

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Проект системи кондиціонування повітря
з використанням геотермальної енергії для приміщення
бази відпочинку у м.Трускавець

Здобувача	<u>Ковбасюк К.С.</u>
4 _____ курсу	<u>ЕНск-141 _____ групи</u>
Керівник	<u>к.т.н., доц. Піщанська Н.О.</u>
Консультанти:	<u>к.т.н., доц. Піщанська Н.О.</u>

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 01.06.2023 _____ протокол № 10 _____

Завідувач кафедри ХУіКП _____ Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра	Холодильні установки і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г

«17» березня 2023 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Ковбасюк Кирило Сергійович

1. Тема роботи Проект системи кондиціонування повітря
з використання геотермальної енергії для приміщення бази відпочинку
м. Трускавець

Затверджена наказом ОНТУ від 26.08.2022 наказ № 490-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01.06.2023 р.

3. Вихідні дані роботи
м.Трускавець, план приміщення бази відпочинку. географічна широта – 48 град.с.ш.,
параметри внутрішнього повітря: температура 22°C, вологість 50%,
температура зовнішнього повітря для теплого періоду року 26,4°C, для холодного
-19°C, питома ентальпія для теплого періоду року 57,4 кДж/кг, для холодного
-17,6 кДж/кг

4. Перелік питань, які потрібно розробити
Вступ, основні вихідні дані проекту, розрахунок процесів літнього та зимового
кондиціонування повітря, проектування та розрахунок вентиляційної мережі, вибір
І розрахунок припливної установки, оцінка науково-технічної ефективності розробки
нової технології, нового обладнання та інших інновацій, цивільний захист, охорона
праці, перелік використаної літератури

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
План приміщення із припливними повітроводами, план приміщення із витяжними
повітроводами, схема центрального кондиціонера, обв'язка теплообмінників
холодоносієм від артезіанської свердловини.

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Охорона праці	к.т.н., доц. Піщанська Н.О.	17.03.2023	09.05.2023
Цивільний захист	к.т.н., доц. Піщанська Н.О.	17.03.2023	18.05.2023
Економічна частина	к.т.н., доц. Піщанська Н.О.	17.03.2023	22.05.2023

7. Дата видачі завдання 17.03.2023 р.

Керівник _____ Піщанська Н.О.

Завдання прийняв до виконання _____ Ковбасюк К.С.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд літературних джерел, методик розрахунків, підготовка структури роботи	04.04.23	Викон.
2	Підготовка основних розділів роботи	28.04.23	Викон.
3	Підготовка розділу з охорони праці	03.05.23	Викон.
4	Підготовка економічного розділу	08.05.23	Викон.
5	Оформлення пояснювальної записки кваліфікаційної роботи	15.05.23	Викон.
6	Підготовка графічної частини кваліфікаційної роботи	26.05.23	Викон.
7	Підготовка презентації та доповіді	31.05.23	Викон.
8	Відгук керівника, рецензування, підготовка до захисту кваліфікаційної роботи	08.06.23	Викон.

Здобувач-дипломник _____ Ковбасюк Кирило Сергійович

Керівник роботи _____ Піщанська Нонна Олександрівна

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник _____ Ковбасюк Кирило Сергійович _____

Зміст

Реферат.....	5
Вступ.....	7
1. Основні вихідні дані проекту.....	16
1.1. Характеристика будівельних конструкцій	16
1.2. Використання артезіанської води.....	17
2. Розрахунок процесів літнього та зимового кондиціювання повітря.....	19
2.1. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря	19
2.2. Визначення теплоприпливів для теплого періоду року	20
2.3. Визначення теплоприпливів для холодного періоду року.....	34
3. Аеродинамічний розрахунок.....	38
3.1. Розрахунок трубопроводу подачі повітря	38
3.2. Розрахунок трубопроводу витяжки повітря	42
4. Вибір і розрахунок припливної установки	44
4.1. Розрахунок апаратів для теплого періоду року.....	44
4.2. Розрахунок апаратів для холодного періоду року.....	48
4.3. Підбір та розрахунок вентилятору	52
5. Оцінка науково-технічної ефективності розробки нової технології, нового обладнання та інших інновацій.....	53
6. Цивільний захист.....	57
7. Охорона праці.....	61
7.1. Вступ.....	61
7.2. Аналіз небезпечних та шкідливих чинників, що впливають на працівника.....	62
7.3. Розробка заходів охорони праці.....	63
7.4. Пожежна безпека.....	68
7.5. Загальні вимоги до організації робочих місць	69
Список літератури.....	71

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 72 сторінок друкованого тексту, 1 рисунку, 9 таблиць, 6 посилань на літературні джерела.

Метою роботи виступало розроблення системи кондиціонування повітря для бази відпочинку для міста Трускавець. Розробка та обґрунтування технічних рішень по штучній вентиляції повітря, забезпечує можливість покращення умов відпочинку та оздоровлення відвідувачів бази відпочинку та поліпшення умов праці робітників бази. В дипломній роботі був проведений розрахунок процесів кондиціонування повітря для теплого та холодного періодів року. Робота напряму пов'язана з використанням альтернативної енергетики, так як у якості теплоносія використовується вода з артезіанської свердловини, що значно зменшує негативний вплив на людей та навколишнє середовище. Також завдяки використанню свердловини значно зменшується витрата грошей. Ще в дипломній роботі освітлені питання цивільного захисту, охорони праці та економічні питання, обумовлені аварійні ситуації, які можуть скластись під час експлуатації та приведені методи їх рішення. Під час проведення розрахунку теплообмінних апаратів було прийнято рішення самостійно підбирати кожен апарат, а не цільний центральний кондиціонер, задля економії капіталовкладень. Розроблена система повністю забезпечує необхідні параметри в приміщенні.

Ключові слова: кондиціонування повітря, відносна вологість, теплообмінники, геотермальна енергія, температура, геотермальні системи вентиляції, теплоприпливи.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		5

ABSTRACT

The qualification work consists of: 63 pages of printed text, 1 figure, 9 tables, 6 references to literary sources.

The purpose of the work was to develop an air conditioning system for a recreation center for the city of Truskavets. The development and substantiation of technical solutions for artificial air ventilation provides an opportunity to improve the conditions of recreation and health of visitors to the recreation center and to improve the working conditions of the workers of the center. In the thesis, the calculation of air conditioning processes for warm and cold periods of the year was carried out. The work is directly related to the use of alternative energy, since water from an artesian well is used as a heat carrier, which significantly reduces the negative impact on people and the environment. Also, due to the use of a well, the cost of money is significantly reduced. Even in the diploma thesis, the issues of civil protection, labor protection and economic issues are clarified, emergency situations that may occur during operation are determined, and the methods of their solution are given. During the calculation of heat exchange devices, it was decided to independently select each device, rather than a single central air conditioner, in order to save capital investments. The developed system fully provides the necessary parameters in the room.

Keywords: air conditioning, relative humidity, heat exchangers, geothermal energy, temperature, geothermal ventilation systems, heat flows.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		6

Вступ

Геотермальна енергетика, інакше кажучи - енергетика ґрунту, базується на використанні природної теплоти Землі. На відміну від повітря температура в надрах дуже мало змінюється протягом року або в залежності від географічного положення. За кілька метрів нижче поверхні температура землі коливається від 10 до 21°C (від 50 до 70°F) залежно від регіону. Копніть глибше, і температура зростає від 20 до 40 градусів за Цельсієм на кілометр, досягаючи ядра Землі, що наближається до 5000 °С.

Головною перевагою геотермальної енергії є її практична невичерпність та повна незалежність від умов навколишнього середовища, часу доби та року. Геотермальна енергія чиста, тому що вона видобувається без спалювання викопного палива. Практика застосування країнами Північної та Південної Америки, Європи отриманого тепла Землі свідчить про перспективність та екологічність використання даного типу альтернативної енергії. Наприклад, місто Рейк'явік (Ісландія) вважається одним із найчистіших міст у світі, оскільки 95% будівель міста нагріваються з використанням геотермальної енергії.

Згідно з доповіддю «Відновлювані джерела енергії», підготовленою організацією REN21 (Global Status Report «Renewables 2015»), у 2014 році у світі геотермальними станціями було вироблено близько 147 терават/годин електроенергії! Наразі лідерами за встановленою потужністю у світі є США (3,5 ГВт), Філіппіни (1,9 ГВт), Індонезія (1,4 ГВт), Мексика (1,0 ГВт), Нова Зеландія (1,0 ГВт), Італія (0,9 ГВт), Ісландія (0,7 ГВт), Кенія (0,6 ГВт), Японія (0,5 ГВт) та Туреччина (0,4 ГВт).

За минулий рік в експлуатацію було запущено десятки нових ГеоТЕС, при цьому загальна встановлена потужність геотермальних електростанцій у світі досягла 12,8 ГВт. Лідерами із запровадження нових геотермальних потужностей стала Кенія (+56%), Туреччина (+17%), Індонезія (+10%), Філіппіни (+8%), Італія (+6%), Німеччина (+3%) та інші. країни.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		7

Неймовірно, але найгучніші проекти минулого року відзначені в країнах, що розвиваються. У Кенії було запроваджено 358 МВт нових геотермальних потужностей на ГеоТЕС «Олкарія». На сьогодні це найпотужніша станція у світі. Туреччина додала минулого року приблизно 107 МВт геоенергетичних потужностей та має намір ввести в експлуатацію 1 ГВт потужностей до 2023 року. Індонезія підняла свої потужності до 1,4 ГВт, ввівши три нові установки, найпотужнішою з яких (55 МВт) є блок №1 ГеоТЕС Патуха.

У 2014 році Світовий банк виділив 200 млн доларів США на розвиток двох геотермальних станцій в Ефіопії – Алуто (Aluto) та Алалобад (Alalobad). У Джібуті міжнародні агенції з розвитку допомагають запуснути експлуатацію 50-ти мегаватний проект на землі Азал-Фіалі (Azal-Fiale). Також Світовий банк інвестує у розвиток геотермальних проектів у Вірменії, Чилі, Домініці, Мексиці, Нікарагуа та ін.

Україна має значні ресурси з геотермальної енергії. Прогнозні експлуатаційні ресурси термальних вод України за запасами тепла еквівалентні використанню близько 10 млн т у.п. на рік.

Серед перспективних районів для пошуків і розвідки геотермальних ресурсів знаходиться Донецький басейн. Геотермальні електростанції завжди географічно «прив'язані» до районів геотермальних родовищ. Крім того, Дніпровсько-Донецька западина може розглядатися як перспективний район з геотермальними ресурсами. Техніко-економічний аналіз показав, що на базі нафтових та газових свердловин ДДЗ можна побудувати геотермальні електростанції з глибиною буріння або розкриття свердловин до 3 - 4,5 км. На таких глибинах 90% теплового потенціалу геотермальних вод у продуктивних нафтогазоносних горизонтах карбонових родовищ не перевищує 108 ° С. У цьому випадку заміна органічного палива та електроенергії теплом геотермальних вод та гірських порід набагато вигідніше для забезпечення теплом та опаленням (у 3 - 5 разів). Дві свердловини з глибини карбонових родовищ можуть забезпечити 0,4 - 4,5 МВт теплової енергії.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		8

Значні масштаби розвитку геотермальної енергетики в майбутньому можливі лише при одержанні теплової енергії безпосередньо з гірських порід (петрогеотермальна енергія). В цьому випадку теплоносій визначеного потенціалу утворюється в результаті теплообміну води, яка нагнітається при контакті у тріщині, з високотемпературними гірськими породами в зоні природної чи штучно створеної проникності з наступним виведенням теплоносія на поверхню.

Для районів зі сприятливими умовами геотермальні станції можуть задовольнити місцеві потреби в електроенергії. Вони доцільні в технологічних процесах харчової та місцевої переробної промисловості, при виробництві будівельних матеріалів тощо. Використовувати геотермальну енергію для обігріву, водопостачання та кондиціонування повітря будівель в Україні розпочали давно. Особливі успіхи показала яскрава та цікава модернізація ґрунтового колектора шведської компанії Muovitech АВ. Передача тепла всередині зонда заснована на принципах турбулентного потоку, в якому перенос теплоти всередині рідини здійснюється шляхом перемішування. При цьому процес перемішування протікає настільки інтенсивно, що переріз потоку температура рідини практично постійна.

З 2009 року на території України реалізовано безліч різноманітних об'єктів із застосуванням турбулентного колектора. Враховуючи структуру та обводненість ґрунту, використання зондів дозволило збільшити теплоснімання на 10-15%, порівняно із звичайними ґрунтовими зондами, що у свою чергу призвело до більш ефективної роботи теплових насосів, а отже – систем опалення в цілому. Одним з таких об'єктів є котедж у м. Бердичів.

Геотермальна енергія використовувалася людьми з давніх часів. У деяких регіонах землі гарячі джерела, гейзери та інші природні явища були використані для термальних ванн, лікувальних процедур та приготування їжі.

Проте перше комерційне використання геотермальної енергії почалося лише у ХІХ столітті, як у 1827 року у Італії було побудовано першу геотермальна електростанція для виробництва електроенергії. У 1904 році у

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		9

США була побудована перша геотермальна електростанція, яка використовує низькотемпературний гейзер.

З того часу технології використання геотермальної енергії значно удосконалилися, і геотермальна енергія стала широко використовуватися для виробництва електроенергії та опалення будівель. Сьогодні геотермальна енергія є одним з найбільш екологічно чистих та надійних джерел енергії.

Існують два основних типи геотермальних електростанцій: ті, які використовують високотемпературні ресурси (зазвичай із температурою понад 200 градусів Цельсія), та ті, які використовують низькотемпературні ресурси (зазвичай із температурою менше 150 градусів Цельсія). Високотемпературні станції працюють за принципом циклу Ренкіна, а низькотемпературні – циклу Клаусіуса-Ранда.

