

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІНЖЕНЕРНИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
ІМ. Ю.М.ПОТЕБНІ**

КАФЕДРА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ ТА ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ

Кваліфікаційна робота
бакалаврський
(рівень вищої освіти)

на тему Проект встановлення теплового насосу на систему оборотного водопостачання Мелітопольського заводу холодильного машинобудування

Виконав: студент 5 курсу, групи ТЕ-17-1бз
спеціальності теплоенергетика
(код і назва спеціальності)
освітньої програми теплоенергетика
(код і назва освітньої програми)
спеціалізації _____
(код і назва спеціалізації)

Богма Михайло Олександрович
(ініціали та прізвище)

Керівник к.т.н., доцент Осаул О.І.
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Рецензент проф., д.т.н. Чейлитко А.О.
(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 бакалаврський
 Спеціальність 144 Теплоенергетика
(код та назва)
 Освітня програма Теплоенергетика
(код та назва)
 Спеціалізація _____
(код та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

« _____ » _____ 2022 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ

Богма Михайло Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи (проекту) Проект встановлення теплового насосу на систему оборотного водопостачання Мелітопольського заводу холодильного машинобудування

керівник роботи Осаул Олександр Іванович к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ЗНУ від «17» січня 2022 року № 91-с

2 Строк подання студентом роботи: 01 травня 2022 р.

3 Вихідні дані до роботи м. Мелітополь, Запорізька область. Середовище споживача : вода. Холодагент: R 142b. Утилізоване середовище : масло И-40; (компресор гвинтовий з масляним охолодження) Параметри середовища споживача : $t_{1п} = 550\text{C}$ - температура на вході в ТНУ; $t_{2п} = 750\text{C}$ - температура на виході з ТНУ; Параметри утилізованого середовища : $t_{1у} = 570\text{c}$ - температура на вході у випарник (маслоохолоджувач); $t_{2у} = 500\text{c}$ - 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;

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Термомодернізація огорожувальних конструкцій будівель. Розрахунок компресора теплонасосної установки. Газодинамічний розрахунок компресора. Вибір електродвигуна . Розрахунок горизонтального кожухотрубного конденсатора. Гідравлічний розрахунок. Розрахунок горизонтального кожухотрубного випарника. Розрахунок регенеративного теплообмінника.

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Графіки залежностей теплових потоків від температури. Термодинамічний цикл тепло насосної установки.

6 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Осаул О.І.		
2	Осаул О.І.		
3	Осаул О.І.		

7Дата видачі завдання 02 травня 2022 р

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
	Загальні положення	01.02.2022	
	Розрахункова частина	20.02.2022	
	Контрольно-вимірювальні прилади і автоматика	10.03.2022	
	Техніко-економічне обґрунтування проекту	20.03.2022	
	Перевірка розрахунків	01.04.2022	
	Оформлення пояснювальної записки	20.04.2022	
	Підготовка презентації	01.05.2022	

Студент _____

М.О.Богма

Керівник роботи (проекту) _____

О.І. Осаул

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер _____

С.Є. Чижов

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломної роботи на тему «Проект встановлення теплового насосу на систему оборотного водопостачання Мелітопольського заводу холодильного машинобудування» містить: 76 сторінок, 12 таблиць, 26 джерел використаної літератури.

Thesis topic: Project for installation of a heat pump on the circulating water supply system of the Melitopol Refrigeration Engineering Plant

Об'єкт дослідження – Мелітопольський завод холодильного машинобудування.

Мета роботи – зменшення енергетичних затрат заводу при встановленні теплового насосу на систему оборотного водопостачання.

У роботі передбачається рішення питань техніки безпеки у зв'язку зі зміною обладнання. Для досягнення мети роботи застосовано розрахунково-дослідницький метод, що поєднує використання нормативних характеристик, заснованих на результатах досліджень і експлуатаційних даних, а також, розрахунок окремих складових технологічного процесу. Надано обґрунтувати доцільність реконструкції водогрійної котельної.

Наукові результати, які викладено в дипломній роботі, отримані особисто автором і співробітниками кафедри теплоенергетики та гідроенергетики ЗНУ

ТЕПЛОНАСОНА УСТАНОВКА, РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРА, КОЖУХОТРУБНИЙ КОНДЕНСАТОР, ІЗОЛЯЦІЯ, РЕГЕНЕРАТИВНИЙ ТЕПЛООБМІНИК, ГВИНТОВОГО КОМПРЕСОРА.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ	7
1.1 Історія підприємства.....	7
1.2 Ланцюг перетворення енергії.....	9
1.3 Призначення теплонасосної установки	12
1.4 Розрахунок теплопритоків опалюваного приміщення.....	17
2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА	25
2.1 Початкові дані	25
2.2 Визначення питомих параметрів циклу	26
2.3 Визначення режимних параметрів ТНУ	27
2.4 Розрахунок компресора теплонасосної установки	28
2.5 Газодинамічний розрахунок компресора	34
2.6 Вибір електродвигуна	37
2.7 Розрахунок горизонтального кожухотрубного конденсатора	38
2.8 Гідравлічний розрахунок	44
2.9 Розрахунок горизонтального кожухотрубного випарника	46
2.10 Розрахунок регенеративного теплообмінника.....	54
3 КОНТРОЛЬНО-ВИМІРЮВАЛЬНІ ПРИЛАДИ І АВТОМАТИКА.....	63
3.1 Автоматика керування тепловим насосом.....	63
3.2 Пристрій для діагностування стану теплового насосу.....	66
4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ.....	69
4.1 Капітальні витрати	69
4.2 Розрахунок витрат на щорічні амортизаційні відрахування.....	69
4.3 Витрати на поточний ремонт	70
4.4 Інші витрати цеху.....	70
ВИСНОВОК	73
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИДЛАНЬ.....	74

ВСТУП

Ватт можна визначити як роботу, яку виконує сила в 1 Дж за 1 секунду. кВт-год – це одиниця виміру енергії. Один кВт-год - це енергія, необхідна виконання роботи потужністю 1кВт протягом однієї години. Енергія може існувати у різних видах, включаючи такі: теплова, електрична, хімічна, механічна, кінетична, потенційна.

Перший закон термодинаміки стверджує, що енергія не може бути знищена або створена, вона може лише переходити з одного виду до іншого. Тому, спалюючи газ, щоб підігріти каструлю води, ми перетворюємо хімічну енергію на теплову енергію води. На практиці ми використовуємо термін види енергії' для позначення різних джерел енергії або палив. Типовим викопним паливом, що є основою використання енергії є: вугілля, нафта і природний газ.

Існують інші палива або джерела енергії, наприклад: біомаса, енергія сонця, енергія вітру, енергія хвиль, гідроресурси.

Ці відновлювані джерела енергії в даний час є прямим результатом впливу енергії сонця або вітру, тоді як викопні палива отримані в процесі тривалого впливу. Тому викопні палива не вважаються відновлюваними.

Проблема забезпечення енергоресурсами є одним з найбільш гострих питань сучасного світу. Економіка будь-якої країни заснована на імпорті та експорті енергоносіїв, тому їх раціональне використання - пріоритетна мета держави на всіх рівнях. На сьогоднішній день Україна залежить від поставок газу і нафти ззовні. Їх економія це основний фактор добробуту всієї країни в цілому і кожного її громадянина зокрема. На жаль, застаріле обладнання, відсутність гідного фінансування, заплутана бюрократична система і консервативні погляди призвели до занепаду українську енергетику, особливо комунальний сектор. Актуальність роботи полягає в дослідженні можливості реконструкції котельні заводу, що призведе до збільшення енергоефективності підприємства.

1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 Історія підприємства

Історія компанії розпочалася у м. Мелітополь з невеликого приватного бізнесу, який за рахунок швидкого розвитку, в результаті, придбав форму багатогалузевого холдингу.

Сьогодні холдинг складається з 70 компаній, охоплюючи кілька індустрій, переважно – у сфері будівництва, виробництва, консалтингу, готельного бізнесу та сільського господарства. Ряд наших цільових галузей також доповнюється некомерційними громадськими організаціями, націленими на соціальний розвиток, рівноправність, створення середнього класу і стабільність в громадянському суспільстві. З 2013 року холдинг розширив свою діяльність на міжнародний рівень, заснувавши бізнес в Латвії і в Канадській провінції Онтаріо.

Створений Мелітопольський завод холодильного машинобудування у 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 время. 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 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 заводом виробляється 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.

Організація ПАТ "РЕФМА" зареєстрована 10.10.1994 за юридичною адресою 72301, Запорізька обл., місто Мелітополь, вулиця Дмитра Донцова, будинок 15. Керівником організації є Шпирко Геннадій Євгенович. Розмір статутного капіталу складає 212 220,00 грн.. На момент останнього оновлення даних 19.04.2022 стан організації - Припинено.

