

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ОНТУ»

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»

Група: БКВ - 04

Дипломний проєкт

**здобувача освіти денного відділення
БКВ 04. 003. 000 ДП**

Дорошко Юрій Олегович

м. Одеса - 2023 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ОНТУ»

Спеціальність 142
«Енергетичне машинобудування»
ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»
Група БКВ - 04

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
БКВ 04. 003. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:
Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря кафе на 130
посадкових місць, м. Коблево

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки
на _____ сторінках та графічного матеріалу на _____ аркушах.

Дипломник _ **Дорошко Ю. О.** (_____)

Керівник проекту _ **Когут В. О.** (_____)

Консультанти:

з економічної частини _____ (Шимко О.В.)

з будівельної частини _____ (Волянська С.В.)

з охорони праці _____ (Чорновол Н.І.)

по дотриманню
вимог ЄСКД _____ (Волянська С.В.)

До захисту допущено
Завідувач кафедри _____ (Хмельнюк М.Г.)

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

Захист “ _____ ” _____ 2023 р. Протокол ЕК № _____
Оцінка ЕК _____

Секретар ЕК _____ Куриленко В.О.

Міністерство освіти і науки України
ВСП «Одеський технічний фаховий коледж ОНТУ»

Дата видачі завдання
«20» лютого 2023 р.
Дата закінчення проекту
«01» липня 2023 р.

Затверджую
Заступник директора з НВР
_____ Беркань Іг.В.
“ 20 ” лютого 2023 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Прізвище, ім'я та по батькові: **Дорошко Юрій Олегович**

Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»
Освітня програма «Системи кондиціювання і вентиляції повітря»

Тема дипломного проекту **Розробка системи кондиціювання і вентиляції повітря кафе на 130 посадкових місць, м. Коблево**

Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»

Стверджена наказом по коледжу від « 17 » 10 2022 р. № 235–А2- ОД

Вихідні дані для проекту: м Коблево, теплий і холодний період року

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

Вступ

1 Загальна частина

- 1.1 Вихідні дані проекту
- 1.2 Техніко-економічне обґрунтування проекту

3 Розрахунково-конструкторська частина

- 3.1 Розрахункові дані проекту
- 3.2 Розрахунок теплоприпливів об'єкту завдання
- 3.3 Розрахунок вологовиділень об'єкту завдання
- 3.4 Зведена таблиця тепло і вологоприпливів об'єкту завдання
- 3.5 Визначення витрати повітря припливної установки
- 3.6 Побудова в d,h-діаграмі процесів обробки повітря
- 3.7 Розрахунок і вибір і обладнання припливної установки
- 3.8 Розрахунок основного холодильного обладнання
- 3.9 Розрахунок обладнання вентиляційної мережі

4 Організаційна частина

- 4.1 Вибір системи і приладів автоматичного регулювання системи кондиціювання і вентиляції повітря

5 Економічна частина

6 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

7 Використана література

Графічна частина

Графічний Аркуш 1. Аксонометрична схема повітророзподільної мережі системи кондиціювання або холодопостачання

Графічний Аркуш 2. Схема системи кондиціювання і вентиляції повітря

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

Графічний Аркуш 4. Технічне креслення обладнання

Графік виконання проекту

Зміст	Термін виконання
1. Загальна частина	29 – 31.05.2023
2. Розрахунково-конструкторська частина	01 - 07.06.2023
3. Організаційна частина	08 – 09.06.2023
4. Аркуш 1, 2	10 – 11.06.2023
5. Економічна частина	12 – 14.06.2023
6. Аркуш 3?4	15 – 17.06.2023
7. Організаційна частина	18.06.2022
8. Охорона праці	19.06.2023
Попередній захист	20.06.2023
Захист дипломного проекту	28-30.06.2023

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

Протокол № 2 від “ 13” вересня 2022 р.

Завідувач кафедруою _____ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _ **Когут В.О.** _____ (_____)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ОНТУ»

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і

вентиляції повітря»

Група: БКВ - 04

Дипломний проєкт

здобувача освіти денного відділення

БКВ 04. 009. 000 ДП

**Дорошко Юрій
Олегович**

м. Одеса - 2023 р.

Дорошко Юрій Олегович

Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря кафе на 130 посадкових місць, м. Коблево

. Керівник доц.. Когут В.О.

АНОТАЦІЯ

Дипломний проєкт складається з: 77 сторінки тексту, 5 рисунків, 7 таблиці, 17 посилання на літературні джерела.

У даній науковій роботі йде мова про розробку системи кондиціонування та вентиляції кафе с. Коблево. Це основна задача, яка полягла в основу написання цієї роботи.

В роботі проведений розрахунок процесів кондиціонування повітря: вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; особливості підбору обладнанні обґрунтування вибору і підбір обладнання для системи життєзабезпечення; підбір фільтраті та рівномірний розподіл повітря, системи розподілу повітря та систем вентиляції.

Ключові слова: системи кондиціонування, теплопритоки, система життєзабезпечення, лікарня, фільтрація .

ANNOTATION

The diploma project consists of: 77 pages of text, 12 figures, 7 tables, 17 references to literary sources.

This scientific work is about the development of the air conditioning and ventilation system of the cafe. Koblevo This is the main task that formed the basis of writing this work.

In the work, the calculation of air conditioning processes is carried out: the selection of calculation parameters of internal and external air; calculation of heat inflows and moisture inflows; features of selection of equipment, justification of choice and selection of equipment for the life support system; selection of filtrate and uniform distribution of air, air distribution systems and ventilation systems.

Key words: air conditioning systems, heat flow, life support system, hospital, filtrationтеплопритоків і вологопритоків; Key words: air conditioning systems, heat in

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1. ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ.....	27
2. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	28
2.1 Розрахунок тепло припливів для теплого періоду року.....	29
2.2 Розрахунок волого виділення.....	34
2.3 Баланс тепла та вологи в зимовий період року.....	34
2.4 Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів обробки повітря в літній та зимовий періоди.....	36
3 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ.....	40
3.1 Підбір центрального кондиціонера.....	40
3.2 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача	41
3.3 Розрахунок охолоджувача повітря.....	44
3.4 Розрахунок адіабатної камери зрошування.....	49
3.5 Розрахунок повітряного кишенькового фільтру.....	50
4 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ.....	52
5 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ..	58
5.1 Тепловий розрахунок компресора.....	58
5.2 Розрахунок повітряного конденсатора.....	64
6 ЕКОНОМІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	76
7 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	81
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	98
ДОДАТОК.....	102

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.					Розрахунково- пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Акрушів		
Перевір.										5	102	
Реценз.								141 група				
Н. Контр.												
Затверд.												

ВСТУП

Кондиціювання повітря – це створення та автоматична підтримка (регулювання) у закритих приміщеннях усіх чи окремих параметрів (температури, вологості, чистоти, швидкості руху повітря) на певному рівні з метою забезпечення оптимальних метеорологічних умов, найбільш сприятливих для самопочуття людей або проходження технологічного процесу.

Кондиціювання повітря здійснюється комплексом технічних засобів, який називається системою кондиціювання повітря (СКП). До складу СКП входять технічні засоби забору повітря, підготовки, тобто надання необхідних властивостей (фільтри, теплообмінники зволожувачі чи осушувачі повітря), переміщення (вентилятори) та його розподілу, а також засоби холодо- та тепlopостачання, автоматики, дистанційного керування та контролю. СКП великих громадських, адміністративних та виробничих будівель обслуговуються, як правило, комплексними автоматизованими системами керування.

Автоматизована система кондиціювання підтримує заданий стан повітря в приміщенні, незалежно від коливань параметрів навколишнього середовища (атмосферних умов). Основне обладнання системи кондиціювання для підготовки та переміщення повітря агрегується (компонується в єдиному корпусі) у пристрої, який називається кондиціонером. У багатьох випадках усі технічні засоби для кондиціювання повітря скомпоновані в одному блоці або двох блоках, і тоді поняття «СКП» та «кондиціонер» є однозначними.

Перш ніж перейти до класифікації систем кондиціювання, необхідно зазначити, що загальноприйнятої класифікації СКП досі не існує, і пов'язано це з багатоваріантністю принципів схем, технічних та функціональних характеристик, які залежать не лише від технічних можливостей самих систем, але й від об'єктів застосування (кондиційованих приміщень).

Сучасні системи кондиціювання можуть бути класифіковані за:

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

- основним призначенням (об'єктом застосування) — комфортні та технологічні;
- принципом розташування кондиціонера по відношенню до приміщення, що обслуговується, — центральні та місцеві;
- наявністю власного (тобто такого, що входить до конструкції кондиціонера) джерела тепла та холоду – автономні та неавтономні;
- принципом дії — прямоточні, рециркуляційні та комбіновані;
- регулювання вихідних параметрів кондиційованого повітря — з якісним (однотрубним) та кількісним (двотрубним) регулюванням;
- ступенем забезпечення метеорологічних умов у приміщенні, що обслуговується — I-го, II-го та III-го класу;
- кількістю приміщень, що обслуговуються (локальних зон) — однозональні та багатозональні;
- тиском, який розвивається вентиляторами кондиціонерів: низького, середнього та високого тиску.

Також існують різноманітні системи кондиціювання, що обслуговують спеціальні технологічні процеси, включаючи системи зі змінними в часі (за певною програмою) метеорологічними параметрами.

Комфортні СКП призначені для створення та автоматичної підтримки температури, відносної вологості, чистоти та швидкості руху повітря, які відповідають оптимальним санітарно-гігієнічним вимогам для житлових, громадських та адміністративно-побутових будівель чи приміщень. Технологічні СКП призначені для забезпечення параметрів повітря, які максимальним чином відповідають вимогам виробництва. Технологічне кондиціювання в приміщеннях, де знаходяться люди, здійснюється з урахуванням санітарно-гігієнічних вимог до стану повітряного середовища.

Центральні СКП постачаються ззовні холодом (який доставляється холодною водою чи холодоагентом), теплом (яке доставляється гарячою водою, паром або електроенергією) та електричною енергією для приводу електродвигунів вентиляторів, насосів та ін. Центральні СКП розташовані за

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

межами обслуговуваних приміщень та кондиціонують одне велике приміщення, декілька зон такого приміщення або багато окремих приміщень. Інколи декілька центральних кондиціонерів обслуговують одне приміщення великих розмірів (виробничий цех, театральний зал, закритий стадіон або каток). Центральні СКП облаштовуються центральними неавтономними кондиціонерами, які виготовляються за базовими (типовими) схемами компонування обладнання та їх модифікаціями.

Центральні СКП мають наступні переваги:

- ефективна підтримка заданої температури та відносної вологості повітря в приміщеннях;
- зосередження обладнання, яке потребує систематичного обслуговування та ремонту, як правило, в одному місці (підсобному приміщенні, технічному поверсі і т.д.);
- можливості забезпечення ефективного шумо- та вібропоглинання.

З допомогою центральних СКП, за умови належної акустичної обробки повітропроводів, облаштування глушників шуму та поглиначів вібрації, можливо досягнути найнижчих рівнів шуму в спецприміщеннях типу телерадіостудій u1080 і т.д.

Незважаючи на низку переваг центральних СКП, слід зазначити, що великі габарити та проведення складних будівельно-монтажних робіт зі встановлення кондиціонерів, прокладання повітропроводів та трубопроводів, часто призводять до неможливості застосування таких систем в існуючих реконструйованих будівлях.

Місцеві СКП розробляються на основі автономних та неавтономних кондиціонерів, які встановлюються безпосередньо в обслуговуваних приміщеннях. Перевагою місцевих СКП є простота встановлення та монтажу. Така система застосовується у великій кількості випадків: в існуючих житлових та адміністративних будівлях для підтримки теплового мікроклімату в окремих офісних приміщеннях або в житлових кімнатах;

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		8

у заново збудованих будівлях для окремих кімнат, режим споживання холоду в яких значно відрізняється від такого режиму в більшості інших кімнат, наприклад, у серверних та інших кімнатах адміністративних будівель, які насичені тепловиділяючою технікою (подача свіжого повітря та видалення витяжного повітря при цьому виконується, як правило, центральними системами припливно-витяжної вентиляції); у заново збудованих будівлях, якщо підтримка оптимальних теплових умов вимагається у невеликій кількості приміщень, наприклад, в обмеженій кількості номерів-люкс невеликого готелю; у великих приміщеннях, як існуючих, так і заново збудованих будівель: кафе та ресторанах, магазинах, проектних залах, аудиторіях і т.д. Автономні СКП постачаються ззовні лише електричною енергією, наприклад, кондиціонери спліт-систем, шафові кондиціонери і т.д. Такі кондиціонери мають вбудовані компресійні холодильні машини, які працюють, як правило, на фреоні 22.

Автономні системи охолоджують та осушують повітря, для чого вентилятор продуває рециркуляційне повітря крізь поверхневі охолоджувачі повітря, котрими є випарники холодильних машин, а в перехідний та зимовий час вони можуть здійснювати підігрів повітря за допомогою електричних підігрівачів або шляхом реверсування роботи холодильної машини за циклом так званого «теплого насоса». Найбільш простим варіантом, який надає децентралізоване забезпечення температурних умов в приміщеннях, можна вважати застосування кондиціонерів спліт-систем.

Неавтономні СКП поділяються на:

повітряні, під час використання яких до обслуговуваного приміщення подається лише повітря (міні-центральні кондиціонери);

водо-повітряні, під час використання яких до кондиційованих приміщень підводяться повітря та вода, які несуть тепло чи холод, або і одне, й інше разом взяті (системи чілерів-фанкойлів, центральні кондиціонери з місцевими доводчиками і т.д.).

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		9

Однозональні центральні СКП застосовуються для обслуговування великих приміщень із відносно рівномірним розподілом тепла, виділень вологи, наприклад, великих залів кінотеатрів, аудиторій і т.д. Такі СКП, як правило, комплектуються пристроями для утилізації тепла (теплоутилізаторами) або змішувальними камерами для використання в обслуговуваних приміщеннях рециркуляції повітря.

Багатозональні центральні СКП застосовуються для обслуговування великих приміщень, у яких обладнання розташоване нерівномірно, а також для обслуговування низки порівняно невеликих приміщень. Такі системи є більш економічними, аніж окремі системи для кожної зони або кожного приміщення. Однак, з їх допомогою не може бути досягнутий такий самий ступінь точності підтримки одного чи двох заданих параметрів (вологості та температури), як із допомогою автономних СКП (кондиціонерами спліт-систем і т.д.).

Прямоточні СКП повністю працюють на зовнішньому повітрі, яке обробляється в кондиціонері, і після цього подається в приміщення.

Рециркуляційні СКП, навпаки, працюють без припливу або з частковою подачею (до 40 %) свіжого зовнішнього повітря або на рециркуляційному повітрі (від 60 до 100 %), яке забирається з приміщення, і після його обробки в кондиціонері знову подається у це ж приміщення.

Класифікація кондиціонування повітря за принципом дії на прямоточні та рециркуляційні обумовлюється, головним чином, вимогами до комфортності, умовами технологічного процесу виробництва, а також техніко-економічними міркуваннями.

Центральні СКП з якісним регулюванням метеорологічних параметрів являють собою широкий ряд найбільш поширених, так званих одноканальних систем, у яких все оброблене повітря при заданих кондиціях виходить із кондиціонера по одному каналу, і далі поступає в одне або декілька приміщень.

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		10

При цьому регулювальний сигнал від терморегулятора, який встановлений в обслуговуваному приміщенні, поступає безпосередньо на центральний кондиціонер. СКП з кількісним регулюванням подають в одне або декілька приміщень холодне та підігріте повітря двома паралельними каналами. Температура в кожному приміщенні регулюється кімнатним терморегулятором, який впливає на локальні змішувачі (повітряні клапани), які змінюють співвідношення витрат холодного та підігрітого повітря в суміші, що подається.

Двоканальні системи використовуються дуже рідко через складність регулювання, хоча й володіють деякими перевагами, зокрема, відсутністю в обслуговуваних приміщеннях теплообмінників, трубопроводів тепло- та холодоносія, можливістю спільної роботи зі системою опалення, що особливо важливо для існуючих будівель, системи опалення яких при облаштуванні двоканальних систем можуть бути збережені.

Недоліком таких систем є підвищені витрати на теплову ізоляцію паралельних повітропроводів, які підводяться до кожного обслуговуваного приміщення. Двоканальні системи, аналогічно, як і одноканальні, можуть бути прямоточними та рециркуляційними.

Кондиціонування повітря, згідно БНіП 2.04.05–91*, за ступенем забезпечення метеорологічних умов, поділяється на три класи:

Перший клас — забезпечує необхідні для технологічного процесу параметри у відповідності з нормативними документами.

Другий клас — забезпечує оптимальні санітарно-гігієнічні норми або необхідні технологічні норми.

Третій клас — забезпечує допустимі норми, якщо вони не можуть бути забезпечені вентиляцією в теплу пору року без застосування штучного охолодження повітря.

За тиском, який створюється вентиляторами центральних кондиціонерів, СКП поділяються на системи низького тиску (до 100 кг/м^2), середнього тиску (від 100 до 300 кг/м^2) та високого тиску (понад 300 кг/м^2).