Геотермальна енергія також може використовуватися для опалення та охолодження будівель за допомогою геотермальних теплових насосів. Це дозволяє значно скоротити витрати на енергію та зменшити шкідливі викиди в атмосферу.

Незважаючи на те, що геотермальна енергія має свої переваги, її використання обмежене наявністю геотермальних ресурсів та високими витратами на будівництво та експлуатацію геотермальних електростанцій. Також у процесі використання геотермальної енергії можуть виникати проблеми із забрудненням ґрунтових та поверхневих вод та викидом шкідливих газів.

Гарячі джерела є добрим прикладом того, як можна використовувати різницю температур у шарах Землі. Або через якийсь вулканічний апвеллінг, або через самий температурний градієнт термальні води природним чином нагріваються і виходять на поверхню в деяких місцях. Оскільки вони зазвичай мають більш високий вміст мінералів, ніж звичайна вода, їх зазвичай призначають для розслаблення і навіть для полегшення болю і хвороб. Знаковим проектом є термальні ванни Петера Цумтора у швейцарському місті Вальс, майже святилище цих вод. Гарячі джерела є у всьому світі, але є країни,

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		10

де підземні джерела активніші. Ісландія відома наявністю багатьох гарячих джерел, розкиданих по всій країні. Наприклад, проект Guðlaug Thermal Pools від BASALT Architects інтегрується з прибережними скелями та створює природний басейн із підігрівом прямо поряд з пляжем.

Крім відпочинку, можна використовувати тепло, що міститься в гірських породах та рідинах під земною корою, для вироблення електроенергії. Геотермальна енергія була спочатку використана в Італії в 1904 році, і з того часу вона розширилася і була визнана добрим джерелом відновлюваної енергії. Для цього викопуються колодязі для доступу до гарячої пари та води, що міститься в надрах. Під час підйому на поверхню це тепло використовується для приводу турбін, що виробляють електроенергію. Геотермальна енергія використовується більш ніж у 20 країнах, таких як Індонезія, Мексика та Японія, причому Сполучені Штати є найбільшим виробником.

Незважаючи на те, що він практично чистий і виділяє мало CO₂, цей вид енергії має деякі недоліки. По-перше, це висока початкова вартість установки, а також викид діоксиду сірки та сірководню. Можуть відбуватися і невеликі землетруси, оскільки діють уздовж тектонічних плит земної кори.

Через аналогічний механізм також можливе підігрів води та її розподіл по інфраструктурних мережах. РК Arkitektar розробила комплекс геотермальних насосних станцій у столиці Ісландії Рейк'явіку. Сьогодні кожен будинок у Рейк'явіку опалюється геотермальною водою, що робить стару систему олійного опалення, яка виробляла дим, спалювала викопне паливо та забруднювала повітря у місті, застаріла.

Також можна використовувати різницю температур між поверхнею та надрами для обігріву та охолодження будівель. По суті, система складається з прокладених поруч із будинком підземних труб, заповнених водою або якоюсь іншою рідиною, та теплового насоса. Це призведе до того, що рідина буде постійно текти трубами з-під землі на поверхню, обмінюючись теплом із землею. Потім пристрій може живити систему кондиціонування повітря

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		11

будівлі через повітропроводи або використовуватися для нагрівання води. Якщо температура землі вище температури навколишнього повітря, тепловий насос передаватиме тепло від землі до будівлі. Він також може працювати у зворотному напрямку, переміщуючи тепло від навколишнього повітря будівлі до землі, охолоджуючи будівлю.

Переваги використання цих систем включають економію енергії, що призводить до економічної вигоди для власників будівель, а також зниження викидів вуглекислого газу в атмосферу. Вони також є більш надійними та довговічними в порівнянні з традиційними системами опалення та вентиляції.

Однак, геотермальні системи вентиляції вимагають великих інвестицій для встановлення та можуть бути неефективними у випадку, якщо ґрунт у зоні установки системи не має достатньої кількості тепла. Також для встановлення системи може знадобитися велика площа землі.

Крім того, геотермальні системи вентиляції можуть також включати системи теплових насосів, які використовують тепло землі, щоб генерувати тепло для опалення води. Це може використовуватися для обігріву води в басейнах, душових та інших цілей.

Ще однією перевагою систем вентиляції з використанням геотермальної енергії є те, що вони можуть використовуватися для охолодження будівель у спекотні літні місяці. У цьому випадку відбувається зворотний процес – тепло з будівлі передається у землю, охолоджуючи його. Це може значно знизити витрати на кондиціонування повітря у будівлі.

Деякі експерти також зазначають, що використання систем вентиляції з використанням геотермальної енергії може підвищити вартість будівлі, оскільки це може бути привабливим фактором для покупців чи орендарів, які цінують екологічні рішення.

Загалом системи вентиляції з використанням геотермальної енергії можуть бути гарним вибором для будівель з низьким енергоспоживанням, таких як будинки, офіси та школи. Однак, перед встановленням такої системи

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		12

необхідно провести аналіз землі та витрат, щоб визначити, наскільки вона ефективна у конкретному випадку.

Ще однією перевагою таких систем є їх безпека та екологічна чистота. Такі системи не використовують газу та не викидають в атмосферу шкідливі речовини, що робить їх безпечними для здоров'я людей та навколишнього середовища.

Нарешті, системи можуть суттєво знизити залежність від імпортованих енергоресурсів та забезпечити незалежність у енергетичній сфері. Це особливо актуально для країн, які мають обмежені запаси нафти та газу та змушені закуповувати ці ресурси на міжнародних ринках.

Загалом системи вентиляції з використанням геотермальної енергії є сучасним та екологічно чистим рішенням для опалення та охолодження будівель, а також для генерації електроенергії та промислових процесів. Вони можуть суттєво знизити витрати на енергію, підвищити надійність та безпеку систем опалення та вентиляції, а також знизити негативний вплив на навколишнє середовище.

Незважаючи на те, що геотермальні системи вентиляції мають ряд переваг перед іншими типами систем опалення та кондиціонування повітря, вони також мають деякі недоліки:

- Висока вартість установки: Геотермальні системи вентиляції можуть бути дорогими для встановлення, тому що вимагають складніших інженерних робіт, і можуть вимагати спеціального обладнання, щоб прокласти геотермальні труби в землі.
- Висока вартість обслуговування: Якщо система неправильно встановлена або необхідно провести ремонт, це може вимагати значних витрат на обслуговування. Також потрібно проводити регулярну перевірку та обслуговування системи, щоб вона продовжувала працювати ефективно.
- Обмеженість: Геотермальні системи вентиляції не завжди доступні у всіх регіонах, оскільки вони вимагають певних геологічних умов,

таких як наявність підходящої ґрунтової води або ґрунту, здатного тримати тепло.

- Тривалий час роботи: Геотермальні системи вентиляції можуть займати тривалий час для досягнення бажаної температури у приміщенні, особливо у сильні морози. Крім того, деякі системи можуть бути більш підходящими для опалення, ніж для кондиціонування повітря у літній період.

- Необхідність електрики: Хоча геотермальні системи вентиляції використовують тепло землі для забезпечення тепла, вони також потребують деякої кількості електричної енергії для роботи насосів та інших компонентів системи. Це може збільшити електричні витрати користувача.

Існує кілька видів систем вентиляції з використанням геотермального джерела, але одним з найпоширеніших і найефективніших є геотермальна система повітряного охолодження та опалення

Така система складається із землеводяних труб, які встановлюються у вертикально або горизонтально розташовані свердловини на глибині від 1,5 до 2,5 метрів або глибше, залежно від кліматичних умов та потреб приміщення.

Вода або фреон циркулюють через труби, занурені в землю, і одержують тепло від ґрунту, який завжди знаходиться на стабільній температурі, незалежно від пори року та погодних умов на поверхні. Потім теплообмінник передає тепло насосу тепла, який піднімає температуру до рівня, необхідного для опалення приміщення або нагрівання води в системі гарячого водопостачання.

Така система може бути включена до центрального вентиляційного блоку та використовуватися для забезпечення постійної циркуляції свіжого повітря в приміщенні, що знижує витрати на кондиціонування та підвищує якість повітря всередині приміщення.

Ще один тип системи вентиляції з використанням геотермального джерела – це система геотермальної вентиляції (Earth Tube Ventilation System). Вона є мережею труб, які зариваються в землю і використовуються для забезпечення постійного потоку свіжого повітря в приміщенні. Повітря

проходить через труби, що знаходяться в землі, і охолоджується або нагрівається до рівня, який необхідний для створення комфортної температури у приміщенні. Така система вимагає менше енергії, ніж традиційні системи кондиціонування повітря, що може призвести до суттєвої економії на електроенергії.

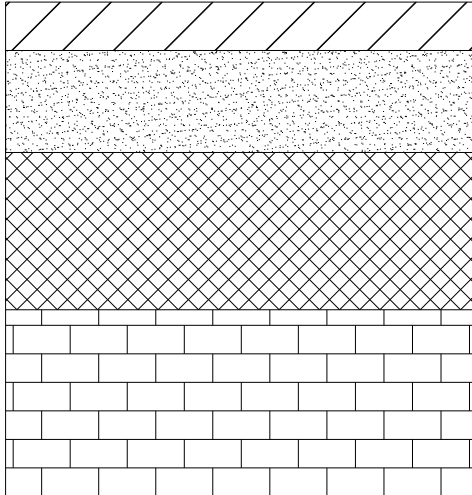
Обидві системи використовують геотермальне джерело для нагрівання або охолодження повітря і можуть бути ефективними рішеннями для зниження витрат на опалення.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		15

1. Основні вихідні данні проекту

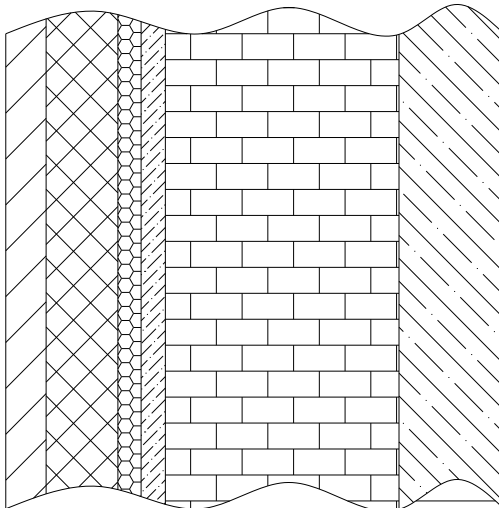
1.1. Характеристика будівельних конструкцій

Покрівля буде червоного кольору та складатися з наступних матеріалів:



- руберойдовий килим $\delta = 8$ мм;
- цементно-піщаний вирівнюючий шар $\delta = 25$ мм;
- теплоізоляція ПСБ-С $\delta = 200$ мм;
- залізобетонна плита $\delta = 160$ мм.

Зовнішні стіни будуть виконані у бежевому кольорі та складатися із наступних шарів:



- штукатурка $\delta = 20$ мм;
- теплоізоляція з пінопласту полістирольного ПСБ-С $\delta = 50$ мм;
- пароізоляція – 2 шара гідроізола на бітумній мастиці $\delta = 0,004$ мм;
- вапняно-піщаний розчин $\delta = 20$ мм;
- цегла глиняна звичайна $\delta = 380$ мм;
- цементно-піщаний розчин $\delta = 50$ мм.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18

Лист

16

1.2. Використання артезіанської води

Так як темою дипломної роботи являється розробка системи кондиціонування повітря з використанням геотермальної енергії, то було прийнято рішення використовувати артезіанську свердловину.

Вода з артезіанської свердловини може бути використана для охолодження теплообмінника в системі кондиціонування повітря. Теплообмінник є ключовим компонентом кондиціонера, який відповідає за передачу тепла між повітрям і охолоджувальним середовищем.

Вода з артезіанської свердловини може бути використана безпосередньо як охолоджувальне середовище для теплообмінника. Вона може циркулювати через теплообмінник, відбираючи тепло з повітря, що проходить через систему кондиціонування. Після проходження через теплообмінник, тепло віддається воді, і охолоджена вода повертається до артезіанської свердловини або може бути використана для інших цілей, які не вимагають надмірного охолодження.

Охолодження теплообмінника водою з артезіанської свердловини може мати кілька переваг. Вода з артезіанської свердловини зазвичай має стабільну температуру протягом року, що може забезпечувати стійку температуру охолодження системи. Крім того, використання артезіанської води може допомогти знизити витрати на енергію, пов'язані з охолодженням, оскільки вода природно прохолодна, і не потребує значних енергетичних затрат для охолодження.

Проте, перед використанням води з артезіанської свердловини для охолодження теплообмінника, необхідно врахувати ряд факторів. Зокрема, потрібно перевірити якість води, щоб переконатися, що вона відповідає стандартам і не містить забруднень, які можуть негативно впливати на ефективність системи та вимагати додаткового обслуговування. Також необхідно врахувати місцеві правила та регулювання, що стосуються використання підземних водних ресурсів.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		17

В моїй дипломній роботі охолоджена артезіанська вода надходить із свердловини у центральний кондиціонер, а точніше в поверхневий повітрянагрівач у труби, також вода поступає у камеру зрошення у якості зрошувальної середи. Після проходження апаратів вода спрямовується на охолодження ТО, що в свердловині(рис.1.1).

