносно низькій ціні на електроенергію.

1.5 Розрахунок теплопритоків опалюваного приміщення

Задаємося наступними розмірами приміщення цеха 38x38x6 м. Отже:

- площа приміщення 1440 м^2
- об'єм приміщення 8640 м^3

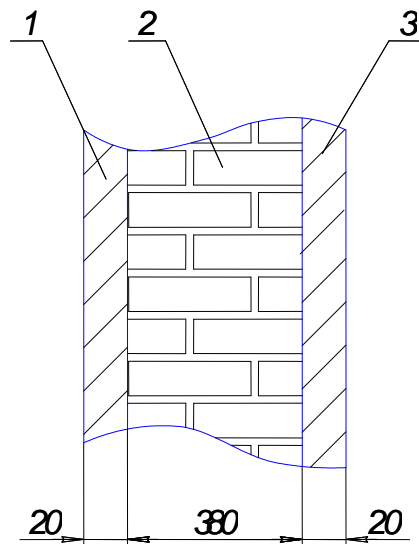


Рисунок 1.1 - Конструкція стіни

Дійсний коефіцієнт тепловіддачі

$$k_d = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{1}{\alpha_{BH}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}$$

Для кожного матеріалу вибираємо відповідні коефіцієнти теплопровідності і товщини

$$\lambda_1 = \lambda_3 = 0,21 \text{ Вт/мК.}$$

$$\delta_1 = \delta_3 = 0,02 \text{ м.}$$

$$\lambda_2 = 0,82 \text{ Вт/мК.}$$

$$\delta_2 = 0,38 \text{ м.}$$

Для внутрішніх поверхонь стін опалюваних приміщень, —

$$\alpha_{BH} = 8,7.$$

Для зовнішніх поверхонь стін $\alpha_H = 23,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Дійсний коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}$

$$k_d = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,21} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{0,02}{0,21}} = 1,23.$$

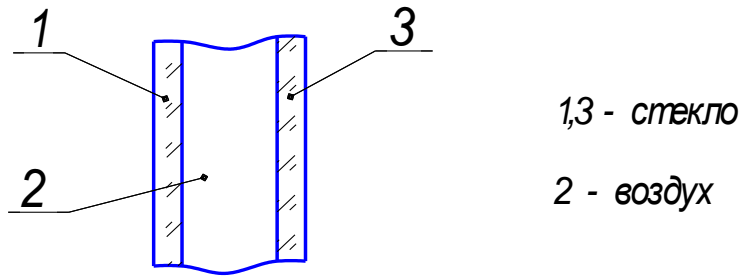


Рисунок 1.2 - Конструкція вікна

Для кожного матеріалу вибираємо відповідні коефіцієнти теплопровідності і товщини

$$\lambda_1 = \lambda_3 = 0,7 \text{ Вт/мК.}$$

$$\delta_1 = \delta_3 = 0,003 \text{ м.}$$

$$\lambda_2 = 0,034 \text{ Вт/мК.}$$

$$\delta_2 = 0,02 \text{ м.}$$

Для внутрішньої поверхні вікон $\alpha_{\text{вн}} = 9,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Для зовнішньої поверхні вікон $\alpha_{\text{н}} = 23,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Дійсний коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}$

$$k_d = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{0,003}{0,7} + \frac{0,02}{0,034} + \frac{0,003}{0,7} + \frac{1}{9,28}} = 1,34.$$

Для матеріалу (сталь) відповідний коефіцієнт теплопровідності і товщини

$$\lambda_1 = 47 \text{ Вт/мК.}$$

$$\delta_1 = 0,03 \text{ м;}$$

Для внутрішньої поверхні дверей $\alpha_{\text{вн}} = 9,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Для зовнішньої поверхні дверей $\alpha_{\text{н}} = 23,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Дійсний коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{0,003}{47} + \frac{1}{9,28}} = 6,63.$$

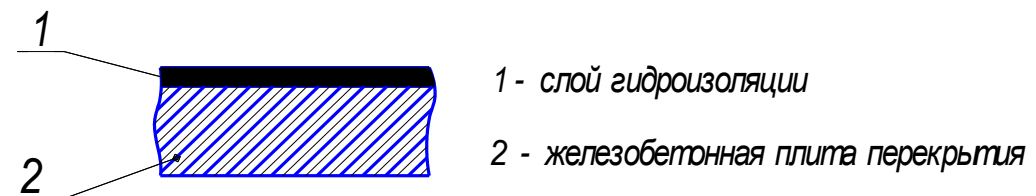


Рисунок 1.3 - Конструкція покриття

Для кожного матеріалу вибираємо відповідні коефіцієнти теплопровідності і товщини

$$\lambda_1 = 0,15 \text{ Вт/мК.}$$

$$\delta_1 = 0,01 \text{ м.}$$

$$\lambda_2 = 1,5 \text{ Вт/мК.}$$

$$\delta_2 = 0,22 \text{ м.}$$

Для внутрішніх поверхонь стелі $\alpha_{\text{вн}} = 9,28$ —

Для зовнішніх поверхонь бесчердачних покриттів $\alpha_n=23,2$ —

Дійсний коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$

$$k_d = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{1}{\alpha_{вн}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{1}{9,28} + \frac{0,01}{1,0} + \frac{0,22}{1,5}} = 2,4.$$

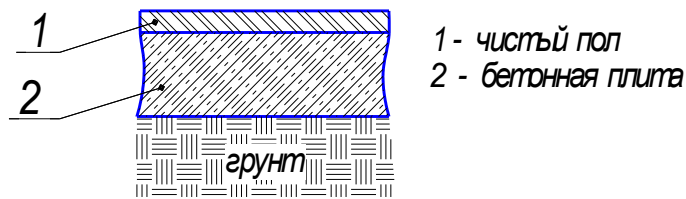


Рисунок 1.4 - Конструкція підлоги цеху

Для кожного матеріалу вибираємо відповідні коефіцієнти теплопровідності і товщини

$$\lambda_1 = 1,0 \text{ Вт/мК.}$$

$$\delta_1 = 0,01 \text{ м.}$$

$$\lambda_2 = 1,5 \text{ Вт/мК.}$$

$$\delta_2 = 0,22 \text{ м.}$$

Для поверхонь підлоги $\alpha_{вн}=9,28$ —

Дійсний коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$

$$k_d = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{1}{9,28} + \frac{0,01}{1,0} + \frac{0,22}{1,5}} = 3,78.$$

Теплоприток через обгороджування можна знайти по формулі

$$Q_{огр} = Q_{ит} + Q_{іс}$$

Q_{1T} - теплоприток, обумовлений різницею температур в приміщенні і зовні;

Q_{1C} - теплоприток, обумовлений наявністю сонячної радіації.

Знайдемо для кожної стіни підлоги і покриття ці складові теплопритока через обгороджування:

Теплоприток від різниці температур, Вт:

- стіни

$$Q_T^1 = k_d F(t_n - t_{кам}) = 1.23 \cdot 810 \cdot (-8 - 20) = -27896,4;$$

-вікна

$$Q_{ок} = k_d F(t_n - t_{кам}) = 1.34 \cdot 150 \cdot (-8 - 20) = -5628;$$

-двері

$$Q_{дв} = k_d F(t_n - t_{кам}) = 6,63 \cdot 48 \cdot (-8 - 20) = -8905,03;$$

-перекриття

$$Q_T^2 = k_d F(t_n - t_{кам}) = 2.4 \cdot 1440 \cdot (-8 - 20) = -96768;$$

-підлога

$$Q_T^3 = \sum k_d F(t_n - t_{кам}) \cdot m = 0.304 \cdot 1440 \cdot (10 - 20) \cdot 1 = -4377,6.$$

Сумарний теплоприток від різниці температур, Вт

$$Q_{1T} = Q_T^1 + Q_{ок} + Q_{дв} + Q_T^2 = -27896,4 - 5628 - 8905,03 - 96768 - 4377,6 = -143575,03$$

Теплоприток від сонячної радіації

$$Q_{\text{IC}} = k_{\text{д}} F \Delta t_{\text{с}}$$

$$\Delta t_{\text{с}} = 0,75 \frac{I_{\text{а}}}{\alpha_{\text{н}}} \text{ - умовна різниця температур}$$

- західна стіна, Вт

$$\Delta t_{\text{с}} = 0,75 \frac{558 \cdot 0,5}{23,2} = 9,02^{\circ} \text{C} \Rightarrow Q_{\text{IC}}^1 = 1,23 \cdot 144 \cdot 9,02 = 1597,6$$

- східна стіна, Вт

$$\Delta t_{\text{с}} = 0,75 \frac{465 \cdot 0,5}{23,2} = 7,5^{\circ} \text{C} \Rightarrow Q_{\text{IC}}^2 = 1,23 \cdot 144 \cdot 7,5 = 1328,4$$

- південна стіна, Вт

$$\Delta t_{\text{с}} = 0,75 \frac{465 \cdot 0,5}{23,2} = 7,5^{\circ} \text{C} \Rightarrow Q_{\text{IC}}^3 = 1,23 \cdot 360 \cdot 7,5 = 3321$$

- покриття, Вт

$$\Delta t_{\text{с}} = 0,75 \frac{640 \cdot 0,86}{23,2} = 17,8^{\circ} \text{C} \Rightarrow Q_{\text{IC}}^4 = 2,4 \cdot 1440 \cdot 17,8 = 61516,8$$

Сумарний теплоприток від сонячної радіації, Вт

$$Q_{\text{IC}} = Q_{\text{IC}}^1 + Q_{\text{IC}}^2 + Q_{\text{IC}}^3 + Q_{\text{IC}}^4 = 1597,6 + 1328,4 + 3321 + 61516,8 = 67763,8$$

Сумарний теплоприток через огороження, Вт.

$$Q_{\text{огр}} = Q_{\text{ит}} + Q_{\text{іс}} = -143575,03 + 67763,8 = -75811,23$$

Теплоприток експлуатаційний можна знайти по формулі

$$Q_{\text{експ}} = Q_4^{\text{I}} + Q_4^{\text{II}} + Q_4^{\text{III}} + Q_4^{\text{IV}}$$

Теплоприток від освітлення, Вт

$$Q_4^{\text{I}} = A \cdot F,$$

де A - кількість тепла підлоги (для виробничих приміщень 4,5 Вт/м²), що виділяється на 1 м²;

F - площа приміщення, м²

$$Q_4^{\text{I}} = 4,5 \cdot 1440 = 6480.$$

Теплоприток від працюючих людей, Вт

$$Q_4^{\text{II}} = q_{\text{л}} \cdot n_{\text{л}}$$

$$Q_4^{\text{II}} = 350 \cdot 25 = 8750$$

Теплоприток від відкриття дверей, Вт

$$Q_4^{\text{IV}} = B \cdot F_{\text{пол}},$$

де B - питомий приплив тепла від відкриття дверей, Вт/м²;

$F_{\text{пол}}$ - площа підлоги приміщення, м².

$$Q_4^{IV} = (-12) \cdot 1440 = -17280.$$

Сумарний експлуатаційний теплоприток, Вт.

$$Q_{\text{ЭКСП}} = Q_4^I + Q_4^{\text{II}} + Q_4^{\text{III}} + Q_4^{IV} = 6480 + 8750 + 7000 + (-17280) = 4950$$

Теплове навантаження на устаткування, Вт

$$Q_{\text{ОБ}} = Q_{\text{ОГР}} + Q_{\text{ТЕХН}} + Q_{\text{ВЕНТ}} + Q_{\text{ЭКСП}}$$

$$Q_{\text{ОБ}} = -75811,23 - 4690 + 4950 = -75551,23.$$

Теплове навантаження на компресор, Вт

$$Q_{\text{КМ}} = \frac{1,05 \cdot 1,1}{b} (0,8 \cdot Q_{\text{ОГР}} + Q_{\text{ТЕХН}} + Q_{\text{ВЕНТ}} + 0,75 \cdot Q_{\text{ЭКСП}})$$

$$Q_{\text{КМ}} = \frac{1,05}{0,9} (0,8 \cdot 75811,23 + 4690 - 0,75 \cdot 4950) = 71898.$$

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОПАЛЕННЯ КОМПЛЕКСУ ПРОМИСЛОВИХ СПОРУД

2.1 Початкові дані

Середовище споживача: вода.