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Кондиціонування мікроклімату будівель і споруд є основним розділом будівельної науки і техніки.

Кондиціонування повітря- це надання йому і автоматична підтримка необхідних тепловологісних якостей. При цьому на відміну від загально обмінної вентиляції і опалювання при кондиціонуванні протягом круглого року і особливо в теплий час в приміщенні можна підтримувати будь-які параметри внутрішнього повітря, незалежно від зовнішніх метеорологічних умов і змінних надходжень в приміщення тепла і вологи.

Наявність необхідного кліматичного устаткування здатна помітно збільшити кількість відвідувачів в магазинах, ресторанах, кінотеатрах. Постійний контроль клімату необхідний для нормальної роботи деяких видів техніки. Саме тому системи, що забезпечують необхідні параметри, встановлюють в ресторани, комп'ютерні класи, серверні, виробничі приміщення, друкарні.

Комфортний мікроклімат в приміщеннях, де ми проводимо велику частину життя, покращує працездатність і настрої. Якщо говорити про фізіологічну дію навколишнього повітря на людину, то слід нагадати, що людина споживає в добу близько 15 кг повітря. Що це за повітря, яка його свіжість і чистота, задушливо, жарко або холодно людині в приміщенні, багато в чому залежить від інженерних систем, призначених для забезпечення повітряного комфорту.

Серед таких систем можна виділити: систему вентиляції, систему опалювання (або комбіновану опалювально -вентіляційну систему) і систему кондиціонування повітря (СКП).

СКП є основною, регульованою системою, призначеною для комплексної підтримки заданих параметрів внутрішнього повітря, які забезпечують розрахункові і оптимальні умови в приміщеннях будівель і споруд . СКП може працювати спільно з опалюванням і вентиляцією, але зазвичай СКП бере на себе функції останніх і створює в будівлі або в його найбільш відповідальних приміщеннях необхідні кліматичні умови, як в холодний, так і в теплий період року.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

СКП великих громадських, адміністративних і виробничих будівель обслуговуються, як правило, комплексними автоматизованими системами управління. Автоматизована система кондиюнування підтримує задані параметри повітря в приміщенні незалежно від коливань параметрів довкілля (атмосферних умов). Основне устаткування системи кондиюнування для підготовки і переміщення повітря агрегатується (комонується в єдиному корпусі) в апарат, званий кондиюнером .

Кондиюнер - пристрій, що відповідає за створення і автоматичну підтримку в закритих приміщеннях всіх або певних параметрів (температури, вологості, чистоти, швидкості руху повітря). Призначається для створення найбільш сприятливих для здоров'я людей кліматичних умов в квартирах, будинках і офісах.

Центральні системи кондиюнування повітря володіють наступними перевагами:

- можливістю ефективної підтримки заданої температури і відносної вологості повітря в приміщеннях;
- зосередженням устаткування, що вимагає систематичного обслуговування і ремонту, як правило, в одному місці (підсобному приміщенні, технічному поверсі і тому подібне);
- можливостями забезпечення ефективного шумо- і віброгашення.

Не дивлячись на ряд достоїнств центральних СКП, треба відзначити, що крупні габарити і проведення складних монтажних будівельних робіт по установці кондиюнерів, прокладці повітроводів і трубопроводів часто приводять до неможливості вживання цих систем в існуючих будівлях, що реконструюються.

Для підтримки комфортних умов в приміщеннях очищений від мінерального і органічного пилу і дезодороване повітря повинне містити близько 21% кисню і не більше 0,3% вуглекислого газу при температурі 20-24°C, відносній вологості 50-60% і рухливості повітряної маси 0,1-0,15 м/с.

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		13

Таким чином, підготовка повітря у СКП може включати його охолодження, нагрівання, зволоження або осушення, очищення (фільтрацію, іонізацію і т.п.), причому система дозволяє підтримувати в приміщенні задані кондиції повітря незалежно від рівня і коливань метеорологічних параметрів зовнішнього (атмосферного) повітря, а також змінних надходжень в приміщення тепла і вологи. Сприятливий клімат навколо Вас можна успішно здійснити на основі сучасних технологій. В єдину систему створення мікроклімату, можна скомбінувати весь комплекс кліматизації, де одна система повітропроводів буде служити, як для опалення так і для вентиляції та кондиціонування, а також для очищення, зволоження та осушення повітря.

Метою даного дипломного о проєкту є розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря кафе на 130 посадкових місць, м. Коблево

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		14

1.ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

Характеристика будівельних конструкцій :

Місцезнаходження об'єкту - місто Коблево

Найменування об'єкту – кондиціонування і вентиляції повітря кафе на 130 посадкових місць

Географічна широта - 48°.

Початкові дані:

Місто : Коблево

$t_n=28.6^{\circ}\text{C}$, $h_n=62$ кДж/кг.

Параметри у приміщенні: $t_b=21^{\circ}\text{C}$, $\varphi_b=50\%$.

Висота приміщення: 3м.

Стіна: штукатурка $\delta=20$ мм; газобетон $\delta=400$ мм; штукатурка $\delta=20$ мм

Кровля: залізобетонна плита $\delta = 200$ мм; штукатурка $\delta=20$;

Стіни виконані з таких матеріалів:

штукатурка $\delta = 20$ мм; $\lambda = 0,7$ Вт/(м · К);

газобетон $\delta= 400$ мм; $\lambda = 0,10$ Вт/(м · К);

штукатурка $\delta = 20$ мм; $\lambda = 0,7$ Вт/(м · К);

Тоді коефіцієнт теплопередачі для стін дорівнює:

$$K_{ст} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n} \right)^{-1},$$

$$K_{зст} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,4}{0,10} + 2 * \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,236 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2\text{К})}$$

де $\alpha_{вн} = 8$ Вт/(м²К) - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря в приміщенні;

δ_i і λ_i - товщина і теплопровідність і-го слою огородження;

$\alpha_n = 23$ Вт/(м²К) - коефіцієнт тепловіддачі з зовнішньої поверхні стіни.

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		15

Перекриття виконане із наступних матеріалів:

залізобетонна плита $\delta = 200$ мм; $\lambda = 2,04$ Вт/(м · К);

штукатурка $\delta = 20$ мм; $\lambda = 0,7$ Вт/(м · К);

Тоді коефіцієнт теплопередачі для перекриття дорівнює:

$$\kappa_{пер} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

$$\kappa_{кр} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,2}{0,1} + 2 * \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,323 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2\text{К})}$$

2. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б:

барометричний тиск - $P = 1010$ мм. рт. стовпа;

ентальпія зовнішнього повітря - $h = 62$ кДж/кг;

температура зовнішнього повітря - $t = 28,6$ °С;

розрахункова швидкість руху повітря - $3,3$ м/с.

Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря.

Керуючись нормами проектування, приймаємо такі значення температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в приміщенні :

температура повітря у приміщенні влітку - $t_{п} = 23$ °С;

температура повітря у приміщенні взимку - $t_{п} = 19$ °С;

відносна вологість повітря у приміщенні влітку - $\phi_{п} = 60\%$;

відносна вологість повітря у приміщенні взимку - $\phi_{п} = 50\%$;

амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 8,8$ °С.

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		16

2.1 Розрахунок тепло припливів для теплого періоду року

Керуючись [1] розраховуємо в приміщенні ідальні:

1) В приміщенні знаходяться 10 вітрин з підігрівом сумарною потужністю 2 кВт, та 2 кофейних апарати сумарною потужністю 2 кВт

Тепловиділення електродвигунів, що не мають примусового охолодження з відведенням теплоти за межі приміщення, кВт,

Таким чином теплова навантаження від устаткування

$$Q_{\text{техн}} = 2000 + 2000 = 4000 \text{ Вт.} \quad (1.2.1)$$

2) від людей:

$$Q_{\text{люд.п.}}^{\text{ТЗ}} = q_{\text{жін}} \cdot n_{\text{перс}} + q_{\text{жін}} \cdot n_{\text{клієнт.жін}} + q_{\text{чол}} \cdot n_{\text{клієнт.чол}} \\ = 150 \cdot 0,85 \cdot 20 + 150 \cdot 4 + 150 \cdot 0,85 \cdot 72 + 1 \cdot 150 \cdot 72 = 22275 \text{ Вт}; (1.3.2)$$

$$q_{\text{люд}} \text{ при } 24^{\circ}\text{C} = 100 \text{ Вт};$$

$$q_{\text{жін.}} = 0,85 \cdot 150 \text{ Вт};$$

$$q_{\text{чол.}} = 1 \cdot 150 \text{ Вт.}$$

$n_{\text{перс}}$ – кількість персоналу

$n_{\text{клієнт.жін}}$ – кількість відвідувачів жінок

$n_{\text{клієнт.чол.}}$ – кількість відвідувачів чоловіків

3) Приплив тепла від штучного освітлення:

Вважається, що енергія, що витрачається на освітлення, переходить в теплоту, що нагріває повітря в приміщенні:

$$Q_{\text{осв}} = N_{\text{осв}} \quad (1.2.3)$$

Де $N_{\text{осв}}$ – сумарна потужність джерел освітлення, Вт, при цьому пренебрегають частиною енергії, що нагріває конструкції будівлі і що вирушає через них.

Для розрахункового типу приміщень приймаємо теплове навантаження від освітлення, що дорівнює 20 кВт на кожен квадратний метр приміщення:

$$Q_{\text{осв}} = 20 \cdot S / 1000 = 20 \cdot 154 / 1000 = 3.08 \text{ кВт} \quad (1.2.4)$$

Де S – загальна площа приміщення, м^2

4) від інфільтрації тепло припливи при розрахунку вентиляції не враховуються;

5) Розрахунок тепло припливів через внутрішні огороження:

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Перегородки виконані із наступних матеріалів:

штукатурка $\delta = 20$ мм; $\lambda = 0,7$ Вт/(м · К);

газобетон $\delta = 280$ мм; $\lambda = 0,10$ Вт/(м · К);

$$K_{\text{вст}} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,28}{0,10} + 2 * \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,238 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2\text{К})}, \quad (1.2.5)$$

$$\Delta t_{\text{роз}} = (28,6 - 24) \cdot 0,5 = 2,3^\circ\text{C} \quad (1.2.6)$$

$$Q_{\text{во.}}^{\text{тз}} = Q_{\text{конв.}} = k \cdot (F_{\text{ст}}^3 + F_{\text{ст}}^{\text{сх}}) \cdot \Delta t_{\text{роз}} = 1,32 \cdot (45 + 45) \cdot 2,3 = 152 \text{ Вт} \quad (1.2.7)$$

Кількість теплоти, що надходить в приміщення через зовнішні стіни або перекриття площею F складається з середніх величин тепла що надходить за рахунок конвективного теплообміну і тепла від сонячної радіації

$$Q_{\text{отр}} = Q_{\text{конв.}} + Q_{\text{с.р}} \quad (1.2.8)$$

Тепло що надходить від сонячної радіації може бути врахований до складу умовної температури тусл рівною:

$$t_{\text{ум}} = t_{\text{н}} + \Delta t_{\text{с.р}} \quad (1.2.9)$$

де $t_{\text{н}}$ - середня за добу температура повітря в найспекотніший місяць літа дорівнює $28,6^\circ\text{C}$

$\Delta t_{\text{с.р}}$ - додаткова складова, що підвищує температуру біля стіни або перекриття, обумовлена дією сонячної радіації.

Кількість тепла що надходить на поверхню від сонячної радіації визначається середньої кількості тепла за добу $J_{\text{ср}}$ для даної стіни з врахуванням її орієнтації по сторонах світу. Чисельно оцінити величину $\Delta t_{\text{с.р}}$ можна по аналогії припливу тепла за рахунок різниці температур повітря та стіни $q = \alpha_{\text{зов}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{ст}})$ прийнявши припущення що:

$$Q_{\text{с.р}} = \alpha_{\text{зов}} \cdot (t_{\text{с.р}} - t_{\text{ст}}) = J_{\text{ср}} \quad (1.2.10)$$

Прийнявши це припущення, можна припустити що є якась умовна температура, яка враховує тепло від сонячної радіації:

$$q = \alpha_{\text{зов}} \cdot (t_{\text{н}} + t_{\text{с.р}} - t_{\text{ст}}) = \alpha_{\text{зов}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{ст}}), \quad (1.2.11)$$

$$t_{\text{ум}} = t_{\text{н}} + \rho \cdot J_{\text{ср}} / \alpha_{\text{зов}} \cdot \quad (1.2.12)$$

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

де J_{cp} – променисте тепло;

ρ - коефіцієнт поглинання тепла сонячної радіації, який враховує віддзеркалення частки сонячної радіації (колір та тип поверхні огороження);

$\alpha_{зov}$ – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні огороження, для вертикальної поверхні $\alpha_{зov}=5,8+11,6\sqrt{\omega}$, а для горизонтальної $\alpha_{зov}=8,7+2,6\sqrt{\omega}$.

(ω – швидкість вітру коло стіни, СНП 2.04.05-91*)

Взагалі приплив тепла до поверхні огорожі є не є постійним в часі, а коливається з певною амплітудою, яка обумовлена коливанням умовної температури з амплітудою A_t . По мірі просування теплової хвилі крізь огорожу коливання температури зменшується за рахунок поглинання тепла матеріалом огороження. Величина амплітуди коливань тепла A_q яке надходить у приміщення буде в v разів менше за амплітуду коливань тепла з зовні,

$$A_{q,внутр} = A_{q,зовні} / v \quad (1.2.13)$$

Величина залежить від тепло фізичних властивостей матеріалів які складають шари огороження:

$$v = 2^{\sum D} \cdot (0.83 + 3 \cdot \sum R / \sum D) \cdot (0.85 + 0.15 \cdot S2 / S1) \quad (1.2.14)$$

де $S2, S1$ – коефіцієнти засвоєння тепла основних шарів зовнішньої огорожі, шару ізоляційного матеріалу та шару конструкційного матеріалу, за нумерацією з ходом хвилі тепла $S1=9,7 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, $S2=5,63 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$;

$\sum D = R1 \cdot S1 + R2 \cdot S2$ – сумарна теплова інерція основних шарів огорож

$$\sum D = 0,2 \cdot 9,76 + 1,08 \cdot 5,63 = 6,33 \quad (1.2.15)$$

$$v = 2^{6,33} \cdot (0.83 + 3 \cdot 1,13 / 6,33) \cdot (0.85 + 0.15 \cdot 5,63 / 9,76) = 102 \text{ раз}$$

У разі $v > 100$ разів, коливання, що надходить до приміщення, буде незначним та може бути прийнято постійним. Середнє значення припливу тепла обумовленого різницею температур між умовною середньою зовнішньою температурою та температурою у приміщенні складе:

$$q_{нар} = 1 / R_0 (t_{усл} - t_{в}); \quad (1.2.16)$$

де R_0 - термічний опір конструкції огорожі згідно СНП II-3-79*,

$$R_0 = 1 / \alpha_{зov} + \sum R + 1 / \alpha_{вн} = 1 / 27 + 1,13 + 1 / 8,7 = 1,28 \text{ м}^2 \cdot \text{с/Вт} \quad (1.2.17)$$

Q_{max} в 13:00 год

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Кількість тепла, що надходить в приміщення в кожну годину доби крізь вікна, складається з тепла від сонячної радіації, та тепла обумовленого різницею температур коло скління та всередині приміщення:

$$Q_{c.p.}=(q_{c.p.}+q_{\text{тепл.}})\cdot F_{\text{ост.}} \text{ Вт}, \quad (1.2.18)$$

Для вертикального заповнення світлових отворів тепло від сонячної радіації:

$$q_{c.p.}=(q_{\text{п}}^{\text{в}}\cdot K_{\text{інс.в}}+q_{\text{р}}^{\text{в}}\cdot K_{\text{обл}})\cdot K_1\cdot K_2\cdot \tau_2 \cdot \text{Вт}, \quad (1.2.19)$$

де $q_{\text{п}}^{\text{в}}$ і $q_{\text{р}}^{\text{в}}$ – поверхнева щільність теплового потоку, Вт/м², яка проходить крізь застклений світловий отвір в липні в дану годину доби, відповідно від прямої і розсіяної сонячної радіації, що приймається для ввертикального і горизонтального скління, додаток «сонячна радіація».

Коефіцієнт інсоляції враховує яка частина вікна пропускає пряму сонячну радіацію на дану годину:

$$K_{\text{інс}}=(1-(L_{\text{г}}\cdot \text{ctg}\beta)/H)\cdot (1-(L_{\text{в}}\cdot \text{tg}A_{\text{с.о.}})/B); \quad (1.2.20)$$

Де β – кут (для горизонтальних пристроїв що затіняють), град. Між вертикальною площиною скління і проекцією сонячного променя на вертикальну площину, перпендикулярну даній площині скління:

$$\beta=\text{arctg}\cdot(\text{cjs}A_{\text{с.о.}}\cdot \text{ctngh}); \quad (1.2.21)$$

H, B – висота та ширина світлового отвору, м;

h – висотасонце стояння, градуси;

$L_{\text{г}}, L_{\text{в}}$ – розмір горизонтальних та вертикальних елементів вікна що виступають відносно площині скління, м. $L_{\text{г}}=L_{\text{в}}=0,15$ м;

$A_{\text{с.о.}}$ – сонячний азимут скління (для вертикально затіняючих пристроїв), тобто кут між горизонтальною проекцією сонячного променя і нормалі до розглянутої площині скління.