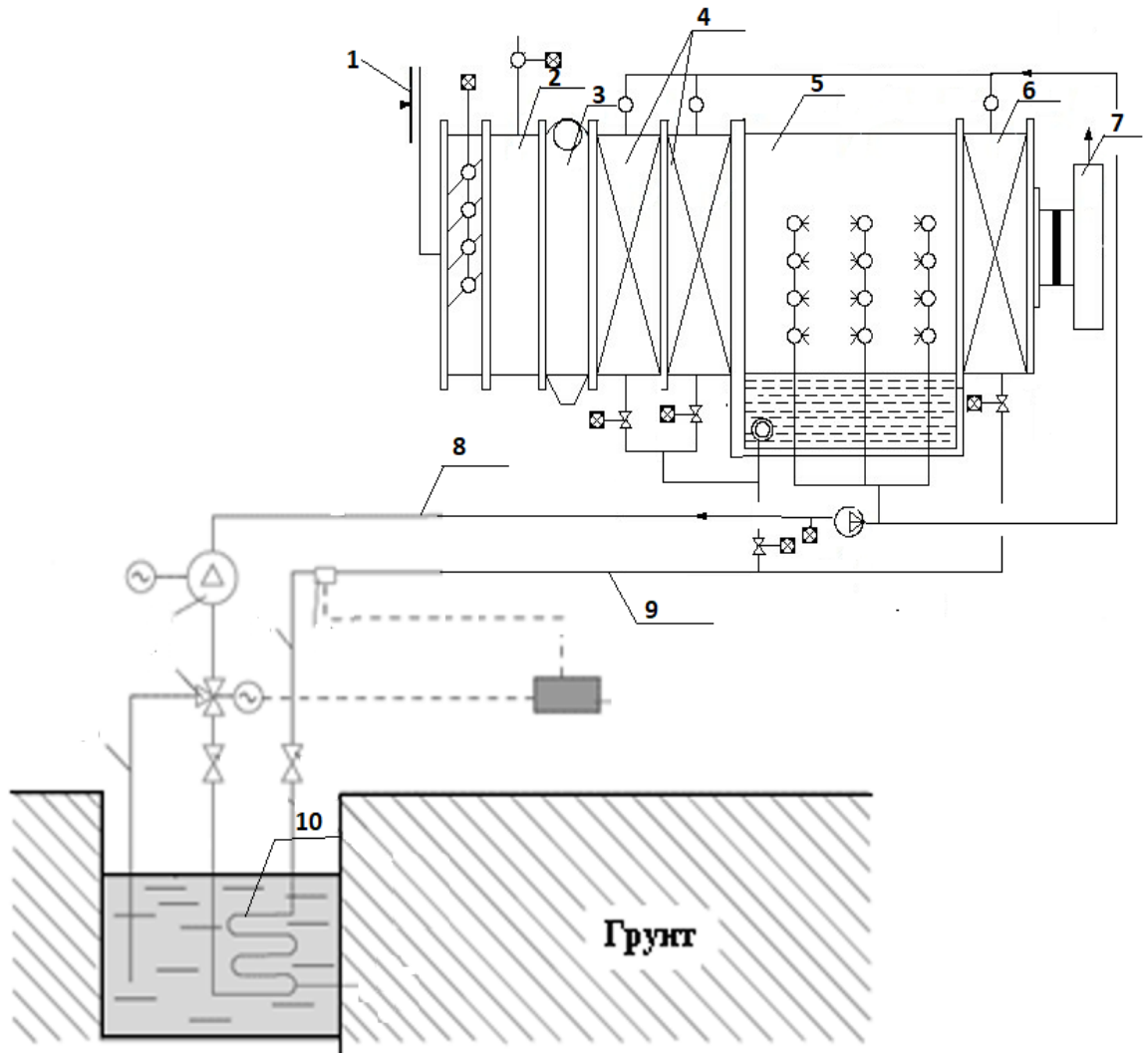


Рис.1.1. Схема подачі води з свердловини на центральний кондиціонер.
 1 – повітрязабірний пристрій, 2 – змішувальна камера, 3 – фільтр, 4 – повітрянагрівач I і II підігріву, 5 – камера зрошення, 6 – повітроохолоджувач, 7 – вентилятор, 8-9 – подаючий та зворотній трубопровід.

2. Розрахунок процесів літнього та зимового кондиціювання повітря

2.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря

Параметри внутрішнього повітря за СНіПом:

- Температура = 22°C
- Вологість = 50%

Параметри зовнішнього повітря за СНіПом з категорії Б:

- Розрахункова географічна широта = 48 град.с.ш.
- Барометричний тиск = 970 гПа
- Температура для теплого періоду року = 26,4°C, для холодного = -19°C
- Питома ентальпія для теплого періоду року = $57,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, для холодного = $-17,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- Швидкість повітря для теплого періоду року = 1 м/с, для холодного = $5,1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$
- Середньодобова амплітуда температури повітря для теплого періоду року = 10,6°C

Тип покрівлі: безчердачне покриття, залізобетонна плита, ПСБ-С, вирівнюючий шар (цементно-піщаний), руберойдовий килим.

Конструкція зовнішніх стін: штукатурка, вапняно-піщаний розчин, цегла глиняна звичайна, цементно-піщаний розчин. Вікна: металева палітурка, подвійне скління, розмір 1.8x3 м.

Структура внутрішніх стін: штукатурка, залізобетон, штукатурна.

Висота=4,2м.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		19

2.2. Визначення теплоприпливів для теплої пори року

2.2.1 Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції

Теплове навантаження приміщення складається з надходження теплоти через огороження $Q_{огр}$, з інфільтрацією $Q_{інф}$ і витрати теплоти на технологічні потреби Q_T .

$$Q = Q_{огр} + Q_{інф} + Q_{л} + Q_T + Q_{ос} \text{ кВт}, \quad (2.1)$$
$$Q = 15,9196 + 0,0917 + 40,948 + 1,5 + 6,893 = 65,3 \text{ кВт}$$

Теплота в приміщення може надходити через: зовнішні непрозорі огороження $Q_{огр}$, внутрішні огороження Q_v , світлові прорізи, за рахунок сонячної радіації Q_p , від виробничого устаткування і технологічних процесів Q_T , з інфільтраційним повітрям $Q_{інф}$, від штучного освітлення $Q_{ос}$, людей.

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаються рівнянням:

$$Q_{огор} = Q_{кр} + Q_{н.ст} + Q_{ост}, \text{ Вт}, \quad (2.2)$$
$$Q_{огор} = 4157,8 + 767,6 + 10994,2 = 15919,6 \text{ Вт} = 15,9196 \text{ кВт}$$

де

$Q_{кр}$ – кількість теплоти, що надходить крізь покрівлю, Вт;

$Q_{н.ст}$ – кількість теплоти, що надходить крізь конструкції, Вт;

Q_v – кількість теплоти, що надходить крізь внутрішні огороження, Вт;

$Q_{ост}$ – кількість теплоти, що надходить крізь засклені поверхні (вікна),

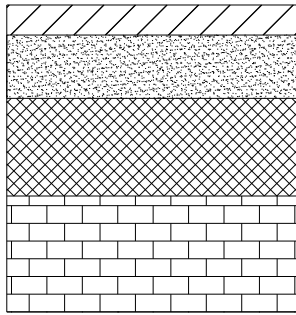
Вт.

Теплоприпливи через покрівлю

На підставі експериментальних даних можна приймати:

$$\alpha_3 = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad \alpha_{вн} = 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		20



1. руберойдовий килим $\delta=8$ мм, $\lambda=0,16$ Вт/(м·К).

2. вирівнюючий шар (цементно-піщаний) $\delta=25$ мм, $\lambda=0,93$ Вт/(м·К);

3.ПСБ-С $\delta=200$ мм, $\lambda=0,05$ Вт/(м·К);

4.залізобетонна плита $\delta=160$ мм, $\lambda=2,04$ Вт/(м·К);

Теплопритоки через покрівлю визначають за формулою:

$$Q_{кр} = k_1 \cdot k_{кр} \cdot F_{кр} \cdot \theta_{кр}, \text{ Вт}, \quad (2.3)$$

$$Q_{кр} = 1,5 * 0,232 * 919,05 * 13 = 4157,8 \text{ Вт}$$

k_1 – коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості покрівлі, приймається: для двосхилої покрівлі (без вентиляції горища – 1, з гарною вентиляцією горища – 0,75), для плоскої покрівлі (білого кольору – 1, інших кольорів – 1,5);

$k_{кр}$ – коефіцієнт теплопровідності покрівлі, [Вт/(м²·К)];

$F_{кр}$ – площа горизонтальної проекції покрівлі, [м²];

$\theta_{кр}$ – умовний температурний напір між зовнішнім повітрям і повітрям у приміщенні. $\theta_{кр} = f(t_3, t_3 - t_в, \Delta t_c, m.ogr.)$; є складною функцією і визначається за таблицями в залежності від основних величин таблиця 2.1.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Умовний температурний напір $\theta_{кр} (^{\circ}\text{C})$

Розрахункова температура зовнішнього повітря $t_3, ^{\circ}\text{C}$	Температурний напір $t_3 - t_b, ^{\circ}\text{C}$	Значення $\theta_{кр} (^{\circ}\text{C})$				
		Легка покрівля (до 50 кг/м ²)	Важка покрівля (понад 250 кг/м ²) при $\Delta t_c, ^{\circ}\text{C}$			
			8	10	12	14
30	8	34	13,5	12,5	11,5	10,5
35	11	37	20,0	18,5	17,0	15,5
40	15	41	26,0	24,5	23,2	22,0

Коефіцієнт теплопровідності крівлі визначається за формулою:

$$k_d = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_3} \right)^{-1}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (2.4)$$

$$k_{кр} = \left(\frac{1}{9} + \frac{0,008}{0,17} + \frac{0,025}{0,93} + \frac{0,2}{0,05} + \frac{0,16}{2,04} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,232 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Теплоприпливи через зовнішні стіни

Кількість теплоти, що поступає крізь несучі стіни розраховується для стін будівель, що знаходяться північних широтах

$$Q_{з.с} = k_{ст} \cdot a \cdot (F_c + 0,5 \cdot F_3) \cdot \theta_{ст}, \text{ Вт}, \quad (2.5)$$

$$Q_{з.с} = 0,5 * 0,7 * (577,7 + 0,5 * 63) * 3,6 = 767,6 \text{ Вт}$$

де

$k_{ст}$ - коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни, [Вт/(м²·К)];

$a = 0,7 \dots 0,9$ —коефіцієнт, що враховує затінення верхнього поверху стіни виступаючою покрівлею;

F_c – площа зовнішніх стін, освітлюваних сонцем, крім північної, [м²];

F_3 – площа затінених стін, включаючи північну, [м²];

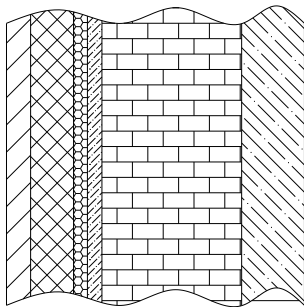
$\theta_{ст}$ – умовний температурний напір через стіну між зовнішнім повітрям і повітрям у приміщенні. $\Theta_{ст} = f(t_n, t_n - t_v, \Delta t_c, m.огр., колір.стін.)$, визначається по таблиці 2.2.

Коефіцієнт теплопровідності зовнішніх стін визначається за формулою 2.4 :

$$k_{з.ст} = \left(\frac{1}{9} + \frac{0,02}{0,07} + \frac{0,05}{0,05} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,38}{0,81} + \frac{0,05}{0,9} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

На підставі експериментальних даних можна приймати:

$$\alpha_3 = 23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad \alpha_{вн} = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$



1. Штукатурка $\delta = 20 \text{ мм}; \lambda = 0,7 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$
2. Теплоізоляція з пінопласту полістирольного ПСБ-С $\delta = 50 \text{ мм}; \lambda = 0,05 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$
3. Пароізоляція – 2 шара гідроізолу на бітумній мастиці $\delta = 0,004 \text{ мм}; \lambda = 0,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$
4. Вапняно-піщаний розчин $\delta = 20 \text{ мм}; \lambda = 0,7 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$
5. Цегла глиняна звичайна $\delta = 380 \text{ мм}; \lambda = 0,81 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$
6. Цементно-піщаний розчин $\delta = 50 \text{ мм}; \lambda = 0,9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$

Таблиця 2.2.

Умовний температурний напір $\theta_{ст}$ ($^{\circ}\text{C}$).

Розрахункова температура зовнішнього повітря $t_3, ^{\circ}\text{C}$	Температурний напір $t_3 - t_в, ^{\circ}\text{C}$	Колір стін	Легкі огороження (до 50 кг/м ²)	Важкі огороження (до 250 кг/м ²) при $\Delta t_c, ^{\circ}\text{C}$			
				8	10	12	14
30	8	Світла	11,0	4,3	2,9	1,8	0,5
		Темна	13,5	7,5	5,5	4,5	3,4
35	11	Світла	16,5	9,7	8,5	7,4	6,2
		Темна	19,0	12,4	11,0	10,0	8,9
40	15	Світла	22,0	15,5	14,2	13,1	12,0
		Темна	25,0	18,5	17,0	15,7	14,6

Теплоприпливи через засклені поверхні за рахунок сонячної радіації і теплоізоляції

Теплоприпливи від сонячної радіації розраховують при температурі зовнішнього повітря більше 10 $^{\circ}\text{C}$.

Теплоприпливи залежать від географічної широти, орієнтації будинку, часу року, розрахункової години. Теплоприпливи від сонячної радіації через засклені поверхні розраховують за формулою:

$$Q_{ср} = F \cdot [q_{с} \cdot k_{п} \cdot k_{заб} \cdot k_{зат} + k_o \cdot (t_3 - t_в)], \text{ Вт}, \quad (2.6)$$

$$Q_{ср,з} = 81 \cdot [236 \cdot 0,72 \cdot 0,75 \cdot 0,6 + 1,2 \cdot 9] = 7068,4 \text{ Вт}$$

$$Q_{ср,пд} = 8,3 \cdot [280 \cdot 0,72 \cdot 0,75 \cdot 0,6 + 1,2 \cdot 9] = 842,6 \text{ Вт}$$

$$Q_{ср,с} = 59,4 \cdot [140 \cdot 0,72 \cdot 0,75 \cdot 0,6 + 1,2 \cdot 9] = 3083,2 \text{ Вт}$$

$$Q_{ср} = Q_{ср,з} + Q_{ср,пд} + Q_{ср,с} \quad (2.7)$$

$$Q_{ср} = 7068,4 + 842,6 + 3083,2 = 10994,2 \text{ Вт}$$

де

q_c – питомий тепловий потік внаслідок сонячної радіації (прямої та розсіяної) через чисте одинарне скло, [Вт/м²], визначається по таблиці 2.3.