Холодагент: R 142b.

Утилізоване середовище : масло И- 40.

Параметри середовища споживача:

$t_{1п} = 55^{\circ}\text{C}$ - температура на вході в ТНУ;

$t_{2п} = 75^{\circ}\text{C}$ - температура на виході з ТНУ;

Параметри утилізованого середовища :

$t_{1у} = 57^{\circ}\text{C}$ - температура на вході у випарник (маслоохолоджувач);

$t_{2у} = 50^{\circ}\text{C}$ - температура на виході з випарника;

Необхідні значення ККД :

$\eta_s = 0,8$ - адіабатний ККД.

$\eta_{\text{мех}} = 0,97$ - механічний ККД;

$\eta_{\text{дв}} = 0,95$ - ККД двигуна.

Визначення розрахункових температур

$$t_{и} = t_{1у} - 12 = 57 - 12 = 45^{\circ}\text{C}.$$

$$t_{к} = t_{2п} + 5 = 75 + 5 = 80^{\circ}\text{C}.$$

$$t_1 = t_{и} + 10 = 45 + 10 = 55^{\circ}\text{C}.$$

$$t_4 = t_{1п} + 10 = 55 + 10 = 65^{\circ}\text{C}.$$

Визначення ентальпій

$$I_5 = i_4 - (i_1 - i_7) = 284 - (454 - 444) = 274 \text{ кДж/кг}.$$

$$i_2 = (i_{2s} - i_1) / \eta_s + i_1 = (478 - 454) / 0,8 + 454 = 484 \text{ кДж/кг}.$$

Таблиця 2.1 - Характеристики в розрахункових точках

Параметр	Точки							
	1	2s	2	3	4	5	6	7
p, МПа	0,6	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	0,6	0,6
t, °С	55	96	103	80	65	58	45	45
i, кДж/кг	454	478	484	305	284	274	274	444
v, м ³ /кг	0,046	–	–	–	–	–	–	–

2.2 Визначення питомих параметрів циклу

Питоме теплове навантаження на конденсатор, кДж/кг

$$q_{\text{кд}} = i_2 - i_3 = 484 - 305 = 179.$$

Питоме теплове навантаження на переохолоджувач конденсату, кДж/кг

$$q_{\text{пк}} = i_3 - i_4 = 305 - 284 = 21.$$

Питоме теплове навантаження на регенеративний теплообмінник,
кДж/кг

$$q_{\text{рт}} = i_4 - i_5 = 284 - 274 = 10.$$

Питоме теплове навантаження на випарник, кДж/кг

$$q_{\text{и}} = i_7 - i_6 = 444 - 274 = 170.$$

Питома адіабатна робота компресора, кДж/кг

$$l_s = i_{2s} - i_1 = 478 - 454 = 24.$$

Питома робота компресора, кДж/кг

$$l = i_2 - i_1 = 484 - 454 = 30.$$

2.3 Визначення режимних параметрів ТНУ

Масова витрата холодагенту, кг/с

$$m_a = \frac{n \cdot G_y \cdot c_y \cdot T_{1y} - T_{2y}}{q_{и}} = \frac{3 \cdot 1,51 \cdot 1,944 \cdot 57 - 50}{170} = 0,36.$$

Теплове навантаження на конденсатор, кВт

$$Q_{кд} = m_a \cdot q_{кд} = 0,36 \cdot 179 = 64,44.$$

Теплове навантаження на переохолоджувач конденсату, кВт

$$Q_{пк} = m_a \cdot q_{пк} = 0,36 \cdot 21 = 7,56.$$

Тепловиробництво, кВт

$$Q_T = Q_{кд} + Q_{пк} = 64,44 + 7,56 = 72.$$

Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник, кВт

$$Q_{рт} = m_a \cdot q_{рт} = 0,36 \cdot 10 = 3,6.$$

Адіабатна потужність компресора, кВт

$$N_s = m_a \cdot l_s = 0,36 \cdot 24 = 8,64.$$

Потужність компресора, кВт

$$N_i = N_s / \eta_s = 8,64 / 0,8 = 10,8.$$

Потужність, підведена до компресора, кВт

$$N_e = N_i / \eta_{\text{мех}} = 10,8 / 0,97 = 11,13.$$

Споживана потужність, кВт

$$N_{\text{пр}} = N_e / \eta_{\text{дв}} = 11,13 / 0,95 = 11,72.$$

Коефіцієнт перетворення ТН

$$\varphi = Q_T / N_{\text{пр}} = 72 / 11,72 = 6,14.$$

Масова витрата споживача через ТН, кг/с

$$G_{\text{п}} = \frac{Q_T}{c_{\text{п}} (t_{2\text{п}} - t_{1\text{п}})} = \frac{72}{4,19(75 - 55)} = 0,86.$$

2.4 Розрахунок компресора теплонасосної установки

Проектований компресор - холодильний, поршневий, одноступінчатий, непрямочний, двоциліндровий, вертикальний, з блок-картерним виконанням, простої дії, безкрейцкопфний, зі вбудованим

електродвигуном, беззащільниковий, з вільно-примусовою системою масла (масло від насоса і розбризкуванням), стаціонарний, з середнетемпературним режимом роботи, фреоновий, середньою холодопроизводительности.

Масло механізму руху здійснюється як за допомогою розбризкування, так і за допомогою шестерного маслоснабжувача.

У компресорі застосовуються тронковий алюмінієві поршні, клапани на всмоктуванні і нагнітанні прийняті згідно з розрахунками - смугові.

Охолодження циліндрів - парами холодильного агента (R142). Пара через всмоктуючий патрубок проходить через електродвигун, охолоджуючи його, гільзу і потім йде на всмоктування. Місце посадки ущільнене спеціальними паранитовими прокладками.

Ротор електродвигуна виконує роль крутня. Крутень у свою чергу є акумулятором енергії поршневого компресора, що дозволяє здолати інерцію механізму руху в мертвих точках.

Маслоснабжувач шестерний вбудованого типу. Масло після маслоснабжувача подається на масло в пари тертя через свердління у валу і шатуні. При цьому перед попаданням в маслоснабжувач воно проходить фільтр грубого очищення.

Підшипникові опори - кулькові дворядні.

Для робочого циклу визначаємо відношення тисків

$$\pi_n = p_k / p_0 = 1,4 / 0,6 = 2,33$$

Визначаємо питому масову холодопроизводительность, кДж/кг

$$q_0 = i_7 - i_6 = 444 - 274 = 170.$$

Визначаємо питому об'ємну холодопроизводительность

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{170}{0,046} = 3695,7 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Визначуваний коефіцієнт подання компресора на робочому режимі:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{dp} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{пл}$$

Задаємося величиною $c = 0,04$, тоді

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left(\frac{p_n + \Delta p_n}{p_{bc}} - 1 \right) = 1 - 0,04 \cdot \left(\frac{1,4 + 0,182}{0,6} - 1 \right) = 0,935$$

де Δp_n - компресія на нагнітанні

$$\Delta p_n = (0,1 \dots 0,15) \cdot p_n = 0,13 \cdot 1,4 = 0,182$$

Коефіцієнт дроселювання

$$\lambda_{dp} = 1 - \frac{1 + c \cdot \Delta p_{bc}}{\lambda_c \cdot p_{bc}} = 1 - \frac{1 + 0,04 \cdot 0,048}{0,935 \cdot 0,6} = 0,911$$

де Δp_{bc} - компресія на всмоктуванні

$$\Delta p_{bc} = (0,05 \dots 0,1) \cdot p_{bc} = 0,08 \cdot 0,6 = 0,048$$

Коефіцієнт підігрівання

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_k} = \frac{318}{353} = 0,9$$

Приймаємо для $\pi_n = 2,33$ $\pi_{пл} = 0,987$

Тоді $\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{пл} = 0,935 \cdot 0,911 \cdot 0,9 \cdot 0,987 = 0,757$

Знаходимо дійсну об'ємну продуктивність компресора

$$V_d = \frac{Q_0}{q_v} = \frac{100}{3695.7} = 0,027 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Знаходимо теоретичну об'ємну продуктивність компресора

$$V_T = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{0,027}{0,757} = 0,0357 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Для робочого циклу визначаємо потужність електродвигуна в наступному порядку:

Для безкрейцкопфных фреонових поршневих компресорів індикаторний ККД приймається в межах 0,71-0,84.

Приймаю $\eta_i = 0,82$

Адіабатну потужність компресора визначаємо по формулі:

$$N_{ад} = M_a \cdot l_{ц} = \frac{Q_0}{q_0} \cdot i_2 - i_1 = \frac{100}{170} \cdot 484 - 454 = 29.4 \text{ кВт}$$

$$N_i = \frac{N_{ад}}{\eta_i} = \frac{29.4}{0,82} = 35.9 \text{ кВт}$$

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}} = \frac{35.9}{0,95} = 37.8 \text{ кВт}$$

$$N_{эд} = \frac{N_e}{\eta_{пер} \cdot \eta_{дв}} = \frac{37.8}{0,97 \cdot 0,79} = 49.3 \text{ кВт}$$

Приймаємо вертикальну дворядну схему компресора. Для непрямочних машин прийемо величину $\psi = 0,75$. Значення середньої швидкості поршня s_m для поршневих компресорів повинна лежати в межах

від 2,5 до 4,5 м/с. Хід поршня приймаємо $S = 82$ мм і частоту обертання коленвала, тоді $n = 24$ об/с

$$c_m = 2 \cdot S \cdot n = 2 \cdot 0,082 \cdot 24 = 3,936 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Визначуваний діаметр поршня ступеня

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot S \cdot i \cdot n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0357}{3,14 \cdot 0,082 \cdot 2 \cdot 24}} = 0,1075 \text{ м}$$

Приймаємо $D = 110$ мм

Уточнюємо значення ψ

$$\psi = \frac{S}{D} = \frac{82}{110} = 0,745$$

Задаємося величиною

$$\lambda_R = \frac{R}{L} = \frac{S}{2L} = 0,2$$

$$L = \frac{S}{0,4} = \frac{82}{0,4} = 205.$$

Приблизно діаметр шийки коленвала, виготовленого із сталі 40Х, можна визначити по формулі

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2 \cdot \tau_{кр}}}$$

Момент, що крутить, можна знайти по формулі

$$M_{кр} = 9555 \cdot \frac{N_e}{n} = 9555 \cdot \frac{37,8}{24 \cdot 60} = 250,82 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для сталі 40Х, вид термообробки поліпшення, допустима дотична напруга

$$\sigma_{\text{доп}} = 900 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 8,82 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$$

Звідси можна знайти дотичну напругу при крученні

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{\sigma_{\text{доп}}}{k} = \frac{8,82 \cdot 10^7}{2,5} = 3,53 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$$

де, k - коефіцієнт запасу міцності ($k = 2.3$)

Підставимо ці значення у вираження для діаметру корінної шийки

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр}}}{0,2 \cdot \tau_{\text{кр}}}} = \sqrt[3]{\frac{250,82}{0,2 \cdot 3,53 \cdot 10^7}} = 0,033 \text{ м}$$

Приймаємо $d=40$ мм

Діаметр шийки коленвала

$$d_{\text{ш}} = (0,8..1,0) \cdot d = 0,9 \cdot 40 = 36 \text{ мм}$$

Відносна довжина шатуна

$$\lambda_{\text{R}} = \frac{R}{L} = \frac{S}{2L} = 0,2 \text{ мм}$$

Довжина шатуна

$$L = \frac{S}{2\lambda_{\text{R}}} = \frac{82}{2 \cdot 0,2} = 205 \text{ мм}$$

2.5 Газодинамічний розрахунок компресора

Швидкість холодильного агента в клапанах

$$c_{\text{кл}} = \frac{c_m \cdot F_n}{\Phi}$$

де $c_m = 3,936 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - середня швидкість поршня

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0,11^2}{4} = 0,0095 \text{ м}^2$$

Допустима швидкість холодагенту в сідлі і розетці клапанів : всмоктуючого

$c_{\text{кл. вс}} = 40 \text{ ч } 60 \text{ м/с}$, приймаємо $c_{\text{кл. вс}} = 45 \text{ м/с}$; нагнітального $c_{\text{кл. н}} = 40 \text{ ч } 60 \text{ м/с}$,
приймаємо $c_{\text{кл. н}} = 45 \text{ м/с}$.