1.2 Ланцюг перетворення енергії

Ланцюг перетворень енергії – це шлях джерела енергії від його вихідного стану до кінцевого споживання.

Первинна енергія – корисні копалини або відновлювані джерела енергії

Вторинна енергія – первинна енергія, перетворена на більш корисні вторинні джерела енергії, такі як бензин, газ, нафту, важке дизельне паливо тощо.

Кінцева – енергія, доведена до споживача

Корисна-енергія, яка насправді виконує роботу

У всіх точках перетворення відбуватиметься зниження величини енергії палива.

Перетворення вугілля на електроенергію має ККД - 37%

Підведення електроенергії до точки споживання має ККД – 90%

Перетворення електричної енергії на світлову має ККД - 10%

У промисловості на всіх рівнях ланцюга перетворення енергії паливо використовується у вигляді: вугілля, нафти, природного газу, деревини, та електроенергії, пари, гарячої води, стисненого повітря.

У промисловості енергія використовується для п'яти основних завдань: нагрівання, охолодження, потяг, освітлення, електрохімічні процеси.

У кожному випадку існує ряд способів перетворення первинної та вторинної енергії в кінцеву та корисну. Найбільш підходящий вибір виду енергії визначатиметься ККД цих процесів перетворення та вартістю палив.

Ціна електроенергії в чотири - вісім разів вища за ціну інших палив. Це пояснюється низьким ККД генерування електроенергії з первинного палива і втратами при подальшій її передачі.

Ціни на інші палива набагато нижчі, але для більшості застосувань потрібно процес перетворення, перш ніж вони можуть бути використані. Втрати при такому перетворенні і будь-який подальший розподіл енергії позначатиме, що ціна корисної енергії буде вищою.

При зіставленні цін необхідно перетворювати ціни на загальну одиницю, зазвичай - кВт/год

Коли ви просите постачальників назвати ціни на паливо, необхідно запитати про середню теплотворну здатність палива та вказати вартість за кВт-год.

Найбільше використання енергії у промисловості пов'язане з генеруванням тепла у тому чи іншому вигляді, яке потім використовується у двох областях: опалення приміщень та технологічне нагрівання.

Можна виділити два загальні заголовки, під якими слід розглядати питання використання теплоти: 1 - непряме використання первинних джерел енергії для нагрівання за допомогою котлів для вироблення пари тощо; 2- безпосереднє використання первинних джерел енергії для нагрівання, наприклад за допомогою плавильних печей.

У багатьох випадках тепло, отримане при згорянні первинного або вторинного палива, безпосередньо не використовується. Тепло може бути передане воді або повітря для розподілу та підведення до точки використання або з міркувань регулювання або накопичення. У подібних випадках зазвичай застосовується котел.

У багатьох випадках вибір палива визначатиметься ціною та доступністю, тоді як вибір типу котла залежить від капітальних витрат, величини навантаження та профілю навантаження, а також від виду необхідного тепла, тобто. гарячої води чи пари тощо.

У багатьох галузях промисловості тепло, отримане від первинних або вторинних джерел, використовується безпосередньо, оскільки потрібні температури понад 300°C і потреба в котлах відпадає: скловарна піч, що працює на газі або нафті; вагранки для чавуну, що працюють на коксі; електричні сталеплавильні печі та газові опалювальні прилади прямої дії.

Вибір палива зазвичай визначається вимогами технологічного процесу, регулювання подачі та іншими технічними питаннями, а не просто даними про характеристики енергії або подробиці її підведення.

Процес горіння вимагає достатньої кількості кисню та ретельного перемішування та контакту між паливом та киснем. З цієї причини газ є найлегшим, а вугілля найскладнішим паливом з погляду його спалювання.

Зазвичай розподіл пари здійснюється при тиску вище, ніж будь-якому користувачеві. Це гарантує, що кінцевий тиск, необхідний користувачеві, буде забезпечений.

Загальний ККД парової системи становить 45% – 50%. Об'єкти з довгими розподільними лініями, поганим станом ізоляції та проблемами з витоком пари можуть мати значно менші значення ККД.

Якщо аналізувати зростаючу вартість пари, буде очевидним, що найбільші втрати енергії (з точки зору вартості) з'являються внаслідок втрат тепла в паровому конденсаті. Мінімізація втрат тепла є одним із найважливіших пунктів в енергозбереженні.

Якщо розглядати подачу стисненого повітря подібно до теплопостачання, підраховано що приблизна вартість стисненого повітря \$2 за кВт-год. Це один з найбільш дорогих джерел енергії і тому він використовується лише у вкрай необхідних випадках.

Якщо припустити, що подача електроенергії до двигунів компресора буде 100%, то ми побачимо, що компресори перетворюють на стиснене повітря лише 10% цієї енергії, тоді як 90% енергії розсіюється у вигляді тепла.

Вирішальним фактором завжди буде ціна. Однак, важливо, щоб вартість, яка застосовується для прийняття рішення, була остаточною, а не просто ґрунтувалася на вартості обладнання і ціні палива.

1.3 Призначення теплонасосної установки

Тепловий насос - агрегат, який переносить розсіяну теплову енергію в опалювальний або водогрійний контур. Принцип роботи теплової помпи базується на замкнутому циклі Карно. Холодоагент під високим тиском крізь капілярний отвір потрапляє до випарника, де за рахунок зниження тиску відбувається процес випарювання.

Разом з цим холодоагент забирає тепло у внутрішніх стінок випарника.

Випарник у свою чергу відбирає тепло в повітряного, ґрунтового або водяного контуру, за рахунок чого повітря, ґрунт чи вода постійно охолоджується.

Компресор вбирає холодоагент із випарника, стискає його, за рахунок чого температура холодоагенту різко підвищується й виштовхує в конденсатор. Крім цього, у конденсаторі, нагрітий у результаті стиску холодоагент віддає тепло (температура порядку 85-125 градусів Цельсія) опалювальному контуру й переходить у рідкий стан. Процес повторюється постійно. Коли температура досягає необхідного рівня, електричне коло розривається терморегулятором і тепловий насос перестає працювати. Коли температура в опалювальному контурі падає, терморегулятор знову запускає теплова помпа. У такий спосіб холодоагент і тепловий насос робить замкнутий цикл Карно.

Теплові помпи трансформують розсіяну теплову енергію повітря, ґрунту чи води у відносно високопотенційне тепло для нагрівання об'єкта (води чи повітря). Приблизно 75 % опалювальної енергії можна збирати безкоштовно із природи: повітря, ґрунту, води й тільки 25 % енергії необхідно використати для роботи самої теплової помпи. Іншими словами, власник теплових насосів заощаджує 3/4 коштів, які він би регулярно витрачав на дизпаливо, газ або електроенергію для традиційного опалення. Просто кажучи, теплову помпу за допомогою теплообмінників збирає теплову енергію із землі (води, повітря) і «переносить» її в приміщення.

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 холодоагентом, 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 механічної 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 Пельтьє.

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 тепlopостачання. Джерелом теплової енергії в таких системах є міські ТЕЦ, на яких здійснюється комбіноване вироблення електроенергії і тепла, або районні котельні. Переваги централізованого тепlopостачання 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 тепlopостачання 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 водopостачання. 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 низкопотенціального джерела тепла можна використати ґрунтові води, стоки, річкову і морську воду, низкопотенціальні джерела тепла на електростанціях, градирнях. Особливо тепловий насос є вигідним при високій ціні на паливо і відносно низькій ціні на електроенергію.

1.4 Розрахунок теплопритоків опалюваного приміщення

1.4.1 Розрахунок товщини ізоляції

Задаємося наступними розмірами приміщення цеха 38х38х6 м. Отже:

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

Розрахунок товщини ізоляції зовнішньої стіни цеху з північного боку:

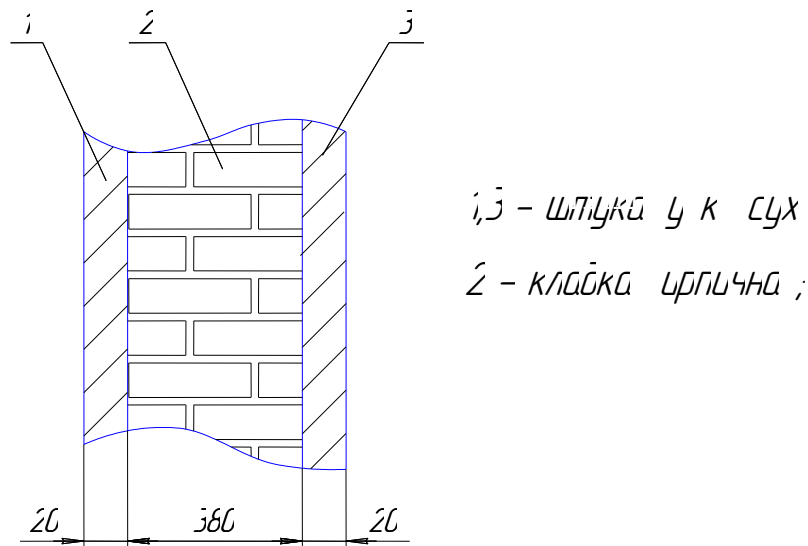


Рис 1.2 - Конструкція стіни

Дійсний коефіцієнт тепловіддачі

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

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

$$\alpha_{\text{вн}} = 8,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

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

Дійсний коефіцієнт тепловіддачі

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,21} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{0,02}{0,21}} = 1,23 (\text{Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К})$$