F – площа заклоєної поверхні, що піддається прямій радіації, [м²];

$k_{п}$, $k_{заб}$, $k_{зат}$ – коефіцієнти, що враховують, відповідно, вплив плетінь і конструкцій заклоєної поверхні, можливість забруднення,

$$k_{заб} = 0.75$$

Нижче приведені величини коефіцієнтів $k_{п}$ і $k_{зат}$ для різних типів вікон і пристроїв, що їх затіняють.

Вікна без плетінь	$k_{п}$
вітринні одинарні	1,0
» подвійні	0,9
Вікна з металевим плетінням	
одинарні	0,8
подвійні	0,72
Вікна з дерев'яним плетінням	
одинарні	0,65
подвійні	0,6
	$k_{зат}$
Венеціанські жалюзі піднімальні	0,55÷0,65
Світлі штори з тканини	0,5÷0,65
Рольні непрозорі штори	
темні	0,6
світлі	0,25
Парусинові стрічки піднімальні	0,5

Таблиця 2.3.

Питомі теплоприпливи від прямої та розсіяної радіації через чисте
одинарне скло q_c (Вт/м²)

Орієнтація за сторонах світу	Георафічна шир	Винос даху, м														
		0			0,3			0,5			0,9			1,2		
		Розрахункова зовнішня температура t_3 , °С														
		30	35	40	30	35	40	30	35	40	30	35	40	30	35	40
Південний захід і південний схід	55	335	---	---	26	---	---	---	---	---	217	---	---	20	---	---
	50	310	43	---	25	40	---	27	41	---	200	31	---	17	28	---
	45	290	40	510	25	38	50	23	38	47	183	29	40	15	26	384
	40	265	38	490	24	36	47	20	33	40	167	28	39	13	24	360
	35	---	35	465	---	33	45	---	28	37	---	25	37	---	22	340
	30	---	---	436	---	---	42	---	---	33	---	---	36	---	---	330
Південь	55	340	---	---	31	---	---	---	---	---	40	---	---	40	---	---
	50	290	40	---	26	39	---	27	38	---	40	15	---	40	15	---
			5		6	0		3	4			0			0	
	45	250	36	470	21	34	45	20	31	42	40	15	26	40	15	265
	40	208	31	430	17	29	40	13	25	36	40	15	26	40	15	265
	35	---	27	390	---	23	34	---	19	31	---	15	26	---	15	265
	30	---	---	340	---	---	31	---	---	26	---	---	26	---	---	265
Захід і	30-	236	35	465	23	35	46	21	32	44	190	30	41	15	27	382
	30-	140	25	363	12	23	35	10	22	34	93	21	33	81	20	320
Північ	30-	40	15	26	40	15	26	40	15	26	40	15	26	40	15	264

Надходження теплоти за рахунок інфільтрації

Кількість теплоти, що надходить у приміщення з інфільтраційним повітрям через нещільності в огороженнях, визначають за рівнянням:

$$Q_{\text{інф}} = G_{\text{інф}} \cdot (h_3 - h_v), \text{ кВт}, \quad (2.8)$$

де $G_{\text{інф}}$ - масова витрата повітря, що надходить в приміщення через нещільності в огороженнях (вікна і двері), кг/с;

h_3 і h_B - ентальпія зовнішнього повітря і повітря в приміщенні, відповідно, кДж/кг.

$$G_{\text{інф}} = G_{\text{ок}} + G_{\text{дв}}, \text{ кг/с}, \quad (2.9)$$

За умов герметичності віконних прорізів

$$G_{\text{дв}} = n \cdot g_{\text{інф}}, \text{ кг/с}, \quad (2.10)$$

де n – кількість людей, що проходять через двері в одиницю часу;

$g_{\text{інф}}$ – кількість повітря, що проникає в приміщення через двері з одною минаючою людиною, [кг/чїл], приймається для :

стулчастих дверей $g_{\text{інф}} = 3 \dots 5$ кг/чїл;

для обертових дверей $g_{\text{інф}} = 0,5 \dots 1$ кг/чїл.

Розрахункова формула

$$Q_{\text{інф}} = G_{\text{інф}} \cdot (h_3 - h_B) = (G_{\text{ок}} + G_{\text{дв}}) \cdot (h_3 - h_B) = \left((n \cdot q_{\text{дв}}) + (c \cdot F_{\text{ок}} \cdot W_B) \right) \cdot (h_3 - h_B) \quad (2.11)$$

$$Q_{\text{інф}} = \left((0,002 \cdot 3) + (0,1 \cdot 356 \cdot 0,1) \right) \cdot (62 - 44,7) = 61,69 \text{ Вт} \\ = 0,0617 \text{ кВт}$$

де

$G_{\text{ок}}$ – масова витрата інфільтраційного повітря, кг/с

$G_{\text{дв}}$ – масова витрата інфільтраційного повітря, кг/с

n – кількість людей, які проходять в одну секунду

$q_{\text{дв}}$ – кількість повітря, який проникає у приміщення крізь двері з однією людиною, кг/чл, довідкова величина.

c – коефіцієнт, який враховує структуру вікон, довідкова величина.

$F_{\text{ок}}$ – площа вікон, м²

2.2.2. Тепловиділення від інших джерел

Розрахунок теплоприпливів від людей

У розрахунку теплоприпливів від людей необхідно враховувати явні $Q_{л}^я$, скриті $Q_{л}^{ск}$ та повні $Q_{л}^п$ тепло припливи при роботі легкої важкості:

$$Q_{л}^я = n * q_{я}, \text{ Вт} \quad (2.12)$$

$$Q_{л}^я = 353 * 87 = 30711 \text{ Вт}$$

$$Q_{л}^{ск} = n * q_{ск}, \text{ Вт} \quad (2.13)$$

$$Q_{л}^{ск} = 353 * 29 = 10237 \text{ Вт}$$

$$Q_{л}^п = Q_{л}^я + Q_{л}^{ск}, \text{ Вт} \quad (2.14)$$

$$Q_{л}^п = 30711 + 10237 = 40948 \text{ Вт}$$

де $q_{я}$, $q_{п}$, $q_{ск}$ – питомі кількості теплоти, відповідно, явної, повної, скритої, що виділяються однієї людиною, Вт,

n – кількість людей.

Загальний теплоприплив від людей:

$$Q_{л} = Q_{л}^п \quad (2.15)$$

$$Q_{л} = 40,948 \text{ кВт}$$

Розрахунок теплоприпливів від устаткування

Кількість теплоти, яка виділяється механічним устаткуванням, визначається за формулою:

$$Q_{об} = k_{од} * k_{загр} * \xi \sum_{i=1}^n N_{у}, \text{ кВт} \quad (2.16)$$

$$Q_{об} = 0,5 * 0,2 * 1 * 30 * 0,5 = 1,5 \text{ кВт}$$

де $k_{од}$ – коефіцієнт одночасності,;

$k_{загр}$ – коефіцієнт завантаження, що характеризує відношення дійсної потужності до номінальної або встановленої;

$N_{у}$ – настановна (номінальна) потужність, [кВт];

ξ – витрачена частина потужності і теплоти.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		28

Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення

Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення визначають за формулою:

$$Q_{\text{осв}} = \beta_{\text{осв}} \cdot \Phi_{\text{осв}} \cdot F_{\text{п}}, \text{ кВт}, \quad (2.17)$$

$$Q_{\text{осв}} = 0,5 * 15 * 919,1 = 6893,3 \text{ Вт} = 6,893 \text{ кВт}$$

де $F_{\text{п}}$ – площа підлоги приміщення, [м²];

$\Phi_{\text{осв}}$ – питома теплота від освітлення, $\Phi_{\text{осв}} = 12 \dots 20 \text{ Вт/м}^2$;

β – коефіцієнт, що враховує частку теплоти, яка передається у вищерозташоване приміщення, приймають:

- 1) для люстр $\beta = 1$;
- 2) для світильників, розташованих на стелі, $\beta = 0,4 \dots 0,6$.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		29

2.2.3. Розрахунок вологовиділень

Вологовиділення від людей

Вологовиділення від людей визначають за формулою:

$$W_{л} = n * w_{л} \quad (2.18)$$

$$W_{л} = 353 * 0,03 * 10^{-3} = 0,011 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де $w_{л}$ – питомі вологовиділення, що залежать від температури приміщення, [кг/с];

Кількість води, яка надходить у приміщення за рахунок інфільтрації.

Розрахункова формула:

$$W_{инф} = G_{инф} * (d_{з} - d_{в}), \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}}\right) \quad (2.19)$$

$$W_{инф} = 3,57 * (12 * 10^{-3} - 8,8 * 10^{-3}) = 0,0114 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$G_{инф}$ – масова витрата повітря, яке надходить у приміщення крізь щілини [кг/с]

$d_{н}$ – вологозміст зовнішнього повітря, [кг/кг с.в]

$d_{в}$ – вологозміст внутрішнього повітря, [кг/кг с.в]

Сумарне вологовиділення

$$W = W_{л} + W_{инф}, \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}}\right) \quad (2.20)$$

$$W = 0,011 + 0,0114 = 0,0224 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		30

Визначення витрат повітря в системах кондиціонування та їх продуктивність

Для визначення витрати повітря в системі кондиціонування розраховуємо тепловологісну характеристику та будуємо i-d діаграму процесів кондиціонування повітря для теплого періоду року.

Тепловологісна характеристика визначається за наступною формулою:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{заг}}}{W_{\text{заг}}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.21)$$
$$\varepsilon = \frac{65,3}{0,0224} = 2915 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Загальна витрата повітря розраховується за наступною формулою:

$$G_{\text{заг}} = \frac{Q_{\text{заг}}}{(h_{\text{в}} - h_{\text{п}})}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (2.22)$$
$$G_{\text{заг}} = \frac{65,3}{(43 - 36)} = 9 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де

$h_{\text{в}}$ – ентальпія внутрішнього повітря;

$h_{\text{п}}$ – ентальпія приточного повітря.

Витрата зовнішнього повітря розраховується за наступною формулою:

$$G_{\text{зов.п}} = n * 0.007, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (2.23)$$
$$G_{\text{зов.п}} = 353 * 0.007 = 2,5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де

n – загальна кількість людей.

Витрата рециркуляційного повітря розраховується за наступною формулою:

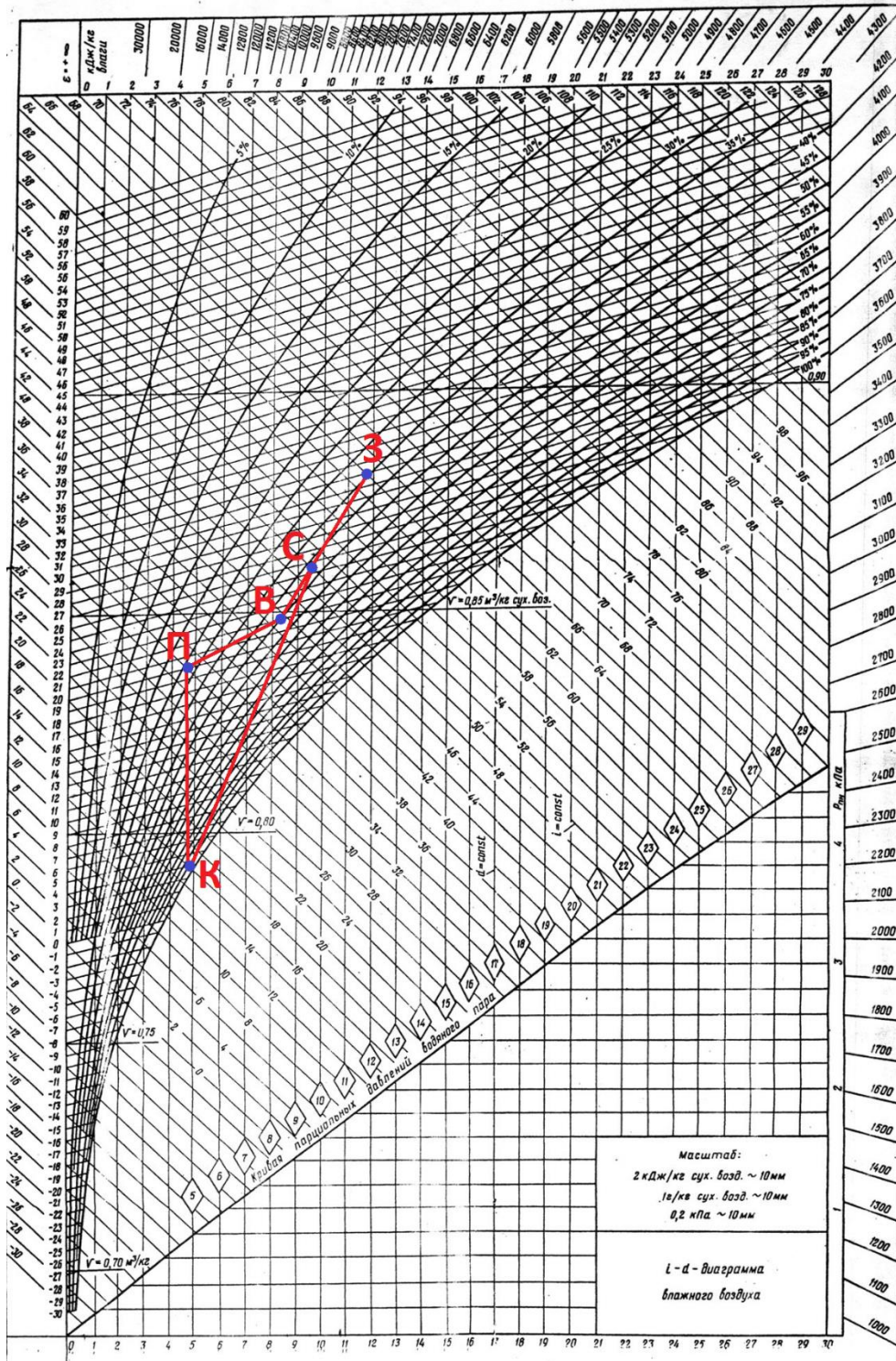
$$G_{\text{р}} = G_{\text{заг}} - G_{\text{зов.п}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (2.24)$$
$$G_{\text{р}} = 9 - 2,5 = 6,5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		31