Швидкість звуку в клапанах:

- всмоктуючий $a_{\text{вс}} = \frac{c_{\text{кл. вс}}}{M_{\text{кл. вс}}} = \frac{45}{0,231} = 194,5 \text{ м/с}$

- нагнітальний $a_{\text{н}} = \frac{c_{\text{кл. н}}}{M_{\text{кл. н}}} = \frac{45}{0,216} = 208,2 \text{ м/с}$

При проектуванні клапанів повинна витримуватися умова

$$M_{\text{кл}} = \frac{c_{\text{кл}}}{a} \leq 0,25$$

$$M_{\text{кл. вс.}} = \frac{45}{194,5} = 0,231 < 0,25$$

$$M_{\text{кл. н.}} = \frac{45}{208,2} = 0,216 < 0,25$$

Умова виконується.

Еквівалентна площа клапана

$$\Phi_{\text{н}} = \frac{c_m \cdot F_n}{c_{\text{кл. н}}} = \frac{3,936 \cdot 0,0095}{45} = 8,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

- на нагнітання

$$\Phi_{\text{вс}} = \frac{c_m \cdot F_n}{c_{\text{кл. вс}}} = \frac{3,936 \cdot 0,0095}{45} = 8,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

- на всмоктуванні

$$\Phi = \alpha_{\text{щ}} \cdot f_{\text{щ}}$$

де $\alpha_{щ} = \frac{1}{\sqrt{\xi_{щ}}}$ - коефіцієнт витрати щілини

$\xi_{щ} = 2$ - коефіцієнт опору щілини смугового клапана

$$\alpha_{щ} = \frac{1}{\sqrt{2}} = 0,71$$

Площа прохідного перерізу щілини

$$f_{щ} = \frac{\Phi}{\alpha_{щ}} = \frac{8,3 \cdot 10^{-4}}{0,71} = 11,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 1170 \text{ мм}^2$$

Приймаємо ширину щілини $h = 0,005 \text{ м} = 5 \text{ мм}$

Требуєма довжина щілини

$$L = \frac{f_{щ}}{h} = \frac{1170}{5} = 234 \text{ мм}$$

Приймаємо 6 щілин по $l = 39 \text{ мм}$

Швидкість холодильного агента в нагнітальному патрубку

$$c_{н} = \frac{c_{м} \cdot F_{н}}{f_{н}}$$

Приймаємо для нагнітального патрубка $c_{н} = 35 \text{ м/с}$ ([1], таблиця. 5.2)

$$f_{н} = \frac{c_{м} \cdot F_{н}}{c_{н}} = \frac{3,936 \cdot 0,0095}{35} = 10,68 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Діаметр нагнітального патрубка

$$d_H = \sqrt{\frac{4f_H}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10.68 \cdot 10^{-4}}{3.14}} \approx 0.0375 \text{ м}$$

Приймаємо $d_H=38\text{мм}$

Швидкість холодильного агента у всмоктуючому патрубку

Приймаємо для всмоктуючого патрубка $c_{bc}=25 \text{ м/с}$

$$f_{bc} = \frac{c_m \cdot F_n}{c_{bc}} = \frac{3.936 \cdot 0.0095}{25} = 14.95 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Діаметр всмоктуючого патрубка

$$d_{bc} = \sqrt{\frac{4f_{bc}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14.95 \cdot 10^{-4}}{3.14}} = 0.0436 \text{ м}$$

Приймаємо $d_{bc}=44 \text{ мм.}$

2.6 Вибір електродвигуна

Потужність електродвигуна

$$N_{эд} = 49.3 \text{ кВт}$$

Вибираємо електродвигун асинхронний серії 4А що закритий, що обдувається (ГОСТ 19523-81).

Потужність електродвигуна $N_{эд}=55 \text{ кВт}$, типорозмер 4А225М4У3,

Технічні характеристики:

$$P_{ном} = 55 \text{ кВт}$$

$$U_{ном} = 380 \text{ В}$$

$$n_{ном} = 1480 \text{ об/мин}$$

$$s_{\text{НОМ}}=1,4 \%$$

$$s_{\text{кр}}=10\%$$

$$\text{кпд}=92,5 \%$$

$$\cos\varphi = 0,9$$

$$M_{\text{П}}/M_{\text{Н}}=1,3$$

$$M_{\text{МАХ}}/M_{\text{НОМ}}=2,5$$

$$M_{\text{МИН}}/M_{\text{НОМ}}=1$$

$$I_{\text{П}}/I_{\text{НОМ}}=7$$

$$j=0,64 \text{ кг}\cdot\text{м}^3$$

$$\text{Масса} - 355 \text{ кг}$$

Холодильний коефіцієнт поршневого компресора рівний

$$\varepsilon_e = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{100}{37.8} = 2.65$$

2.7 Розрахунок горизонтального кожухотрубного конденсатора

Кожухотрубні конденсатори можуть мати як горизонтальне, так і вертикальне виконання, однак найбільш часто зустрічаються моделі з горизонтальним виконанням. Горизонтальний кожухотрубний конденсатор складається з корпусу (або кожуха, або оболонки), що виконується, як правило, з вуглецевої сталі і закритого з обох кінців ґратами, в яких зварюванням або развальцовкою закріплені внутрішні трубки. Охолоджуюча вода циркулює по трубках, тоді як конденсація холодоагенту відбувається в кожусі, тобто між трубками і зовнішнім корпусом. На кожному кінці кожуха знаходяться знімні днища, що забезпечують зміну напрямку руху води по трубках. На одному з днищ закріплені патрубки входу і виходу води. Така конструкція дозволяє виробляти механічну чистку внутрішніх поверхонь трубок з водою, швидко забруднюються. Днища з внутрішньої сторони мають кілька розділених перегородками

незалежних порожнин, розміщених на поверхні днищ таким чином, щоб охолоджуюча вода проходила по трубках кілька разів у двох напрямках (зліва направо та справа наліво). В суднових холодильних установках через наявність забортної води кількість охолоджуючої води може бути дуже великим. Для таких установок, так само як для установок, у яких конденсатор, що охолоджується водою, яка сама потім охолоджується у відповідному контурі (градирні), наявність великої витрати води часто дозволяє запаралелити половину труб. Тоді вода повністю проходить конденсатор за один раз туди один раз туди і назад.

Тепловий розрахунок конденсатора

Температура води на вході: $t_{w1} = 55^{\circ}\text{C}$

Температура води на виході: $t_{w2} = 75^{\circ}\text{C}$

Температура фреону (R142b) на вході: $t_{f1} = 103^{\circ}\text{C}$

Температура фреону на виході: $t_{f2} = 65^{\circ}\text{C}$

Масова витрата води через конденсатор: $G_B = 0,86 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

Температура конденсації холодильного агента в конденсаторі $T_K = 80^{\circ}\text{C}$.

Среднеарифметическая різниця температур

$$\theta_m = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln\left(\frac{t_{w1} - t_0}{t_{w2} - t_0}\right)} = \frac{75 - 55}{\ln\left(\frac{55 - 80}{75 - 80}\right)} = 12,4^{\circ}\text{C}$$

Приймаємо основні розміри, що характеризують теплопередаючу поверхню конденсатора : шаховий пучек з мідних труб із стандартним зовнішнім обрешенням:

- внутрішній діаметр $d_{вн} = 0,0132 \text{ м}$.
- діаметр кола виступів $d_H = 0,021 \text{ м}$.
- діаметр кола западин $d_0 = 0,0165 \text{ м}$.

- крок ребер $u=0,002$ м.
- площі зовнішньої поверхні 1 м довгі труби $F_H' = 0,149$
- площі внутрішньої поверхні 1 м довгі труби $F_{BH}' = 0,0415$
- коефіцієнт обребрення $\beta = F_H' / F_{BH}' = 3,6$

При середній температурі води 65°C

- щільність води $\rho_B = 980,5$ кг/м³;
- кінематична в'язкість води $\nu = 0,444 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$
- число Прандтля $Pr = 2,8$
- теплопровідність води $\lambda = 0,6$ Вт/мК

Число труб в одному ході

$$n_1 = \frac{4 \cdot G_e}{w \cdot \pi \cdot d_{BH} \cdot \rho_B} = \frac{4 \cdot 0,86}{0,4 \cdot 3,14 \cdot 0,0132^2 \cdot 980,5} = 16,03$$

Приймаємо і уточнюємо швидкість води

$$w = \frac{4 \cdot G_B}{n \cdot \pi \cdot d_{BH} \cdot \rho_B} = \frac{4 \cdot 0,86}{16 \cdot 3,14 \cdot 0,0132^2 \cdot 980,5} = 0,40008 \approx 0,4 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса

$$Re_{ж} = \frac{w \cdot d_{BH}}{\nu} = \frac{0,4 \cdot 0,0132}{0,444 \cdot 10^{-6}} = 11892 \quad - \text{ турбулентний режим течії}$$

Число Нуссельта

$$Nu_{ж} = 0,021 Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot \epsilon_{пер} = 0,021 \cdot 11892^{0,8} \cdot 2,8^{0,43} \cdot 0,89 = 53$$

Коефіцієнти тепловіддачі з боку води

$$\alpha_w = \frac{Nu_{ж} \cdot \lambda_w}{d_{вн}} = \frac{53 \cdot 0,6}{0,0132} = 2409 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Приймаємо сумарний термічний опір стінки труби і забруднень

$$\Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 2,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \text{к/Вт}$$

Щільність теплового потоку

$$q_w = A(\theta_m - \theta_a) = \frac{\theta_m - \theta_a}{\frac{1}{\alpha_w} + \Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{12,4 - \theta_a}{\frac{1}{2409} + 2,6 \cdot 10^{-4}} = 1481 \cdot (12,4 - \theta_a)$$

Орієнтовного значення q' набувши $\theta_a = 0,30$ м тоді

$$q' = A \cdot (\theta_a - 0,30 \theta_m) = 0,7 \cdot A \cdot \theta_m = 0,7 \cdot 1481 \cdot 12,4 = 12855 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

При розподілі труб в трубних ґратах у вершинах правильних шестикутників і по сторонах правильних концентричних шестикутників параметр m визначається таким чином

$$m = 0,75 \sqrt[3]{\frac{Q_k}{q' \cdot S \cdot d_{вн} \cdot (L/D)}}$$

де m - число труб, що розташовується по більшій діагоналі зовнішнього шестикутника;

S - горизонтальний крок труб: $S = 1,3 - d_n = 1,3 - 0,02 = 0,026$ м;

L/D - довжина труби до діаметру труби, приймаємо рівним 5.

$$m = 0,75 \sqrt[3]{\frac{72 \cdot 10^3}{12855 \cdot 0,026 \cdot 0,0132 \cdot 5}} = 11,1$$

Округлюємо до найближчого непарного числа і приймаємо $n = m = 11$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку фреону, що конденсується, віднесений до внутрішньої поверхні труб

$$\alpha_a = 0.72 \cdot \sqrt[4]{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g / (\mu d_0)} \cdot \left(\frac{n_B}{2}\right)^{-0.167} \cdot \beta \cdot \theta_a^{-0.25} \cdot \psi_p$$

$$\alpha_a = 0.72 \cdot \sqrt[4]{\frac{154,04 \cdot 10^3 \cdot 923^2 \cdot 0,0772^3 \cdot 9,81}{2,57 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0165}} \cdot \left(\frac{11}{2}\right)^{-0.167} \cdot 3.6 \cdot \theta_a^{-0.25} \cdot 1.609 = 10785 \cdot \theta_a^{-0.25}$$

$$\psi_p = 1.3 \left(\frac{F_B'}{F_H'}\right) E \cdot (d_0/h_p') + (F_r'/F_H') =$$

$$= 1,3(0,139/1,149) \cdot 1 \cdot (0,165/0,0063) + (0,01/0,149) = 1.609$$

де $\lambda = 0,0772$ Вт/м До - теплопровідність R142b при t_k ;