$K_{\text{обл}}=K_{\text{обл.г}}\cdot K_{\text{обл.в}}$, і дорівнює твору коефіцієнтів опромінення $K_{\text{обл.г}}$ і $K_{\text{обл.в}}$ відповідно для горизонтальної і вертикальної сонце захисної конструкції, залежно від обчисленого, відповідного кута.

H, B – висота та ширина світлового отвору, м;

h – висотасонце стояння, градуси;

K_1 – коефіцієнт тепло пропускання сонце захисних пристроїв (штори, карнизи, жалюзі та інші вироби заводського виготовлення), згідно з (СНІП II-3-79**) $K_1=1$;

K_2 – коефіцієнт пропускання тепла склом, $K_2=0,6$;

$R_{ост}$ – опір теплопередачі, $m^2 \cdot ^\circ C / Wt$ приймається $R_{ост}=0,36 m^2 \cdot k / Wt$

Теплопостачання обумовлене теплопередачею:

$$Q_{тепл} = 1/R_0(t_{a,ум} - t_b); \quad (1.2.22)$$

Умовна температура зовнішнього середовища при вертикальному заповненні світлових отворів:

$$T_{в,ум} = t_{н,ср} + A_{тп} \cdot \theta_1 + (J_{пр} \cdot K_{інс.} + J_p \cdot K_{обл.} / \alpha_{зов}) \cdot \rho \cdot \tau_2 \quad (1.2.23)$$

Де τ_2 – коефіцієнт, що враховує затінення світлового прорізу рамою вікна, складає $\tau_2=0,7..0,9$;

$t_{н,ср}$ – температура зовнішнього повітря

θ_1 – гармонійні коливання, $\theta_1 = -\cos 2\pi \cdot (Z-3-\Delta t) / 24$, де – Z розрахунковий час, а Δt приймають рівним 1 для місцевості біля моря, для іншої місцевості 0;

$J_{пр}$, J_p – кількість теплоти відповідно прямої і розсіяної радіації, яка надходить в кожну годину розрахункової доби на вертикальну поверхню

P – приведений коефіцієнт поглинання сонячної радіації заповнений світових перерізів

$\alpha_{зов}$ – коефіцієнт тепло віддачі зовнішньої поверхні огороження, $Wt/m^2 \cdot ^\circ C$,

залежне від швидкості повітря - $\alpha_{зов} = 5,8 + 11,6 \sqrt{\omega}$

$$\Sigma Q_{огор} = Q_{пер} + Q_{ст} + Q_{ок} + Q_{дах} = 485 + 730 + 1145 + 1820 = 4180 Wt = 4,18 кВт \quad (1.2.24)$$

Загальний теплоприплив в приміщенні

$$\Sigma Q_{огор} = Q_{огор} + Q_{люд} + Q_{ос} + Q_{облад} = 4,18 + 4 + 7,4 + 3,06 = 18,64 кВт$$

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
						21
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

2.2 Розрахунок волого виділення:

1) від людей:

$$W_{\text{люд}}^{\text{ТЗ}} = W_{\text{перс}} \cdot n_{\text{перс}} + W_{\text{клієнт}} \cdot n_{\text{клієнт}} \quad (1.3.1)$$

$$W_{\text{люд}}^{\text{ТЗ}} = (18 \cdot 0,85 + 4) \cdot 130 + (72 \cdot 0,85 + 72 \cdot 1) \cdot 108 = 19270 \text{ г/год} = 19,270 \text{ кг/год} = 0,00535 \text{ кг/с}$$

$W_{\text{перс}}, W_{\text{клієнт}}$ - КІЛЬКІСТЬ ВОЛОГИ

$n_{\text{перс}}, n_{\text{клієнт}}$ - КІЛЬКІСТЬ ПЕРСОНАЛУ, КЛІЄНТІВ.

Волога виділяється тільки від людей,

$$\Sigma W = 0,0053 \text{ кг/с}$$

Промінь процесу в приміщенні буде:

$$\varepsilon = \Sigma Q / \Sigma W = 12,62 / 0,0053 = 2318 \text{ кДж/кг} \quad (1.3.3)$$

Визначаємо мінімальний расход зовнішнього повітря з розрахунку 60 м³/год на персонал та 20 м³/год відвідувачів

$$L = (24 \cdot 60) + (100 \cdot 20) = 3080 \text{ м}^3/\text{год}. \quad (1.3.4)$$

2.3 Баланс тепла та вологи в зимовий період року

Втрати тепла крізь стіни, підлогу і дах

Основні та додаткові втрати теплоти слід визначати підсумовуючи втрати теплоти через окремі огорожі, Q, Вт, з округленням до 10 Вт, формулою

$$Q = n \cdot F \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}) \cdot (1 - \Sigma \beta) / R \text{ кВт}. \quad (1.4.1)$$

де F - розрахункова площа огорожі, м²;

R - огорожі, м² · К/Вт, опір теплопередачі конструкції визначаємо за СНіПШ-3-79 * (грунті), для неутеплених підлог на грунті по зонах шириною 2 м, паралельним зовнішнім стінам, приймаючи R, м² · К/Вт, рівним:

R = 2,1 м² · К/Вт - для I зони;

R = 4,3 — "II";

R = 8,6 — "III";

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		22

β - додаткові втрати теплоти в частках від основних втрат: на кожну стіну, двері і вікно, якщо одне з огорож звернено на північ, схід, північний схід і північний захід і 0,1-в інших випадках 0,05;

t_v - розрахункова температура повітря, $^{\circ}\text{C}$;

t_n - температура зовнішнього повітря для холодного періоду року, $^{\circ}\text{C}$;

n - коефіцієнт, що приймається в залежності від положення огорожі по відношенню до зовнішнього повітря за СНІП II-3-79 **.

Тепловитрати від підлоги:

$$Q_{\text{підл.1}} = n \cdot F_1 (t_n - t_v) / R_1 \text{ кВт.} \quad (1.4.2)$$

$$Q_{\text{підл.1}} = 0,4 \cdot 153 \cdot (-18 - 20) / 2,1 = -1107 \text{ Вт.} = -1,1 \text{ кВт.}$$

$$Q_{\text{підл.2}} = n \cdot F_2 (t_n - t_v) / R_2 \text{ кВт.} \quad (1.4.3)$$

$$Q_{\text{підл.2}} = 0,4 \cdot 153 \cdot (-18 - 20) / 4,3 = -540 \text{ Вт.} = -0,5 \text{ кВт.}$$

$$Q_{\text{підл.3}} = n \cdot F_3 (t_n - t_v) / R_3 \text{ кВт.} \quad (1.4.4)$$

$$Q_{\text{підл.3}} = 0,4 \cdot 153 \cdot (-18 - 20) / 8,6 = -270 \text{ Вт.} = -0,27 \text{ кВт.}$$

$$Q_{\text{підл}} = Q_{\text{підл.1}} + Q_{\text{підл.2}} + Q_{\text{підл.3}} \text{ кВт.} \quad (1.4.5)$$

$$Q_{\text{підл}} = (-1,1) + (-0,5) + (-0,27) = -1,87 \text{ кВт.}$$

Тепловитрати від стін:

$$Q_{\text{сх.пвн.зх}}^{\text{ст}} = n \cdot F_* (t_n - t_v) \cdot (1 - \sum \beta) / R \text{ кВт.} \quad (1.4.6)$$

$$Q_{\text{сх.пвн.зх}}^{\text{ст}} = 1 \cdot 36 \cdot (-18 - 20) \cdot (1 - 0,1) / 1,28 = -961 \text{ Вт.} = -0,961 \text{ кВт.}$$

$$Q_{\text{пвд}}^{\text{ст}} = n \cdot F (t_n - t_v) \cdot (1 - \sum \beta) / R \text{ кВт.} \quad (1.4.7)$$

$$Q_{\text{пвд}}^{\text{ст}} = 1 \cdot 18 \cdot (-18 - 20) \cdot (1 - 0,05) / 1,28 = -507 \text{ Вт.} = -0,507 \text{ кВт.}$$

$$Q_{\text{стін}} = Q_{\text{сх.пвн.зх}}^{\text{ст}} + Q_{\text{пвд}}^{\text{ст}} \text{ кВт.} \quad (1.4.8)$$

$$Q_{\text{стін}} = -0,961 + (-0,507) = -1,46 \text{ кВт}$$

Тепловитрати від вікон:

$$Q_{\text{окон}} = n \cdot F (t_n - t_v) / R \text{ кВт.} \quad (1.4.9)$$

$$Q_{\text{вікна}} = 1 \cdot 14 \cdot (-18 - 20) / 0,36 = -1400 \text{ Вт.} = -1,4 \text{ кВт.}$$

Тепловитрати від даху:

$$Q_{\text{дах}} = n \cdot F (t_n - t_v) / R \text{ кВт.} \quad (1.4.10)$$

$$Q_{\text{дах}} = 1 \cdot 153 \cdot (-18 - 20) / 1,62 = -3479 \text{ Вт.} = -3,5 \text{ кВт.}$$

Сумарні втрати тепла складають:

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		23

$$Q_{огор} = Q_{стін} + Q_{вікна} + Q_{дах} + Q_{підлога}, \text{ кВт.} \quad (1.4.11)$$

$$Q_{огор} = (-1,46) + (-1,4) + (-3,5) + (-1,87) = -8,2 \text{ кВт}$$

Приплив тепла та вологи від людей

Розрахунок поводять для температури в приміщенні $+20^{\circ}\text{C}$:

$$Q_{л} = q_{л} \cdot n, \text{ кВт.} \quad (1.4.12)$$

$$Q_{л} = 7,4 \text{ кВт.}$$

Приплив тепла від штучного освітлення.

$$Q_{осв.х} = Q_{осв.т}$$

$$Q_{осв.х} = 3,08 \text{ кВт}$$

Визначення сумарної кількості тепла та вологи що надходить до приміщення, або що видаляється в нутрі:

$$Q = -Q_{огр} + Q_{осв} + Q_{л}, \text{ кВт;} \quad (1.4.13)$$

$$Q = -8,2 \cdot 0,4 + 3,08 + 7,4 = 7,2 \text{ кВт}$$

кількість вологи в зимовий період:

$$W = n \cdot q_{п}, \text{ кг/с.} \quad (1.4.14)$$

$$W = 0,0053 \text{ кг/с}$$

Промінь процесу в зимовий розрахунковий період складе:

$$\epsilon_{зима} = Q/W, \text{ кДж/кг.} \quad (1.4.15)$$

$$E_{зима} = 7,2 / 0,0053 = 1358 \text{ кДж/кг}$$

2.4 Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів обробки повітря в літній та зимовий періоди

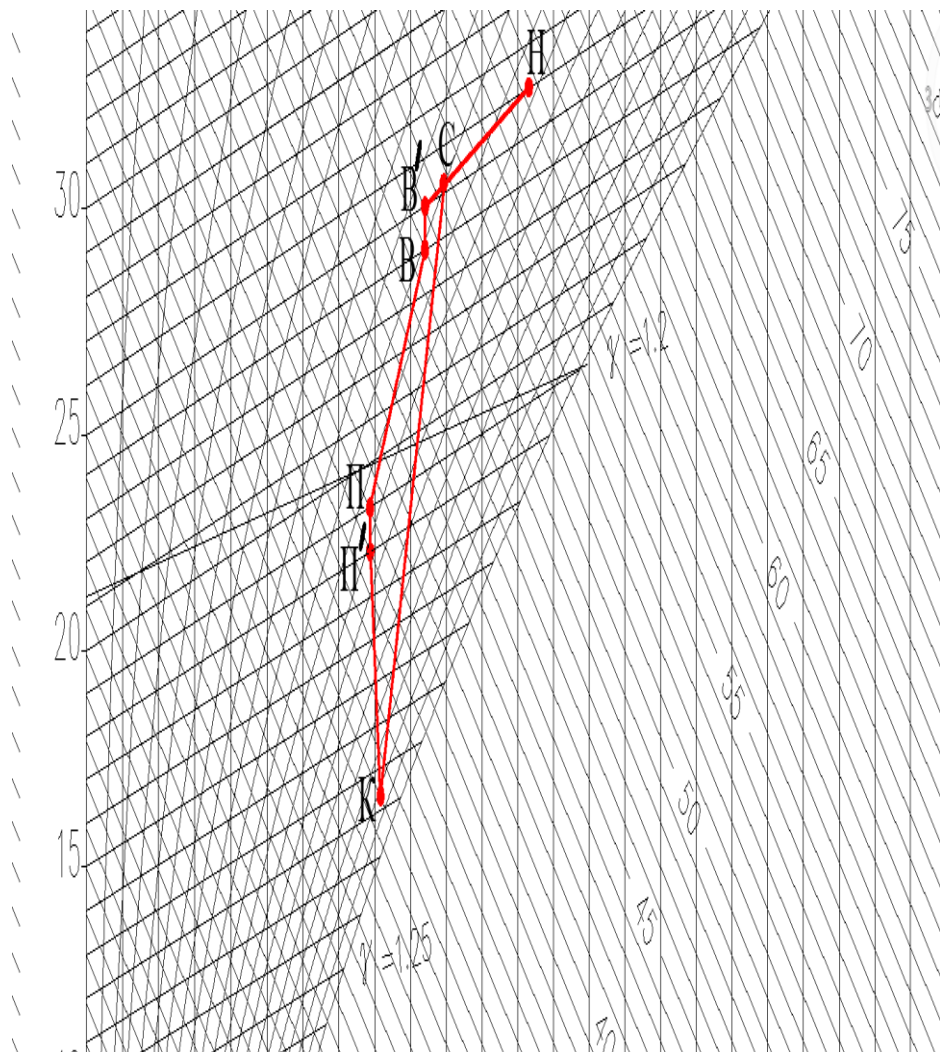
Кондиціонування для теплої пори року

При висоті стелі приймаємо робочу різницю температур при якій повітря приточування асимілює надлишки вологи і тепла в приміщеннях $\Delta t_p = 5^{\circ}\text{C}$.

При побудові літнього режиму функціонування СКП на h-d діаграмі відзначаємо параметри зовнішнього повітря $t_{н.д}$. Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні $t_{в.д}$. На прямій $d = const$ побудованою з $t_{в.д}$ приймаємо нагрів у витяжному вентиляторі $\Delta t = 1^{\circ}\text{C}$

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

получаємо точку $t_{Вл}'$. Будуємо процес в приміщенні і відкладаємо робочу різницю температур, що відповідає точці повітря приточування $t_{Пл}$. Будуємо процес в повітроохолоджувачі, з'єднавши $t_{Нл}$ з температурою поверхні повітроохолоджувача t_f . Приймаємо нагрів повітря в припливному повітроводі вентиляторі $\Delta t = 1^\circ C$, і будуємо $t_{Пл}'$, через яку будуємо пряму по $d = const$ до перетину з процесом в повітроохолоджувачі і отримуємо параметри повітря після охолодження t_K .



Діаграма 1 Процеси в d-h-діаграмі в теплий період року

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

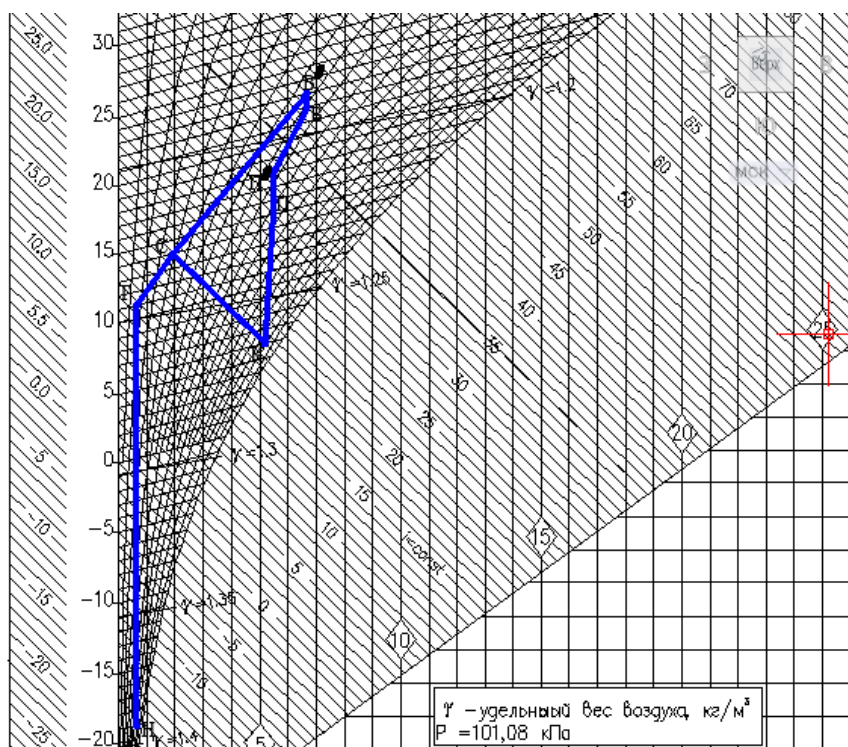
Кондиціонування у холодну пору року

Будуємо зимовий режим функціонування СКП, для цього відзначаємо на діаграмі точку зимового зовнішнього повітря $t.H_3$, будуємо пряму $d = const$ и за розрахунком підігріву в електронагрівачу отримуємо точку повітря приточування H_3^1 , далі за рахунок підігріву в теплоутилизаторі отримуємо точку повітря $t.H_3^2$, далі за рахунок підігріву в наступному повітрянагрівачі отримаємо точку H_3^3 . Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні $t.B_3$. Далі розраховуємо ентальпію $t.P_3$ по формулі:

$$h_p = h_b - (Q_{зима}^{T3} / G_x) \text{ кДж/кг} \quad (1.5.1)$$

Далі будуємо процес в приміщенні $\epsilon_{зима} = 1472$ через точку B_3 , і на лінії перетину процесу з ентальпію $t.P_3$ отримуємо точку P_3 .