Знаходимо ентальпію точки суміші (т. С)

$$h_c = \frac{h_B \cdot G_p + h_3 \cdot G_{30B}}{G_p + G_{30B}} \quad (2.25)$$

$$h_c = \frac{43 \cdot 6,5 + 62 \cdot 2,5}{6,5 + 2,5} = 49,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$



Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата
------	------	-------------	---------	------

За максимальним значенням витрати припливного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера за формулою:

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 * G_{\text{заг}}}{\rho_{\text{в}}}, \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad (2.26)$$

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 * 9}{1,2} = 27000 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Продуктивність систем кондиціонування повітря обумовлюється необхідною кількістю повітря, яка подається в приміщення для асиміляції шкідливостей і забезпечення заданих параметрів повітря в робочій зоні:

$$G = k * \sum G_{\text{max}} \quad (2.27)$$

$$G = 1,03 * 27000 = 27810 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

де G – продуктивність системи кондиціонування повітря, [кг/с];

$\sum G_{\text{max}}$ – кількість припливного повітря в окреме приміщення, [кг/с];

$k = 1,03$ - коефіцієнт запасу;

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		33

2.3. Визначення теплоприпливів для холодної пори року

Враховуємо, що для холодного періоду року $G_{\text{заг}}^T = G_{\text{заг}}^X$.

Для холодного періоду року перераховуємо тільки теплоприпливи через зовнішні масивні огороження.

Розрахункові параметри мікроклімату в холодний період року для м. Трускавець:

$$t_{\text{зовн}} = -20^{\circ}\text{C}, h_{\text{зовн}} = -18,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

2.3.1 Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції

Тепловтрати через зовнішні огороження(стіни)

$$Q_{\text{ст}} = k_{\text{ст}} * F_{\text{ст}} * \Delta t, \text{Вт} \quad (2.28)$$

де $k_{\text{ст}}$ – коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни, приймається з теплового періоду $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$F_{\text{ст}}$ – площа зовнішніх стін, м^2 ;

Δt – різниця між температурою повітря в приміщенні та зовнішньою температурою.

$$Q_{\text{ст}} = 0,5 * 640,7 * (-42) = -13454,7 \text{ Вт}$$

Теплоприпливи через покрівлю

$$Q_{\text{кр}} = k_{\text{кр}} * F_{\text{кр}} * \Delta t, \text{Вт} \quad (2.29)$$

$$Q_{\text{кр}} = 0,232 * 919,05 * (-42) = -8955,2 \text{ Вт}$$

де $k_{\text{покр.}}$ – коефіцієнт теплопередачі покрівлі, приймається з теплового періоду $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$F_{\text{кр}}$ – площа проекції покрівлі, м^2 ;

Δt – різниця між температурою повітря в приміщенні та зовнішньою температурою.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		34

Тепловтрати через засклені поверхні

$$Q_{\text{заск}} = k_{\text{заск}} * F_{\text{заск}} * \Delta t \quad (2.30)$$

$$Q_{\text{заск}} = 1,2 * 148,7 * (-42) = -7494,5 \text{ Вт}$$

Тепловтрати через інфільтрацію

$$Q_{\text{інф}} = G_{\text{інф}} \cdot (h_3 - h_B) = (G_{\text{ок}} + G_{\text{дв}}) * (h_3 - h_B) = \left((n * q_{\text{дв}}) + (c * F_{\text{ок}} * W_B) \right) * (h_3 - h_B) \quad (2.31)$$

$$Q_{\text{інф}} = \left((0,002 * 3) + (0,1 * 356 * 0,1) \right) * (-18,6 - 44,7) = -225,7 \text{ Вт}$$
$$= -0,2257 \text{ кВт}$$

де

$G_{\text{ок}}$ – масова витрата інфільтраційного повітря, кг/с

$G_{\text{дв}}$ – масова витрата інфільтраційного повітря, кг/с

n – кількість людей, які проходять в одну секунду

$q_{\text{дв}}$ – кількість повітря, який проникає у приміщення крізь двері з однією людиною, кг/чл, довідкова величина.

c – коефіцієнт, який враховує структуру вікон, довідкова величина.

$F_{\text{ок}}$ – площа вікон, м²

Тепловтрати через зовнішні масивні огороження

$$Q_{\text{огор}} = Q_{\text{кр}} + Q_{\text{н.ст}} + Q_{\text{ост}}, \text{ Вт} \quad (2.32)$$

$$Q_{\text{огор}} = (-8955,2) + (-13454,7) + (-7494,5) = -29904,4 \text{ Вт}$$
$$= -29,9044 \text{ кВт}$$

Загальні тепло- і вологовиділення в приміщенні в холодний період року

Враховуючи, що в холодний період року приміщення опалюються, компенсація теплоприпливів через зовнішні масивні огороження за рахунок опалення складає 40-50 %.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		35

$$Q = ((0,4 \div 0,5) * Q_{огр}) + Q_{инф} + Q_T + Q_{ос} + Q_L \quad (2.33)$$

$$Q = ((0,4 \div 0,5) * (-29,9044)) + (-0,2257) + 40,948 + 1,5 + 6,893 \\ = 34,163 \text{ кВт}$$

Вологовиділення в приміщенні для холодного періоду року залишаються такими ж, як і для теплого періоду року, крім волого виділення від інфільтрації

Волого виділення від інфільтрації

Розрахункова формула:

$$W_{инф} = G_{инф} * (d_z - d_v), \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}}\right) \quad (2.34)$$

$$W_{инф} = 3,57 * (0,6 * 10^{-3} - 8,8 * 10^{-3}) = -0,029 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$G_{инф}$ – масова витрата повітря, яке надходить у приміщення крізь щілини [кг/с]

d_n – вологозміст зовнішнього повітря, [кг/кг с.в]

d_e – вологозміст внутрішнього повітря, [кг/кг с.в]

Визначаємо тепловологісну характеристику процесу для холодного періоду року

$$\varepsilon = \frac{Q_{заг}}{W_{заг}}, \frac{\text{кВт}}{\text{кг}} \quad (2.35)$$

$$\varepsilon = \frac{34,164}{-0,018} = -1898 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Визначаємо ентальпію приточного повітря (т.П)

$$h_{п} = h_{в} - \frac{Q_{заг}}{G_{заг}} \quad (2.36)$$

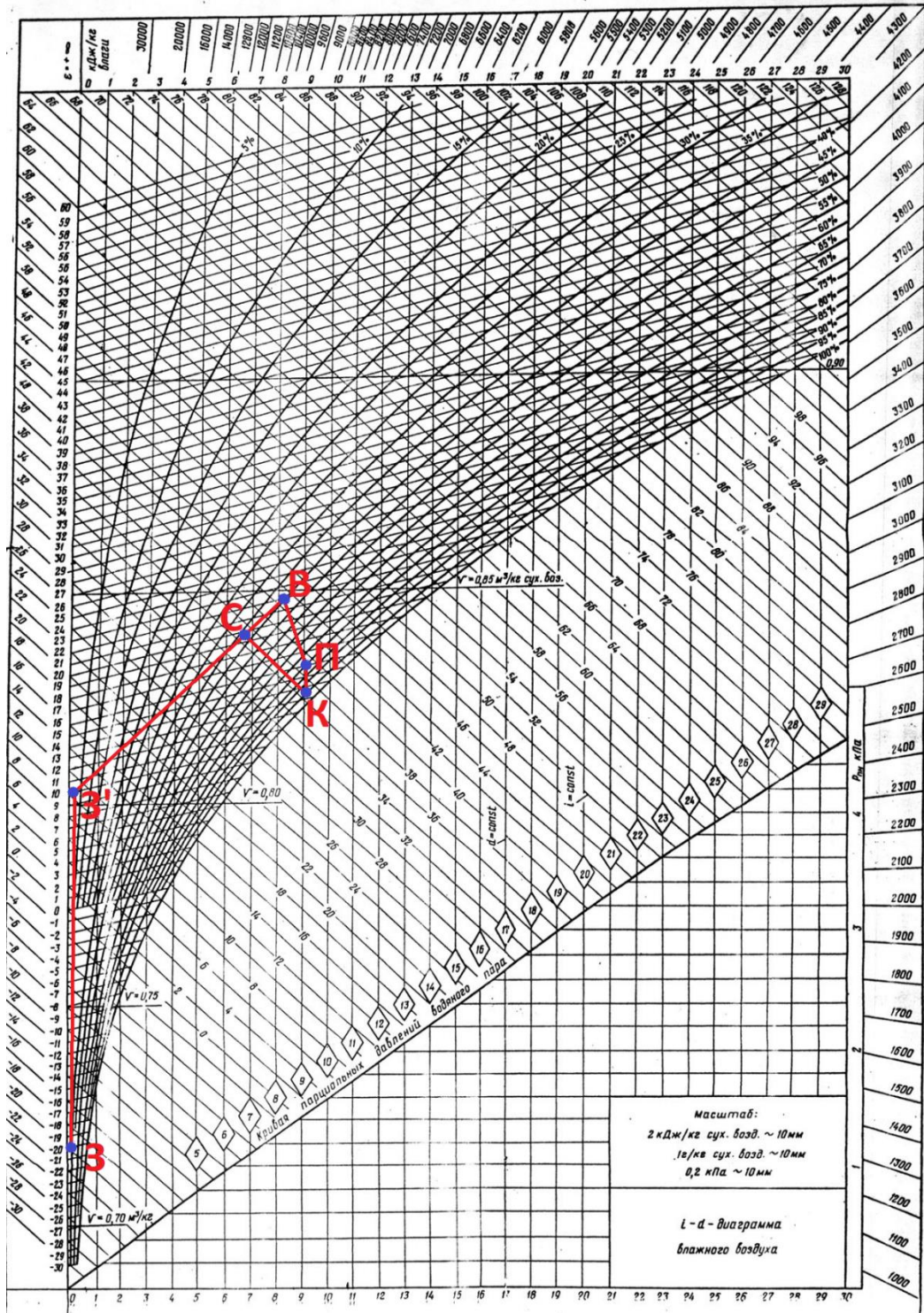
$$h_{п} = 43 - \frac{34,164}{9} = 39,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо ентальпію точки суміші (т. С)

$$h_c = \frac{h_{в} * G_{п} + h_{зг} * G_{зоб}}{G_{п} + G_{зоб}} \quad (2.37)$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		36

$$h_c = \frac{43 * 6,5 + 11 * 2,5}{6,5 + 2,5} = 34,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$



Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата
------	------	-------------	---------	------

КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18

Лист

37

3. Аеродинамічний розрахунок

3.1 Розрахунок трубопроводу подачі повітря

З минулого розділу ми знаємо, що сумарна витрата повітря дорівнює $L_{\text{сум}}=28000 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$, а так як потік розділяється на два трубопроводи(А і Б), то витрата повітря в кожному трубопроводі дорівнює $L_{\text{т}}=14000 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

Дізнаємось площу трубопроводу до розділення:

$$F_1 = \frac{L_{\text{сум}}}{v \cdot 3600} \quad (3.1)$$
$$F_1 = \frac{28000}{5 \cdot 3600} = 1,6 \text{ м}^2$$

де

$L_{\text{сум}}$ – витрата повітря до розділення;

v – швидкість повітря.