1.4.2 Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі вікон цеху

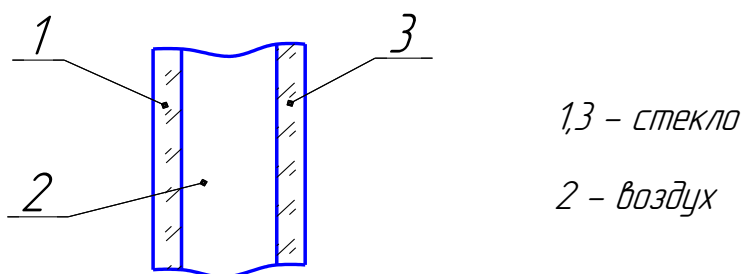


Рис 1.3 - Конструкція вікна

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

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{0,003}{0,7} + \frac{0,02}{0,034} + \frac{0,003}{0,7} + \frac{1}{9,28}} = 1,34 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)}$$

1.4.3 Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі дверей цеху

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

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{0,003}{47} + \frac{1}{9,28}} = 6,63 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)}$$

1.5.4 Розрахунок ізоляції для покриття цеху

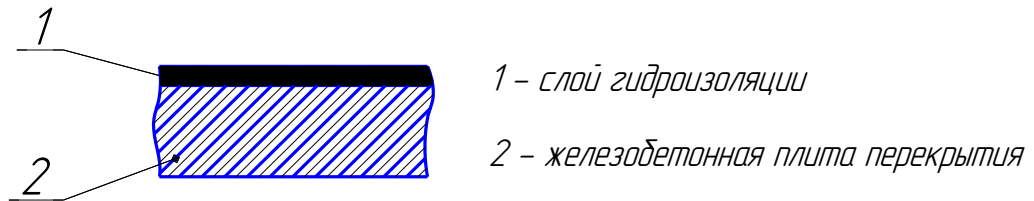


Рис 1.4 - Конструкція покриття

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

Для зовнішніх поверхонь бесчердачних покриттів $\alpha_{\text{н}} = 23,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Дійсний коефіцієнт тепловіддачі

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{1}{9,28} + \frac{0,01}{0,15} + \frac{0,22}{1,1}} = 2,4 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right)$$

1.4.5 Розрахунок товщини ізоляції для підлоги

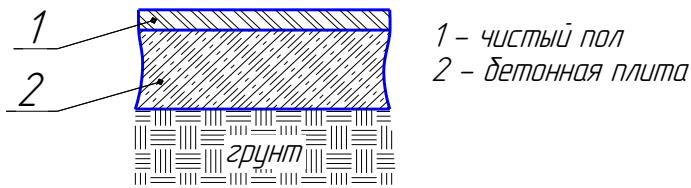


Рис 1.5 - Конструкція підлоги цеху.

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

Дійсний коефіцієнт тепловіддачі

$$k_d = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{1}{9,28} + \frac{0,01}{1,0} + \frac{0,22}{1,5}} = 3,78 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)}$$

1.4.6 Розрахунок теплопритоків

Теплоприток через обгороджування можна знайти по формулі

$$Q_{\text{ОГР}} = Q_{\text{ІТ}} + Q_{\text{ІС}}$$

$Q_{\text{ІТ}}$ - 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

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

-окна

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

-двери

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

-покритие

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

-пол

$$Q_T^3 = \sum k_d F(t_n - t_{\text{кам}}) \cdot m = 0.304 \cdot 1440 \cdot (10 - 20) \cdot 1 = -4377.6$$

Сумарний теплоприток від різниці температур, Вт.

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

Теплоприток від сонячної радіації

$$Q_{1C} = k_d F \Delta t_c$$

$$\Delta t_c = 0,75 \frac{I_a}{\alpha_n} \text{ - умовна різниця температур}$$

- західна стіна, Вт.

$$\Delta t_c = 0,75 \frac{558 \cdot 0,5}{23,2} = 9,02^\circ \text{C} \Rightarrow Q_{1C}^1 = 1.23 \cdot 144 \cdot 9,02 = 1597.6$$

- східна стіна, Вт.

$$\Delta t_c = 0,75 \frac{465 \cdot 0,5}{23,2} = 7,5^\circ \text{C} \Rightarrow Q_{\text{IC}}^2 = 1.23 \cdot 144 \cdot 7,5 = 1328.4$$

- південна стіна, Вт.

$$\Delta t_c = 0,75 \frac{465 \cdot 0,5}{23,2} = 7,5^\circ \text{C} \Rightarrow Q_{\text{IC}}^3 = 1.23 \cdot 360 \cdot 7,5 = 3321$$

- покриття, Вт.

$$\Delta t_c = 0,75 \frac{640 \cdot 0,86}{23,2} = 17,8^\circ \text{C} \Rightarrow Q_{\text{IC}}^4 = 2.4 \cdot 1440 \cdot 17,8 = 61516.8$$

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 обгороджування, Вт .

$$Q_{\text{OGR}} = Q_{\text{IT}} + Q_{\text{IC}} = -143575,03 + 67763.8 = -75811,23$$

Теплоприток експлуатаційний можна знайти по такій формулі.

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

Теплоприток від освітлення, Вт.

$$Q_4^I = A \cdot F$$

де, A - кількість тепла підлоги (для виробничих приміщень $4,5 \text{ Вт/м}^2$),
що виділяється на 1 м^2 .

F - площа приміщення, м^2 .

$$Q_4^I = 4.5 \cdot 1440 = 6480$$

Теплоприток від працюючих людей, Вт.

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

де, $q_{\text{Л}}$ - тепловиділення від 1 людини (при важкій фізичній роботі 350 Вт).

$n_{л}$ – число людей, работающих в данном помещении.

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

Теплоприток від устаткування приймаємо Q_4 Вт

Теплоприток від відкривання дверей, Вт.

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

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

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

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

Сумарний експлуатаційний теплоприток, Вт.

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

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 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

2.1 Початкові дані

Середовище споживача : вода;

Холодагент: R 142b

Утилізоване середовище : масло И- 40;

(компресор гвинтовий з масляним охолодження)

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

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

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

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

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

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:

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

Питоме теплове навантаження на переохолоджувач конденсату

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

Питоме теплове навантаження на регенеративний теплообмінник

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

Питоме теплове навантаження на випарник

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

Питома адиабатна робота компресора

$$l_s = i_{2s} - i_1 = 478 - 454 = 24 \text{ кДж/кг.}$$

Питома робота компресора

$$l = i_2 - i_1 = 484 - 454 = 30 \text{ кДж/кг.}$$

2.3 Визначення режимних параметрів ТНУ

Масова витрата холодагенту

$$m_a = \frac{n \cdot G_y \cdot c_y \cdot (T_{1y} - T_{2y})}{q_{и}} = \frac{3 \cdot 1,51 \cdot 1,944 \cdot (57 - 50)}{170} = 0,36 \text{ кг/с;}$$

Теплове навантаження на конденсатор

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

Теплове навантаження на переохолоджувач конденсату

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

Тепловиробництво

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

Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник

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

Адіабатна потужність компресора

$$N_s = m_a \cdot l_s = 0,36 \cdot 24 = 8,64 \text{ кВт.}$$

Потужність компресора

$$N_i = N_s / \eta_s = 8,64 / 0,8 = 10,8 \text{ кВт.}$$

Потужність, підведена до компресора

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

Споживана потужність

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

Коефіцієнт перетворення ТН

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

Масова витрата споживача через ТН

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

2.4 Розрахунок компресора теплонасосної установки

2.4.1 Опис проектованого компресора

Проектований компресор - холодильний, поршневий, одноступінчатий, непрямоточний, 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 маслососа.

У компресорі застосовуються тронкові 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 прокладеннями.

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

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

Підшипникові опори - кулькові дворядні.

2.4.2 Термодинамічний розрахунок холодильного компресора

Компресор, що входить до складу парокompресійної холодильної машини; служить для відсмоктування парів холодильного агента (хладагента) з випарника і нагнітання їх в Конденсатор. Одна з найважливіших характеристик Г. к. - забезпечувана їм Холодопродуктивність холодильної установки, яка при заданому холодоагенті і температурному режимі роботи холодильної машини (Див. Холодильна машина) пропорційна об'ємної (масової) продуктивності Г. к. В залежності від застосовуваних холодоагентів, необхідної об'ємної продуктивності і ін. специфічних умов в холодильній техніці використовуються різні типи компресорів: поршневі, ротаційні, гвинтові, відцентрові. За принципом дії Г. к. аналогічні компресорів для стиснення повітря і газів.