$\mu = 2,57 \cdot 10^{-4}$ - динамічна в'язкість R142b при t_k , Па з;

$\rho = 923$ - щільність R142b при t_k , кг/м³;

$r = 154,04$ - теплота конденсації R142b при t_k , кілоджоуль/кг

Рівняння щільності теплового потоку

$$q_w = A \cdot (\theta_m - \theta_a) = 1481 \cdot (12.4 - \theta_a)$$

$$q_a = 10785 \cdot \theta_a^{0.75}$$

Таблиця 1.2 - Щільність теплових потоків

θ_a	0.5	1	1,5	2,0
q_w	17624	16883	16143	15402
q_a	6413	10785	14618	18138

Будуємо графіки залежностей теплових потоків $q_{a,FBH}$ і $q_{w,FBH}$ від температури:

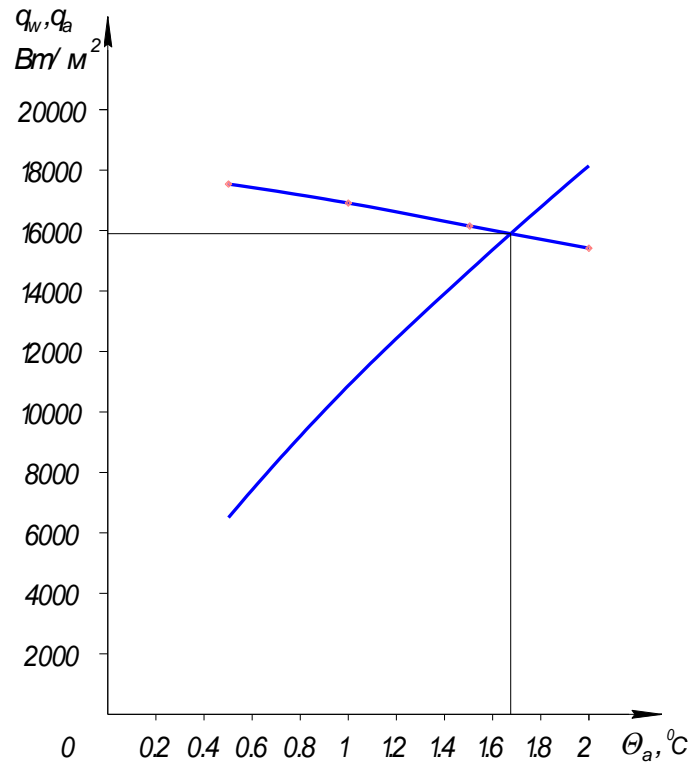


Рисунок 1.7 - Графіки залежностей теплових потоків $q_{a,F_{BH}}$ і $q_{w,F_{BH}}$ від температури.

З графіку визначаємо: $F_{BH} = 15890 \text{ Вт/м}^2$

Точніше q_{BH} знаходимо за інтернаціональним виразом

$$q_{BH} = \frac{(x-1) \cdot (q') + \theta_a \cdot B^x}{x(q')^{x-1} + B^x/A} = \frac{(1,333-1) \cdot 12855^{1,333} + 12,4 \cdot 10785^{1,333}}{1,333 \cdot 12855^{1,333-1} + 10785^{1,333}/1481} = 15902$$

Загальне число труб в апараті

$$n = 0,75 \cdot m^2 + 0,25 = 0,75 \cdot 11^2 + 0,25 = 91$$

Число ходів в апараті по воді

$$z = n/n_1 = 91/16 = 5,7$$

Приймаємо $z = 6$

Внутрішня поверхня теплообміну

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_{\text{к}}}{q_{\text{Fвн}}} = \frac{72000}{15902} = 4,53 \text{ м}^2$$

Довжина однієї труби в апараті

$$l = \frac{F_{\text{вн}}}{n \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}} = \frac{4,53}{91 \cdot 3,14 \cdot 0,0132} = 1,2 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр апарату

$$D_{\text{вн}} = m \cdot s = 11 \cdot 0,026 = 0,286 \text{ м}$$

де $m=11$ - число труб в найбільшій діагоналі шестикутника в трубних ґратах.

2.8 Гідравлічний розрахунок

Гідравлічний опір апарату

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}\Sigma} + \Delta p_{\text{м}\Sigma}$$

Сумарний гідравлічний опір тертя

$$\Delta p_{\text{тр}\Sigma} = \lambda \frac{l \cdot z}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho_s \cdot w^2}{2}$$

де λ - коефіцієнт течії в трубному просторі при турбулентному режимі течії

$$\lambda = \frac{0.316}{\sqrt[4]{\text{Re}}} = \frac{0.136}{\sqrt[4]{5170}} = 0,016$$

$$\Delta p_{mp\Sigma} = \lambda \frac{l \cdot z}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho_s \cdot w^2}{2} = 0,016 \cdot \frac{1,2 \cdot 6}{0,0132} \cdot \frac{980,5 \cdot 0,4^2}{2} = 1034 \text{ Па}$$

Сумарний місцевий гідравлічний опір

$$\Delta p_{m\Sigma} = \zeta \cdot \frac{\rho_{1s} \cdot w^2}{2}$$

де ζ - коефіцієнт місцевого опору

$$\zeta = a \cdot \zeta_1 + b \cdot \zeta_2 + c \cdot \zeta_3 = 7 \cdot 1,5 + 7 \cdot 1,5 + 5 \cdot 2,5 = 33,5$$

де $a=7$ - число вхідних камер в кришці випарника

$\zeta_1 = 1,5$ - коефіцієнт місцевого опору вхідної камери

$b = 7$ - число вихідних камер

$\zeta_2 = 1,5$ - коефіцієнт місцевого опору вихідної камери

$c = 5$ - число поворотів потоку розсолу усередині трубних ґрат на 180° ,

$\zeta^3 = 2,5$ - коефіцієнт місцевого опору повороту на 180°

$$\Delta p_{mp\Sigma} = 33,5 \cdot \frac{980,5 \cdot 0,4^2}{2} = 2677 \text{ Па}$$

Тоді гідравлічний опір апарату

$$\Delta p = \Delta p_{mp\Sigma} + \Delta p_{m\Sigma} = 1034 + 2677 = 3711 \text{ Па}$$

2.9 Розрахунок горизонтального кожухотрубного випарника

Початкові дані:

Холодопроизводительность $Q_0 = 100$ кВт

Температура кипіння холодагенту $t_0 = 45^\circ\text{C}$

Температура масла на вході: $t_{s1} = 57^\circ\text{C}$

Температура масла на виході: $t_{s2} = 50^\circ\text{C}$

Витрата масла $G_s = 1,51$ кг/с

Площа теплопередающей поверхні

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_0}{k \cdot \Theta_m} = \frac{Q_0}{q_{\text{Fвн}}}, \text{ м}^2$$

де, k - коефіцієнт теплопередачі, Вт/ (м² К)

Θ_m - середній температурний натиск, °С

Среднеарифметическая різниця температур рівна

$$\theta_m = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{\ln\left(\frac{t_{s1} - t_0}{t_{s2} - t_0}\right)} = \frac{57 - 50}{\ln\left(\frac{57 - 45}{50 - 45}\right)} = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Теплофізичні властивості розчину приймаємо з [3] таблиця. 8, с. 10.

Приймаємо основні параметри, що характеризують теплопередающую поверхню: труби мідні з накатними ребрами діаметром 20x3 мм. Розміри профілю ребер: внутрішній діаметр $d_{\text{вн}} = 13,3$ мм, діаметр по колу ребер $d_p = 20,6$ мм, діаметр по колу западин $d_{\text{вп}} = 17,6$ мм, крок ребер $s_p = 1,5$ мм, товщина у вершини ребра $\delta; = 0,4$ мм, кут між ребрами $\alpha = 300$.

Коефіцієнт обрешечення труби

$$\beta = \frac{d_p \cdot \delta + d_{\text{BH}} \left(s_p - \delta - 2 \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} \right) \cdot \frac{d_p - d_{\text{BH}}}{2} \right) + 2 \cdot \left(\frac{d_p + d_{\text{BH}}}{2} \cdot \frac{d_p - d_{\text{BH}}}{2 \cdot \cos \left(\frac{\alpha}{2} \right)} \right)}{d_{\text{BH}} \cdot s_p}$$

$$\beta = \frac{20.6 \cdot 0.4 + 17.6 \left(1.5 - 0.4 - 2 \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{30}{2} \right) \cdot \frac{20.6 - 17.6}{2} \right) + 2 \cdot \left(\frac{20.6 + 17.6}{2} \cdot \frac{20.6 - 17.6}{2 \cdot \cos \left(\frac{30}{2} \right)} \right)}{13.3 \cdot 1.5} = 3.65$$

Приймаємо швидкість масла в трубах, рівною $w = 1,5$ м/с. Тоді число труб в одному ході апарату рівна

$$n_1 = \frac{4 \cdot G_s}{\pi \cdot d_{\text{BH}}^2 \cdot w \cdot \rho_s} = \frac{4 \cdot 1,51}{3,14 \cdot 0,0133^2 \cdot 1,5 \cdot 865} = 8,38$$

Приймаємо $n_1 = 9$, тоді швидкість масла рівна

$$w = \frac{4 \cdot G_s}{\pi \cdot d_{\text{BH}}^2 \cdot n_1 \cdot \rho_s} = \frac{4 \cdot 1,51}{3,14 \cdot 0,0133^2 \cdot 9 \cdot 865} = 1,35$$

Визначуваний режим руху розчину

$$\operatorname{Re}_{\text{жс}} = \frac{w \cdot d_{\text{BH}}}{\nu} = \frac{1,35 \cdot 0,0133}{27 \cdot 10^{-6}} = 665$$

Режим руху розчину ламинарний, тоді число Нуссельта рівне

$$Nu_{ж} = 1.54 \left(\frac{Re_{ж} \cdot Pr_{ж}}{1/d_{вн}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left[1 + 0,1 \cdot \left(\frac{Re_{ж}}{1/d_{вн}} \right)^{\frac{2}{3}} \right]$$

де, $1/d_{вн}$ - відношення довжини труби на внутрішній діаметр.

При інтервалі $150 \leq 1/d_{вн} \leq 300$; приймаємо $1/d_{вн} = 150$, тоді

$$Nu_{ж} = 1.54 \left(\frac{665 \cdot 412,629}{150} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left[1 + 0,1 \cdot \left(\frac{665}{150} \right)^{\frac{2}{3}} \right] = 24$$

Тоді коефіцієнт тепловіддачі з боку масла рівний

$$\alpha_s = \frac{Nu_{ж} \cdot \lambda_s}{d_{вн}} = \frac{24 \cdot 0,14}{0,0133} = 253 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Щільність теплового потоку з боку масла

$$q_{Fs} = \frac{\theta_s}{\frac{1}{\alpha_s} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}}$$

де $\sum \delta_i / \lambda_i$ - термічний опір забруднень і мідної трубки з накатними ребрами, $\sum \delta_i / \lambda_i = 0,2 \dots 0,3 \cdot 10^{-3}$ (м²- До) /Вт.

Приймаємо $\sum \delta_i / \lambda_i = 0,25 \cdot 10^{-3}$ (м²- До) /Вт. Тоді:

$$q_{Fs} = \frac{\theta_s}{\frac{1}{253} + 0,25 \cdot 10^{-3}} = 238 \cdot \theta_s$$

Щільність теплового потоку з боку робочої речовини, віднесеної внутрішньої поверхні

$$q_{Fa} = 568 \cdot p_0^{0.5} \cdot \varepsilon_{n.p.}^{1.82} \cdot \theta_a^{1.82} \cdot \beta = 568 \cdot 0,6^{0.45} \cdot 1^{1.82} \cdot \theta_a^{1.82} \cdot 3.65 = 1647 \cdot \theta_a^{1.82}$$

де $p_0 = 0,6$ бар - тиск кипіння холодагенту.