Знаючи площу трубопроводу підбираємо сторону a та вираховуємо сторону b :

$$a=1 \text{ м}^2; b = \frac{F_1}{a} = \frac{1,6}{1} = 1,6 \text{ м}^2$$

Проводимо розрахунок витрати повітря через одну решітку трубопроводу А:

$$L_1 = \frac{L_{\text{т}}}{n} \quad (3.2)$$
$$L_1 = \frac{14000}{14} = 1000 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

де

$L_{\text{т}}$ – сумарна витрата повітря в одному трубопроводі;

n – кількість решіток.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		38

Проводимо розрахунок площ трубопроводу А на кожній ділянці за наступною формулою та заносимо дані в таблицю 3.1:

$$F_2 = \frac{L_T - (L_1 * n)}{v * 3600} \quad (3.3)$$

де

L_T – витрата повітря в одному трубопроводі, $L_T = 14000 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$;

v – швидкість повітря. $v = 5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$;

L_1 – витрата повітря через одну решітку;

n – кількість решіток, які були пройдені на шляху

Таблиця 3.1

Розрахунок площ та сторін трубопроводу А на різних ділянках, починаючи з другої ділянки:

№ ділянки	Площа	Сторона а	Сторона b
2	0,8	0,9	0,9
3	0,72	0,9	0,8
4	0,61	0,8	0,8
5	0,44	0,8	0,6
6	0,39	0,6	0,7
7	0,33	0,7	0,5
8	0,28	0,5	0,6
9	0,11	0,5	0,2
10	0,1	0,2	0,5

Знаходимо площу однієї решітки трубопроводу А :

$$F_{\text{реш}} = \frac{L_1}{v * 3600} \quad (3.4)$$

$$F_{\text{реш}} = \frac{1000}{1 * 3600} = 0,28 \text{ м}^2$$

де

L_1 – витрата повітря через одну решітку, $L_1 = 1000 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$

v – швидкість повітря. Якщо рекомендація швидкості в трубопроводі = $5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, то на виході з решітки швидкість = $1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

За площею знаходимо сторони решітки

$$a=0,5 \text{ м}^2; b = \frac{F_1}{a} = \frac{0,28}{0,5} = 0,56 \text{ м}^2$$

Проводимо такі ж розрахунки для трубопроводу Б, починаючи з формули 3.2:

Проводимо розрахунок витрати повітря через одну решітку трубопроводу Б:

$$L_1 = \frac{14000}{18} = 778 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Проводимо розрахунок площ трубопроводу Б на кожній ділянці та заносимо дані в таблицю 3.2:

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		40

Таблиця 3.2

Розрахунок площ та сторін трубопроводу Б на різних ділянках, починаючи з другої ділянки:

№ ділянки	Площа	Сторона а	Сторона b
2	0,77	0,9	0,9
3	0,69	0,9	0,8
4	0,61	0,8	0,8
5	0,56	0,8	0,7
6	0,48	0,7	0,7
7	0,43	0,7	0,6
8	0,39	0,6	0,7
9	0,35	0,7	0,5
10	0,3	0,5	0,6
11	0,26	0,6	0,4
12	0,17	0,4	0,4
13	0,09	0,4	0,2
14	0,04	0,2	0,2

Знаходимо площу однієї решітки трубопроводу А :

$$F_{\text{реш}} = \frac{778}{1 \cdot 3600} = 0,22 \text{ м}^2$$

За площею знаходимо сторони решітки

$$a=0,5 \text{ м}^2; b = \frac{F_1}{a} = \frac{0,22}{0,5} = 0,44 \text{ м}^2$$

3.2 Розрахунок трубопроводу витяжки повітря

Площа трубопроводу витяжки така ж, як і площа трубопроводу подачі до розділення.

Знаходимо витрату повітря на одну решітку

$$L_{\text{реш.вит}} = \frac{L_{\text{сум}}}{n} \quad (3.5)$$

$$L_{\text{реш.вит}} = \frac{28000}{21} = 1333 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Проводимо розрахунок площ трубопроводу витяжки на кожній ділянці за наступною формулою та заносимо дані в таблицю 3.3:

$$F_2 = \frac{L_{\text{реш.вит}} * n}{v * 3600} \quad (3.6)$$

де

v – швидкість повітря. $v = 5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$;

$L_{\text{реш.вит}}$ – витрата повітря через одну решітку;

n – кількість решіток, які були пройдені на шляху

Таблиця 3.3

Розрахунок площ та сторін трубопроводу витяжки на різних ділянках:

№ ділянки	Площа	Сторона а	Сторона б
1	0,15	0,5	0,3
2	0,3	0,5	0,6
3	0,44	0,6	0,7
4	0,59	0,7	0,8
5	0,74	0,8	0,9
6	0,89	0,9	1
7	1,03	1	1,1
8	1,2	1,1	1,1
9	1,3	1,1	1,2
10	1,5	1,2	1,3
11	1,55	1,3	1,2

Знаходимо площу однієї решітки трубопроводу витяжки :

$$F_{\text{реш}} = \frac{1333}{1 \cdot 3600} = 0,37 \text{ м}^2$$

За площею знаходимо сторони решітки

$$a=0,6 \text{ м}^2; b = \frac{F_1}{a} = \frac{0,22}{0,5} = 0,62 \text{ м}^2$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		43

4. Вибір і розрахунок припливної установки

4.1. Розрахунок апаратів для теплого періоду року

В теплий період року буде використовуватись два апарати: поверхневий повітроохолоджувач та повітронагрівач II підігріву.

Розрахунок повітроохолоджувача

Теплове навантаження Q знаходиться з рівняння теплового балансу для одного з теплоносіїв:

$$Q_{\text{по}} = G_{\text{заг}} * (h_c - h_k), \text{кВт} \quad (4.1)$$

$$Q_{\text{по}} = 9 * (50 - 16) = 306 \text{ кВт}$$

Кількість вологи:

$$W_{\text{по}} = G_{\text{заг}} * (d_c - d_k) \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (4.2)$$

$$W_{\text{по}} = 9 * (9,5 - 5) = 40,5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Середня температура теплоносія:

$$\Delta t = 0,5(t_n + t_k) \quad (4.3)$$

$$\Delta t = 0,5(4 + 8) = 6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Коефіцієнт теплопередачі, визначається з рівняння адитивності термічних опорів теплопередачі через стінку:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_1 + r_2 + \frac{1}{\alpha_2} \quad (4.4)$$

На цій стадії розрахунку точне визначення коефіцієнта теплопередачі неможливо, так як коефіцієнти теплопередачі α_1 і α_2 залежать від параметрів конструкції апарату, що розраховується.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		44

Орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі приймається.
 Рекомендується приймати $K = 800 \dots 1700 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. Прийmemo $1600 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Необхідна поверхня теплопередачі

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} \quad (4.5)$$

$$F = \frac{306000}{1600 \cdot 6} = 31,8 \text{ м}^2$$

Розрахунок повітрянагрівача

В теплу пору року використовується лише повітрянагрівач II підігріву.

Теплове навантаження повітрянагрівача :

$$Q_{\text{по}} = G_{\text{заг}} \cdot (h_{\text{п}} - h_{\text{к}}), \text{кВт} \quad (4.6)$$

$$Q_{\text{по}} = 9 \cdot (32 - 16) = 144 \text{ кВт}$$

Задаємося значенням масової швидкості повітря v_{ρ} у живому перерізі повітрянагрівача й знаходимо приблизну площу живого перерізу повітрянагрівача:

$$f = \frac{m_{\text{в}}}{v_{\rho}}, \text{м}^2 \quad (4.7)$$

$$f = \frac{9}{10 \cdot 1,2} = 0,75 \text{ м}^2$$

де $m_{\text{в}}$ - кількість повітря, що нагрівається, кг/год .

Визначають кількість теплоносія, що проходить через кожний повітрянагрівач:

$$W = \frac{Q}{c_{\text{w}} \cdot \rho_{\text{w}} \cdot \Delta t \cdot n}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (4.8)$$

$$W = \frac{144}{4,18 \cdot 997 \cdot 3 \cdot 1} = 0,012 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

де Q - витрата теплоти на підігрів повітря, кВт ;

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		45

C_w - питома масова теплоємність теплоносія, кДж/(кг °С);

ρ_w - щільність води, кг/м³;

n - кількість повітрянагрівачів, що паралельно підключені по теплоносію, шт.

Знаходимо швидкість теплоносія у трубках

$$\omega = \frac{W}{f_{\text{тр}}}, \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (4.9)$$

$$\omega = \frac{0,012}{0,0005} = 24 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де $f_{\text{тр}}$ - живий переріз трубок повітрянагрівача по теплоносію, м²

Розрахунок камери зрошення

Основним гідродинамічним критерієм тепломасообмінного процесу є коефіцієнт зрошення μ :

$$\mu = \frac{W}{m_v}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (4.10)$$

$$\mu = \frac{40,5}{9} = 4,5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де

W і m_v - відповідно кількість зрошувальної води й кількість повітря, що обробляється, кг/с.

Теплотехнічним критерієм, що використовується при адіабатних процесах обробки повітря, є коефіцієнт адіабатної ефективності:

$$E_A = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_m} \quad (4.11)$$

$$E_A = \frac{25 - 4}{25 - 3} = 0.95$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		46

де t_1 і t_2 - відповідно початкова й кінцева температури повітря за сухим термометром, °С

Ентальпійний коефіцієнт ефективності камери зрошення в політропному процесі визначається формулою:

$$E_A = \frac{i_2 - i_1}{i_{w1} - i_2} \quad (4.12)$$
$$E_A = \frac{16 - 50}{14.3 - 16} = 20$$

де I_1 і I_2 - відповідно ентальпія повітря початкового й кінцевого стану, кДж/(кг.сух.пов.)

I_{w1} - ентальпія насиченого вологою повітря при початковій температурі води, що подається в камеру зрошення, кДж/(кг.сух.повітря).

Обидва критерії ефективності сформовані як відношення фактичного перепаду параметрів (температур або ентальпій) до максимального в даному процесі.

Експериментальні дослідження процесів тепломасообміну в контактних теплообмінниках (а камери зрошення відносяться до цього типу теплообмінників) показують, що величина ентальпійного коефіцієнту ефективності залежить, при інших рівних умовах, також від абсолютних 100 значень ентальпій. Таку залежність можна урахувати, якщо застосовувати так званий "зведений коефіцієнт ефективності" за формулою:

$$a_1 = \frac{i_2 - i_1}{i_{w1} - i_2} * C \quad (4.12)$$
$$a_1 = \frac{16 - 50}{14,3 - 16} * 0,884 = 18$$

де C - коефіцієнт, який ураховує абсолютні значення параметрів середовищ, що контактують у тепломасообмінному процесі.

Коефіцієнт C обчислюється за формулою:

$$C = 1 + 0.239(0.03(i_{w1} - i_1) - 0.0147(i_{w1} - 54)) \quad (4.13)$$
$$C = 1 + 0.239(0.03(14,3 - 50) - 0.0147(14,3 - 54)) = 0,884$$

4.2. Розрахунок апаратів для холодного періоду року

Розрахунок повітрянагрівача I підігріву

Теплове навантаження повітрянагрівача :

$$Q_{\text{по}} = G_{\text{зов}} * (h_{3l} - h_3), \text{кВт} \quad (4.14)$$
$$Q_{\text{по}} = 2,5 * (10 - (-20)) = 75 \text{ кВт}$$

Задаємося значенням масової швидкості повітря $v\rho$ у живому перерізі повітрянагрівача й знаходимо приблизну площу живого перерізу повітрянагрівача:

$$f = \frac{m_{\text{в}}}{v\rho}, \text{м}^2 \quad (4.15)$$
$$f = \frac{2,5}{10 * 1,2} = 0,75 \text{ м}^2$$

де $m_{\text{в}}$ - кількість повітря, що нагрівається, кг/год .

Визначають кількість теплоносія, що проходить через кожний повітрянагрівач:

$$W = \frac{Q}{c_w * \rho_w * \Delta t * n}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (4.16)$$
$$W = \frac{75}{4,18 * 997 * 3 * 1} = 0,006 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

де Q - витрата теплоти на підігрів повітря, кВт ;

C_w - питома масова теплоємність теплоносія, кДж/(кг °С);

ρ_w - щільність води, кг/м³;

n - кількість повітрянагрівачів, що паралельно підключені по теплоносію, шт.

Знаходимо швидкість теплоносія у трубках

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		48

$$\omega = \frac{W}{f_{\text{тр}}}, \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (4.17)$$

$$\omega = \frac{0,006}{0,0005} = 12 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де $f_{\text{тр}}$ - живий переріз трубок повітрянагрівача по теплоносію, м^2

Розрахунок повітрянагрівача II підігріву

Розрахунок проводимо за формулами 4.6-4.9.

Теплове навантаження повітрянагрівача :

$$Q_{\text{по}} = 9 * (16 - 13) = 27 \text{ кВт}$$

Задаємося значенням масової швидкості повітря v_r у живому перерізі повітрянагрівача й знаходимо приблизну площу живого перерізу повітрянагрівача:

$$f = \frac{9}{10 * 1,2} = 0,75 \text{ м}^2$$

Визначають кількість теплоносія, що проходить через кожний повітрянагрівач:

$$W = \frac{27}{4,18 * 997 * 3 * 1} = 0,002 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Знаходимо швидкість теплоносія у трубках

$$\omega = \frac{0,002}{0,0005} = 4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Розрахунок камери зрошення

Розраховуємо теплове навантаження:

$$Q_{\text{кам.з}} = G_{\text{заг}} * (t_c - t_k) * C_{\text{п}} \quad (4.18)$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		49

$$Q_{\text{кам.з}} = 9 * (20 - 13,5) * 1,005 = 58,8 \text{ кВт}$$

Розраховуємо кількість вологи:

$$W_3 = G_{\text{заг}} * (d_k - d_c) \quad (4.19)$$

$$W_3 = 9 * (9 - 6,8) = 19,8 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Подальший розрахунок проводимо за формулами 4.10-4.13.

Коефіцієнт зрошення μ :

$$\mu = \frac{19,8}{9} = 2,2 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Теплотехнічним критерієм, що використовується при адіабатних процесах обробки повітря, є коефіцієнт адіабатної ефективності:

$$E_A = \frac{20 - 13,5}{20 - 13} = 0,93$$

Ентальпійний коефіцієнт ефективності камери зрошення в політропному процесі визначається формулою:

$$E_A = \frac{36,2 - 36,5}{36,1 - 36,2} = 3$$

Зведений коефіцієнт ефективності

$$a_1 = \frac{36,2 - 36,5}{36,1 - 36,2} * 1,06 = 3,18$$

де C - коефіцієнт, який урахує абсолютні значення параметрів середовищ, що контактують у тепломасообмінному процесі.

Коефіцієнт C обчислюється за формулою:

$$C = 1 + 0.239(0.03(36,1 - 36,5) - 0.0147(36,1 - 54)) = 1,06$$

За найбільшим тепловим навантаження обираємо наступні апарати:

Повітронагрівач I підігріву фірми Alfa Laval модель M3-30H.

Повітронагрівач II підігріву фірми Alfa Laval модель M3-42H.

Повітроохолоджувач фірми Alfa-Laval модель M6m-32M.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		50

Усі характеристики зводимо у таблицю 4.1.