Холодоагент, робоча речовина холодильної машини, який при кипінні або в процесі розширення забирає теплоту від охолоджуваного об'єкта і потім

після стиснення передає її охолоджуючої середовищі (воді, повітрі тощо). До Г. а. пред'являється ряд вимог: вони повинні мати низьку температуру кипіння при тиску вище атмосферного (щоб уникнути підсосу повітря), помірні тиск і температуру конденсації, низьку температуру затвердіння і високу критичну температуру, велику теплоту пароутворення при малих питомих обсягах парів, малу теплоємність і високу теплопровідність. Крім того, бажано, щоб Х. а. були вибухобезпечними, нетоксичними, негорючими, нейтральними до конструкційних матеріалів, інертними до масла і т. д

Холодильний агент	R142 В
Охолодження циліндрів	парами холодильного агента
Виконання	беззащільниковий
Холодопроизводительность	$Q_0=100$ кВт

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:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{op} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{ni}$$

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

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

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

$$V_d = \frac{Q_0}{q_v} = \frac{100}{3695,7} = 0,027 \frac{M^3}{c}$$

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:

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

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

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

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

2.4.3 Визначення геометричних розмірів

Приймаємо вертикальну дворядну схему компресора.

Для непрямоточних машин прийmemo величину $\psi = 0,75$. Значення середньої швидкості поршня c_m для безкрейцкопфных поршневих компресорів повинна лежати в межах від 2,5 до 4,5 м/с. Хід поршня приймаємо $S = 82 \text{ мм}$ і частоту обертання коленвала, тоді $n = 24 \text{ об/с}$

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

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 $D = 110 \text{ мм}$

Уточнюємо значення ψ

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

Задаємося величиною

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

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

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, Н·м

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

Для сталі 40Х, вид термообробки поліпшення, допустима дотична напруга складає $[\tau] = 900 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 8,82 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$

Звідси можна знайти дотичну напругу при крученні

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

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

Підставимо ці значення у вираження для діаметру корінної шийки

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

Приймаємо $d=40$ мм

Діаметр шийки коленвала

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

Відносна довжина шатуна

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

Довжина шатуна

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

Маса поступально частин, що рухаються, визначаємо по знайденому значенню користуючись графіком [1] рис. 3

$$m_{п.ч.} = 1,62 \text{ кг}$$

2.5 Газодинамічний розрахунок компресора

2.5.1 Розрахунок смугового клапана

Швидкість холодильного агента в клапанах

$$c_{\text{еє}} = \frac{c_m \cdot F_n}{\hat{O}}$$

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

Швидкість звуку в клапанах:

- всмоктуючий $a_{\text{вс}} = \sqrt{k \cdot R \cdot T_{\text{вс}}} = \sqrt{1,2 \cdot 96,1 \cdot 328} = 194,5 \text{ м/с}$

- нагнітальний $a_{\text{н}} = \sqrt{k \cdot R \cdot T_{\text{н}}} = \sqrt{1,2 \cdot 96,1 \cdot 367} = 208,2 \text{ м/с}$

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

- на нагнітання $\Phi_{\text{н}} = \frac{c_{\text{м}} \cdot F_{\text{н}}}{[c_{\text{кл}}]_{\text{н}}} = \frac{3,936 \cdot 0,0095}{45} = 8,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$

- на всмоктуванні $\Phi_{\text{вс}} = \frac{c_{\text{м}} \cdot F_{\text{н}}}{[c_{\text{кл}}]_{\text{вс}}} = \frac{3,936 \cdot 0,0095}{45} = 8,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$

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

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

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

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

Площа прохідного перерізу щілини

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

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

Требуема довжина щілини

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

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

2.5.2 Розрахунок нагнітального патрубку

Швидкість холодильного агента в нагнітальному патрубку

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

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

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

Діаметр нагнітального патрубку

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4f_{\text{н}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10,68 \cdot 10^{-4}}{3,14}} \approx 0,0375 \text{ м}$$

Приймаємо $d_H=38\text{мм}$

2.5.3 Розрахунок всмоктуючого патрубку

Швидкість холодильного агента у всмоктуючому патрубку

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

$$f_{\text{ан}} = \frac{c_m \cdot F_n}{\tilde{n}_{\text{ан}}} = \frac{3,936 \cdot 0,0095}{25} = 14,95 \cdot 10^{-4} \text{ і}^2$$

Діаметр всмоктуючого патрубку

$$d_{bc} = \sqrt{\frac{4f_{bc}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14,95 \cdot 10^{-4}}{3,14}} = 0,0436 \text{ м}$$

Приймаємо $d_{bc}=44\text{ мм}$

2.6 Вибір електродвигуна

Потужність електродвигуна

$$N_{\text{эд}}=49,3\text{ кВт}$$

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

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

Технічні характеристики:

$$P_{\text{ном}}=55\text{ кВт}$$

$$U_{\text{ном}}=380\text{ В}$$

$$n_{\text{ном}}=1480\text{ об/мин}$$

$$s_{\text{ном}}=1,4\%$$

$$s_{\text{кр}}=10\%$$

$$\text{кпд}=92,5 \%$$

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

$$M_{\text{п}}/M_{\text{н}}=1,3$$

$$M_{\text{маx}}/M_{\text{ном}}=2,5$$

$$M_{\text{мин}}/M_{\text{ном}}=1$$

$$I_{\text{п}}/I_{\text{ном}}=7$$

$$j=0,64 \text{ кг}\cdot\text{м}^3$$

$$\text{Масса} - 355 \text{ кг}$$

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 развальцовкой 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 $T_K = 80^{\circ}\text{C}$.

Среднелогарифмическая 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 $d_{вн} = 0,0132$ м.

- діаметр кола виступів $d_H = 0,021$ м.

- діаметр кола западин $d_0 = 0,0165$ м.

- крок ребер $u = 0,002$ м.

- площі зовнішньої поверхні 1м довгі труби $F_H' = 0,149$

- площі внутрішньої поверхні 1м довгі труби $F_{вн}' = 0,0415$

- коефіцієнт обрєбрення $\beta = F_{\text{H}}' / F_{\text{BH}}' = 3,6$

При середній температурі води 65°C

- щільність води $\rho_{\text{B}} = 980,5 \text{ кг/м}^3$;

- кінематична в'язкість води $\nu = 0,444 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

- число Прандтля $\text{Pr} = 2,8$

- теплопровідність води $\lambda = 0,6 \text{ Вт/мК}$

Заздалегідь задаємо швидкість води в трубах конденсатора $w = 0,4 \text{ м/с}$

Число труб в одному ході

$$n_1 = \frac{4 \cdot G_{\text{B}}}{w \cdot \pi \cdot d_{\text{BH}} \cdot \rho_{\text{B}}} = \frac{4 \cdot 0,86}{0,4 \cdot 3,14 \cdot (0,0132)^2 \cdot 980,5} = 16,03$$

Приймаємо і уточнюємо швидкість води

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

Число Рейнольдса

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

Число Нуссельта

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,021 \text{Re}_{\text{ж}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \cdot \varepsilon_{\text{пер}} = 0,021 \cdot 11892^{0,8} \cdot 2,8^{0,43} \cdot 0,89 = 53$$

Коефіцієнти тепловіддачі з боку води

$$\alpha_{\text{w}} = \frac{\text{Nu}_{\text{ж}} \cdot \lambda_{\text{w}}}{d_{\text{BH}}} = \frac{53 \cdot 0,6}{0,0132} = 2409 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Приймаємо сумарний термічний опір стінки труби і забруднень

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 2.6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2\text{к/Вт}$$

Щільність теплового потоку

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

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

$$q' = A \cdot (\theta_a - 0.3\theta_m) = 0.7 \cdot A \cdot \theta_m = 0.7 \cdot 1481 \cdot 12,4 = 12855 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

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

$$m = 0,753 \sqrt{\frac{Q_k}{q' \cdot S \cdot d_{\text{вн}} \cdot (L/D)}}$$

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.

$$m = 0,753 \sqrt{\frac{72 \cdot 10^3}{12855 \cdot 0,026 \cdot 0,0132 \cdot 5}} = 11,1$$