Далі по лінії $h = const$ через точку P_3 проводимо лінію до перетину з $d = const$, проведеному через $t.H_3$, і отримуємо точку H_3^3 .



Діаграма 2 Процеси в d-h діаграмі в холодний період року

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Підбір системи кондиціонування повітря

Визначаємо масову витрату повітря:

1. По балансу загальної теплоти:

$$G_1 = \frac{Q_{нов}}{h_e - h_n}, \text{ кг/с}; \quad (2.29)$$

де $h_e = 47,0$ кДж/кг- ентальпія повітря приміщенні;

$h_n = 36,5$ кДж/кг- ентальпія припливного повітря;

$$G_1 = \frac{Q_{обб}}{(h_B - h_{II})} = \frac{19,49}{(47,5 - 36,5)} = 1,77, \text{ кг/с}$$

По балансі явної теплоти:

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (2.30)$$

Приймаємо $\Delta t_p = 5^\circ\text{C}$.

$$c_p = 1,006 + 1,86 \cdot d, \text{ кДж} \quad (2.31)$$

$$c_p = 1,006 + 1,86 \cdot 9 \cdot 10^{-3} = 1,0227 \text{ кДж}$$

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{c_p \Delta t_p} = 1,94 \text{ кг/с}$$

По балансі вологи:

$$G_3 = \frac{W_{нов}}{d_e - d_n}, \text{ кг/с} \quad (2.32)$$

де d_e - вологовміст повітря в приміщенні, кг/кг_{св};

d_n - вологовміст припливного повітря, кг/кг_{св};

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		27

$$G_3 = \frac{0,0038}{(9-6,5)10^{-3}} = 1,7 \quad (2.32)$$

Приймаємо $G_r = 1,79$ кг/с.

3 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

3.1 Підбір центрального кондиціонера

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max} = 2,95 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера:

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_v} = \frac{3600 \cdot 2,95}{1,2} = 8862 \text{ м}^3/\text{год} \quad (2.1.1)$$

для всіх приміщень

За повною продуктивністю проектуємо кондиціонер аналогічний КЦКП -10 ВЕЗА вибираем .

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\text{ки}} = \frac{\rho_v \cdot L_{\text{кд}}^{\text{повне}}}{3600} = \frac{1,2 \cdot 9304}{3600} = 3,10, \text{ кг/с,} \quad (2.1.2)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		28

3.2 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_n = -18^\circ\text{C}$, $t_k = 5^\circ\text{C}$, витрати повітря $G_B = 8861 \text{ м}^3/\text{час}$, початкова та кінцева температура теплоносія $t_1 = 90^\circ\text{C}$, $t_2 = 70^\circ\text{C}$.

Приймаємо повітрянагрівач ВНВ 243.1-103-090-02-3,5-04-2 кондиціонера КЦКП-10 площа фронтального перетину $0,93 \text{ м}^2$.

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера КЦКП-10 $\text{кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$.

$$v\rho = \frac{G_B}{3600 \cdot F_f} \quad (2.2.1)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м^2 ;

G_B – витрата повітря $\text{кг}/\text{с}$;

$$v\rho = 8862 / (3600 \cdot 0,93) = 2,64 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0,278 \cdot c_g \cdot G_g \cdot (t_k - t_n) \quad (2.2.2)$$

c_g – теплоємність повітря;

$$Q = 0,278 \cdot 1,006 \cdot 8862 \cdot (5 - (-18)) = 57003 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, $\text{кг}/\text{ч}$:

$$G_w = \frac{3,6 \cdot Q}{c_w \cdot (t_1 - t_2)} \quad (2.2.3)$$

c_w – теплоємність води;

$$G_w = 3,6 \cdot 57003 / (4,187(90-70)) = 2450 \text{ кг}/\text{час}.$$

Задаючись швидкістю руху теплоносія в трубах w от 1.2 до 1.5 м/с, визначаємо число ходів та площу живого перетину для проходу води.

Попередньо також маємо задатися числом рядів трубок по ходу руху повітря, p .

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{mp}}{h} \quad (2.2.4)$$

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		29

де $H_{тр}$ – висота трубної решітки, м;

h – крок труб по висоті, м, для КЦКП $h = 0.05$ м.

Приймаємо $p = 1$; при $H_{тр} = 0,85$ м, загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 0,85 / 0.05 = 17$$

Розраховуємо число трубок, які підключаються до колектора, який подає, по заданому значенню швидкості руху води в трубках:

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \quad (2.2.5)$$

де f_w – площа живого перетину мідної трубки m^2 ; приймаємо швидкість руху води в трубках 1.6 м/с. Тоді

$$m = 2450 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 1.6) = 3,8$$

Приймаємо $m = 4$ та визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (2.2.6)$$

$$n = 17 / 4 \approx 4$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (2.2.7)$$

$$w = 2450 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 4) = 1,53 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі, К Вт/($m^2 \cdot ^\circ C$)

$$k = A \cdot (v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18} \quad (2.2.8)$$

A – емпіричний коефіцієнт, який визначається за результатами випробувань в залежності від конструкції теплообмінника.

$$k = 23,11 \cdot (2,64)^{0,37} \cdot 1,53^{0,18} = 35,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

Середня логарифмічна різниця температур замінюється різницею середніх температур води та повітря:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_n + t_k}{2} \quad (2.2.9)$$

$$\Delta t_{cp} = (90 + 70) / 2 - (-18 + 5) / 2 = 86,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad (2.2.10)$$

$$F = 57003 / (35,7 \cdot 86,5) = 18,45 \text{ м}^2$$

При відстані між пластинами 4 мм площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника менш ніж $19,1 \text{ м}^2$, цього не достатньо для передачі необхідної кількості теплоти. Приймаємо відстань між пластинами 1,8 мм і повторюємо розрахунок.

$$k = 20,94 \cdot (2,64)^{0,37} \cdot 1,53^{0,18} = 33,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

$$F = 57003 / (33,3 \cdot 86,5) = 19,78 \text{ м}^2$$

Площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника при відстані між пластинами 1,8 мм – $19,78 \text{ м}^2$.

Знаходимо коефіцієнт запасу:

$$a = (19,78 - 18,45) / 19,78 \cdot 100 = 6,7\%$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_a = B \cdot (v\rho)^m \quad (2.2.11)$$

Б, m – емпіричні коефіцієнти;

$$\Delta P_a = 2,104 \cdot 2,64^{1,64} = 10,33 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1,69} \quad (2.2.12)$$

де $l_{\text{хода}}$ – приведена довжина ходу води в трубках визначається як множення числа ходів на довжину трубок.

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot (1,02 \cdot 4) \cdot 1,53^{1,69} = 16,47 \text{ кПа}$$

3.3 Розрахунок охолоджувача повітря

Повітроохолоджувачем прийнято називати теплообмінний апарат, призначений для охолодження (а в більшості випадків і для осушення) повітря.

Рух повітря в повітроохолоджувачах - примусовий.

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		31

Процес охолодження і осушення повітря в повітроохолоджувачі протікає в наступній послідовності: в перших рядах по ходу повітря охолоджується при постійному вологовмісті; найбільш інтенсивне охолодження повітря відбувається в нижній частині обрешітки в місцях, де ребра примикають до поверхні трубок, в тих рядах повітроохолоджувача, де охоложене повітря зустрічається з поверхнею обрешітки, що має температуру нижче за точку роси потоку повітря, починається процес конденсації вологи з повітря;

найбільша конденсація вологи матиме місце в останніх рядах повітроохолоджувача. По висоті ребра, інтенсивність волого випадіння при осушенні повітря буде різною. Найбільша інтенсивність випадання вологи має місце біля основи ребра і знижується по його висоті. На виході з повітроохолоджувача змішуванні частини охоложеного повітря і частини осушеного повітря біля основи ребра, отримуємо суміш з відносною вологістю близько 70÷75%.

Метою теплового розрахунку повітроохолоджувача, при його проектуванні, являється визначення необхідної поверхні теплообміну для забезпечення заданої холодопродуктивності і компонування цієї поверхні.

Масова витрата повітря крізь повітроохолоджувач було визначено в п.п. 3.1., та складатиме кг/с,

$$G_{\text{в}}=2,5 \text{ кг/с}$$

Для розрахунків використовуємо побудову умовного процесу охолодження і осушення, яке виробляється шляхом з'єднання прямою лінією точок початкового і кінцевого стану повітря в h-d діаграмі на рис.2.

Згідно з побудови процесу у h-d діаграмі температура повітря на вході теплообмінник твх дорівнює температурі, яка визначена в п.п.3.1 як температура змішаного рециркуляційного та зовнішнього повітря, $t_{\text{вх}}=t_{\text{см}}=26,6^{\circ}\text{C}$.

Температура на виході з охолоджувача повітря повинна бути на $1,5^{\circ}\text{C}$ ніж температура припливного повітря, тому що у вентиляторі температура буде підвищена на ті ж самі $1,5^{\circ}\text{C}$. Таким чином температура охоложеного повітря повинна складатиме, $t_{\text{вих}}=t_{\text{п}}-1,5=20-1,5=18,5^{\circ}\text{C}$.

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		32

Середня температура повітря у процесі охолодження в випарнику:

$$t_{\text{сер}}=(t_{\text{вх}}+t_{\text{вих}})/2=(26,6+16,5)/2=21,55 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.3.1)$$

Середню температуру поверхні теплообмінника приймаємо згідно виразу:

$$t_{\text{ст}}=t_{\text{сер}}-(0.7/1.0) \cdot \theta; \quad (2.3.2)$$

де $\theta = t_{\text{к}} - t_{\text{сер}} = 9^{\circ}\text{C}$ - перепад температур між повітрям і холодильним агентом,

$$t_{\text{ст}}=21,55-1 \cdot 9=12,55 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ентальпія повітря на виході з повітроохолоджувача знаходиться на перехресті температури охолодженого повітря та лінії процесу охолодження яка з'єднує точку з вхідними параметрами повітря, $t_{\text{вх}}=26,6^{\circ}\text{C}$, $h_{\text{вх}}=54,8\text{кДж/кг}$ та точку на лінії насичення $\phi=1$ при $t_{\text{н}}=12,55^{\circ}\text{C}$.

Ентальпія точки яка відповідає параметрам повітря на виході з повітроохолоджувача складатиме $h_{\text{вих}}=40,1\text{кДж/кг}$, та $t_{\text{вих}}=16,5^{\circ}\text{C}$.

Початкові данні для розрахунку:

$t_{\text{в1}}=26,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – початкова температура повітря;

$h_{\text{в1}}=54,8\text{кДж/кг}$ – початкова ентальпія повітря;

$t_{\text{в2}}=16,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – кінцева температура повітря;

$h_{\text{в2}}=40,1\text{кДж/кг}$ – кінцева ентальпія повітря

$p=0,0002\text{м}$ – товщина ребра;

$u=0,0025\text{м}$ – крок ребер;

$d_{\text{н}}=0,012\text{м}$ – зовнішній діаметр трубки;

$d_{\text{вн}}=0,011\text{м}$ – внутрішній діаметр трубки;

$S_{\text{тр}}=0,032\text{м}$ – крок труби по висоті повітроохолоджувача;

$S=0,032\text{м}$ – крок труби по ходу повітря.

Таким чином кількість тепла що треба відвести від повітря в повітроохолоджувачі складе:

$$Q_0= G_{\text{в}} \cdot (h_{\text{вх}} - h_{\text{вих}}) = 2,5 \cdot (54,8 - 40,1) = 36,75 \text{ кВт.} \quad (2.3.3)$$

Знаходимо коефіцієнт волого випадіння:

$$\varepsilon_i = (h_{\text{вх}} - h_{\text{вих}}) / C_p \cdot (t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}}) = (54,8 - 40,1) / 1,005 \cdot (26,6 - 16,5) = 1,44 \quad (2.3.4)$$

де c_p - теплоємність повітря, що визначають по середній температурі.

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		33

Визначимо живий перетин апарату прийняв швидкість повітря в вузькому перетині повітроохолоджувача $\omega=5\text{м/с}$:

$$F_{\text{ж}}=G_{\text{в}}/(\rho_{\text{в}}\cdot\omega)=2,5/(1,17\cdot5)=0,42\text{ м}^2 \quad (2.3.5)$$

Загальна довжина труби по фронту повітроохолоджувача, м

$$L_1=F_{\text{ж}}/((S_{\text{тр}}-d_{\text{н}})\cdot(1-\delta_{\text{р}}/u))=0,42/((0,032-0,012)\cdot(1-0,0002/0,0025))=22,8\text{ м} \quad (2.3.6)$$

Еквівалентний діаметр для розрахунку числа Рейнольдса та Нусельта, м:

$$d_{\text{екв}}=(2\cdot(S_{\text{тр}}-d_{\text{н}})\cdot(u-\delta_{\text{р}}))/((S_{\text{тр}}-d_{\text{н}})+(u-\delta_{\text{р}})),\text{ м} \quad (2.3.7)$$

$$d_{\text{екв}}=(2\cdot(0,032-0,012)\cdot(0,0025-0,0002))/((0,032-0,012)+(0,0025-0,0002))=0,0041\text{ м}$$

Число Рейнольдса для повітря,

$$Re=w\cdot d_{\text{екв}}/v=5\cdot0,0041/16\cdot10^{-6}=1281 \quad (2.3.8)$$

де v - коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря при середній температурі повітря t , $v=16\cdot10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$.

Довжина пластини ребра по ходу повітря, м,

$$L=a\cdot S=4\cdot0,032=0,128\text{ м}, \quad (2.3.9)$$

де a – число ходів проти ходу повітря, (приймаємо $a=4$).

Значення критерію Нусельта для обтіканні повітрям шахових пучків труб з пластинчатими ребрами визначаються залежністю:

$$Nu=0.178\cdot Re^{0.6}\cdot(L/d_{\text{екв}})^{-0.14} \quad (2.3.10)$$

$$Nu=0,178\cdot1281^{0.6}\cdot(0,128/0,0041)^{-0.14}=15,3$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря:

$$\alpha_{\text{в}}=(Nu\cdot\lambda_{\text{в}})/d_{\text{екв}}=(15,3\cdot0,024)/0,0041=89,56\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}), \quad (2.3.11)$$

де λ - коефіцієнт теплопровідності повітря при середній температурі повітря t , $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Зовнішня поверхня труби між ребрами, $\text{м}^2/\text{м}$

$$F'_{\text{тр}}=\pi\cdot d_{\text{н}}\cdot(1-\delta_{\text{р}}/u)=3,14\cdot0,012\cdot(1-0,0002/0,0025)=0,034\text{ м}^2/\text{м}. \quad (2.3.12)$$

Поверхня ребер,

$$F_{\text{р}}=2/u(S\cdot S_{\text{тр}}-(\pi\cdot d_{\text{н}}^2/4))=2/0,0025\cdot(0,032^2-3,14\cdot0,012^2/4)=0,729\text{ м}^2/\text{м} \quad (2.3.13)$$

Зовнішня поверхня оребреної труби, $\text{м}^2/\text{м}$

$$F_{\text{н}}=F'_{\text{тр}}+F_{\text{р}}=0,034+0,729=0,763\text{ м}^2 \quad (2.3.14)$$

Внутрішня поверхня труби, м^2

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

$$F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} = 3,14 \cdot 0,011 = 0,0345 \text{ м}^2/\text{м} \quad (2.3.15)$$

Ступінь ефективності ребра,

$$E = th(mh')/mh' \quad (2.3.16)$$

Коефіцієнт диференціального рівняння теплопередачі в ребрі:

$$m = \sqrt{((2 \cdot \alpha_{\text{в}})/(\delta_{\text{р}} \cdot \lambda_{\text{р}}))} = \sqrt{((2 \cdot 89,56)/(0,0002 \cdot 209))} = 65,4 \quad (2.3.17)$$

де $\lambda_{\text{р}} = 209 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ – коефіцієнт теплопровідності алюмінієвих ребер.