Таблиця 4.1

Характеристика теплообмінних апаратів

	М3-30Н	М3-42Н	М10В-354Н
Висота, мм	480	480	1084
Ширина, мм	180	180	470
Відстань між осями з'єднувальних патрубків по вертикалі, мм	357	357	719
Відстань між осями з'єднувальних патрубків по горизонталі, мм	60	60	225
Діаметр з'єднувального патрубка(дюйми)	1 ^{1/4}	1 ^{1/4}	-
Діаметр з'єднувального фланця(дюйми)	-	-	100
Максимальна витрата, кг/с	3,9	3,9	50
Максимальна температура, °С	140	140	160
Максимальний тиск, бар	10	10	10
Потужність, кВт	100	150	400

4.3. Підбір та розрахунок вентиляторів

По графіках характеристик вентиляторів вибираємо два вентилятори марки (n=2) ВО-12-303-12,5 при орієнтовному натиску $H=200$ Па з діаметром вентилятора $D_B=1,25$ м.

Площа прохідного перерізу вентилятора

$$F_{\text{вен}} = 0,785 * D_B^2 * n \quad (4.19)$$

$$F_{\text{вен}} = 0,785 * 1,25^2 * 2 = 2,45$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		52

5. Оцінка науково-технічної ефективності розробки нової технології, нового обладнання та інших інновацій

В умовах відкритої ринкової економіки розширюється діапазон оцінки ефективності науково-технічних розробок, а отже, збільшується кількість основних видів ефективності НДДКР, які необхідно визначити з метою цієї оцінки. До них належать:

– **науково-технічний ефект**, який проявляється у підвищенні науково-технічного рівня, поліпшенні параметрів техніки і технологій, що впливає з відкриття нових законів та закономірностей у природі, а отже, і нових технологічних засобів виробництва речовин, матеріалів та видів продукції;

– **економічний ефект** полягає в отриманні економічних результатів від науково-технічних розробок як в цілому для народного господарства, так і для кожного виробничого суб'єкта. Економічна ефективність науково-технічних розробок за відповідною системою показників має відображати вплив їхньої результативності на розвиток економіки країни в цілому, а також регіонів, галузей, організацій і підприємств, що беруть участь у реалізації технологічних нововведень;

– **соціальний ефект**, що відображає зміни умов діяльності людини в суспільстві. Його прояв спостерігається в змінах характеру та умов праці, підвищенні життєвого рівня населення, поліпшенні побутових його умов, розширенні можливостей духовного розвитку особистості, у змінах стану довкілля;

– **маркетинговий ефект**, що відображає потреби ринку в наукових дослідженнях і розробках та можливість їх реалізації.

Науково-технічну ефективність (НТЕ) результатів прикладних робіт визначають на основі показників науково-технічного рівня. Оцінка науково-технічної ефективності НДДКР відбувається на основі показника $O_{НТЕ}$, який представляє собою ступінь досягнення максимально можливого рівня, значення якого дорівнює 1 (одиниці):

$$O_{НТЕ} = K^{\Phi}_{НТЕ} / K^{\Pi}_{НТЕ} \quad , \quad (5.1)$$

де $K^{\Phi}_{НТЕ}$ – показник (коефіцієнт) фактичного рівня науково-технічної ефективності;

$K^{\Pi}_{НТЕ}$ – показник (коефіцієнт) потенціально можливого рівня науково-технічної ефективності (дорівнює одиниці).

Значення показника $K^{\Phi}_{НТЕ}$ визначають на основі шкали експертних оцінок (табл. 5.1).

Шкала експертних оцінок для виміру рівня науково-технічної ефективності проектів

№	Групи показників	Характеристика показників	Інтервал рейтингового числа	Коефіцієнт значущості показників
1	Науково-технічний рівень	Перевищує кращі світові аналоги	10	0,35
		Відповідає світовому рівню	7 – 9	
		Нижче кращих світових аналогів	5 – 6	
		Перевищує кращі вітчизняні аналоги	3 – 4	
		Відповідає вітчизняному рівню	1 – 2	
		Нижче вітчизняного рівня	0	
2	Перспективність	Першочергова значущість	8 – 10	0,35
		Значущий	5 – 7	
		Корисний	1 – 4	
3	Потенційний масштаб практичного використання	Світовий ринок	10	0,20
		Галузі національної економіки	7 – 9	
		Галузь (регіон)	3 – 6	
		Окремі підприємства (об'єднання)	1 – 2	
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	Великий	10	0,10
		Середній	5 – 9	
		Малий	1 – 4	

Примітка: об'єкт оцінки і аналог(и), які порівнюють за однаковими показниками, наведеними у співставленому вигляді відхилення в значеннях кожного з показників, мають бути однаковими для варіантів, що порівнюються.

Проведення оцінки

Визначають $K^{\phi}_{НТЕ}$ на основі експертної оцінки науково-технічного рівня розробки.

З цією метою:

- розробляють перелік специфічних показників, необхідних для виміру науково-технічного рівня розробки;
- формують групу аналогів, які реалізовані на світовому і вітчизняному ринках;
- здійснюють відповідні розрахунки для співставлення показників і визначення балів по табл. 1.

До числа специфічних показників відносять:

- **для нової техніки:** продуктивність, споживання інженерних ресурсів на виробітку одиниці продукції, потреба в робочих, які обслуговують обладнання, експлуатаційні витрати на одиницю продукції;

– для нових матеріалів і речовин: вміст корисних речовин для виробітки готової продукції, питома вага відходів у загальному обсязі переробленої сировини, вартість одиниці ... нового матеріалу;

– для нових технологій: якість виробленої продукції, енергоємність і трудомісткість продукції, собівартість одиниці продукції.

З метою спрощення визначення $K_{НТЕ}^{\Phi}$ у табл. 2 не введено показника витрат на одиницю продукції.

Таблиця 5.2

Порівняльні показники для виконання оцінки НТЕ

ПОКАЗНИКИ	Варіанти технології	
	розробленої	співвідносної (аналога)
Рівень новізни	світовий	-
Якість продукції	найвища	вища
Споживання на 1 т продукції		
– тепла, Гкал	5,14	6,85
– електроенергії, кВт·годину	46,72	54,36
– води, м ³	4,13	3,12
Трудомісткість виробництва, людино-годин/ тонну	17,5	6,17

На основі співставлення даних таблиці встановлюють бали по характеристиках чотирьох груп і на цій основі розраховують значення інтегрального показника НТЕ:

$$НТЕ = \sum B_i \times K_i^3, \quad (5.2)$$

де $i = 1 \div 4$,

B_i – бали (рейтингове число),

K – коефіцієнт значущості показників.

Рівень науково-технічної ефективності НДДКР розраховано на основі наведених даних прикладу (табл. 5.3).

Таблиця 5.3

Експертна оцінка і розрахунок величини інтегрального показника НТЕ

№	Групи показників	Рейтинг експертів			Середня за експертними оцінками	НТЕ
		1	2	3		
1	Науково-технічний рівень	8	8	9	8,33	2,91 (8,33 x 0,35)
2	Перспективність	6	7	6	6,33	2,21 (6,33 x 0,35)
3	Потенційний масштаб практичного використання	4	5	5	4,67	0,93 (4,67 x 0,20)
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	7	8	7	7,33	0,73 (7,33 x 0,10)
В С Ь О Г О						6,78

$$НТЕ = 8,33 \cdot 0,35 + 6,33 \cdot 0,35 + 4,67 \cdot 0,2 + 7,33 \cdot 0,1 = 2,91 + 2,21 + 0,93 + 0,73 = 6,78$$

Отриманий результат слід порівняти з максимально можливим значенням, яке дорівнює 10 балам ($10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,2 + 10 \cdot 0,1$).

Отже, оцінка рівня НТЕ може бути зроблена за допомогою інтегрального коефіцієнта оцінки НТЕ ($K_{НТЕ}$):

$$K_{НТЕ} = \frac{НТЕ}{10} \cdot 100 \% .$$

На основі даних табл. 3.3 можна дійти до висновку, що $K_{НТЕ}$ відповідає 67,8 %, тобто:

$$\frac{6,78}{10} \cdot 100 = 67,8 \% .$$

В тому випадку, коли значення $K_{НТЕ}$ перевищує середнє значення, яке дорівнює 5,0, має бути зроблено висновок про достатній рівень НТЕ:

- цілком достатній 5,0 – 6,0;
- достатній 6,1 – 8,0;
- достатньо високий 8,1 – 9,0;
- високий 9,1 – 10.

Таким чином, рівень НТЕ технології можна визнати достатнім. Отже, розроблену технологію пропонується впроваджувати у виробництво.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		56

6. Цивільний захист

Завжди найбільшою проблемою низькотемпературної техніки було використання фреону, яке пагубно відображалось на навколишнє середовище.

Фреони, також відомі як фторхлорвуглеці (ФХУ), є хлорфторвуглецями (ХФУ), які в минулому широко використовувалися як охолоджувальні та теплоносні засоби, а також у промислових процесах і розпилювачах. Вони відомі своєю стабільністю та непровідністю, що робило їх популярними у різних галузях.

Однак фреони мають значний вплив на довкілля, особливо на озоновий шар Землі. Взаємодія фреонів із ультрафіолетовими променями в стратосфері призводить до руйнування молекул озону. Озоновий шар відіграє важливу роль у захисті Землі від шкідливих ультрафіолетових променів, і його руйнація може призвести до збільшення рівня ультрафіолетового випромінювання на поверхні планети.

Через широке використання фреонів та їх негативного впливу на озоновий шар було прийнято Монреальський протокол у 1987 році, який зобов'язує країни поступово фазувати їх використання. В результаті були розроблені та впроваджені альтернативні охолоджувальні середовища, що не завдають шкоди навколишньому середовищу, такі як гідрохлорофторвуглеці (ГХФУ) та гідрофторвуглеці (ГФУ).

Громадська свідомість також відіграє важливу роль у скороченні використання фреонів і заохоченні екологічно більш безпечних альтернатив. В цілому, вплив фреонів на довкілля підкреслює необхідність більш стійкого та екологічно відповідального підходу до вибору та використання охолоджувальних та хімічних речовин.

Для запобігання великого пагубного впливу на навколишнє середовище, мною було прийнято у якості теплоносія використовувати воду з артезіанською свердловини. Таке рішення було прийняте для виконання умови теми моєї роботи «система кондиціонування з використанням геотермальної

										Лист
										57
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18					

енергії». Також вода з свердловини-це майже невичерпне джерело теплоносія для системи, ще й екологічно чисте.

Використання артезіанської води як теплоносія може бути ефективним способом для передачі тепла у системах опалення або охолодження. Основна ідея полягає в тому, що артезіанська вода, яка має стабільну температуру протягом року, використовується для перенесення тепла з одного місця до іншого.

Ось деякі переваги використання артезіанської води як теплоносія:

- **Стабільна температура:** Артезіанська вода зазвичай має стабільну температуру протягом року, оскільки вона отримує тепло з глибини Землі. Це означає, що вода може бути використана для опалення у зимовий період і охолодження влітку без значних коливань температури.

- **Екологічна стійкість:** Використання артезіанської води як теплоносія може бути більш екологічно стійким в порівнянні з іншими методами передачі тепла, які використовують топливо або електрику. Вода є природним ресурсом, і її використання для передачі тепла не викликає забруднення або викидів шкідливих речовин.

- **Енергоефективність:** Артезіанська вода може бути використана як ефективний теплоносій, оскільки вона має високу теплопровідність і може ефективно переносити тепло в системі. Це може допомогти знизити енергетичні витрати і підвищити ефективність опалювальної або охолоджувальної системи.

Проте, важливо враховувати деякі фактори перед використанням артезіанської води як теплоносія, такі як доступність джерел води, вартість інфраструктури для передачі тепла і додержання необхідних норм із забезпечення якості води.

Перш ніж використовувати артезіанську воду як теплоносій, рекомендується звернутися до фахівців у цій галузі, які зможуть оцінити придатність води, розробити відповідну інфраструктуру та забезпечити дотримання всіх необхідних норм і стандартів.

Наступною, але не менш важливою проблемою систем вентиляції є шум. Шум в системах вентиляції може мати кілька негативних наслідків:

1. Збільшення рівня стресу: Постійний шум може призвести до збільшення рівня стресу, особливо якщо він постійний або відбувається в місцях, де люди проводять багато часу, наприклад, в офісах або житлових приміщеннях. Це може вплинути на загальний комфорт і продуктивність людей.

2. Порушення сну і відпочинку: Шум вентиляційних систем, особливо вночі, може заважати засинанню і порушувати якість сну. Недостатній відпочинок може призвести до втоми, погіршення концентрації і загального погіршення самопочуття.

3. Зниження якості повітря: Шум вентиляційних систем може бути пов'язаний з вібраціями і повітряними потоками, які можуть впливати на роботу фільтрів і приводити до проникнення більше пилу, бруду та алергенів у внутрішнє середовище. Це може негативно позначитися на якості повітря та здоров'ї людей.

4. Збільшення споживання енергії: Якщо система вентиляції працює з надмірним шумом, це може свідчити про проблеми з її ефективністю. Нестабільна або неоптимальна робота системи може призвести до збільшеного споживання енергії, що може вплинути на вартість електроенергії та екологічну стійкість.

Ось кілька порад, які можуть допомогти вам зменшити шум в системі вентиляції:

- **Перевірте і очистіть вентиляційні решітки:** Часто шум виникає через блокування або забруднення решіток вентиляційних отворів. Переконайтесь, що решітки чисті і не перешкоджають нормальному потоку повітря.
- **Перевірте вентилятори:** Можливо, вентилятори потребують обслуговування або заміни. Перевірте, чи немає жодних пошкоджень або

забруднень, які можуть викликати шум. Якщо вентилятори старі або несправні, розгляньте можливість їх заміни.

- Можна використовувати матеріали звукоізоляції, такі як спеціальна піна або панелі, щоб зменшити шум у системі вентиляції. Розгляньте можливість застосування цих матеріалів для зменшення шуму та поліпшення ізоляції системи.