Округлюємо до найближчого непарного числа і приймаємо $n_{\text{в}} = m = 11$

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

$$\alpha_a = 0.72 \cdot \sqrt[4]{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g / (\mu d_0)} \cdot \left(\frac{n_{\text{в}}}{2}\right)^{-0,167} \cdot \beta \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot \psi_p$$

$$\alpha_a = 0.72 \cdot \sqrt[4]{\frac{154,04 \cdot 10^3 \cdot 923^2 \cdot 0,0772^3 \cdot 9,81}{2,57 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0165}} \cdot \left(\frac{11}{2}\right)^{-0,167} \cdot 3,6 \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot 1,609 = 10785 \cdot \theta_a^{-0,25}$$

$$\begin{aligned} \psi_p &= 1,3(F_B'/F_H')E \cdot (d_0/h_p') + (F_r'/F_H') = \\ &= 1,3(0,139/1,149) \cdot 1 \cdot (0,165/0,0063) + (0,01/0,149) = 1,609 \end{aligned}$$

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

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

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

$r = 154,04$ - теплота конденсації R142b при tk, 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:

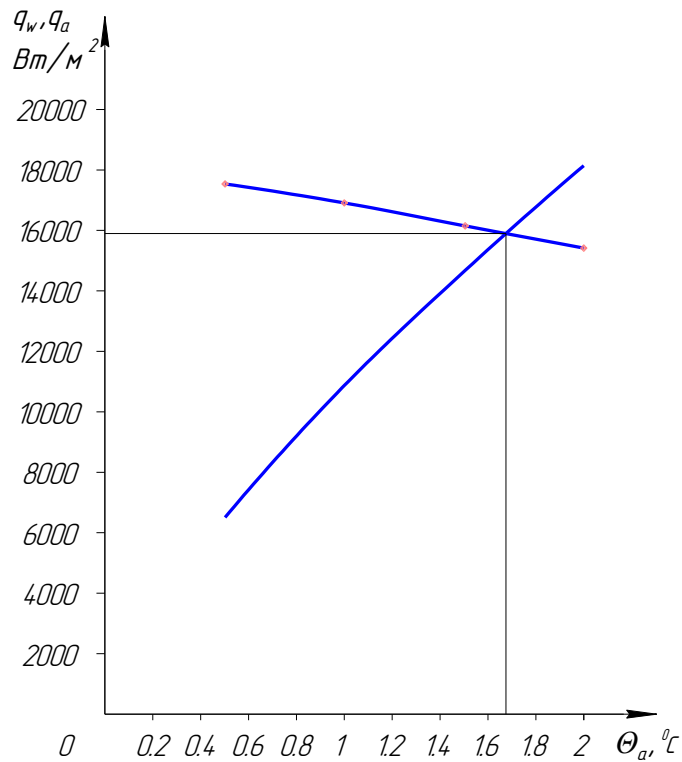


Рис 2.1 - Графіки залежностей теплових потоків $q_{a,F_{BH}}$ і $q_{w,F_{BH}}$ від температури.

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 гратах.

2.8 Гідравлічний розрахунок

Гідравлічний опір апарату

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

Сумарний гідравлічний опір тертя :

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

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

2.9.1 Тепловий розрахунок випарника

Початкові дані:

Холодопроизводительность $Q_0 = 100$ кВт

Температура кипіння холодагенту $t_0 = 45, 0$ с

Температура масла на вході: $t_{s1} = 57$ оС

Температура масла на виході: $t_{s2} = 50$ оС

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

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

Властивості масла при середній температурі:

- щільність ρ_s , кг/м³ 865
- питома теплоємність c_s , кілоджоуля/ (кг-К) 1.992

Коефіцієнти:

- теплопровідності λ_s Вт/ (м-К) 0,14
- кінематичній в'язкості, ν_s м² / з 27-10-6
- динамічній в'язкості μ_s , Па-с 2,9-10-5
- число Прандтля $Pr_{\text{ж}}$ 412,629

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

Приймаємо основні параметри, що характеризують теплопередаючу 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 обребрення труби

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

$$\beta = \frac{20,6 \cdot 0,4 + 17,6 \left(1,5 - 0,4 - 2 \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{30}{2} \right) \cdot \frac{20,6 - 17,6}{2} \right) + 2 \cdot \left(\frac{20,6 + 17,6}{2} \cdot \frac{20,6 - 17,6}{2 \cdot \cos \left(\frac{30}{2} \right)} \right)}{13,3 \cdot 1,5} = 3,65$$

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

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

Приймаємо $n_1 = 9$, тоді швидкість масла рівна

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

Визначуваний режим руху розчину

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{1.35 \cdot 0,0133}{27 \cdot 10^{-6}} = 665$$

Режим руху розчину ламинарний, тоді число Нуссельта рівне

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 1.54 \left(\frac{\text{Re}_{\text{ж}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}}{l/d_{\text{вн}}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left[1 + 0,1 \cdot \left(\frac{\text{Re}_{\text{ж}}}{l/d_{\text{вн}}} \right)^{\frac{2}{3}} \right]$$

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

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

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

Тоді коефіцієнт тепловіддачі з боку масла рівний

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

Щільність теплового потоку з боку масла

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

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 (рис. 2.8).

З малюнка 1.8 видно, що питомий тепловий потік рівний $q_{Fвн} = 3800$ Вт/м²

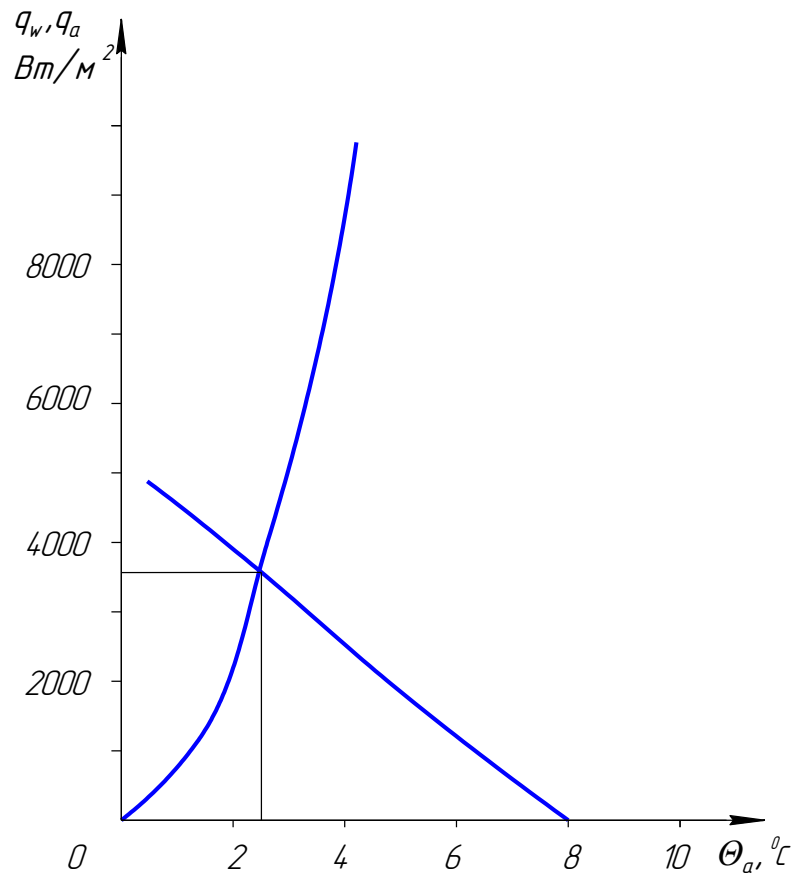


Рисунок 2.2 - Розрахунок щільності теплового потоку

2.9.2 Конструктивний розрахунок випарника

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

Крок труб :

$$s = 1.3 \cdot d_p = 1.3 \cdot 20.6 = 26.8 \text{ (} \dot{\text{}} \dot{\text{}} \text{)}$$

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

Діна труб в пучку

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

Приймаємо $l=2500$ мм

Загальна кількість труб у випарнику

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

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 $\omega_{\text{вих}} = 15$ 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

$$v_{\text{вх}} = \frac{x}{\rho''} + \frac{1-x}{\rho'} = \frac{0.225}{0.2694} + \frac{1-0.225}{1.055} = 1.541$$

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

ρ' , ρ'' - щільність рідкої і парової фаз фреону, $\rho' = 1.055$ кг/м³, $\rho'' = 26.94$ кг/дм³

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

Приймаємо $d_{\text{вх}} = 50$ мм.

Аналогічно визначуваний діаметр вихідного патрубку, м.

Питомий об'єм пари на виході з випарника $v_{\text{вих}} = 0,147$ м³/кг, тоді

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

Приймаємо $d_{\text{вих}} = 50$ 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 $d_{\text{хн}} = 30$ мм.

2.9.3 Гідродинамічний розрахунок випарника

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, z = 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 1800 усередині кришки при переході з одного пучка трубок в інший.

Для ламинарного режиму руху формула Пуазейля

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

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

Тоді

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

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

2.10 Розрахунок регенеративного теплообмінника

2.10.1 Конструктивний розрахунок

Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник, кВт.