ε_{np} - коефіцієнт, що враховує вплив числа рядів труб по висоті пучка

Згідно [2], с. 331 $\varepsilon_{np} = 1$.

Визначимо питомий тепловий потік у випарнику графоаналітичним методом. Будуємо залежності щільності теплового потоку з боку масла

$q_{Fs} = f(\theta_s)$ і з боку холодагенту $q_{Fa} = f(\theta_a)$ в інтервалі температур $0 \leq \theta_a \leq \theta_m$ и $\theta_m \leq \theta_s \leq \theta_{s0}$; відповідно (малюнок 1.8).

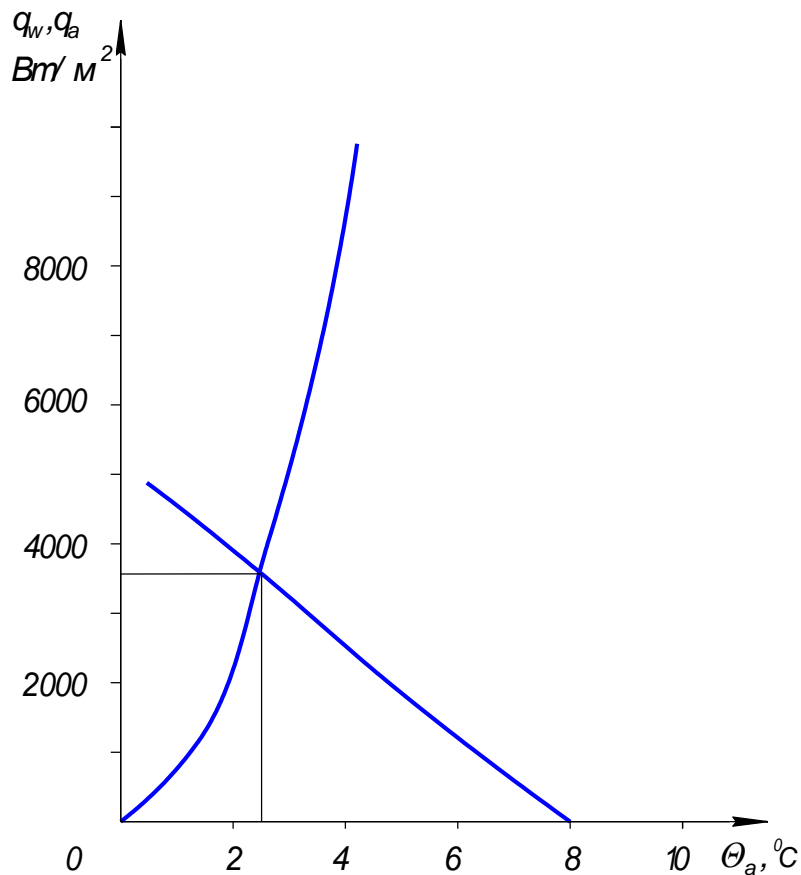


Рисунок 1.8 - Розрахунок щільності теплового потоку

Приймаємо розміщення труб на площини трубних ґрат по периметрах правильних шестикутників.

Крок труб :

$$s = 1.3 \cdot d_p = 1.3 \cdot 20.6 = 26.8 \text{ мм}$$

Приймаємо $s = 27$ мм

Приймаємо відношення довжини труб до діаметру апарату $k = l/D = 5$.

Число труб, розміщених по діагоналі зовнішнього шестикутника

$$m = 0,75 \sqrt[3]{\frac{F_{\text{вн}}}{k \cdot s \cdot d_{\text{вн}}}} = 0,75 \sqrt[3]{\frac{26.3}{5 \cdot 0.027 \cdot 0.0133}} = 17.4$$

Приймаємо $m = 18$

Внутрішній діаметр обичайки

$$D_{\text{вн}} = m \cdot s = 18 \cdot 27 = 486$$

С обліком неповного заповнення фреону в міжтрубному просторі випарника приймаємо $D_{\text{вн}} = 500$ мм

Дина труб в пучку

$$l = k \cdot D_{\text{вн}} = 5 \cdot 500 = 2500$$

Приймаємо $l = 2500$ мм

Загальна кількість труб у випарнику

$$n = \frac{F_{\text{вн}}}{1 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}} = \frac{26.3}{2.5 \cdot 3.14 \cdot 0.0132} = 178$$

Приймаємо $n = 180$. Число ходів в апараті

$$z = n/n_1 = 180/18 = 10$$

Приймаємо $z = 10$

Приймаємо швидкість фреону на вході у випарник $\omega_{\text{вх}} = 5$ м/с, на

виході $\omega_{\text{ввих}} = 15 \text{ м/с}$

Діаметр парового патрубку на вході у випарник

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_{a1} \cdot v_{\text{вх}}}{\pi \cdot \omega_{\text{вх}}}}$$

де $v_{\text{вх}}$ - питомий об'єм пари на вході у випарник

$$v_{\text{вх}} = \frac{x}{\rho''} + \frac{1-x}{\rho'} = \frac{0.225}{26.94} + \frac{1-0.225}{1.055} = 1.541$$

$x = 0,225$ - зміст парової фази фреону.

ρ' , ρ'' - щільність рідкої і парової фаз фреону, $\rho' = 1.055 \text{ кг/м}^3$, $\rho'' = 26.94 \text{ кг/дм}^3$

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.173 \cdot 1.541}{3.14 \cdot 5}} = 0.046$$

Приймаємо $d_{\text{вх}} = 50 \text{ мм}$.

Аналогічно визначуваний діаметр вихідного патрубку, м.

Питомий об'єм пари на виході з випарника $v_{\text{ввих}} = 0,147 \text{ м}^3/\text{кг}$, тоді

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.173 \cdot 0.147}{3.14 \cdot 15}} = 0.046$$

Приймаємо $d_{\text{ввих}} = 50 \text{ мм}$.

Діаметр патрубків для хладоносителя

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_0}{\pi \cdot \omega \cdot c_s \cdot \rho_s \cdot \Delta t_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 100}{3.14 \cdot 1.35 \cdot 1.944 \cdot 865 \cdot 7}} = 0.028$$

Приймаємо $d_{\text{хн}} = 30 \text{ мм}$.

Місцеві опори визначаємо по формулі Вейсбаха-Д'Арси

$$\Delta p_m = \zeta \cdot \frac{\rho_s \cdot w^2}{2 \cdot g}$$

де ζ - коефіцієнт опору

Коефіцієнт опору

$$\zeta = \zeta_{mp} + a \cdot \zeta_1 + b \cdot \zeta_2 + c \cdot \zeta_3$$

де $\zeta_{тр}$ - коефіцієнт опору рідинного тертя

a - кількість вхідних камер, a = 10

b - кількість вихідних камер b = 10

c - кількість поворотів потоку розчину в кришках випарника, c = 8

$\zeta_1 = 1$ - коефіцієнт місцевого опору раптового звуження проходу

$\zeta_2 = 0,5$ - коефіцієнт місцевого опору раптового розширення проходу

$\zeta_3 = 2$ коефіцієнт місцевого опору повороту на 180° усередині кришки при переході з одного пучка трубок в інший.

Для ламинарного режиму руху формула Пуазейля

$$\zeta_{mp} = \frac{64}{Re} \cdot \frac{l \cdot z}{d_{en}}$$

$$\zeta_{mp} = \frac{64}{655} \cdot \frac{4 \cdot 10}{0,0133} = 294$$

Тоді

$$\zeta = 294 + 10 \cdot 1 + 10 \cdot 0,5 + 8 \cdot 2 = 315$$

$$\Delta p_m = 315 \cdot \frac{865 \cdot 1,35^2}{2 \cdot 9,81} = 25,3 \text{ КПа}$$

3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

3.1 Аналіз небезпечних і шкідливих чинників виробничого середовища

В даному розділі дипломного проекту розглянуті питання охорони праці для всього персоналу цеху виплавки титанових шлаків. Для виплавки титанових шлаків на ЗТМК використовують рудотермічні печі РКЗ-16,5.

Технологічні гази від печей містять пил діоксиду заліза, хрому, нікелю і інших легуючих елементів. Також можливе підвищення вмісту оксиду вуглецю в відхідних газах, внаслідок його недопалювання при скипанні розплаву і інших порушеннях технологічного режиму плавки.

Пил оксиду заліза з домішкою оксиду марганцю до 3% при оптимальному режимі роботи не є вибухонебезпечним і пожеженобезпечним. По мірі дії на організм людини відноситься до речовин малонебезпечних, гранично допустима концентрація ГДК = 6 мг/м³ [20], пил оксиду заліза відноситься до IV класу безпеки. За даними атестації робочих місць дійсна концентрація в повітрі робочої зони складає 1,0 мг/м³.

Оксид вуглецю – безбарвний газ, без смаку і запаху, горить блідо синім по-лум'ям, є сильною отрутою; ГДК = 20 мг/м³ [20]. Викликає кисневе голодування, від пониженого вмісту кисню в крові настає задуха.

При легкому отруєнні – відчуття биття і тиску у венах, запаморочення, шум у вухах, сонливість. У серйозніших випадках – різка загальна слабкість, почервоніння обличчя, прискорене серцебиття, втрата свідомості.

При підвищенні розрідження під склепінням печі в період плавки більше 6 Па і в період “ кипів ” можливе утворення вибухонебезпечної суміші в відхідних газах.

Необхідно бути уважним і обережним при роботі з електроустаткуванням. При безпосередньому контакті з струмоведучими частинами і устаткуванням існує небезпека поразки електричним струмом.

3.2 Заходи щодо усунення небезпечних і шкідливих чинників

Для уникнення тепловиділення (інфрачервоного випромінювання) в повітря робочої зони і запобігання конденсації вологи з газу, газоходи і устаткування усередині приміщення з температурою поверхні вище 40 °C підлягають тепло-ізоляції.

Безпечні умови ведення процесу включають наступні заходи:

- герметизація склепіння печі і автоматична підтримка розрідження в системі газовиділення для уникнення попадання реакційних газів в робочу зону;
- автоматичне відкриття відсічних клапанів на вихлопних свічках безпеки для скидання надлишкового тиску при скипанні розплаву у ванні печі, обвалах шихти, що супроводяться газовиділенням і різкими підвищеннями тиску під склепінням печі;
- допалювання оксиду вуглецю, що міститься в технологічних газах в камері допалювання, в якій встановлюються два двоохпровідні пальники, що працюють на природному газі;
- теплоізоляція і футерування устаткування системи газоочистки з утилізацією тепла.

При ремонтних роботах на устаткуванні необхідно дотримувати наступні умови, що забезпечують безпеку праці обслуговуючого персоналу:

- перед початком ремонтних робіт усередині фільтрів або при заміні рукавів необхідно відкрити люки і включити вентилятор для провітрювання, при цьому газоочисний апарат має бути відключений від джерела виділення шкідливих речовин;
- для обслуговування устаткування на відмітках вище за два метри і для доступу до люків, приладів контролю передбачені стаціонарні сходи і майданчики з обгороджуваннями;
- фланцеві з'єднання апаратів і газоходів забезпечують герметичність і попереджають виділення пилу, газів;

– всі рухомі обертаючіїся частини устаткування мають бути захищені або укриті;

– шум і вібрація мають бути в допустимих межах, для чого на лінії нагнітання турбогазоводуки передбачена установка шумоглушника.

Захист від теплового випромінювання: модульні котли, трубопроводи, підігрівачі є джерелом надлишкових виділень тепла. В цілях профілактики теплових травм, температура зовнішніх поверхонь технологічного обладнання або огорожувальних його конструкцій повинна мати теплову ізоляцію.

В котельній є годинник і телефон для зв'язку з технічними службами і власником.

В котельню не допускають осіб, що не мають відношення до експлуатації котлів і устаткування котельної. В необхідних випадках сторонні особи можуть потрапити в котельню тільки з дозволу власника і у супроводі його представника.