Коефіцієнт ρ для ребер при шаховому розташуванні труб $\rho = S/d_{\text{н}}$

$$\rho' = 1,27 \cdot \rho \cdot \sqrt{((2 \cdot S/S_{\text{тр}}) - 0,3)} = 1,27 \cdot 0,032/0,012 \cdot \sqrt{((2 \cdot 0,032)/0,032) - 0,3} = 4,42 \quad (2.3.18)$$

Умовна висота ребра,

$$h' = ((S_{\text{тр}} - d_{\text{н}})/2) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln \rho') \quad (2.3.19)$$

$$h' = ((0,032 - 0,012)/2) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln 4,42) = 0,0152$$

Ступінь ефективності ребра,

$$E = (th(mh'))/mh' = th(65,4 \cdot 0,0152)/65,4 \cdot 0,0152 = 0,99 \quad (2.3.20)$$

де th - гіперболічний тангенс.

Ступінь ефективності ребра E завжди менше одиниці,

оскільки середня температура поверхні ребра менше температури його підстави.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, приведений до внутрішньої поверхні труби, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$\alpha_{\text{в.пр.}} = \alpha_{\text{в}} \cdot \varepsilon_i \cdot (F_{\text{р}}/F_{\text{вн}} \cdot E + F'_{\text{тр}}/F_{\text{вн}}), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (2.3.21)$$

$$\alpha_{\text{в.пр.}} = 89,56 \cdot 1,29 \cdot (0,729/0,0345 \cdot 0,99 + 0,0347/0,0345) = 2533$$

Питома тепловий потік в апараті з боку повітря віднесений до внутрішньої поверхні трубки, $\text{Вт}/\text{м}^2$,

$$q_{\text{в}} = \alpha_{\text{в.пр.}} \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{в}}) \text{ Вт}/\text{м}^2 \quad (2.3.22)$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодильного агента при кипінні в трубках повітроохолоджувача обирається за рівнянням, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$\alpha_{\text{а}} = A \cdot q_{\text{а}}^{0,4} \cdot (W_{\text{р}})^{0,4} \cdot d_{\text{вн}}^{-0,6}, \text{ кВт}/\text{м}^2 \cdot \text{К} \quad (2.3.23)$$

де A - коефіцієнт який залежить від властивостей агента та температури кипіння, для хладону R407C та $t_{\text{кип}} = +5^{\circ}\text{C}$, $A = 0,00637$;

$W_{\text{р}}$ – масова швидкість киплячого агента в трубках повітроохолоджувача,

при $\rho = 1265,5 \text{ кг}/\text{м}^3$, прийнятої швидкості $W = 0,135 \text{ м}/\text{с}$, складе $W_{\text{р}} = 171 \text{ кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Представивши тепловий потік як $q_a = \alpha_a \cdot (t_{ст} - t_a)$, після перетворень запишемо:

$$\alpha_a = B^{1.667} \cdot (t_{ст} - t_a)^{0.667} \cdot W \rho^{0.667} / d, \text{ кВт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (2.3.24)$$

Тепловий потік з боку холодильного агента буде:

$$q_a = \alpha_a \cdot (t_{ст} - t_a), \text{ кВт/м}^2, \text{ або}$$

$$q_a = B^{1.667} \cdot (t_{ст} - t_a)^{0.667} \cdot W \rho^{0.667} / d \cdot (t_{ст} - t_a), \text{ кВт/м}^2, \text{ або}$$

$$q_a = [B \cdot (t_{ст} - t_a)]^{1.667} \cdot W \rho^{0.667} / d, \text{ Вт/м}^2 \quad (2.3.25)$$

Вирішуємо спільно рівняння для питомої теплового потоку з боку повітря і з боку агента, методом послідовного наближення, задаючись температурою стінки $t_{ст}$ в інтервалі температур $t_{в} \div t_{кіп}$,

$$q_{в} = \alpha_{а.пр.} \cdot (t_{ст} - t_a) \quad (2.3.26)$$

$$q_a = 1000 \cdot [B \cdot (t_{ст} - t_a)]^{1.667} \quad (2.3.27)$$

В результаті рішення системи цих двох рівнянь знаходимо значення температури стінки $t_{ст}$. Визначаємо температуру стінки з точністю до 0,010С і отримуємо що при $t_{ст} = 11,980\text{С}$ питомий тепловий потік складе

$$q = q_a = q_{в} = 14333 \text{ Вт/м}^2.$$

Внутрішня поверхня теплообміну при цьому питомому тепловому потоку буде,

$$F_{общ} = Q_k / q = 26276 / 14333 = 18,51, \text{ м}^2 \quad (2.3.28)$$

Загальна довжина оребрених труб (без калачів), м:

$$L_{общ} = F_{вн} / \pi \cdot d_{вн} = 1,851 / 3,14 \cdot 0,011 = 53,6 \text{ м} \quad (2.3.29)$$

Число труб по ходу повітря ми прийняли $a = 4$, а в поперечному перерізі при швидкості повітря $\omega = 6 \text{ м/с}$ довжина труб поперек руху повітря було пораховано, $L_1 = 19,38 \text{ м}$, тому загальна довжина оребрених труб (без калачів) складе, м:

$$L_{общ} = L_1 \cdot a = 22,8 \cdot 4 = 91,2 \text{ м} \quad (2.3.29)$$

Основні конструктивні розміри апарату.

При загальній витраті хладону $G_a = 0,197 \text{ кг/с}$, площі однієї трубки

$F_{січ} = \pi \cdot d^2 / 4 = 0,785 \cdot 0,011^2 = 9,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ та швидкості хладону в трубки $W = 0,13 \text{ м/с}$ знаходимо скільки потрібно секцій в повітроохолоджувачі:

$$G_a = n \cdot F_{січ} \cdot \rho_a \cdot W, \text{ кг/с}, \quad (2.3.30)$$

$$n = G_a / (F_{січ} \cdot \rho_a \cdot W), \text{ шт.} \quad (2.3.31)$$

$$n = 0,197 / (9,5 \cdot 10^{-5} \cdot 1265,5 \cdot 0,135) = 12, \text{ шт},$$

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Визначаємо кількість горизонтальних труб в живому перерізі:

$$n_{\text{тр}}=L_1/B=22,8/0,745=30 \text{ шт}, \quad (2.3.32)$$

де В ширина апарату, приймаємо до визначення цілого числа труб.

Тоді висота апарату:

$$H=n_{\text{тр}} \cdot S_{\text{тр}}=30 \cdot 0,032=0,96 \text{ м}. \quad (2.3.33)$$

Коефіцієнт теплопередачі апарату,

$$k=q/\theta_r=1433/17,23=831,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (2.3.34)$$

Загальна зовнішня поверхня повітроохолоджувача:

$$F_{\text{общ}}=L_{\text{общ}} \cdot F_H=91,2 \cdot 0,763=63,6 \text{ м}^2 \quad (2.3.35)$$

Аеродинамічний опір шахових пучків труб з пластинчатим ребрам знаходимо за формулою Д.М.Иоффе, Па:

$$\Delta P=0,233 \cdot a \cdot (S/u-\delta) \cdot (\omega \cdot \rho)^{1,8}, \text{ Па} \quad (2.3.36)$$

$$\Delta P=0,233 \cdot 4 \cdot (0,032/(0,0025-0,0002)) \cdot (6,5 \cdot 1,17)^{1,8}=499,8 \text{ Па}$$

Розрахункову потужність двигунів вентиляторів для цього апарату визначаємо по виразу:

$$N=V_v \cdot (\Delta P/\eta_v \cdot \eta_{\text{дв}}) \text{ кВт}. \quad (2.3.37)$$

$$N=2,139 \cdot 500/0,78 \cdot 0,8 \cdot 1000=1,8 \text{ кВт}$$

де η_v - ккд вентилятора, $\eta_v=78\%$;

$\eta_{\text{дв}}$ –ккд електродвигуна, $\eta_{\text{дв}}=80\%$.

3.4 Розрахунок адіабатної камери зрошування

Параметри початкового і кінцевого стану повітря $h_{\text{в.н}}=25 \text{ кДж}/\text{кг}$,
 $t_{\text{в.н}}=22,8^\circ\text{C}$, $t_{\text{в.к}}=16^\circ\text{C}$. Витрата повітря через камеру зрошування $G_{\text{ок}}=13370 \text{ м}^3/\text{ч}$.
Температура «морого» термометра $t_{\text{мт}}=8,2^\circ\text{C}$. Керуючись [5]

Знайдемо необхідний коефіцієнт адіабатної ефективності:

$$E = \frac{22,8-16}{22,8-8,2} = 0,47 \quad (2.4.1)$$

Для кожного типорозміру форсункової блок-камери вказується три можливі величини показника $E_a=0,95, E_a=0,85, E_a=0,65$. Отримання різних величин показників E_a отримуємо шляхом зміни витрати води перед форсунками.

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		37

Інтенсивність зрошення водою повітряного потоку прийнято оцінювати через показник В- коефіцієнт зрошення .

$$B = \frac{G_w}{L_{\pi} \cdot \rho_{\pi}}, \text{ кг води/кг повітря} \quad (2.4.2)$$

Проведемо оцінку необхідних коефіцієнтів зрошення в режимах адіабатного зволоження в блок – камері форсункового зрошення в приточному агрегаті КЦКП-12,5 по даним табл. 2.2(10) .

При $E_a=0,65$ потрібно $B = \frac{9000}{10000 \cdot 1,2} = 0,75$ кг/кг;

При $E_a=0,85$ потрібно $B = \frac{13100}{10000 \cdot 1,2} = 1,092$ кг/кг;

При $E_a=0,95$ потрібно $B = \frac{17100}{10000 \cdot 1,2} = 1,43$ кг/кг;

Побудуємо графік залежності коефіцієнта адіабатної ефективності E_a від коефіцієнт зрошення В. Знайдемо що для $E_a=0,47$, $B=0,49$

Далі знайдемо необхідну витрату води:

$$G_w = B \cdot L_{\pi} \cdot \rho_{\pi} = 0,49 \cdot 13370 \cdot 1,2 = 7896 \text{ кг/ч.}$$

3.5 Розрахунок повітряного кишенькового фільтру

У припливних агрегатах першими по ходу повітря встановлюються повітряні фільтри, що дозволяє захистити поверхню подальших технологічних блоків від забруднення пилом. Згідно Європейським нормам EN 779 и EN 1822-1, діючим з 1992 року, існує класифікація фільтрів залежно від ефективності очищення від пилу табл. 1

Таблиця 1 - Класифікація фільтрів

Клас фільтру EN 779	Ефективність очищення (%)	Клас фільтру EN 1822-1	Ефективність очищення (%)
G3	89	H10	85
G4	92	H11	95
F5	40-50	H12	99,5
F6	60-65	H13	99,95
F7	80-85	H14	99,995

F8	90-95	U15	99,9995
F9	≥ 95	U16	99,99995
		U17	99,999995

У складі припливних і витяжних установок КЦКП поставляють два види блоків, що фільтрують : осередкові фільтри з трьома видами матеріалу, що фільтрує, і кишенькові фільтри.

Робота повітряних фільтрів характеризується наступними показниками: ефективністю очищення, пилеємністю, питомим повітряним навантаженням.

В кишенькових фільтрах поверхня матеріалу, що фільтрує, збільшена шляхом його кишенькового розташування. Це дозволяє значно збільшити фронтальний перетин і поверхню фільтру для проходження через нього повітря, що очищається. Розвиток поверхні, що фільтрує, дає можливість знизити питомі повітряні навантаження на фільтр.

Як фільтрувальний матеріал в кишенькових фільтрах застосовуються полотна з гнучких зв'язаних волокон або матеріал з іглопробивними отворами.

Міра очищення повітря від пилу оцінюється показником ефективності очищення

$$A_M = ((C_{\text{вх}} - C_{\text{вих}})/C_{\text{вх}}) \cdot 100\% \quad (2.5.1)$$

Концентрація пилу в припливному зовнішньому повітрі на вході у фільтр $C_{\text{вх}}$, мг/м³ характеризує початкову запиленість. Для житлових районів промислових міст $C_{\text{вх}} = 0,5$ мг/м³.

Обчислимо запиленість припливного повітря на виході з кишенькового фільтру при $A_M = 92\%$ Керуючись [5]

$$C_{\text{вих}} = C_{\text{вх}} - (A_M \cdot C_{\text{вх}})/100, \text{ мг/м}^3, \quad (2.5.2)$$

$$C_{\text{вих}} = 0,5 - (92 \cdot 0,5)/100 = 0,04 \text{ мг/м}^3$$

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

$$УФ = L/F_{\text{ф}}, \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2 \quad (2.5.3)$$

Де $F_{\text{ф}}$ – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, м²;

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

$$УФ = 13370/12,4 = 1078,22 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$$

Обчислюємо час роботи фільтру

$$\tau_{\phi} = ПФ \cdot 1000 \cdot \frac{F_{\phi}}{[(C_{\text{вх}} - C_{\text{вых}}) \cdot L]}, \text{ ч. (2.5.4)}$$

де L – витрата очищуваного повітря, що проходить через фільтр, $\text{м}^3/\text{ч}$;

F_{ϕ} – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, м^2 ;

$C_{\text{вх}}, C_{\text{вых}}$ – концентрація маси пилу до і після фільтру, $\text{мг}/\text{м}^3$.

$$\tau_{\phi} = 570 \cdot 1000 \cdot \frac{12,4}{[[0,5_x - 0,04] \cdot 13370]} = 1149,2 \text{ год.}$$

Тривалість в робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

$$\tau = \frac{\tau_{\phi}}{\tau_{\text{сут}}}, \text{ днів (2.5.5)}$$

$$\tau = \frac{1149}{12} = 96, \text{ днів}$$

В порівнянні з осередковим фільтром використання кишенькового фільтру дозволяє в 4 рази збільшити термін експлуатації фільтру без заміни фільтруючого матеріалу або його реактивації.

4 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Припливно-витяжна система повітророзподілення в більшості випадків досить громіздка. Методика їхнього розрахунку зводиться до визначення перетинів повітровід і втрат напору, як по окремих ділянках, так і в галузях.

Ціль аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення:

1) Вибір діаметрів для круглих повітровідів і розмірів перетину для прямокутних повітровідів ;

2) Визначення втрат тиску в системах, включаючи усмоктувальний і нагнітальний повітровіди.

При розрахунку систем повітророзподілення потрібне виконання наступних умов:

- діаметри повітроводу повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі повинні бути нижче розташовуваного;

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

- швидкість повітря у повітроводах повинна бути в рекомендуємих межах;
- швидкість повітря в магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися;

- діаметр будь-якої збірної ділянки повинен бути більше або дорівнює діаметру підходящих до нього відгалужень.

По кожній розраховуваній системі задаємося наступними вихідними даними:

- максимальна швидкість повітря, що допускає на окремих ділянках;
- конфігурація мережі й форма перетинів повітроводу;
- матеріал повітровода;
- витрата повітря й довжини ділянок;
- характеристик повітроводу (кінцевий, магістральний);
- задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без обліку коефіцієнта місцевих опорів трійників і хрестовин.

Вичерчуємо в аксонометрії аксонометричну схему магістрального повітроводу й розбиваємо його на ділянки.

Розрахунок мережі повітроводів для системи

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L=G \cdot 3600 / \rho , \quad (3.1)$$

де $\rho = 1,2 \text{ кг/ м}^3$ - щільність повітря.

Для системи корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L=8861 \text{ м}^3 / \text{ч} ,$$

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#1} = \frac{L_1}{3} \quad (3.2)$$

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#1} = 8861 / 3 = 2953 \text{ м}^3 / \text{с}$$

задаємо швидкістю повітря $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (3.3)$$

$$d = (2953 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0.45 \text{ м}$$

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		41

Приймаємо повітропровід діаметром: $d=0,55$ м

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 * 0.785 * d^2) \quad (3.4)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 2953 / (0.785 * 3600 * 0.45^2) = 3,46 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} \quad (3.5)$$

$$Re = (3,46 \cdot 0,55) / 0,0000156 = 1144745, \text{ де } d_{\text{екв.}} = d$$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right). \quad (3.6)$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}. \quad (3.7)$$

$$\lambda = 0,3164 / 1144745^{0,25} = 0,01$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в. факт.}}^2}{2} \quad (3.8)$$

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1,2 \cdot 3,46^2) / 2 = 14.32$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{екв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} \quad (3.9)$$

$$R = (0,01 / 0,55) \cdot 14.32 = 2.60$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l \quad (3.10)$$

$$\Delta p_l = 0,54 * 2,3 = 1,25$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} \quad (3.11)$$

$$\Delta p_{\xi} = 0,24 + 0,25 * 14,32 + 19 = 22,80$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно $\xi = 0,24$;

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

- конфузор $\xi = 0,25$.