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

Задаємося конструктивними розмірами РТ. Кожух виконаний з суцільнотягнутої сталеві труби із сталі 20 зовнішнім діаметром $D_H=0,325$ м і завтовшки стінок $\delta_k = 0,008$ м. Змійовик РТ виконаний із сталеві трубки (Сталь 10) із зовнішнім діаметром $d_H=0,038$ м і завтовшки стінок $\delta_{зм}=0,002$ м. Сердечник, на якого навивається змійовик, виконаний із сталеві труби із зовнішнім діаметром $D_H=0,219$ м з товщиною стінок $\delta_c = 0,006$ м. Товщина дистанційної планки між сердечником і змійовиком приймається рівною $S=0,004$ м. Висота кришки кожуха $h_{кр}=0,15$ м. Рідкий фреон R142b рухається по змійовику, а холодна пара протитечією рухається по міжтрубному простору РТ.

Знаходимо теплофізичні властивості середовищ, що обмінюються теплотою в РТ при їх середніх температурах:

а) Рідкий R142b:

$$\text{Середня температура рівна } T_{ж} = 0,5 (T_{ж1} + T_{ж2}) = 0,5 (328 + 318) = 323$$

До . По [9], таблиця.13, с.38 знаходимо:

- щільність дорівнює $\rho_{ж} = 1041$ кг/м³.
- питома теплоємність $c_{ж} = 989,7$ кілоджоулів/Кг-К.
- коефіцієнт теплопровідності дорівнює $\lambda_{ж} = 0,0686$ Вт/м .
- коефіцієнт кінематичної в'язкості дорівнює $\nu_{ж} = 0,195 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

б) Пара R142b :

$$\text{Середня температура пари рівна } T_{п} = 0,5 (T_{п1} + T_{п2}) = 0,5 (338 + 331)$$

=334,5 C°:

- щільність дорівнює $\rho_{\text{п}} = 39,86 \text{ кг/м}^3$;
- питома теплоємність $c_{\text{рп}} = 565 \text{ кДж/кг}$;
- коефіцієнт теплопровідності дорівнює $\lambda_{\text{п}} = 0,0078 \text{ Вт/м}$;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості дорівнює $\nu_{\text{п}} = 1,245 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Визначуваний коефіцієнт тепловіддачі рідкого холодагенту α_x

Знаходимо площу проходження трубки зміювика $F_{\text{зм}}$.

Її внутрішній діаметр рівний $\alpha_x = 0,038 - 2 \cdot 0,002 = 0,034 \text{ м}$.

$$F_{\text{зм}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} = 0,785 \cdot 0,034^2 = 9,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Швидкість рідкого R142b в трубці рівна, м/с.

$$\omega_{\text{ж}} = \frac{G}{\rho_{\text{ж}} \cdot F_{\text{зм}}} = \frac{0,36}{1041 \cdot 9,1 \cdot 10^{-4}} = 0,38$$

Знаходимо критерії Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{\omega_{\text{ж}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{ж}}} = \frac{0,38 \cdot 0,034}{0,195 \cdot 10^{-6}} = 66256$$

Знаходимо радіус закруглення зміювика по осьовій лінії труби сердечника, м.

$$R_{\text{зм}} = 0,5D_{\text{сн}} + S + 0,5 d_{\text{н}} = 0,5 \cdot 0,219 + 0,004 + 0,5 \cdot 0,038 = 0,1325$$

Критичне число Рейнольдса, що відповідає ламінарному режиму течії в трубці зміювика, рівне

$$Re_{кр.лам} = \frac{16,4}{\sqrt{d_{вн}/R_{зм}}} = \frac{16,4}{\sqrt{0,034/0,1325}} = 32,35$$

Критичне число Рейнольдса, що відповідає турбулентному режиму течії в трубці зміювика рівно

$$Re_{кр.турб} = 18500 \left(\frac{d_{вн}}{2R_{зм}} \right)^{0,28} = 18500 \left(\frac{0,034}{2 \cdot 0,1325} \right)^{0,28} = 10400$$

Висновок: $Re_{ж} > Re_{кр.турб}$, тобто режим руху в трубці зміювика турбулентний.

Число Прандтля рівне

$$Pr_{ж} = \frac{v_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot c_{ж}}{\lambda_{ж}} = \frac{0,195 \cdot 10^{-6} \cdot 1041 \cdot 989,7}{0,0686} = 2,93$$

Число Нуссельта для турбулентного режиму течії рідкого фреону R142b в трубці зміювика рівне

$$Nu_{ж} = 0,021 \cdot Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,33} \cdot \epsilon_{изг},$$

$$\text{де } \epsilon_{изг} = 1 + 1,77 \frac{d_{вн}}{R_{зм}} = 1 + 1,77 \frac{0,034}{0,1325} = 1,455 - \text{поправка, що враховує}$$

вплив відцентрового ефекту на процес тепловіддачі з боку рідкого R142b

$$Nu_{ж} = 0,021 \cdot 66256^{0,8} \cdot 2,93^{0,33} \cdot 1,455 = 349$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку рідкого R142b рівний

$$\alpha_{\text{ж}} = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_{\text{ж}}}{d_{\text{вн}}} = \frac{349 \cdot 0,0686}{0,034} = 704 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$$

Визначуваний коефіцієнт тепловіддачі з боку пари R142b

Внутрішній діаметр кожуха РТ рівний

$$D_{\text{вн}} = D_{\text{н}} - 2\delta_{\text{к}} = 0,325 - 2 \cdot 0,008 = 0,309 \text{ м}$$

Площа міжтрубного простору по поперечному перерізу РТ рівна

$$F_{\text{мтр}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{вн}}^2 - D_{\text{с}}^2) - 2 \cdot \pi \cdot R_{\text{зм}} \cdot d_{\text{н}} = \frac{\pi}{4} (0,309^2 - 0,219^2) - 2\pi \cdot 0,1325 \cdot 0,03 = 0,00565 \text{ м}^2$$

Швидкість пари R142b в міжтрубному просторі РТ рівна

$$\omega_{\text{п}} = \frac{G}{\rho_{\text{п}} \cdot F_{\text{мтр}}} = \frac{0,36}{39,8593 \cdot 0,00565} = 1,6 \text{ м/с}$$

Знаходимо критерій Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{\omega_{\text{п}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{п}}} = \frac{1,6 \cdot 0,038}{1,245 \cdot 10^{-6}} = 48835$$

тобто режим руху пари в міжтрубному просторі - турбулентний.

Знаходимо число Прандтля

$$\text{Pr}_{\text{ж}} = \frac{\nu_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{п}} \cdot c_{\text{п}}}{\lambda_{\text{п}}} = \frac{1,245 \cdot 10^{-6} \cdot 39,8593 \cdot 565}{0,0078} = 3,6$$

Число Нуссельта для турбулентного режиму течії пари в міжтрубному просторі РТ рівне [9], с.228

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,23 \cdot \text{Re}_{\text{п}}^{0,65} \cdot \text{Pr}_{\text{п}}^{0,33} = 0,23 \cdot 48835^{0,65} \cdot 3,6^{0,33} = 392$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку пари R142b рівний

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_{\text{п}}}{d_{\text{п}}} = \frac{392 \cdot 0,0078}{0,038} = 80,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Оскільки в R142b добре розчиняється масло, на стінках змійовика відсутня масляна плівка, тому термічний опір трубки змійовика дорівнює термічному опору стінки сталеві трубки.

Для сталі 10 коефіцієнт теплопровідності рівний

$$\lambda_{\text{ст}} = 52 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, [3]$$

Термічний опір стінки трубки змійовика рівний

$$\text{R}_{\text{ст}} = \frac{\delta_{\text{зм}}}{\lambda_{\text{ст}}} = \frac{0,002}{52} = 3,85 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Коефіцієнт теплопередачі РТ рівний

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{п}}} + \text{R}_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ж}}} \cdot \frac{d_{\text{п}}}{d_{\text{вн}}}} = \frac{1}{\frac{1}{80,4} + 3,85 \cdot 10^{-5} + \frac{1}{704} \cdot \frac{0,038}{0,034}} = 170,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Середня логарифмічна різниця температур при русі середовищ в РТ протитечією рівна

$$\theta_T = \frac{(T_{ж2} - T_{п1}) - (T_{ж1} - T_{п2})}{\ln \frac{T_{ж2} - T_{п1}}{T_{ж1} - T_{п2}}} = \frac{(318 - 331) - (328 - 338)}{\ln \frac{318 - 331}{328 - 338}} = 17.4^\circ$$

Площа теплообмінної поверхні РТ рівна

$$F_p = \frac{Q_{РТ}}{K \cdot \theta_T} = \frac{3600}{170.9 \cdot 17.4} = 1.2 \text{ м}^2$$

З урахуванням 20% запасу приймаємо площу теплообмінної поверхні РТ, рівної

$$F_{пр} = 1,2 F_p = 1,44 \text{ м}^2$$

Довжина труби змійовика РТ рівна

$$L = \frac{F_{пр}}{\pi \cdot d_{вн}} = \frac{1.44}{\pi \cdot 0,038} = 12.1 \text{ м}$$

Число витків змійовика РТ рівне

$$n = \frac{L}{2\pi \cdot R_{зм}} = \frac{12.1}{2\pi \cdot 0,1325} = 14.5 \approx 15$$

Задаємося кроком навивки змійовика на сердечника $t = 0,05 \text{ м}$

Довжина змійовика РТ рівна, м.

$$L_{зм} = n \cdot t = 15 \cdot 0,05 = 0,75$$

Задаємо односторонній припуск по довжині труби змієвика рівним $l=0,75$ м.