Для управління роботою, забезпечення безпечних умов і розрахункових режимів експлуатації котли оснащені:

- пристроями, що оберігають від підвищення тиску:
- запобіжний клапан, встановлений на барабані; два запобіжних клапана, встановлені на пароперегрівачі
- рівнемірами-показниками рівня води;
- манометрами
- приладами для вимірювання температури середовища
- запірною і регулюючою арматурою;
- приладами безпеки;
- живильними пристроями.

Засоби захисту від вібрації:

- використання дистанційного керування;
- вібропоглинання;
- віброізоляція.

- якісний монтаж;
- проведення своєчасних ремонтів.

До ЗІЗ від вібрації відноситься: застосування рукавичок, віброзахисних прокладок, спеціального взуття, килимів. Також необхідне дотримання раціонального режиму праці і відпочинку.

3.3 Електробезпека

Згідно класифікації приміщень за ступенем ураження людей електричним струмом приміщення плавильного відділення відносяться до приміщень з підвищеною небезпекою, оскільки в робочій зоні має місце висока температура навколишнього повітря ($t_{\text{пов.}} > 30^{\circ}\text{C}$).

Для живлення електроустановок в цеху діє трьохфазна електромережа з напругою 380 В.

Безпека електроустаткування забезпечується шляхом вживання наступних заходів:

- ізоляції струмоведучих частин і їх закриття;
- блокування апаратів для запобігання помилкових операцій за допомогою автоматичних вимикачів АЄ2000, заземлення корпусів електроустаткування і елементів установок, які можуть виявитися під напругою.

Всі металеві частини електроустаткування, що не знаходяться під напругою, приєднуються до заземлюючого контуру. Як внутрішній контур заземлення використовуються металеві майданчики і сходи.

Заземлення електроприймачів виконується сталевими трубами електропроводки, опір заземлюючого пристрою не повинен перевищувати 4 Ом.

На дротах комутаційних апаратів мають бути чітко вказані положення «включено» і «відключено».

Перед початком роботи на електродвигунах, що приводять в рух тягодуттєві механізми, мають бути прийняті заходи, що перешкоджають обертанню ротора електродвигуна з боку механізму. Перед пуском електродвигунів, ке-

рованих з різних місць, повинен подаватися попереджувальний звуковий сигнал.

Особи оперативного персоналу, обслуговуючі електроустановки особисто і старші в зміні або бригаді, закріплені за даною електроустановкою, повинні мати кваліфікаційну групу не нижче третьої.

Персоналу слід твердо пам'ятати, що після зникнення напруги з обслуговуваної ними електроустановки, вона може бути подана знов без попередження, як в умовах нормальної експлуатації, так і в аварійних умовах. Для запобігання подачі напруги до місця роботи унаслідок трансформації, слід відключити всі пов'язані з електроустаткуванням, що готується до ремонту, силові, вимірювальні і різні спеціальні трансформатори, з боку як високої, так і низької напруги. На місці роботи мають бути відключені струмоведучі частини, на яких виконуються роботи, а також і ті, які можуть бути доступні дотику при виконанні роботи. Доступні дотику струмоведучі частини можна не відключати лише в тому випадку, якщо вони будуть захищені ізолюючими накладками. Відключення повинне вироблятися так, щоб виділені для виконання роботи частини електроустановки були з усіх боків відокремлені від струмоведучих частин, що знаходяться під напругою, комутаційними апаратами або зняттям запобіжників. З фасадного і заднього боку щита шафи станції управління і шафи сигналізації мають бути діелектричні гумові доріжки. Забороняється застосовувати невипробувані захисні засоби, термін чергового випробування яких витік.

На електроприводах, що мають автоматичне або дистанційне включення, має бути напис: «Увага – включається автоматично!», «Увага – включається дистанційно!».

3.4 Виробнича санітарія

Під час обслуговування устаткування необхідно строго стежити за дотриманням технологічних параметрів роботи установки. Згідно класифікації

[14] розряд зорової роботи для обслуговуючого персоналу теплоутилізаційної установки приймаємо VIIIа – загальне постійне спостереження за ходом виробничого процесу. Нормоване значення коефіцієнта природної освітленості з врахуванням характеру зорової роботи і світлового клімату в районі розташування будівлі визначається по формулі, %

$$E_n = e \cdot m \cdot c,$$

де e – коефіцієнт природної освітленості, (к.п.о.), $e = 1\%$ [14];

m – коефіцієнт світлового клімату (без врахування прямого сонячного світла), який визначається залежно від району розташування будівлі, $m = 0,9$;

c – коефіцієнт сонячності клімату (з врахуванням прямого сонячного світла), $c = 0,95$ [14]

$$E_n = 1 \cdot 0,9 \cdot 0,95 = 0,855 \approx 0,9 \text{ \%}.$$

Природне освітлення в цеху здійснюється через віконні отвори. Висота ві-кон 1,2 м, ширина 3 м. Будівля однопрольотна. У світлий час доби одночасно використовують природне і штучне світло, таким чином, в приміщенні передбачається поєднане освітлення.

Види електроосвітлення:

- у приміщеннях розподільних пристроїв і КВП – робоче і переносне;
- на майданчиках обслуговування рукавних фільтрів – робоче, переносне.

Напруга мережі освітлення $\sim 380 / 220$ В, переносного ~ 12 В, ~ 36 В.

Групова мережа виконується кабелем АВВГ, що прокладається по стінах, колодязям і під майданчиками на скобах. Захист кабелів від технічних пошкоджень на ділянках заввишки до двох метрів від рівня підлоги і майданчиків передбачена сталлю кутовою. Відповідно до розряду зорової роботи [14]

встановлена норма освітленості на майданчиках обслуговування 75 лк. Як джерела світла при штучному освітленні використані наступні світильники:

- з лампами розжарювання марок НСП1 1x100-23443, Б215-225-100;
- з люмінесцентними лампами марок ПСПО2-2x40 і ЛБ-40-1.

Оскільки в місці використання світильників спостерігається підвищена запиленість робочої зони, необхідне пилозахисне виконання встановлюваних світильників.

Кліматичні умови в робочій зоні виробничих приміщень з категорією роботи Пб (середньої важкості) приймаються наступні [9]:

1) холодний період року:

- допустима температура повітря в обслуговуваній зоні – +15-+21°C;
- відносна вологість повітря $\leq 75\%$;
- швидкість руху повітря $\leq 0,4$ м/с;
- температура повітря поза постійними робочими місцями – +13-+23 °С.

2) теплий період року:

- допустима температура повітря на робочих місцях або в обслуговуваній зоні +16-+27 °С;
- відносна вологість $\leq 75\%$, при +24 °С і нижче і $\leq 60\%$ при +27 °С;
- швидкість руху повітря (0,2...0,5) м/с.

У відділенні теплового пункту діє припливна і витяжна вентиляція. Припливна вентиляція призначена для подачі в цех чистого повітря; витяжна – для видалення з цеху забрудненого повітря і викиду його за межі цеху.

В цеху передбачена місцева вентиляція для уловлювання забрудненого пилом і оксидом вуглецю повітря.

У цеху виконані дві витяжні і дві припливні системи. Видалення повітря передбачається через сітки, розташовані на витяжному повітроводі у верхній зоні. Приплив повітря здійснюється в нижню зону приміщення через повітророзподільні патрубки. Припливне повітря, що подається в цех, заздалегідь очищається у фільтрах. У зимовий час припливне повітря нагрівається в калорифері. Аварійна вентиляція в цеху не передбачена.

Згідно санітарної характеристики виробничих процесів (II група) передбачаються приміщення та пристрої для миття робочого взуття; знепилювання; миття і очищення робочого одягу, а також приміщення для обігріву і сушки робочого одягу і взуття.

Побутові приміщення складаються з роздягальної, душової, кімнат відпочинку і теплої убиральні.

Побутові приміщення розміщують з навітряного боку цеху. Оскільки, у виробничих приміщеннях спостерігаються шкідливі виділення, то побутові приміщення мають ізольований вихід і розміщені так, щоб не потрібно було проходити через виробничі приміщення з шкідливими виділеннями. Підлога в убиральнях, вмивальних, душових і інших приміщеннях виконана гідроізольованою з ухилом до стічного трапа.

Стіни на висоту не менше 1,5 м покриті вологостійким матеріалом.

Персонал, обслуговуючий теплоутилізаційну установку, повинен забезпе-чуватися наступними засобами індивідуального захисту:

- суконний спецодяг;
- валянки, спецвзуття (група Т, М);
- респіратори і протигази;
- рукавички, рукавиці.

Для захисту від оксиду вуглецю необхідно використовувати: при невисоких концентраціях – фільтруючий протигаз марки СО; при високих концентраціях – ізолюючий протигаз КІП-5, фільтруючий саморятівник СП-55МП.

Для захисту від пилу використовують респіратор «Пелюстка-200».

3.5 Протипожежні заходи

Відповідно до технологічної схеми запроектованої теплоутилізаційної ді-лянки дане приміщення по вибухо- і пожежонебезпеці відноситься до катего-рії «Г» пожежобезпечне приміщення.

Для приміщення категорії «Г» приймаються наступні параметри [16].

Міра вогнестійкості – III;

У виробничих і допоміжних приміщеннях цеху передбачені евакуаційні виходи. Як евакуаційні виходи в цеху прийняті ворота, які розташовані з обох боків цеху. У адміністративно-побутовій прибудові цеху виконано два евакуаційні виходи.

По блискавкозахисту будівля відноситься до III категорії, зона Б [18]. Для захисту корпусу цеху, електроустаткування і людей встановлюється два одиночні стержневі громовідводи. Цех повністю потрапляє в захисну зону громовідводу, як на рівні землі, так і на рівні висоти будівлі.

З метою підвищення вогнестійкості корпус будівлі виконаний з широкополичних двотаврів, стінне обгороджування і крівля – з тришарових металевих панелей листової збірки з утеплювачем з напівжорстких мінераловатних плит на бітумному з'єднанні марки 150, завтовшки 60 мм. Всі металеві конструкції забарвлюються в два шари фарбою БТ-177 на основі лаку БТТ-577, змішані з пудрою ПАП-2.

Електричні пристрої представляють пожежну небезпеку в разі перевантаження або короткого замикання. Для запобігання короткому замиканню вибір, монтаж і експлуатація мереж, печей і апаратів необхідно здійснювати відповідно до правил устрою та експлуатації електроустановок [17]. Для локалізації наслідків КЗ використовується швидкодіючий релейний захист, вимикачі, плавкі запобіжники. Також передбачена теплоізоляція устаткування.

При автоматичному і дистанційному управлінні виробничими процесами встановлюються автоматичні пристрої для раннього виявлення пожежі. Система сигналізації складається з повідомлювачів, приймальної станції і лінійної мережі. Від повідомлювачів інформація передається на приймальну станцію і фіксується, потім подається сигнал тривоги.

У цеху обладнані протипожежні щити з протипожежним інвентарем: лопата, багор, крюк, відро. Також встановлені ящики з піском біля кожних воріт цеху.

В адміністративно-побутовому корпусі пожежні крани розміщені у вестибюлях і коридорах. До них приєднані гнучкі рукави з брендспойтами для отримання сильних струменів води.

Проектом передбачаються пінні вогнегасники ОВП-5, ОВП-10 в кількості двох штук, які застосовуються для гасіння горючих рідин, твердих матеріалів. Для ліквідації загоряння ділянок електропроводок, в разі неможливості їх відключення від напруги передбачені вуглекислотно-брометілові вогнегасники типу ОУБ-7 в кількості двох штук.

3.6 Розрахунок аераційного ліхтаря

Розрахунок наводиться для теплого періоду року. Довжина ліхтаря приймається рівній довжині цеху холодної прокатки 140 м з перекриттям по висоті ліхтаря через 70 м. Внутрішній надлишковий тиск в ліхтарі приймається 5 Па. Температура повітря на виході з ліхтаря визначається по формулі ($t_{вих}$)

$$m = \frac{t_{p.z} - t_n}{t_{вих} - t_n},$$

де m – коефіцієнт для цеху виплавки шлаків 0,50 [16];

$t_{p.z}$ – допустима температура повітря в робочій зоні в теплий період року;

t_n – температура поступаючого зовнішнього повітря.