Т.ч. втрати на ділянці підсумовуються, і визначається сумарне падіння тиску:

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi}. \quad (3.12)$$

$$\Delta P_{\text{уч.}} = 1,25 + 22,8 = 24,05$$

Для ділянки №2 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#2} = L_{\text{П}} - L_{\text{УЧАСТОК}\#1} \quad (3.13)$$

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#2} = 8861 - 2953 = 5908 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Задаємо швидкістю повітря $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (3.14)$$

$$d = (5908 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,64 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 0,70 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2) \quad (3.15)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 5908 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,64^2) = 4,27 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} \quad (3.16)$$

$$Re = (4,27 \cdot 0,7) / 0,0000156 = 191602, \text{ де } d_{\text{екв.}} = d,$$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right).$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}. \quad (3.17)$$

$$\lambda = 0,3164 / 191602^{0,25} = 0,015$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в. факт.}}^2}{2} \quad (3.18)$$

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1,2 \cdot 4,27^2) / 2 = 10,93$$

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		43

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{экв}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} \quad (3.19)$$

$$R = (0,015/0,70) \cdot 10,93 = 0,23$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l \quad (3.20)$$

$$\Delta p_l = 0,23 \cdot 2,3 = 0,52$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} \quad (3.21)$$

$$\Delta p_{\xi} = 0,24 + 0,25 \cdot 10,63 + 19 = 21,8$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- трійник $\xi = 0,24$;

- конфузор $\xi = 0,25$.

Т.ч. втрати на ділянці підсумовуються, і визначається сумарне падіння тиску:

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} \quad (3.22)$$

$$\Delta P_{\text{уч.}} = 0,52 + 21,8 = 22,32$$

Для ділянки №3 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#3} = L_1^{\text{II}} \quad (3.23)$$

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#3} = 8861 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Задаємо швидкістю повітря $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (3.24)$$

$$d = (8861 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,79 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 0,85 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2) \quad (3.25)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 8861 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,85^2) = 4,33 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		44

$$Re = \frac{v_{\text{факт.}} \cdot d_{\text{экв.}}}{\nu}, \quad (3.26)$$

$$Re = (4.33 \cdot 0.85) / 0.0000156 = 245336$$

де $d_{\text{екв}} = d$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left(\frac{m^3}{c} \right).$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}. \quad (3.27)$$

$$\lambda = 0.3164 / 245336^{0,25} = 0,0142$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{факт.}}^2}{2}. \quad (3.28)$$

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1.2 \cdot 4.33^2) / 2 = 11.24$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{екв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}}. \quad (3.29)$$

$$R = (0.0142 / 0.85) \cdot 11.24 = 0.187$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l. \quad (3.30)$$

$$\Delta p_l = 0.187 \cdot 2.3 = 0.43$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} \quad (3.31)$$

$$\Delta p_{\xi} = 0.24 + 0.25 \cdot 11.24 + 19 = 22.05$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- трійник $\xi = 0,24$;

- конфузор $\xi = 0,25$.

Т.ч. втрати на ділянці підсумовуються, і визначається сумарне падіння тиску:

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} = 0.43 + 22.05 = 22.48 \quad (3.32)$$

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		45

$$\Delta P = \sum \Delta P_{уч.} \Delta P \quad (3.33)$$

$$\Delta P = 24.05 + 22.32 + 22.48 = 68.8$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії «Systemair Україна».

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи. Приймаємо розподільник повітря марки TSD-630 Diffuser – Дифузор TSD забезпечує комфортну вентиляцію великих високих залів. Завдяки можливості регулювання повітряного струменя дифузор можна використовувати для роздачі охолодженої і нагрітого повітря. Висота установки становить від 4 до 15 метрів. Форма повітряного струменя регулюється як вручну, так і за допомогою електроприводу. TSD складається з впускного конуса, внутрішнього і зовнішнього корпусів з регульованими лопатями. В режимі охолодження лопаті знаходяться у відкритому положенні (горизонтальна роздача повітря), в режимі обігріву в закритому (вертикальна роздача повітря). TSD приєднується до круглого воздуховоду безпосередньо або через приєднувальну камеру. При рівні звукової потужності: $L_A \leq 35 \text{дБ}$, далекобійність струменя приточування $L_{\text{струменя}} = 4-10 \text{м}$ в залежності від необхідної швидкості в приміщенні $v = \text{від } 0,5-0,2$ відповідно. Падіння повного тиску через який складає: $\Delta p = 17 \text{ Па}$.

5 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

5.1 Тепловий розрахунок компресора

Обґрунтування режиму роботи холодильної машини. Тепловий розрахунок циклу. Вибір типу та визначення кількості компресорів

Для роботи холодильної машини використовуємо фреон R410A, який володіє досить хорошими термодинамічними властивостями.

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		46

Режим роботи холодильної установки визначається температурою кипіння холодильного агента (t_0) і температурою конденсації (t_k) [5].

Температура кипіння:

$$t_0 = t_{\text{пов}} - \Delta t_0, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.1)$$

$$t_0 = 15.5 - 3 = 12.5^\circ\text{C}.$$

Приймаємо $\Delta t_0 = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$ – розрахункова різниця температур для поверхневих випарників [2].

Температура конденсації визначається по емпіричній залежності:

$$t_k = t_H + (8 \dots 15) \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.2)$$

$t_H = 28,6^\circ\text{C}$ – температура зовнішнього повітря.

$$t_k = 28,6 + 10 = 38,6^\circ\text{C}.$$

Задаємося переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

$$\Delta t_k = 5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.3)$$

$$t_3 = 38,6 - 5 = 33,6^\circ\text{C}.$$

Задаємося перегрівом пари холодильного агента в обмотках електродвигуна компресора: $\Delta t_{\text{вс}} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Перегрів у випарнику - $\Delta t_0 = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Визначаємо температуру в точці 1:

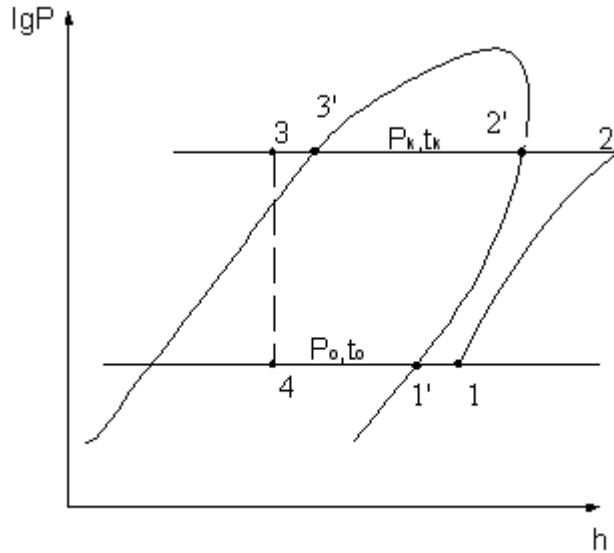
$$t_1 = t_0 + \Delta t_{\text{вс}} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.4)$$

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		47

$$t_1 = 12.5 + 5 = 17.5^\circ\text{C}.$$

Побудуємо цикл в $\lg p$ - h діаграмі і визначимо параметри точок процесів [15].

Рисунок 6.1 – Цикл холодильної машини



Діаграма 3

Таблиця 2 - Параметри точок

	Р, Бар	t, °C	h, кДж/кг	v, м ³ /кг
1	12	17.5	436	0,028
2	22	55	452	
3	22	33.6	256	
4	12	12.5	256	
1'	12	12.5	428	
2'	22	38.6	434	
3'	22	38.6	268	

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Проведемо тепловий розрахунок:

1 Питома холодопродуктивність:

$$q_0 = h_1 - h_4, \text{кДж/кг} \quad (6.5)$$

$$q_0 = 436 - 256 = 180 \text{ кДж/кг}$$

Питоме тепло конденсації:

$$q_k = h_2 - h_3, \text{кДж/кг} \quad (6.6)$$

$$q_k = 452 - 256 = 196 \text{ кДж/кг}$$

2 Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}, \text{кДж/м}^3 \quad (6.11)$$

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{180}{0.028} = 6428.57$$

3 Питома адіабатна робота стискування:

$$l_a = h_2 - h_1, \text{кДж/кг} \quad (6.12)$$

$$l_a = 452 - 436 = 16 \text{ кДж/кг}$$

5 Масова витрата холодильного агента:

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{кг/с} \quad (7.13)$$

$$M_a = \frac{14}{180} = 0,0778 \text{ кг/с}$$

6 Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l_a, \text{кВт} \quad (6.14)$$

$$N_a = 0.0778 * 16 = 1.244 \text{ кВт}$$

7 Дійсний об'єм:

$$V_d = M_a \cdot v_1, \text{м}^3/\text{с} \quad (6.15)$$

$$V_d = 0,0778 * 0,028 = 0,00217 \text{ м}^3/\text{с}$$

8 Коефіцієнт, що враховує вплив мертвого простору:

$$\lambda_c = 0,92 - 0,02 \cdot \left(\left[\frac{P_k}{P_0} \right] - 1 \right) \lambda \quad (6.15)$$

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

$$\lambda_c = 0,92 - 0,02 * \left(\left[\frac{22}{12} \right] - 1 \right) = 0,75$$

8 Коефіцієнт враховує об'ємні втрати в компресорі:

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_k} \quad (6.16)$$

$$\lambda_w = \frac{285}{311} = 0.91$$

9 Коефіцієнт подачі поршневого компресора:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w \quad (6.18)$$

$$\lambda = 0.75 * 0.91 = 0.682$$

10 Об'єм описаний поршнями компресора:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda}, \text{ м}^3 / \text{с} \quad (6.14)$$

$$V_h = \frac{0.00217}{0.682} = 0.0031 \text{ м}^3 / \text{с}$$

11 Ефективний ККД:

$$\eta = \lambda_w + b \cdot t_0 \eta \quad (6.15)$$

$$\eta = 0.91 + 0.001 * 5 = 0.915$$

12 Електрична потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta}, \text{ кВт} \quad (6.16)$$

$$N_1 = \frac{N_a}{\eta} = \frac{1.244}{0.915} = 1.35 \text{ кВт}$$

13 Потужність тертя в циліндрах:

$$N_{mp} = V_h \cdot P_{mp}, \text{ кВт} \quad (6.17)$$

$$N_{тр} = 0,0031 * 40 = 0,124 \text{ кВт}$$

14 Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{mp}, \text{ кВт} \quad (6.18)$$

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		50

$$N_B = 1,35 + 0,124 = 1,47 \text{ кВт}$$

15 Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP_{\partial} = \frac{Q_0}{N_e} \quad (6.19)$$

$$COP_{\partial} = \frac{14}{1,47} = 9,3$$

16 Коефіцієнт перетворення Карно:

$$COP_k = \frac{T_0}{T_k - T_0} \quad (6.20)$$

$$COP_k = \frac{285}{311 - 285} = 11$$

17 Дійсний ступінь термодинамічної досконалості:

$$СТС_{\partial} = \frac{COP_{\partial}}{COP_k} \quad (6.21)$$

$$СТС_{\partial} = \frac{9,3}{11} = 0,8$$

5.2 Розрахунок повітряного конденсатора

Конденсатор служить для передачі теплоти робочої речовини середі, що охолоджує, або джерелу теплоти високої температури. По роду середі, що охолоджує, конденсатори можна розділити на дві великі групи: з водяним і повітряним охолодженням. У даному розрахунку застосовується конденсатор повітряним охолодженням. Завдання теплового розрахунку полягає у визначенні площі теплопередаючої поверхні апарату і його основних геометричних розмірів.

Теплове навантаження

$$Q_k = Q_0 + N_e, \text{ кВт}, \quad (6.24)$$

де Q_0 -холодопродуктивність, кВт;

N_e - ефективна потужність, кВт.

$$Q_k = 14 + 2.5 = 16.5 \text{ кВт}$$

Приймаємо $\Delta t_{\text{пов}} = 6^{\circ}\text{C}$

$$t_{B2} = t_{B1} + \Delta t, \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (6.25)$$

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

де t_{B1} – зовнішня температура повітря °С.

$$t_{B2} = 28,6 + 6 = 34,6 \text{ °С.}$$

Температура конденсації

$$t_k = \frac{t_{B1} + t_{B2}}{2} + 10, \text{ °С,} \quad (6.26)$$

$$t_k = \frac{28,6 + 34,6}{2} + 10 = 41,6 \text{ °С}$$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta = \frac{\Delta T_B}{\ln \frac{T_k - T_{B1}}{T_k - T_{B2}}}, \text{ К,} \quad (6.27)$$

$$\theta = \frac{6}{\ln \frac{314,6 - 301,6}{314,6 - 307,6}} = 10 \text{ К}$$

Витрата повітря через конденсатор

$$G_B = \frac{Q_k}{c_p \cdot \Delta T_B}, \text{ кг/с,} \quad (6.28)$$

$$G_B = \frac{16,5}{1,006 * 6} = 2,7 \text{ кг/с}$$

$$V_B = \frac{G_B}{\rho_B}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.29)$$

де $\rho_B = 1,17 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря при $T_{B1} = 301,6 \text{ К}$.

$$V_B = \frac{2,7}{1,17} = 2,3 \text{ м}^3/\text{с}$$

Живий перетин апарату

$$F_{ж} = \frac{V_B}{\omega}, \text{ м}^2, \quad (6.30)$$

де $\omega = 7 \text{ м/с}$ – прийнята швидкість повітря.

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		52

$$F_{\text{ж}} = \frac{2,3}{7} = 0,32 \text{ м}^2$$

Основні розміри, що характеризують поверхню теплообміну:

Зовнішній діаметр труби $d_{\text{н}}$, м.....0,014

Внутрішній діаметр труби $d_{\text{вн}}$, м.....0,012

Крок труб по фронту і в глибину s , м.....0,028

Товщина ребер $\delta_{\text{р}}$, м.....0,0005

Крок ребер S , м.....0,004

Матеріал труб.....Мідь

Матеріал ребер.....Сталь

Ребра.....Пластинчасті суцільні

Розташування труб в пучку.....Коридорне

Розміри апарату по фронту. Живий перетин апарату пов'язаний з основними розмірами, що характеризують поверхню теплообміну співвідношенням

$$F_{\text{ж}} = L_1 \cdot (s - d_{\text{н}}) \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{р}}}{u}\right), \text{ м}^2 \quad (6.31)$$

Звідси загальна довжина труби в одній секції конденсатора

$$L_1 = \frac{F_{\text{ж}}}{(s - d_{\text{н}}) \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{р}}}{u}\right)}, \text{ м}, \quad (6.32)$$

$$L_1 = \frac{0,274}{(0,028 - 0,014) \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004}\right)} = 22,37 \text{ м.}$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, віднесений до зовнішньої поверхні обрешіткової труби. При коридорному розташуванні труб з

пластинчастим обрешіткою при $Re = 500..10000$; $L/d_{\text{экв}} = 4..50$; $u/d_{\text{н}} = 0,18..0,35$; $s/d_{\text{н}} = 2..5$; $t_{\text{ж}} = -40..40 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$Nu_{ж} = c \cdot Re_{ж}^n \cdot \left(\frac{L}{d_{эКВ}} \right)^m. \quad (6.33)$$

Тут

$$d_{эКВ} = \frac{2(s - d_H) \cdot (u - \delta_p)}{(s - d_H) + (u - \delta_p)}, \text{ м}, \quad (6.34)$$

$$d_{эКВ} = \frac{2(0,028 - 0,014) \cdot (0,004 - 0,0005)}{(0,028 - 0,014) + (0,004 - 0,0005)} = 0,0056 \text{ м}.$$

Число Рейнольдса

$$Re_{ж} = \frac{\omega \cdot d_{эКВ}}{\nu}, \quad (6.35)$$

де $\omega = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря.

$$Re_{ж} = \frac{7 \cdot 0,0056}{16 \cdot 10^{-6}} = 2450.$$

$$\frac{u}{d_H} = \frac{0,004}{0,014} \approx 0,285; \quad \frac{s}{d_H} = \frac{0,028}{0,014} = 2;$$

$$\frac{L}{d_{эКВ}} \geq 20.$$

Довжина пластини по ходу повітря L залежить від числа паралельних секцій конденсатора a і визначається по рівнянню

$$L = a \cdot s. \quad (6.36)$$

Коефіцієнти

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{эКВ}}, \quad (6.37)$$

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot 20 = 0,582,$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{Re_{ж}}{1000}, \quad (6.38)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{2450}{1000} = -0,084,$$

$$c = A \cdot B \quad (6.39)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{Re_{ж}}{1000}, \quad (6.40)$$

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		54

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{2450}{1000} = 0,772,$$

$$A = f\left(\frac{L}{d_{\text{ЭКВ}}}\right), \quad (6.41)$$

$$A = f\left(\frac{L}{d_{\text{ЭКВ}}}\right) = 0,201,$$

$$c = 0,201 \cdot 0,772 = 0,155,$$

$$Nu_{\text{ж}} = 0,155 \cdot 2450^{0,582} \cdot (20)^{-0,084} = 11,31,$$

$$\alpha_{\text{вФВН}} = \frac{Nu_{\text{ж}} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{ЭКВ}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.42)$$

$$\alpha_{\text{вФВН}} = \frac{11,31 \cdot 2,67 \cdot 10^{-2}}{0,0056} = 53,92 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

тут $\lambda_{\text{в}} = 2,67 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності повітря.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, приведений до внутрішньої поверхні труби

$$\alpha_{\text{в.пр}} = \alpha_{\text{в}} \cdot \left(\frac{F_{\text{н}}}{F_0} \cdot E + \frac{F'_{\text{тр}}}{F_0} \right) \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (6.43)$$