- Крім того, перевірте правильність кріплення всіх компонентів системи вентиляції, включаючи вентиляційні канали і дифузори, щоб упевнитися, що вони стійкі і надійно закріплені.

Також, для запобігання шуму у приміщення, основне обладнання буде знаходитись в окремій будівлі, яка буде оббита звукоізоляційним поролоном.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		60

7.Охорона праці

7.1. Вступ

Системи вентиляції призначені для підтримання певної температури в приміщенні. У зв'язку з наявністю в системах вентиляції холодоагентів – аміаку або хладонів, які знаходяться під великим тиском і мають небезпечні властивості, експлуатація їх вимагає суворого дотримання техніки безпеки і технічних умов.

У разі розгерметизації системи вентиляції у навколишній простір може виділитися одночасно велика маса холодоагенту й мастила, які становлять реальну небезпеку для людей та навколишнього природного середовища.

Конструкція апаратів (посудин) кожної системи вентиляції експлуатація і технічний огляд підприємством-власником (обслуговуючою організацією) повинні відповідати вимогам «Правил будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском».

Адміністрація підприємства зобов'язана забезпечити системи вентиляції необхідним штатом обслуговуючого персоналу або укласти договір зі спеціалізованою організацією на комплексне технічне обслуговування автоматизованих систем вентиляції.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		61

7.2. Аналіз небезпечних та шкідливих чинників, що впливають на працівника

До шкідливих і небезпечних чинників можна віднести:

- рухливі частини обладнання, такі як вентилятори повітроохолоджувачів;
- замикання електричних ланцюгів через тіло людини;
- недостатню освітленість робочої зони;
- загоряння або задимлення пожежонебезпечних речовин, таких як мастило;
- неправильна експлуатація холодильного обладнання;
- робота з приладами високого тиску.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		62

7.3.Розробка заходів з охорони праці

7.3.1. Освітлення робочого місця

Світло впливає не лише на функцію органів зору, а й діяльність організму в цілому. Якщо освітлення недостатньо, то людина набагато швидше втомлюється, менш продуктивно працює, її концентрація падає, яка при роботі з вентиляційним обладнанням є дуже важливою. Освітлення нормується ДБН В.2.5-28-2006 «Природне і штучне освітлення».

Основні вимоги до освітлення робочого місця:

- створити на робочому місці достатню освітленість, яка відповідає характеру зорової роботи і не являється нижчою за встановлену норму;
- забезпечити достатню рівномірність і постійність рівня освітленості;
- встановлювати джерела освітлення таким чином, щоб не відбувалося осліплення як від самих джерел світла, так і від інших предметів:
 - не створювати на робочому місці глибоких і різких тіней;
 - забезпечити не створювання небезпечних і шкідливих умов, таких як шум, теплове випромінювання, ураження електричним струмом;

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

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

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		63

Штучне освітлення може бути загальним та комбінованим. Загальним називають освітлення, при якому світильники розміщуються у верхній зоні приміщення (не нижче 2,5 м над підлогою) рівномірно (загальне рівномірне освітлення) або з врахуванням розташування робочих місць (загальне локалізоване освітлення). Комбіноване освітлення складається із загального та місцевого. Його доцільно застосовувати при роботах високої точності, а також, якщо необхідно створити певний або змінний, в процесі роботи, напрямок світла. Місцеве освітлення створюється світильниками, що концентрують світловий потік безпосередньо на робочих місцях. Застосування лише місцевого освітлення не допускається з огляду на небезпеку виробничого травматизму та професійних захворювань.

7.3.2. Шум і вібрація

Шум – це коливання звукової хвилі у звуковому діапазоні, що характеризується змінною частотою і амплітудою, непостійністю в часі, які не несуть корисної інформації для людини. Вентиляційне обладнання також створює шум. Хоч він і невеликий, але все ж він є. Він відходить від рухливих частин обладнання.

Нормування шуму для робочих місць регламентується санітарними нормами і державним стандартом. Шум нормується: ГОСТом 12.1.003-83 «Шум. Загальні вимоги безпеки», «Санітарними нормами допустимих рівнів шуму на робочих місцях» № 3223 12.03.1985 та ДСН 3.3.6-037-99 «Державні санітарні норми виробничого шуму ультразвуку та інфразвуку».

Вібрація – механічні коливання тіла, що призводять до погіршення життєвих функцій людини, шкідливо впливають на роботу обладнання і руйнують будівельні конструкції.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		64

Вібрація може виникнути у випадну поганого закріплення обладнання, виходу із ладу якоїсь деталі, порушення цілісності фундаменту, неправильного монтажу та ін.

Методи боротьби з шумом механічного походження та вібрацією:

- зменшення шуму та вібрації безпосередньо всередині вентиляційного обладнання, заміна на вентиляційне устаткування з меншим показником шуму, застосування деталей із матеріалів з високим коефіцієнтом внутрішнього тертя (пластмаса, гума, деревина та ін.), здійснення своєчасного обслуговування та ремонту елементів, що створюють шум, та ін.;
- зменшення шуму та вібрації на шляхах їх розповсюдження заходами звуко- та віброізоляції, а також вібро- та звукопоглинання, тобто покрити стіни, з якими контактує територія компресорного цеху, звуко- та віброізоляцією ;
- зменшення шкідливої дії шуму та вібрації при застосуванні індивідуальних засобів захисту та запровадження раціонального режиму праці та відпочинку.

7.3.3. Електробезпека

Статистика показує, що в усіх галузях, пов'язаних із застосуванням електричної енергії на підприємствах і в організаціях мають місце випадки ураження людини електричним струмом.

Основними причинами електротравматизму під час виконання робочого процесу є такі:

- випадкове торкання неізольованих струмопровідних частин електрообладнання;
- робота без надійних захисних засобів та запобіжних пристосувань;

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		65

- доторкання до незаземлених корпусів електроустановок, що опинилися під напругою внаслідок пошкодження чи спробою ізоляції;
- недостатня підготовленість персоналу з питань електробезпеки;
- недотримання правил будови, улаштування, безпечної експлуатації електроустановок і правил експлуатації електрозахисних засобів тощо;

Що стосується організаційно-технічних заходів і засобів забезпечення електробезпеки, то їх зміст регламентується ДНАОП 0.00-1.21-98 «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів». Згідно з цим законодавчим документом відповідальність за організацію безпечної експлуатації електроустановок покладається на власника.

Згідно з чинними вимогами власник зобов'язаний:

- призначити відповідального за справний стан і безпечну експлуатацію електроустановок;
- створити й укомплектувати відповідно до потреб електротехнічну службу;
- розробити і затвердити посадові інструкції працівників електротехнічної служби та інструкції з безпечного виконання робіт в електроустановках з урахуванням їх особливостей;
- забезпечити своєчасне навчання і перевірку знань працівників з питань електробезпеки.

У моєму випадку камери зберігання відносяться до приміщень з підвищеною небезпекою через те, що відносна вологість в них дорівнює 95% і постійно підтримується на такому значенні так як в моїх камерах зберігається продукт у замороженому вигляді.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		66

До роботи на електроустановках допускаються особи не молодші 18 років, які пройшли інструктаж і навчання з безпечних методів праці, перевірку знань правил безпеки та інструкцій відповідно до займаної посади.

Методи електробезпеки при роботі в приміщеннях з підвищеною вологістю:

- застосування спеціального одягу;
- своєчасна перевірка і, за необхідністю, ремонт електрообладнання;
- заземлення електричних приборів.

ДНАОП 0.00-1.21-98 регламентує вимоги безпеки щодо рівня професійної підготовки працівників, які допускаються до роботи в електроустановках, що виконуються за нарядами-допусками, розпорядженнями, в порядку поточної експлуатації.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		67

7.4. Пожежна безпека

Забезпечення пожежної безпеки – це один із важливих напрямків щодо охорони життя та здоров'я людей, національного багатства і довкілля. Незважаючи на значний поступ у науково-технічній сфері людству ще не вдалося знайти абсолютно надійних засобів щодо забезпечення пожежної безпеки. Для забезпечення пожежної безпеки об'єктів передбачається організація та проведення комплексу заходів і засобів щодо забезпечення пожежної безпеки об'єкта, який складається з відповідних систем:

- система запобігання пожежі;
- система протипожежного захисту;
- заходи організаційно-технічного характеру.

Первинні засоби пожежогасіння:

- вогнегасники;
- покривала з негорючого теплоізоляційного полотна;
- грубововняної тканини або повсті;
- ящики з піском;
- бочки з водою;
- пожежні відра;
- совкові лопати
- пожежний інструмент (гаки, ломи, сокири тощо).

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		68

7.5. Загальні вимоги до організації робочих місць

Організація робочого місця передбачає:

- характер та особливості предметної діяльності;
- правильне розміщення у виробничому приміщенні;
- ергономічно-обґрунтоване робоче положення, вибір параметрів робочого місця з урахуванням антропометричних характеристик людини.
- раціональну компоновку виробничих меблів, технологічного обладнання на робочих місцях.

Загальні принципи організації робочого місця:

- предмети і знаряддя праці мають бути на робочому місці, але не заважати працюючому;
- засоби і предмети праці, якими користуються постійно, мають бути ближче ніж ті, якими користуються рідше;
- предмети праці, які беруть лівою рукою, мають бути зліва, а ті, які беруть правою рукою - справа;
- якщо використовують обидві руки, то місце розташування предметів і засобів праці проектують з урахуванням зручності захоплення їх двома руками;
- організація робочого місця має забезпечувати хорошу візуальність, оглядовість, виключати захаращення його сировиною, зайвими предметами праці та готовими виробами.

Статичне напруження працівників у процесі праці пов'язане з підтримуванням у нерухомому стані предметів і знарядь праці, а також робочої пози.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		69

При організації робочого місця, залежно від робочої пози, потрібно розподіляти статичні напруження, зменшувати їх величину та передбачувати можливість зміни пози під час предметної діяльності.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		70

Список використаної літератури

1. Липа А.І. Кондиціонування повітря. Основи теорії. Сучасні технології обробки повітря. – Одеса, 2010. – 700 с.
2. Липа О.І., Жихарева Н.В., Піщанська Н.О. Кондиціонування повітря. Посібник до самостійної роботи та виконання контрольних робіт – Одеса, ОГАХ, 2010. – 56 с.
3. с.Липа О.І., Жихарева Н.В., Піщанська Н.О. Кондиціонування повітря(частина 2). Навчальний посібник. ОНТУ, 2022. – 53 с.
4. Вентпортал. Системи геотермальної енергії. 02.04.2011.// URL: <https://ventportal.com/ua/node/1062>
5. Вікіпедія. Геотермальна енергія в Україні. 10.06.2022.// URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%93%D0%B5%D0%BE%D1%82%D0%B5%D1%80%D0%BC%D0%B0%D0%BB%D1%8C%D0%BD%D0%B0_%D0%B5%D0%BD%D0%B5%D1%80%D0%B3%D1%96%D1%8F_%D0%B2_%D0%A3%D0%BA%D1%80%D0%B0%D1%97%D0%BD%D1%96#:~:text=%D0%93%D0%B5%D0%BE%D1%82%D0%B5%D1%80%D0%BC%D0%B0%D0%BB%D1%8C%D0%BD%D0%B0%20%D0%B5%D0%BD%D0%B5%D1%80%D0%B3%D1%96%D1%8F%20%D0%B2%20%D0%A3%D0%BA%D1%80%D0%B0%D1%97%D0%BD%D1%96%20%D0%BC%D0%B0%D1%94,%D0%A5%D0%B0%D1%80%D0%BA%D1%96%D0%B2%D1%81%D1%8C%D0%BA%D0%B0%2C%20%D0%A5%D0%B5%D1%80%D1%81%D0%BE%D0%BD%D1%81%D1%8C%D0%BA%D0%B0%20%D1%82%D0%B0%20%D0%A7%D0%B5%D1%80%D0%BD%D1%96%D0%B3%D1%96%D0%B2%D1%81%D1%8C%D0%BA%D0%B0%20%D0%BE%D0%B1%D0%BB%D0%B0%D1%81%D1%82%D1%96.
6. Лагутін А.Е. Апарати холодильних установок: Том 1. Навчальний посібник. ОДАХ, 2003. - 141 с.
7. Мнацаканов Г.К. Основи проектування холодильників. Навчальний посібник. ОДАХ. 2004. – 70 с.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.2.18	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		71

8. Karl Stephan. Heat transfer in condensation and boiling – Berlin. 1992. – p.325.
9. Vent Alliance. Геотермальні вентиляційні системи. //URL: <https://vent-a.com.ua/c41-ua/geotermalni-ventilyacijni-sistemi/>
10. Альтернативна енергія. Геотермальна енергія в Україні. Її перспективи і особливості. //URL: <https://vent-a.com.ua/c41-ua/geotermalni-ventilyacijni-sistemi/>
11. Пекер Я.Д., Мардер Є.Я. Довідник з вибору обладнання для кондиціонування повітря.- К.:Будівельник, 1990.- 224 с.
12. Стомахіна Г.І., Бобровицький І.І., Малявіна Є.Г., Плотнікова Л.В. Опалення, вентиляція та кондиціонування повітря: Житлові будинки з вбудовано-прибудованими приміщеннями громадського призначення та стоянки автомобілів. Котеджі.-М.:Пантори, 2003.-308с.
13. Баркалов Б.В., Карпіс Є.Є. Кондиціонування повітря в промислових, громадських та житлових будинках. 2-ге вид.(Основи проектування та розрахунку) - М.: Будвидав, 1982. – 311 с.
14. Богословський В.М., Кокорін О.Я., Петров Л.В. Кондиціонування повітря та холодопостачання. - М: Будвидав, 1985 - 367 с.
15. Краснов Ю.С., Борисоглібська А.П., Антіпов А.В. Системи вентиляції та кондиціонування Рекомендації по проектування, випробування та налагодження. - М.: Термокул, 2004 - 373 с.