Температура повітря на виході з ліхтаря, °С

$$t_{\text{вих}} = \frac{t_{\text{р.з.}} - t_n}{m} + t_n = \frac{29 - 27,1}{0,50} + 27,1 = 30,9 .$$

Таблиця 3.1 – Розрахункові параметри зовнішнього повітря [16]

Найменування пункту	Розрахунковий барометричний тиск, кПа	Період року	Температура °С	Розрахункова швидкість вітру, м/с
Запоріжжя	98	Теплий	27,0	3,5
		Холодний	- 12	5,4

Кількість повітря для асиміляції тепловиділень, яке повинне поступати у цех через припливні отвори і видалятися через аераційний фонарь, м³/год

$$L_{\text{пр}} = \frac{\alpha \cdot (m \cdot Q - Q_1)}{0,28 \cdot (t_{\text{р.з.}} - t_n)},$$

де α – коефіцієнт, враховуючий висотурозташування припливних проємів від підлоги $\alpha = 1,2$, [16];

Q – тепловиділення в цех, Вт, приймаємо за практичними даними;

Q_1 – втрати тепла зовнішніми огорожуваннями, Вт.

Втрати тепла зовнішніми огорожуваннями, Вт

$$Q_1 = \frac{F}{R} \cdot (t_{\text{р.з.}} - t_n) \cdot n ,$$

де R – опір теплопередачі огорожуючої конструкції, (м² · °С) / Вт;

n – коефіцієнт, залежний від положення зовніш-ньої поверхні огорожуючої конструкції по відношенню до зовнішнього повітря, $n = 1,1$;

F – розрахункова площа захисної конструкції, м²;

Розрахункова площа захисної конструкції, м²

$$F = 2 \cdot (l + b) \cdot h = 2 \cdot (140 + 50) \cdot 40 = 15200,$$

де l – довжина цеху, $l = 140$ м;

b – ширина цеху, $b = 50$ м;

h – висота цеху, $h = 40$ м.

Втрати тепла зовнішніми огорожуваннями, Вт

$$Q_1 = \frac{15200}{16,5} \cdot (29 - 27,1) \cdot 1,1 = 1925,33.$$

Кількість повітря для асиміляції тепловиділень, яке повинне поступати у цех через припливні отвори і видалятися через аераційний фонарь, м³/год

$$L_{np} = \frac{1,2 \cdot (0,5 \cdot 3850000 - 1925,33)}{0,28 \cdot (29 - 27,1)} = 4337762,41.$$

Ширина горловини ліхтаря визначається по формулі, м

$$A = \frac{L_{вид}}{3600 \cdot l \cdot v},$$

де $L_{вид}$ – кількість видаляє мого повітря через ліхтар, яка дорівнює кількості поступаю чого повітря у цех L_{np} , м³/год;

l – довжина ліхтаря, м;

v – швидкість повітря в горловині ліхтаря, м/с.

Швидкість повітря в горловині ліхтаря, м/с

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{изб}}{\zeta \cdot \rho_1}},$$

де $p_{изб}$ – надлишковий тиск в ліхтарі, Па;

ζ – коефіцієнт місцевого опору $\zeta = 7,8$, [16];

ρ_t – густина повітря за робочих умов, кг/м³;

ρ_o – густина повітря за нормальних умов, кг/м³.

Густина повітря за робочих умов, кг/м³

$$\rho_1 = \rho_o \cdot \frac{273}{273 + t_{вых}} \cdot \frac{B + P_2}{B_o},$$

$$\rho_1 = 1,29 \cdot \frac{273}{273 + 39} \cdot \frac{98000 + 5}{101325} = 1,09.$$

Швидкість повітря в горловині ліхтаря, м/с

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot 5}{7,8 \cdot 1,09}} = 1,08.$$

Ширина горловини ліхтаря визначається по формулі, м

$$A = \frac{4337762,41}{3600 \cdot 120 \cdot 1,08} = 9,3.$$

Таким чином, необхідно встановити аераційний ліхтар типа КТІС з шириною горловини 10 м, кут розкриття 70 град; довжина 120 м з перекриттям по висоті 38 м, передбачається захист фонаря від задування

вітром. Регулювання фрамуг – не менше 2 рази в рік за допомогою механізмів відкриття.

4. КОНТРОЛЬНО-ВИМІРЮВАЛЬНІ ПРИЛАДИ І АВТОМАТИКА

Введення автоматизації управління тепловими насосами є одним з найважливіших напрямів технічного прогресу в області подачі і відведення тепла в населених пунктах і на промислових підприємствах.

Застосування автоматизованого управління дає значні переваги:

- підвищує безперебійність, чіткість і надійність роботи, оскільки автоматична апаратура швидко реагує на зміну режиму роботи; знижує експлуатаційні витрати внаслідок зменшення числа обслуговуючого персоналу, а також витрат на опалення та освітлення приміщень;

- знижує будівельну вартість, оскільки обладнання концентрується на меншій площі машинного залу і відпадає необхідність у пристрої побутових і допоміжних приміщень;

- збільшує термін служби обладнання і приладів завдяки своєчасному виключенню з роботи агрегатів при виникненні неполадок в їх роботі;

- дає можливість зосередити управління декількома автоматизованими насосами в одному пункті, що робить систему більш гнучкою і надійною; виключає участь персоналу в технологічних операціях, що протікають в антисанітарних умовах.

На теплових насосах автоматизуються: пуск і зупинка агрегатів і допоміжних установок; контроль і підтримка заданих параметрів (наприклад, рівня води, подачі, напору і т. д.); прийом імпульсів параметрів і передача сигналів в диспетчерський пункт. Для спостереження за параметрами роботи служать різні датчики, які перетворюють контрольовану величину в електричний сигнал, що надходить до виконавчого механізму.

Датчиком називається елемент автоматичного пристрою, контролюючий коливання тієї чи іншої фізичної величини і перетворює ці коливання в зміни іншої величини, зручної для передачі на відстань і впливу на наступні елементи автоматичних пристроїв.

Реле називають пристрої, які складаються з трьох основних органів: сприймає, проміжного і виконавчого. Сприймаючий орган приймає керуючий імпульс і перетворює його у фізичну величину, що впливає на проміжний орган. Проміжний орган, приймаючи сигнал, впливає на виконавчий орган, який стрибкоподібно змінює вихідний сигнал і передає його електричних ланцюгів управління.

В автоматизованих системах управління насосними агрегатами застосовують такі типи датчиків і реле:

датчики рівня - для подачі імпульсів на включення і зупинку насосів при зміні рівня води в баках і резервуарах;

датчики, або електроконтактні манометри, - для управління ланцюгами автоматики при зміні тиску в трубопроводі;

струменеві реле - для управління ланцюгами автоматики залежно від напрямку руху води в контрольованому трубопроводі;

реле часу - для відліку часу, необхідного для протікання певних процесів при роботі агрегатів;

термічні реле - для контролю за температурою підшипників і сальників, а в деяких випадках за витримкою часу;

вакуум-реле - для підтримки певного розрідження в насосі або у всмоктуючому трубопроводі;

проміжні реле - для перемикання окремих ланцюгів у встановленій послідовності;

реле напруги - для забезпечення роботи агрегатів на певній напрузі;

аварійні реле - для відключення агрегатів при порушенні встановленого режиму роботи.

Електродний датчик рівня. Основними елементами електродного датчика рівня є блок сигналізації і електроди, що встановлюються на висоті контрольованого рівня. При досягненні рівнем води того чи іншого електрода внаслідок електричної провідності води замикаються відповідні

ланцюги в електричній схемі сигналізації та управління насосними агрегатами.

Датчик тиску. Як датчик тиску використовуються електроконтактні манометри, для яких так само, як і для звичайних манометрів, застосовують трубчасту пружину. Електроконтактні манометри мають два рухливих контакту - лівий, що замикається при тиску нижче величини, на яку він встановлений, і правий, що замикається при тиску, що перевищує встановлену для нього величину.

Крім рухомих контактів манометр має один контакт, жорстко укріплений на стрілці. Контактна система та ізоляція манометрів дозволяє включати їх в ланцюзі управління напругою до 360 В змінного струму або 220 В постійного струму.

Датчик контролю за заливкою насоса. Датчик мембранного типу для контролю за заливкою насоса за допомогою вакуум-насоса. При заповненні насоса водою мембрана датчика прогинається, піднімає шток і замикає контакти. Після зниження тиску мембрана повертається у вихідне положення пружиною. Особливостями датчика мембранного типу є їх велика чутливість і здатність витримувати високі тиску.

Струминне реле. Принцип дії струминного реле заснований на використанні кінетичної енергії рідини. Рухома рідина відхиляє обертається на шарнірі маятник, виконаний у вигляді тонкої пластинки, підвішеній до осі. Маятник повертається в напрямку руху води і включає контакти реле.

Реле часу. Для забезпечення витримки часу між окремими операціями при автоматичному управлінні служать реле часу. Для отримання значних витримок часу (від декількох секунд до декількох хвилин) застосовують термічні реле часу (термогрупи). Реле складається з двох нерухомих контактних пружин і двох біметалевих пластинок, на одній з яких намотана нагрівальна обмотка. Біметалічні пластинки складаються з двох частин, виконаних з різних металів з різним коефіцієнтом розширення. Обидві частини пластинки накладені одна на іншу і щільно з'єднані. Від струму, що

проходить через обмотку, платівка нагрівається і, згинаючись, замикає або розмикає контакти в ланцюзі управління. Подібні реле, але дещо зміненої конструкції застосовують як реле теплового захисту.

Електромагнітні реле. Найбільш широко використовуються в схемах автоматизованого керування роботою насосних агрегатів і в системах телемеханіки електромагнітні реле. По своєму пристрою і принципу дії електромагнітні реле дуже схожі на магнітний пускач, тільки значно менше його за розмірами і розраховані на більш слабкий струм.

На невеликому сталевому стрижні круглого перетину (осерді) надіта котушка з обмоткою з мідного ізолюваного проводу. Від струму, що проходить через обмотку котушки, сердечник намагнічується і притягує яркір, укріплений на корпусі реле і повертається на ребрі. Притягуючись до сердечника, яркір піднімає і замикає електричні контакти, вклепани в еластичні (контактні) металеві пластинки, які з'єднані із зовнішнім (виконавчої) електричної ланцюгом. Якщо струм з обмотки реле вимкнути, сердечник розмагнітиться, яркір під дією пружних контактних пластинок повернеться у вихідне положення, і контакти розімкнуться. Електромагнітне реле спрацьовує від порівняно слабого струму, але включає електричні ланцюги, по яких проходить струм значно більшої сили. Таким чином, реле виконує роль підсилювача, будучи проміжною ланкою між ланцюгом слабого струму та виконавчої (вищої) ланцюгом значно більшої потужності.

Пристрій використовується в галузі теплоенергетики. Призначено для автоматичного збору, аналізу та зберігання інформації про роботу теплового насоса компресійного типу, а також електроцентробежними насосами (ЕЦН).

Схема пристрою для діагностування стану представлена на графічній схемі автоматизації.

Для проведення діагностування технічного стану компресійного теплового насоса всі датчики встановлюють у відповідному місці, виходи датчиків підключають до входу вторинного приладу, на відповідні тракти виміру блоку реєстрації.

Режим роботи пристрою вибирають за допомогою клавіатури. Запис інформації про технічний стан роблять протягом одного або кратного кількості циклів роботи насоса. Робочий цикл визначають по інтервалу часу між двома "мертвими" точками становища.