де $F'_{\text{тр}}$ - поверхня труби між ребрами

$$F'_{\text{тр}} = \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{р}}}{u} \right), \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.44)$$

$$F'_{\text{тр}} = 3,14 \cdot 0,014 \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004} \right) = 0,038465 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

$F_{\text{р}}$ – поверхня ребер

$$F_{\text{р}} = 2 \cdot \left(s^2 - \frac{\pi \cdot d_{\text{н}}^2}{4} \right) \frac{1}{u}, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.45)$$

$$F_{\text{р}} = 2 \cdot \left(0,028^2 - \frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} \right) \frac{1}{0,004} = 0,31507 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

$F_{\text{н}}$ – зовнішня поверхня обрешеченої труби

$$F_{\text{н}} = F'_{\text{тр}} + F_{\text{р}}, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.46)$$

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		55

$$F_H = 0,038465 + 0,31507 = 0,353535 \text{ м}^2/\text{м}.$$

F_0 – основна поверхня труби

$$F_0 = H \cdot d_H, \text{ м}^2/\text{м} \quad (6.47)$$

$$F_0 = 3,14 \cdot 0,014 = 0,04396 \text{ м}^2/\text{м}$$

E – ступінь ефективності ребра

$$E = \frac{\text{th}(m \cdot h')}{m \cdot h'}, \quad (6.48)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_B}{\delta_p \cdot \lambda_p}}, 1/\text{м}, \quad (6.49)$$

$\lambda_p = 45,4 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності сталі; h' – умовна висота ребра.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 53,92}{0,0005 \cdot 45,4}} = 68,92 1/\text{м},$$

$$h' = \frac{d_H}{2} (\rho' - 1)(1 + 0,805 \lg \rho'), \text{ м}, \quad (6.50)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{s}{d_H} \sqrt{\frac{s_1}{s_2} - 0,2}, \quad (6.51)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{0,028}{0,014} \sqrt{1 - 0,2} = 2,29,$$

$$h' = \frac{0,014}{2} (2,29 - 1)(1 + 0,805 \cdot \lg 2,29) = 0,0116 \text{ м},$$

$$E = \frac{\text{th}(0,7994)}{0,7994} = 0,83,$$

$$\alpha_{\text{в.пр}} = 53,92 \cdot \left(\frac{0,353535}{0,04396} \cdot 0,83 + \frac{0,038465}{0,04396} \right) \cdot \frac{0,014}{0,012} = 475 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{\text{вн}} (T_k - T_{\text{ст}})}} = \frac{3952}{\sqrt[4]{T_k - T_{\text{ст}}}} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (6.52)$$

де r – теплота конденсації, кДж/кг;

ρ – щільність рідини, кг/м³;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини Па • с.

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		56

Питомий тепловий потік в апараті:

з боку робочого тіла

$$q_{\text{аФвФ}} = 3952(T_{\text{к}} - T_{\text{ст}})^{0,75}, \text{ Вт/ м}^2. \quad (6.53)$$

з боку повітря

$$q_{\text{вФвн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в.пр}}} + \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{вн}} + F_{\text{н}}} \sum \frac{\delta}{\lambda}} (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}), \text{ Вт/ м}^2, \quad (6.54)$$

де $F_{\text{вн}} = H \cdot d_{\text{вн}} = 3,14 \cdot 0,012 = 0,03768 \text{ м}^2/\text{м}$ – внутрішня поверхня труби;
 $\lambda = 385 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності стінки труби (мідь).

$$q_{\text{вФвн}} = \frac{1}{\frac{1}{475} + \frac{0,03768}{0,03768 + 0,353535} \cdot \frac{0,001}{385}} (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) = 475(T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) \text{ Вт/ м}^2.$$

Таблиця 3 – Прийнята температура стінки теплообмінника конденсатора

$T_{\text{ст}}, \text{ К}$	$T_{\text{к}} - T_{\text{ст}}, \text{ К}$	$q_{\text{а}}, \text{ Вт/ м}^2$	$T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}, \text{ К}$	$q_{\text{в}}, \text{ Вт/ м}^2$
309	5,6	14386	7,4	3515
311	3,6	10328	9,4	4465
313	1,6	5622	11,4	5415
314	0,6	2694	12,4	5890

Згідно даним таблиці 6.2 знаходимо значення $q_{\text{Фвн}} = 5500 \text{ Вт/ м}^2$.

Поверхня теплообміну (внутрішня)

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q}{q_{\text{Фвн}}}, \text{ м}^2, \quad (6.55)$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{189,7 \cdot 10^3}{5500} = 34,5 \text{ м}^2.$$

Загальна довжина оребрених труб

$$L = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}}, \text{ м}, \quad (6.56)$$

$$L = \frac{34,5}{0,03768} = 916 \text{ м}.$$

Число секцій

$$a = \frac{L_{\text{общ}}}{L_1}, \quad (6.57)$$

$$a = \frac{916}{313} \approx 3.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa_{\text{ФВВ}} = \frac{q_{\text{ФВВ}}}{\theta_m}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.58)$$

$$\kappa_{\text{ФВВ}} = \frac{5500}{9,7} = 567 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Основні конструктивні розміри апарату. При числі секцій $a = 3$ довжина труб в одній секції:

$$L_1 = \frac{L_{\text{общ}}}{a}, \text{ м}, \quad (6.59)$$

$$L_1 = \frac{916}{3} = 306 \text{ м}.$$

Живий перетин

$$F_{\text{ж}} = 306 \cdot (0,028 - 0,014) \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004}\right) = 3,75 \text{ м}^2.$$

При висоті апарату рівній його ширині число рядів труб по висоті

$$n = \sqrt{\frac{L_1}{s}}, \quad (6.60)$$

$$n = \sqrt{\frac{306}{0,028}} = 105.$$

Температура повітря після конденсатора

$$\Delta T_{\text{в}} = T_{\text{в2}} - T_{\text{в1}} = \frac{Q}{c_p \cdot F_{\text{ж}} \cdot \omega \cdot \rho}, 0, \quad (6.61)$$

$$\Delta T_{\text{в}} = \frac{189700}{1,06 \cdot 10^3 \cdot 3,75 \cdot 7 \cdot 1,169} = 5,830.$$

Тут з метою збереження колишнього коефіцієнта теплопередачі доцільно зберегти прийняту швидкість повітря.

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		58

Збільшення жвавого перетину апарату в порівнянні з визначеним в п. 5 повинно зменшити швидкість повітря або змінити ступінь його нагріву. Зменшення перепаду температур на 0,160 в порівнянні з прийнятим практичного значення не має.

Аеродинамічний опір. Опір коридорного пучка труб з пластинчастим обрешеченням по формулі Гоголіна:

$$\Delta P = A \left(\frac{L}{d_{\text{екв}}} \right) (\omega \cdot \rho)^{1,7}, \text{ Па}, \quad (6.62)$$

де $A = 0,007$ для ретельно виготовлених поверхонь.

$$\Delta P = 0,007(20)(7 \cdot 1,169)^{1,7} = 4,989 \text{ мм вод. ст.} \approx 48,9 \text{ Па.}$$

На підставі розрахунків, проведених вище, підбираю ходильні машини DAIKIN:

Таблиця 4 – Підбір холодильного обладнання

	Найменування обладнання
Система П1	DAIKIN – RZQ125CW
Система П2	DAIKIN - RZQ200CW

6. Економічні розрахунки

Розрахунок капітальних вкладень

Капітальні вкладення на створення систем вентиляції і кондиціонування повітря складаються з витрат, пов'язаних з придбанням устаткування, включаючи засоби автоматики, вартості виробничої площі, на якій воно розміщується і витрат на будівельномонтажні роботи, безпосередньо пов'язані із створенням системи кондиціонування і вентиляції.

Капітальні вкладення визначають по формулі:

$$K = K_{об} + K_{тр} + K_{м} + K_{пр}, (\text{грн.})$$

- где $K_{об}$ - вартість устаткування;

$K_{тр}$ - транспортні витрати, приймаються у розмірі 5-15% від вартості устаткування;

$K_{м}$ - витрати на монтажні і пусконаладжувальні роботи приймаються у розмірі 10-20% від вартості устаткування;

$K_{пр}$ - вартість проекту (проектної документації), приймаємо в розмірі 20 – 25 % від вартості обладнання.

$$K_{тр} = 0,05 * 221038 = 11052(\text{грн})$$

$$K_{м} = 0,15 * 221038 = 33155(\text{грн})$$

$$K_{пр} = 0,2 * 221038 = 44207(\text{грн})$$

$$K_{об} = 221038 + 11052 + 33155 + 44207 = 309452(\text{грн})$$

Таблиця 5. - Капітальні вкладення на СКП

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		60

Назва обладнання	Ціна за одиницю, грн	Одиниці виміру	Кількість од иниць	Загальна вартіс ть обладнання, грн
«ВЕЗА» КЦКП-10	36160	шт.	1	36160
CGAN – 150 фірми TRAINE	164717	шт.	1	164717
Жестяні повітроводи	208.7	п.м.	81	16907
Повітророзподільні решітка	112.2	шт.	29	3254
Вся вартість обладнання				221038
Транспортні витрати				11052
Витрати на монтажні роботи				33155
Вартість проектних робіт				44207
Всього капітальних вкладень				309452

Розрахунок експлуатаційних витрат

Експлуатаційними витратами (поточні витрати) є витрати, пов'язані з експлуатацією системи кондиціонування і вентиляції, направлені на підтримку системи в робочому стані і на отримання необхідних параметрів повітря в приміщенні. При визначенні витрат враховуємо тільки основні статті витрат (прямі витрати) без врахування накладних витрат.

Вони включають:

1. Витрати на електроенергію (C_e)
2. Витрати на воду (C_v) і допоміжні матеріали (C_d)
3. Витрати на заробітну плату (C_z)
4. Витрати на поточне обслуговування й поточний ремонт (C_o)
5. Амортизаційні витрати (C_a)
6. Інші витрати (C_i)

Витрати на електроенергію

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпись	Дата		61

$$C_3 = 0,7 \cdot N_y \cdot T_3 \cdot C_3$$

- де C_3 - вартість 1 кВт електроенергії в годину;

N_y - сумарна настановна потужність;

T_3 - кількість годин роботи електродвигунів.

$$N_y = N_{\text{уст.1}} + N_{\text{уст.2}}$$

$$N_y = 13,5 + 6,7 = 20,2 \text{ кВт}$$

$$C_3 = 0,7 \cdot 20,2 \cdot 4380 \cdot 0,9 = 55739 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Витрати на воду

$$C_6 = B \cdot t_y \cdot C_6 \cdot 10^{-3}$$

де B – витрата води на зволоження ,

t_y – кількість годин роботи в режимі зволоження;

C_6 – вартість 1 м³ води.

$$C_6 = 3705 \cdot 1080 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 40010 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Допоміжні матеріали

$$C_m = C_{m1} + C_{m2}$$

де C_{m1} - вартість річної витрати фреону, грн/рік;

C_{m2} - вартість річної витрати фільтруючого матеріалу, який визначається залежно від марки матеріалу, його запиленої і запиленої зовнішнього повітря, грн/год;

$$C_{m1} = 0,1 \cdot V \cdot C_x = 0,1 \cdot 10 \cdot 232,3 = 232,3 (\text{грн.})$$

де V – обсяг холодоагенту, заправляемого в систему, кг;

C_x – вартість 1 кг хладогента, грн.

Вартість фільтруючого матеріалу:

$$C_{m2} = \frac{t_\phi \cdot f \cdot u_m}{t_m} = \frac{4380 \cdot 9,4 \cdot 20}{1343} = 613 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

де t_ϕ – час роботи фільтру, год/рік;

f – робоча поверхня фільтруючого матеріалу, м²;

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		62

C_m – вартість 1 м² фільтруючого матеріалу, грн.;

t_m – час роботи фільтруючого матеріалу, год/рік.

$$C_m = 232,3 + 613 = 845,3 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування

$$C_o = 0,05 * K_{об} = 0,05 * 309452 = 15472 \left(\frac{\text{грн}}{\text{рік}} \right)$$

Амортизаційні відрахування

$$C_a = 0,15 * K_{об} = 0,15 * 309452 = 46417 \left(\frac{\text{грн}}{\text{рік}} \right)$$

Витрати на заробітну плату

$$C_z = 3 * n_{л} * n_{м} * 1,1 * 1,4 = 3801,90 * 3 * 12 * 1,1 * 1,4 = 210777 \text{ грн/рік}$$

З – заробітна плата за місячним окладом;

$n_{л}$ – кількість робочих;

$n_{м}$ – кількість місяців.

Інші витрати

Приймаємо у розмірі 3% від сумарних експлуатаційних витрат:

$$C_{np} = 0,03 * C_{об} = 0,03 * 86212 = 2586 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Результати розрахунків експлуатаційних витрат зводимо в таблицю

Таблиця 6 – Експлуатаційні витрати

Найменування статей витрат	Сума, грн/рік	Сума, грн/рік
Витрати на електроенергію	55739	55739
Витрати на воду	40010	40010
Витратидопоміжні матеріали	845,3	845,3
Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування	15472	15472
Амортизаційні відрахування	46417	46417

Витрати на заробітну плату	210777	210777
Інші витрати	2586	2586
Всьогоексплуатаційні витрати, грн/год	371846	371846

Розрахунок приведених витрат

Приведені витрати визначимо по формулі:

$$\Pi_i = C_i + E_H * K_i = 371846 + 0,15 * 309452 = 418263,8(\text{грн})$$

Визначимо питомі витрати на 1 м³ повітря

- капітальні вкладення:

$$K' = \frac{K}{V} = \frac{309452}{8672} = 35,6 \left(\frac{\text{грн}}{\text{м}^3} \right)$$

- експлуатаційні витрати:

$$C' = \frac{C}{V} = \frac{371846}{8672} = 42,8 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год} * \text{м}^3} \right)$$

- приведені витрати:

$$\Pi' = \frac{\Pi}{V} = \frac{418263,8}{8672} = 48,2 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год} * \text{м}^3} \right)$$

Розрахунок економії від утилізації тепла:

Знаючи вартість 1 Гдж теплової енергії визначимо вартість енергії, що утилізувала:

$$C_{\text{ут}} = 20 \cdot 0,436 \cdot 18 \cdot 180 = 25,5 (\text{тис.грн.})$$

Розрахунки строку окупності капітальних вкладень

Після того як була встановлена система кондиціонування повітря кількість відвідувачів збільшилась, працездатність робітників поліпшилась, поменшала частота захворювання.. Отже, строк окупності капітальних вкладень складе:

$$T = \frac{K}{\Pi}, \text{ років}$$

Таблиця 7 - Техніко-економічні показники СКП

Показники:	Проектований варіант:
------------	-----------------------

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		64

Продуктивність по повітрі, $(\text{м}^3/\text{год})$	8672
Холодопродуктивність, (кВт)	39,4
Встановлена потужність, (кВт)	20,2
Витрата води, $(\text{м}^3/\text{год})$	6
Капітальні вкладення, тис.грн.:	309452
Річні експлуатаційні витрати, тис.грн.:	371846
Питомі витрати на 1м^3 повітря:	
- капітальні вкладення:	35,6
- експлуатаційні витрати:	42,8
- приведені витрати:	48,2
Економія від утилізації тепла, тис.грн:	25,5
Термін окупності, роки:	2.8

Отже перед тим як прийняти те чи інше рішення, треба детальний аналіз та перевірка усіх факторів , котрі мають вплив на вибір СКП . І тільки тоді треба приймати рішення яке обладнання вибрати. І звичайно треба розробити економічний розрахунок для замовника, котрий дасть більш повне уявлення про капітальні вкладення ,експлуатаційні витрати та строк окупності.

де: К - капітальні витрати, грн.;

П - збільшення прибутку, грн.;

$$T = \frac{309452}{110000} = 2.8 \text{ роки}$$

Економічна ефективність СКП :

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

$$T = \frac{110000}{309452} = 0.3$$

7 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці- це зведення законодавчих актів і правил, відповідних їм гігієнічних, організаційних, технічних, і соціально-економічних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатність людини в процесі праці.

Токсичність робочої речовини

Згідно стандартної класифікації шкідливих речовин, встановлено чотири класи небезпеки залежно від семи показників токсичної дії, включаючи середню смертельну концентрацію для піддослідних тварин і гранично допустиму концентрацію (ГДК). В порівнянні з іншими показниками ГДК якнайповніше представляє токсичні властивості хладагента, проте одного цього параметра недостатньо для оцінки реальної небезпеки роботи з хладагентом в умовах експлуатації.

Як робоча речовина в холодильній установці використовується хладагент R407C - азеотропна суміш R32/R125/R134a (масові долі компонентів відповідно 23/25/52%). Розроблений як основна заміна R22. При звичайній температурі і тиску це - безбарвний газ.

Даний фреон був розроблений як альтернатива хладагенту R22 по холодавидатності і тиску насиченої пари.

Гранично допустима концентрація на робочому місці
ПДК = 1000 ppm.

Температура самозаймання, 733 ° C.

В порівнянні з R22, хладагент R407C надає значно менш шкідливу дію на довкілля (значення потенціалу глобального потепління GWP у R407 майже таке ж, як і в R22, потенціал руйнування озону ODP дорівнює нулю).