Довжина теплообмінної змієвикої труби з урахуванням припусків на вхідному і вихідному її ділянці рівна, м.

$$L_1 = L + 2l = 12,1 + 2 \cdot 0,75 = 13,6$$

Довжина кожуха РТ (без патрубків) рівна, м.

$$L_k = L_{зм} \cdot 1,1 + 2h_{кр} = 0,75 \cdot 1,1 + 2 \cdot 0,15 = 1,125$$

2.10.2 Гідрравлічний розрахунок

Визначаємо гідрравлічний опір змієвикої труби РТ. Задаємося величиною шорсткості на внутрішній стінці труби $\Delta = 0,1 \text{ мм} = 0,0001 \text{ м}$.

Коефіцієнт гідрравлічного тертя визначуваний по формулі А.Д.

Альтшуля для турбулентного режиму течії рідкого R142b

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}_ж} + \frac{\Delta}{d_{вн}} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{48835} + \frac{0,0001}{0,034} \right)^{0,25} = 0,0282$$

Втрати тиску на терті в змієвику знаходимо по формулі Вейзбаха-Д'Арси :

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{L_1}{d_{вн}} \cdot \frac{\rho_ж \cdot \omega_ж^2}{2} = 0,0283 \frac{13,6}{0,034} \cdot \frac{1041 \cdot 0,38^2}{2} = 851 \text{ Па}$$

Коефіцієнт місцевого опору витка змійовика при повороті в нім потоку на 360^0 приймаємо рівним $\zeta = 0,4$,

Місцеві втрати тиску в РТ знаходимо по формулі Вейсбаха

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi \cdot \rho \cdot \frac{\omega_{\text{ж}}^2}{2} = 0,4 \cdot 15 \cdot \frac{1041 \cdot 0,38^2}{2} = 451 \text{ Па}$$

Загальний гідравлічний опір РТ по трубному простору змійовика Рівний, Па.

$$\Delta p_{\text{зм}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}} = 851 + 451 = 1302$$

Визначаємо гідравлічний опір РТ по міжтрубному простору.

Приймаємо, що вхідний і вихідний патрубків виконані із сталеві труби із зовнішнім діаметром $d_{\text{пн}} = 0,089\text{м}$ і завтовшки стінки $\delta_{\text{п}} = 0,0045\text{ м}$.

Внутрішній діаметр патрубків рівний, м.

$$d_{\text{пвн}} = d_{\text{пн}} - 2\delta_{\text{п}} = 0,089 - 2 \cdot 0,0045 = 0,08$$

Площа прохідного перерізу патрубків рана

$$f = \frac{\pi d_{\text{пвн}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} = 0,00502 \text{ м}^2$$

Швидкість пари R142b в патрубках рівна, м/с.

$$\omega = \frac{G}{\rho_{\text{п}} \cdot f} = \frac{0,36}{39,8593 \cdot 0,00502} = 1,8$$

Втрати тиску на тертя в міжтрубному просторі рівні

$$\Delta p'_{\text{тр}} = 0,53 n \text{Re}^{-0,122} \cdot \rho_{\text{п}} \omega_{\text{п}}^2 = 0,53 \cdot 15 \cdot 48835^{-0,122} \cdot 39,8593 \cdot 1,6^2 = 217 \text{ Па}$$

Коефіцієнти місцевого опору вхідного і вихідного патрубків в кожусі РТ приймаємо рівним $\zeta = 1,5$ [11], с.116, число патрубків $n_1=2$.

Місцеві втрати тиску в патрубках кожуха РТ рівні

$$\Delta p'_m = \xi \cdot n_1 \cdot \frac{\rho_{\text{п}} \cdot \omega^2}{2} = 1,5 \cdot 2 \cdot \frac{39,8593 \cdot 1,8^2}{2} = 193,7 \text{ Па}$$

Загальний гідравлічний опір РТ по міжтрубному простору рівний, Па:

$$\Delta p_{\text{мтр}} = \Delta p'_{\text{тр}} + \Delta p'_m = 217 + 193,7 = 410,7$$

3 КОНТРОЛЬНО-ВИМІРЮВАЛЬНІ ПРИЛАДИ І АВТОМАТИКА

3.1 Автоматика керування тепловим насосом

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 (виконавчою) електричною 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 виконавчою (вищою) ланцюгом значно більшої потужності.

3.2 Пристрій для діагностування стану теплового насосу

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 зворотньо-поступальний 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 синхронізующего 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 одинична дінамограмми. Значення навантажень в цифровому вигляді заносяться до протоколу випробувань з фактичними навантаженнями за період одного циклу. За отриманою одиничній дінамограмми відповідно до програми, заданої програмним блоком управління, автоматично прямо на свердловині розраховуються величина середнього дебіту, виток в клапанах насоса, продуктивність насоса.

4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

4.1 Капітальні витрати

Капітальні вкладення в засоби контролю і управління складаються з вкладень в різні пристрої, апарати і прилади. Якщо ці пристрої включені до складу основного теплотехнічного устаткування, то капітальні вкладення в них по варіантах розраховують спільно з вкладеннями в основне теплотехнічне обладнання. Якщо ці засоби набувають окремо від основного обладнання, то капіталовкладення в них визначають аналогічно вкладенню в теплотехнічне обладнання.

Розраховуючи порівняльну економічну ефективність проєктованих варіантів, можна обмежитися визначенням вкладень тільки в ті види обладнання, які міняються при впровадженні нового технічного рішення.

Розглянемо проєктовану установку з точки зору її економічної ефективності.

Вартість устаткування при установці теплового насоса, коштує 575793,5 грн;

$$K_{\text{зат.}} = 575793,5$$

$K_{\text{зат}}$ - капітальні затрати на устаткування при установці теплового насосу.

4.2 Розрахунок витрат на щорічні амортизаційні відрахування

Амортизаційні відрахування проводяться з метою накопичення засобів в так званому амортизаційному фонді, який використовується для відтворення зношених основних фондів. Застосовуємо прямолінійний метод розрахунку амортизаційних відрахувань (згідно стандарту БУ №7), по якому річна сума амортизації визначається діленням вартості, яка амортизується, на очікуваний

період часу використання об'єкту основних фондів. При використанні цього методу вартість об'єкту основних засобів списується однаковими частинами в перебігу всього періоду його експлуатації на собівартість продукції.

Згідно Закону України “Про податок на прибуток підприємства”(в редакції Закону України від 22.05.1997р. №283/97-ВР з всіма змінами і доповненнями Закону України від 24.12.02 № 349-ІУ) встановлені норми амортизації до балансової вартості , то по проекту розраховуємо по 3 групі, де N_a дорівнює 24% (промислове обладнання).

Розрахуємо витрати, до складу яких входять амортизаційні витрати та витрати на монтаж устаткування.

Річна сума амортизаційних відрахувань:

де K_v – загальна вартість устаткування, грн;

N_a – річна норма амортизації на устаткування, %.

$$V_a = K_v \frac{N_a}{100}$$

$$V_a = 355793,5 \cdot \frac{24\%}{100\%} = 85390,4$$

4.3 Витрати на поточний ремонт

Витрати на поточний ремонт і зміст основних засобів визначають у відсотках (10-20%) від суми амортизаційних відрахувань на обладнання

Поточний ремонт складає 10% від амортизаційних відрахувань, грн:

$$V_{\text{потр}} = 85390,4 \cdot 0,1 = 8539$$

4.4 Інші витрати цеху

Інші витрати цеху складаються з витрат на різного роду послуг, допоміжних матеріалів, витрати на енергію, споживану тепловим насосом, на масляні матеріали і т.п.