При знятті дінамограмми, що характеризує роботу насоса, в блоці реєстрації в оперативно-запам'ятовуючому пристрої задається область, в яку буде заноситися інформація про роботу насоса, а також заносяться дані. Потім запускають відлік часу в блоці тимчасової затримки, після чого запускають насос на кілька періодів, шток при цьому здійснює зворотнопоступальний рух, як наслідок - датчики зусилля і ходу штока починають формувати сигнали. Після закінчення часу затримки, після того, як насос увійшов в сталий режим роботи, автоматично або з дистанційного пульта оператора запускається режим вимірювання, і сигнал з датчика зусиль надходить на підсилювач і далі через мультиплексор, який здійснює комутацію наявних аналогових сигналів, - на вхід аналого-цифрового перетворювача, а з нього - на порт мікропроцесорного контролера. В цей же час сигнал з датчика положення також надходить на вхід мікропроцесорного контролера і на вхід блоку запуску вимірювань. При цьому датчик положення встановлений на штоку таким чином, щоб синхронізуючий сигнал запуску вимірювання мікропроцесорного контролера вироблявся в блоці запуску вимірювань тільки тоді, коли канатна підвіска знаходиться в крайньому нижньому положенні. За цим сигналом контролер починає вимірювати час. Обробка постійно надходить в циклі вимірювання інформації про час і зусиллі здійснюється в контролері відповідно до заданої програми, що надходить з програмного блоку управління. Після приходу з датчика положення другого синхронізуючого сигналу по ланцюгу датчик положення блоку запуску вимірювань, контролер, генератор синусоїдальних коливань інформація автоматично виводиться на графічний індикатор, заносяться в пам'ять оперативно-накопичувача всі необхідні рівні навантажень і одинична дінамограмми. При цьому розгортка дінамограмми

по осі X здійснюється по сигналу з генератора синусоїдальних коливань, період коливань якого відповідає періоду одного гойдання. На екрані графічного індикатора відображається одиночна дінамограмми. Значення навантажень в цифровому вигляді заносяться до протоколу випробувань з фактичними навантаженнями за період одного циклу. За отриманою одиночній дінамограмми відповідно до програми, заданої програмним блоком управління, автоматично прямо на свердловині розраховуються величина середнього дебіту, витoku в клапанах насоса, продуктивність насоса.

ВИСНОВОК

Енергозбереження є складною і багатоплановою проблемою, яка потребує постійної переоцінки з точки зору різних учасників реалізації програм підвищення ефективності використання енергетичних ресурсів.

У даній дипломній роботі було виконано варіативні розрахунки основних параметрів роботи водогрійної котельної за умови заміни існуючого обладнання на сучасне.

Реконструкція системи опалення із заміною джерела тепlopостачання передбачає комплексну розробку та вибір основного та допоміжного обладнання. В спецрозділі дипломної роботи було виконано варіативні розрахунки теплонасосної установки, розрахунок теплопритоків опалювального приміщення, а також визначення тепловитрат будівлі.

В роботі особливу увагу приділено розрахунку компресора теплонасосної установки. Виконано термодинамічний розрахунок холодильного компресора, газодинамічний розрахунок компресора та гідравлічний розрахунок. В результаті досліджень було визначено геометричні розміри та підібрано електродвигун.

Для кращої роботи у компресорі використовують тронкові алюмінієві поршні, клапани на всмоктуванні і нагнітанні прийняті з розрахунками. Охолодження циліндрів виконується парами холодильного агенту (R 412).

У розділі «КВП та автоматизація» вирішено питання розробки схеми автоматизації теплового насоса, підібрано необхідні контрольно-вимірювальні прилади.

У розділі «Охорона праці» розглянуті питання зменшення впливу негативних факторів (шум, вібрація, загазованість, запиленість, випромінювання, тепловиділення) на обслуговуючий персонал. Розглянуто питання виробничої санітарії.

В результаті потенційної можливості застосування результатів, що було отримано в роботі, на ПАТ «Мелітопольський завод холодильного машинобудування», що розташовано в місті Мелітополь, призведе до зниження витрати підприємства на теплову енергію та, відповідно, знизить використання енергоресурсів, що є актуальним в наш час.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Бердишев, М. Ю. Прикладні питання тепломасообміну [Текст] : навч.-метод. посібник для студ. ЗДІА спец. 7.090510 і 8.090510 "ТЕ" всіх форм навчання : навч. посібник / М. Ю. Бердишев, І. Г. Яковлева // ЗДІА. - Запоріжжя : ЗДІА, 2012. - 134 с.
2. Кравченко, В.І. Вибір холодоагентів для теплових насосів. / В.І. Кравченко, В.В. Рошак // Наукові записки КНТУ. Кіровоград: КНТУ, вип.11, ч.І, - 2011 – с.165-168.
3. Рей, Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. – М.: Энергоиздат, 1982. - 218 с.
4. Янтовский, Е.И., Пустовалов Ю.В. Парокомпрессионные теплонасосные установки. – М.: Энергоиздат, 1982. - 144 с.
5. Перельштейн, И.И., Парушин Е.Б. Термодинамические и теплофизические свойства рабочих веществ холодильных машин и тепловых насосов. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 123 с.
6. Матвієнко, В. М., О. Ю. Ковтун. Конференція сторін Віденської конвенції про охорону озонного шару// Українська дипломатична енциклопедія: У 2-х т. /Редкол.:Л. В. Губерський (голова) та ін. — К: Знання України, 2004 — Т.1 — 760с. ISBN 966-316-039-X
7. Ткаченко, С. Й. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання. Монографія / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2009. – 176 с.
8. Янтовский, Е. И. Парокомпрессионные теплонасосные установки / Е. И. Янтовский, Ю. В. Пустовалов. – М. : Энергоиздат, 1982. – 144 с.
9. Термодинамические диаграммы i -lgP для хладагентов. М.: АВИСАНКО, 2003. – 50 с.
10. Ткаченко, С. Й. Систематизація інформації з розробки, дослідження та впровадження теплонасосних установок / С. Й.

- Ткаченко, О. П. Остапенко // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: науково-технічний збірник. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2007. – № 4. – С. 176–184.
11. Ткаченко, С. Й. Узагальнена теплотехнологічна система з теплонасосною установкою / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: науковотехнічний збірник. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. – № 3. – С. 136–141.
12. Остапенко, О. П. Перспективи застосування теплонасосних станцій в Україні / О. П. Остапенко, О. В. Шевченко / Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: науково-технічний збірник. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця. – 2011. – № 2. – С. 132–139.
13. Долинский, А. А. Тепловые насосы в теплоснабжении / А. А. Долинский, Е. Т. Базеев, А. И. Чайка // Промышленная теплотехника. – 2006. – Т.28, № 2. – С. 99–105.
14. Groff, G. G. Heat pumps in USA: 1950-1990 / G. G. Groff // International edition, 1980. – А. 38. – 46 p.
15. Проценко, В. П. Тепловые насосы в капиталистических странах / В. П. Проценко // Теплоэнергетика. - 1998. - № 3. – С. 70 – 74.
16. Янтовский, Е. И. Теплонасосные станции в энергетике / Е. И. Янтовский, Ю. В. Пустовлов, В. С. Янков // Теплоэнергетика. - 1987. - № 4. – С. 46 – 49.
17. Чепурний, М. М. Аналіз енергетичної ефективності застосування теплонасосних установок в системах централізованого теплопостачання / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко // Вісник Вінницького політехнічного інституту. - 2002. - № 4. – С. 52 – 55.
18. Клер, А. М. Сопоставление эффективности использования низкотемпературной теплоты для комбинированной

- теплопроизводящей установки с тепловым насосом / А. М. Клер, А. Ю. Мариненко // Сб. Энергетика: управления, качество и эффективность использования энергоресурсов. – 2003. – Т. 2. – С. 278 – 283.
19. Беляева, Г. Г. Оценка экономической целесообразности использования тепловых насосов в коммунальной энергетике Украины / Г. Г. Беляева, А. А. Рутенко, О. В. Басок // Пром. Теплотехника. - 2009. – Т. 31. - № 5. – С. 81 - 87.
20. Чепурний, М. М. Показники ефективності роботи енергетичних установок для сумісного виробництва теплової та електричної енергії [Електронний ресурс] / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, Н. В. Пішеніна // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. - № 1. – 2010. Режим доступу: http://www.nbu.gov.ua/e-journals/VNTU/2010_1/2010-1.files/uk/10mmcaee_ua.pdf.
21. Бэр, Г. Д. Техническая термодинамика / Г. Д. Бэр. – М.: Мир, 1977. – 318 с.
22. Чепурний, М. М. Аналіз впливу температур на ефективність роботи теплоносних установок / Чепурний М. М., Ткаченко С. Й., Куть Т. П. // Вісник Вінницького політехнічного інституту. - 2001. - № 4. – С. 53 – 56.
23. Кименов, Г. А. Техническая термодинамика / Г. А. Кименов. – Техника: София, 1981. – 374 с.
24. Мартынов, А. А. Кондиционирование воздуха в действующих рабочих шахтах / Мартынов, А. А., Лунев С. Г., Яковенко А. К., Солдатов В.И., Розенберг А. С. // Уголь Украины. – 2002. – №5. – с. 44 – 48
25. Рей, Д. Экономия энергии в промышленности. Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 208 с.

26. Васильев, Г. П. Использование низкопотенциальной тепловой энергии земли в теплонасосных системах / Васильев Г. П., Шилкин Н. В. // АВОК. – 2003. – № 2. с. 56 – 60
27. Попов, А. В. Анализ эффективности различных типов тепловых насосов // Проблемы энергосбережения. – 2005. – № 1 – 2.
28. Рей, Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 224с.
29. Фиалко, Н. М. Оценка эффективности применения тепловых насосов в условиях метрополитенов и угольных шахт / Фиалко Н. М., Зимин Л. Б. // Пром. теплотехника. – 2006. – Т.28. – № 2. – с. 111 – 119.
30. Снежкін, Ю.Ф. Використання теплових насосів у процесах сушіння / Снежкін, Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Шаврін В.С., Хавін О.О., Дабіжа Н.О. // Пром. теплотехника. – 2006. – Т.28. – № 2. – с. 106 – 109.
31. Святун, А.А. Концепция энергетического рециклинга в технологическом процессе конвективной сушки измельченных материалов с рециркуляцией воздуха на мусороперерабатывающем заводе / Святун А.А., Клюев Э.С. // Матеріали міжнародної наукової конференції “Прикладні проблеми аерогідромеханіки та тепломасопереносу”. – Дніпропетровськ, ДНУ, 2008, с. 153 – 154.
32. Янтовский, Е.И. Промышленные тепловые насосы. / Янтовский Е.И., Левин Л.А. / М.: Энергоатомиздат, 1989. – 128 с.
33. Васильев, Г. П. Эффективность и перспектива использования тепловых насосов в городском хозяйстве Москвы // Энергосбережение. – 2007. – № 8. – с. 63 – 65
34. Наздрашов, М.Н. Комплексный подход к вопросу отопления, вентиляции и горячего водоснабжения административных, культурно-бытовых и жилых зданий // Новости теплоснабжения. – 2000. – № 02. – с. 35 – 38.
35. Фролов, В. П. Эффективность использования тепловых насосов в централизованных системах теплоснабжения / Фролов В. П.,

Щербаков С.Н., Фролов М.В., Шелгинский А.Я. // Новости теплоснабжения. – 2004 – №7

36. Шилкин, Н. В. Использование тепловых насосов в системах горячего водоснабжения зданий // Сантехника. – 2003. – № 3. – с. 65 – 67

37. Геотехническая механика. Электрификация горных работ: Учебн. для вузов / Под ред. Волотковского С.А. – К.: Вища школа, 1980.– 448 с

38. Холодильні установки: Підручник: У двох книгах. Кн.2 / І. Г. Чумак, В. П. Чепурненко, С. Ю. Лар'янівський та ін. – К.: Либідь, 1995. – 224 с

39. Бердищев, М.Ю. Низькопотенційні та альтернативні джерела енергії. Навчально-методичний посібник для студентів ЗДІА Енергетичного напрямку всіх форм навчання/ Бердищев М.Ю, Чейлитко А.О., Назаренко О.М. Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 2015. – 270 с.

40. Суслов, А. Воздушные тепловые насосы: возможности и ошибки маркетинга // Акватерм. – 2010. - № 4. – С.22 – 24.

41. Коврига, Т. Лідер енергозберігаючих технологій / Т.Коврига // Энергосбережение. – 2009. – №9. – С. 4–5