Витрати на енергію, споживану теплового насоса $V_{т.н.}$, грн/рік:

$$V_{ел.ен} = V_{ел.уст} \cdot C_{ел.ен}$$

де $N_{ел.уст}$ – кількість споживаної електричної енергії, кВт·год/рік;

$C_{ел.ен}$ – 0,7 грн/кВт, вартість одиниці електричної енергії, грн/кВт·год;

$$V_{т.н.} = 32036,5 \cdot 0,7 = 22425,5$$

Річні витрати на споживану масляний матеріали, $V_{мас} = 1998,7$ грн/рік:

Сума витрат, грн,

$$V = V_{\alpha} + V_{потр} + V_{т.н} + V_{мас}$$

$$V_2 = 85390,4 + 8593 + 22425,5 + 1998,7 = 118353,6$$

$$V_1 = Q \cdot C = 650 \cdot 206,2 = 134030$$

$$E = V_1 - V_2 = 134030 - 118353,6 = 15676,4$$

Термін окупності проекту, роки

$$T = \frac{K}{E}$$

$$T = \frac{575793,5}{15676,4} = 3,6$$

Усі розрахунки внесені на плакат техніко-економічного обґрунтування.

Таблиця 4.1 - Техніко-економічні показники теплонасосної установки

№ п/п	Найменування показника	Одиниці виміру	Величина показника
1.	Річне вироблення теплоти	ГДж	2270,5
2.	Капітальні вкладення	грн	785369,3
3.	Витрати на енергоресурси Смазочні матеріали Електроенергію	грн/рік грн/рік	1998,72 22425,60
4.	ФОП виробничих робітників	грн/рік	75198,40
6.	Амортизаційні відрахування	грн/рік	23719,57
7.	Витрати на поточний ремонт	грн/рік	8539
8.	Термін окупності капітальних вкладень	рік	3,6

На основі розрахунків терміну окупності додаткових капітальних вкладень та розрахункового коефіцієнту ефективності капітальних вкладень можна зробити висновок, що термін окупності дорівнює 3,6 років.

ВИСНОВОК

У даній дипломній роботі на тему «Проект встановлення теплового насосу на систему оборотного водопостачання Мелітопольського заводу холодильного машинобудування» було розраховано встановлення теплонасосної установки на заводі та виконано варіативні розрахунки основних параметрів роботи водогрійної котельної за умови заміни існуючого обладнання на сучасне.

На основі розрахунків терміну окупності додаткових капітальних вкладень та розрахункового коефіцієнту ефективності капітальних вкладень можна зробити висновок, що термін окупності дорівнює 3,6 років.

Окрім того, було виконано розрахунок ключового обладнання для хімічного очищення води, що використовується для підпитки системи, що

В результаті потенційної можливості застосування результатів, що було отримано в роботі, призведе до зниження витрати палива і як результат зниження собівартості продукції.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИДЛАНЬ

1. Бердишев М.Ю, Чейлитко А.О., Назаренко О.М. Низькопотенційні та альтернативні джерела енергії. Навчально-методичний посібник для студентів ЗДІА Енергетичного напрямку всіх форм навчання. Запоріжжя: ЗДІА, 2015. – 270 с.
2. Шлипченко, З.С. Насосы, вентиляторы, компрессоры. Киев: Техника, 1976. 368 с.
3. Рис, В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1964. 336 с.
4. Гаспарян А.А., Чейлитко А.О., Чижов С.Є. Дослідження процесів горіння водомазутних емульсій. Збірник 31.10 - Актуальні питання сталого науково-технічного та соціально-економічного розвитку регіонів України : тези доп. І Всеукраїнської науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти, аспірантів та молодих вчених, м. Запоріжжя, 19-21 жовт. 2021 р. / М-во освіти і науки України, Запоріжжя. Запорізький нац. Ун-т. Запоріжжя, 2021. С. 28-29.
5. Герасименко Г.В., Чейлитко А.О., Карпенко Г.В., Чижов С.Є. Дослідження доцільності переведення системи опалення на альтернативну з використанням біопалива. Збірник 31.10 - Актуальні питання сталого науково-технічного та соціально-економічного розвитку регіонів України : тези доп. І Всеукраїнської науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти, аспірантів та молодих вчених, м. Запоріжжя, 19-21 жовт. 2021 р. / М-во освіти і науки України, Запоріжжя. Запорізький нац. Ун-т. Запоріжжя, 2021. С. 30.
6. Голобоков Є.М., Чейлитко А.О., Чижов С.Є. Підвищення теплофізичних характеристик футеровки МНЛЗ № 5 ВАТ "МК «Азовсталь». Збірник 31.10 - Актуальні питання сталого науково-технічного та соціально-економічного розвитку регіонів України : тези доп. І Всеукраїнської науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти, аспірантів та молодих

вчених, м. Запоріжжя, 19-21 жовт. 2021 р. / М-во освіти і науки України, Запоріжжя. Запорізький нац. Ун-т. Запоріжжя, 2021. С. 32-33.

7. Чейлитко А. О. Проектування та оптимізація систем теплопостачання : навч.-метод. Посіб. Для студ. ЗДІА напряму 144 «Теплоенергетика» денної і заочної форми навчання. Запоріжжя : ЗДІА, 2016. 200 с.

8. Чейлитко А. О. Математичне моделювання та оптимізація процесів тепло масообміну : навч.-метод. Посіб. Для студ. ЗДІА спец. 144 «Теплоенергетика» денної та заочної форми навчання / уклад. А. О. Чейлитко. Запоріжжя : ЗДІА, 2018. 146 с.

9. Чейлитко А.О., Ільїн С.В. Відмінності експертизи з енергозбереження та енергетичної сертифікації. Матеріали Круглого столу «Актуальні проблеми проведення економічних, товарознавчих, будівельних експертиз та правові шляхи їх вирішення». (29 квітня 2020). Запорізький національний університет. Запоріжжя: ЗНУ, 2020. С.57

10. Тепловий розрахунок котельних агрегатів: (Нормативний метод) / Під. Ред. Н.В.Кузнєцова та ін.– М: Енергія, 1973 – 296с.

11. А. Н. Безгрешнов, Ю. М. Липів, Б. М. Шлейфер та ін. / Розрахунок парових котлів у прикладах і задачах. Уч. Посібник для вузів – М: Вища школа, 1991 – 240с.

12. Гідравлічний розрахунок котельних агрегатів: (Нормативний метод) / О. М. Балдіна, В. А. Локшина, Д. Ф. Петерсон та ін - М: Енергія, 1978 – 256с.

13. Бобровський Р. С. Котельні установки малої потужності. – М: Машгіз, 1961 – 311с.

14. Автоматика і автоматизація виробничих процесів / Під заг. Ред. Проф. Р. К. Нечаєва. – К: Вища школа, 1985 – 279с.

15. Довідник з автоматизації котелень / Л. М. Файерштейн, Л. С. Этинген, Р. Р. Гохбойн. Під ред. К. М. Файерштейна. – М: Вища школа, 1985 – 296с.

16. Бузников Е. Ф., Роддатис К. Ф., Берзінш Е. Я. Виробничі та опалювальні котельні – М: Вища школа, 1984 – 248с.
17. Денисенко Р. Ф., Охорона праці: Уч. Посібник для інж.- екон. Спец. Вузів. – М: Вища школа, 1985 - 248с.
18. Гаджієв Р. А., Вороніна А. А. Охорона праці в тепловому господарстві промислових підприємств: Уч. Посібник для технікумів. – М: Енергія, 1980 – 224с.
19. Оніщенко Н.П. Охорона праці при експлуатації котельних установок. –М: Енергія, 1992 – 350с.
20. ДНАОП 0.00-1-08.-94. Правила будови і безпечної експлуатації парових і водогрійних котлів. – К: Стройиздат, 1995 - 12с.
21. Правила пристрої і безпечної експлуатації судин, працюючих під тиском. – М: Металургія, 1971 – 45с.
22. Нормативи чисельності робітників, що обслуговують парокотельные установки промислових підприємств. – М: Економіка, 1988 – 26с.
23. Златопольський А. Н., Прузнер С. Л. / Економіка, організація і планування теплового господарства промислових підприємств: Підручник для технікумів. – М: Енергія, 1979 – 376с.
24. Ільїн С. В., Банах В. А., Чейлитко А. О., Лимаренко О. М. Енергоефективні технології будівництва : навч.-метод. Посіб. Для осіб, які проходять перепідготовку та соціальну адаптацію в рамках реалізації проекту «Норвегія–Україна», UKR-20/002 (NUPASS). Запоріжжя : ЗНУ, 2021. 106 с.
25. Pavlenko A., Cheilytko A., Ilin S., Koshlak H. Porous Structures and their Effect on Thermophysical Properties of Thermal Protection Elements porosity [electronic resource]. *Solid State Phenomena* (2019). Vol. 291, pp. 20-27, <https://www.scientific.net/Paper/Preview/542351>
26. Cheilytko, A.A. Creation of effective metallic thermal insulation constructions [Text] / A.A. Cheilytko, S.V. Ilin, M.A. Nosov // *Scientific Bulletin of National Mining University*. – 2017. – №6 (162). – P. 103–109.