При високій температурі, в результаті розкладання холодильного агента (R-407C вживаного в холодильній машині водоохлажвального пристрою), одним з видів хімічно небезпечних і шкідливих речовин утворюється фосген.

Фосген - безбарвний газ з неприємним запахом прілого сіна або гнилих яблук. У газоподібному поляганні важче повітря в 3,5 разу.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ

Лист

66

Температура кипіння кип= +8С, ПДКсс=0,003мг/м3, ПДКрз=0,5мг/м3.
Погано розчиняється у воді.

Для знезараження рекомендується вода, розчини лугів і лужні оксиди виробництва, газоподібним аміаком і його водні розчини. Для нормального знезараження 1-ний тонни газоподібного фосгену буде потрібно 1000 тонн води або 100 тонн 10 %-ого розчину лугу. Симптоми ураження - солодкуватий присмак в роті, нудота, кашель, задуха, ніяковість в грудях, загальна слабкість. Газоподібний фосген потрапляє в організм через органи дихання і викликає набряк легенів. Потрапляючи в легені фосген, наводить до певних біохімічних і структурних змін в легеневій тканині і капіляри, підвищуючи проникних останніх, що наводить до заповнення легенів плазмою крові (набряк легенів). Токсичний набряк легенів розвивається швидко. При цьому з'являється часте і поверхневе дихання, болісний кашель з рясним виділенням пінявої мокроти, синюшність обличчя та рук. Подальше наростання кисневого голодування і ослаблення серцево-судинної діяльності погіршує стан людини. У цьому періоді за відсутності необхідної невідкладної допомоги настає, смерть.

Хоча в приміщення подається вже холодна вода, а не хладагент, і самі чиллера знаходяться на вулиці, а не усередині приміщень, то все одно існує можливість поразки цією шкідливою речовиною, тому потрібно передбачити необхідні заходи захисту.

Класифікація виробництва за мірою вибухової, вибухопожежної і пожежної небезпеки згідно ОНТП24-86

Виробництва по вибухопожежної і пожежній небезпеці, згідно ОНТП24-86 діляться на категорії А, Б, В, Г і Д.

Дане приміщення відноситься до категорії Д, - тобто в приміщенні знаходяться негорючі речовини і матеріали в холодному стані. Всі машинні і апаратні відділення хладонових установок відносяться до категорії Д.

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проектованої установки

При розміщенні проектованої установки необхідно забезпечити: зручність монтажу, обслуговування і ремонту установки і її елементів, компактність

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

розташування устаткування, що дозволяє скоротити площу для його установки і протяжність трубопроводів; можливість реконструкції і розширення без тривалої зупинки устаткування; дотримання вимог техніки безпеки і протипожежного захисту.

Двері машинних відділень повинні виходити назовні будівель або в коридори, відокремлені дверима від інших приміщень і відкриваються у бік виходу.

Будівельно-монтажні і архітектурні вимоги включають в себе: скорочення площ приміщень для устаткування систем КП і їх елементів. Естетичну ув'язку елементів систем КП з інтер'єром приміщень, забезпечення мінімальних витрат часу на монтаж, випробування і наладку систем з можливістю по зонного введення їх в експлуатацію. Ув'язку робіт по спорудженню конструкцій будівель з монтажем систем КП. Звуко- і віброізоляцію рухомого устаткування від елементів будівельних конструкцій.

Електробезпека

Електробезпека - система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливої і небезпечної дії електричного струму. Небезпека електричного струму на відміну від інших небезпек посилюється тим, що людина не в змозі без спеціальних приладів виявити

напругу дистанційно, а також швидкоплинність поразки - небезпека виявляється, коли людина вже уражена. Аналіз смертельних нещасних випадків показує, що на долю поразок електричним струмом доводиться на виробництві до 40%, в енергетиці - до 60 % ; велика частина поразок (до 80 %) відбувається в електроустановках напругою до 1000 В (110- 380 В).

Проходячи через живі тканини людини, електричний струм надає термічну (опіки), електролітичну (електроліз) і біологічну дію. Розрізняють також механічні пошкодження від дії електричного струму. Це приводить до різних порушень в організмі, викликавши як місцеве ураження тканин і органів, так і загальну поразку організму. Розрізняють два види поразок

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		68

електричним струмом: місцеві електричні травми (електротравми) і електричний удар.

Однофазні замикання струму, які можуть виникнути в електричних машинах, апаратах, приладах, на ЛЕП, небезпечні тим, що на корпусах і опорах з'являється напруга, достатня для поразки людини і виникнення пожежі. Струм замикання створює небезпечну напругу не лише на самому устаткуванні, але і біля нього, розтікаючись з підстав і фундаментів.

Захист від поразки електричним струмом і спалахів можна здійснити захисним відключенням (відключають пошкоджену ділянку мережі швидкодіючим захистом), або захисним заземленням (знижують напругу дотику і кроку), або зануленням (відключають устаткування і знижують напругу дотику і кроку на період, поки не спрацює відключаючий апарат).

Електробезпека устаткування

Згідно правилам пристрою електроустановок, всі електричні установки діляться на дві групи залежно від напруги до 1000 В і понад 1000 В. Для комфортного СКП в експлуатації знаходяться установки лише першої групи з напругою до 1000 В

Виробниче приміщення всіх типів залежно від ступеня ураження електричним струмом діляться на три категорії:

1) приміщення без підвищеної небезпеки - без струмопровідного пилу, без великої кількості сповільнених металевих предметів (адміністративні, учбові приміщення і т. д.);

2) приміщення з підвищеною небезпекою - сирі, з $\phi > 75\%$, температурою повітря більше 30°C , з підлогою із струмопровідних матеріалів (цегельні, бетонні) з можливістю дотику до металевих корпусів устаткування і заземлених металоконструкцій (вентилі, камери, камери холодильників і ін.);

3) особливо небезпечні приміщення - особливо сирі, з наявністю хімічно активного середовища і два і більш за ознаки, що характеризують приміщення з підвищеною небезпекою.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Дане приміщення холодильної установки відноситься до другої категорії.

Розрахунок системи штучного заземлення

Виконаємо розрахунок системи заземлення.

Розрахункове значення питомого опору ґрунту визначаємо по формулі:

$$\rho_p = \rho_\phi \cdot \psi, \quad (6.1)$$

де ρ_ϕ – фактичний питомий опір ґрунту

(для чорнозому дорівнює 30 Ом·м)(таб 15) ;

ψ - кліматичний коефіцієнт, приймаємо $\psi = 1,5$

В результаті підстановки числових значень у формулу отримуємо:

$$\rho_p = 30 \cdot 1,5 = 45 \text{ Ом}\cdot\text{м}$$

У якості електродів вибираємо вертикальні сталеві труби діаметром $d=0,045$ м.

У приміщеннях як автоматична пожежна сигналізація використовується АДО (автоматичною димовий оповіщувач). Принцип його дії заснований на тому, що продукти горіння впливають на іонізаційний струм, що наводить в дію електромагнітне реле, яке включає систему сигналізації.

Засоби і матеріали, за допомогою яких припиняється горіння, називаються вогнегасячими засобами.

Вогнегасники по вигляду вогнегасячих засобів підрозділяють на рідинні, вуглекислотні, хімпінні, повітря - пінні, хладонові, порошкові і комбіновані.

Вибір типа і розрахунок необхідної кількості вогнегасників слід виробляти залежно від вогнегасячої здатності, граничної площі, класу пожежі горючих речовин і матеріалів приміщенні, що захищається, або на об'єкті згідно ІСО N 3941 - 77.

У нашому випадку для гасіння пожежі можна використовувати порошкові вогнегасники. Необхідна кількість цих вогнегасників для гасіння пожежі:

у торгівельному залі ресторану площею 254 - дорівнює 2 болон по 5 л;

у приміщенні де знаходиться припливно-витяжна установка і пульт управління - дорівнює 1 болон на 5 л.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Відстань від можливого вогнища пожежі до місця розміщення вогнегасника не повинна перевищувати: 20 м - для громадських будівель і споруд.

Особливу увагу необхідно приділяти евакуації людей з приміщень. Евакуація проводиться по заздалегідь спланованих дорогах, які прагнуть зробити мінімальними для проходження людьми до безпечного місця. Схеми евакуації розташовані в доступних для погляду людини місцях. Всі люди знаходяться в будівлі повинні строго дотримувати ці розроблені інструкції для того, щоб під час екстреної ситуації не сталося тисняви, травм, пошкоджень або інших неприємних речей.

Освітлення:

Освітлення відноситься до одного з основних зовнішніх чинників, що постійно впливають на людину в процесі праці. Позитивний вплив освітлення на продуктивність праці і його якість не викликає сумніву. Так, сонячне освітлення збільшує продуктивність праці в середньому на 10%, а штучне на 13%, при цьому можливість браку знижується на 20-25%.

Ретельний і регулярний догляд за установками природного і штучного освітлення має важливе значення для створення раціональних умов освітлення, зокрема, забезпечення необхідних величин освітленості без додаткових витрат електроенергії.

У установках з люмінесцентними лампами і лампами ДРЛ необхідно стежити за справністю схем включення (не повинно бути видимих оку мигань ламп).

Чищення скла світлових отворів повинне робитися не рідше 2 раз на рік для приміщень з незначним виділенням пилу і не рідше 4 раз на рік для приміщень із значними виділеннями пилу, для світильників - 4 - 12 раз на рік, залежно від характеру запиленої виробничого приміщення.

Своєчасно потрібно замінювати лампи, що перегоріли, перевіряти рівень освітленості в контрольних точках виробничого приміщення.

Розрахуємо систему освітлення приміщення пультової.

Вихідні дані для розрахунку:

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Довжина - 3 м, ширина - 2 м, висота - 3 м.

Методи захисту від шуму і вібрації підрозділяють на архітектурно-планувальні і організаційно-технічні.

Архітектурно-планувальні включають; раціональне акустичне планування будівель і генеральних планів об'єктів. Раціональне розміщення устаткування.

Організаційно-технічні методи захисту передбачають: вживання малошумних машин, вдосконалення технології ремонту і обслуговування машин.

Засоби захисту від шуму і вібрації розділяють на наступні види: засоби, що знижують шум в джерелі його виникнення; засоби, що знижують шум на дорозі його поширення; засоби індивідуального захисту.

Шум і вібрацію в джерелі його виникнення зменшують, замінюючи ударні процеси ненаголошеними, застосовуючи деталі з не звучних матеріалів, підтримуючи оптимальні зазори у вузлах, покращуючи умови обтікання деталей і вузлів повітряними, газовими і рідинними потоками.

Шум і вібрацію на дорогах їх поширення ослабляють акустичними засобами звуко- і віброізоляції, звуко - і вібропоглинання, глушення звуку.

Звукоізоляцію забезпечують вживанням ефективних по ізоляції шуму конструкцій обгороджувальних; ущільненням вікон, дверей, отворів і місць проходу комунікацій через конструкції, що захищають; установкою звукоізолюючих кожухів, екранів, обгороджувальних і кабін. Матеріал повинен добре відображати звукові хвилі, перешкоджаючи їх поширенню.

Звукопоглинання передбачає вживання звукопоглинальних облицювань і об'ємних поглиначів звуку.

Віброізоляцію здійснюють, застосовуючи віброізолюючі опори і пружні прокладки, виконуючи конструкційні розриви між джерелом вібрації і будівельними конструкціями.

Як віброізолюючі опори використовують віброізолюючі фундаменти і опори з пружинними, пружинно-гумовими і гумово-металевими амортизаторами.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Вібропоглинання забезпечують нанесенням на вібруючі поверхні обгороджувачів, трубопроводів і воздуховодов матеріалів з великим коефіцієнтом внутрішнього тертя.

Глушники застосовують для зниження аеродинамічного шуму систем вентиляції, кондиціонування повітря і повітряного опалювання. Зменшення шуму в глушниках досягається шляхом вживання звукопоглинальних матеріалів.

До засобів індивідуального захисту від шуму відносять проти галасливі навушники, вкладиші, шлеми і каски, що дозволяють понизити рівень шуму залежно від його частоти на 5-40 дБ. Для захисту від шуму високого рівня застосовують проти галасливі костюми.

Індивідуальний захист від вібрації забезпечується вживанням рукавиць і рукавичок, вкладишів і прокладок, спеціального взуття, нагрудників, поясів і спеціальних костюмів, виготовлених з упругодемпфіруючих матеріалів.

Розрахунок вентиляції приміщення

Якщо розрахунок вентиляції проводиться по декількох напрямках, за кінцевий результат береться найбільше значення.

Долікарська допомога.

Перша допомога при поразці електричним струмом.

Долікарська допомога потерпілому від електричного струму складається з двох послідовних етапів. Перш за все необхідно швидко звільнити людину, що потерпіла від дії струму, і потім негайно приступити до надання першої допомоги.

Звільнити людину, що потерпіла від дії струму, можна декількома засобами.

Найбільш простий засіб - відключення відповідної частини електроустановки. Окрім того, при напрузі до 1000 В можна перерізувати або перерубати дроти або відтягнути потерпілого від струмоведучої частини, відкинути від нього дріт і так далі. При напрузі вище 1000 В застосовують ті ж способи, але при цьому обов'язково застосовують діелектричні рукавички, боти.

Після звільнення потерпілого від дії струму, йому надають необхідну медичну допомогу тут же на місці.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Заходи першої медичної допомоги залежать від його стану. Якщо потерпілий в свідомості, але до цього був в непритомності або нетривалий час знаходився під впливом струму, йому необхідно створити повний спокій. За відсутності свідомості, але якщо збереглося дихання слід укласти потерпілого на м'яку підстилку, забезпечити приплив свіжого повітря, давати нюхати нашатирний спирт.

Якщо потерпілий дихає насилу - необхідно робити штучне дихання і масаж серця. За відсутності ознак життя, тобто за відсутності дихання серцебиття, пульсу, не можна вважати потерпілого мертвим. В цьому випадку також треба робити штучне дихання і масаж серця.

Перша допомога при поразці хладагентами.

При отруєнні хладагентом необхідно негайно вивести потерпілого на свіже повітря. Якщо дихання припинилося, треба провести штучне дихання. За наявності дихання проводять інгаляцію теплою парою лимонної кислоти.

При попаданні рідкого аміаку на шкіру обережно розтирають обморожену ділянку стерильною ватяною кулькою або марлевою серветкою до почервоніння шкіри. Обморожене місце після цього обтирають спиртом і накладають на нього марлеву пов'язку. В разі утворення на тілі міхурів шкіру розтирати не можна - на обморожену ділянку тіла необхідно також накласти стерильну пов'язку.

При попаданні в очі негайно промивають їх струменем води кімнатної температури, а потім пускають в очі декілька крапель 2-4 % - ного розчину борної кислоти.

При задусі, викликаній недоліком кисню в приміщенні, заповненому газоподібним хладомом, необхідно негайно вивісь пострадавшего на свіже повітря. Рекомендується пиття, вдихання кисню в течії 30 -45 мин. В разі припинення дихання слід робити штучне дихання до приходу лікаря.

При попаданні хладону в очі їх промивають струменем води кімнатної температури під невеликим тиском і закачують в очі стерильне вазелінове масло, після чого необхідно звернутися до лікаря.

Перша допомога при опіках і обмороженні

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

При роботі в холодильних камерах і на відкритому повітрі в зимовий час можливі обмороження.

Обморожену частину тіла обережно розтирають сухою шерстяною ганчіркою або сукниною, аби відновити кровообіг і відігріти її до нормальної температури тіла. Після почервоніння шкіри, що свідчить про відновлення кровообігу, її змащують борним вазеліном або несолоним харчовим жиром, накладають стерильну пов'язку і вкривають пострадавшего теплим одягом або ковдрою.

При опіках першого ступеня (почервоніння і припухлість шкіри) на уражене місце накладають примочки із слабкого розчину марганцевий - кислого калія, після чого місце опіку забинтовують. При опіках другої (водяні міхури) і третій (глибокі пошкодження і омертвіння тканин) мірі одяг або взуття краще не знімати, а розрізати, зробити перев'язку, як при пораненнях, і направити пострадавшего в здравпункт.

При дуже сильних опіках викликають швидку допомогу; пострадавший повинен лежати непорушно; уражені місця накривають чистим простирадлом.

При опіках міцними кислотами або рідким аміаком уражене місце треба негайно промити сильним струменем води, а потім 5% - ним розчином марганцевий - кислого калія або 10% - ним розчином питної соди; після промивання накладають марлю, просочену сумішшю рослинної олії і вапняної води в рівному співвідношенні. У випадках попадання кислоти або її пари в порожнину рота або в очі їх треба промити 5% - ним розчином питної соди.

Глибокі поразки відбуваються при опіках їдкими лугами. В цьому випадку уражене місце необхідно промити швидкоплинним струменем води, а потім додатково слабким розчином оцтової кислоти або розчином борної кислоти.

Висновок:

При вирішенні завдань по охороні праці необхідно чітко представляти сутність процесів і відшукати засоби (найбільш відповідні до кожного конкретного випадку), що усувають вплив на організм шкідливих і небезпечних

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		75

чинників і що виключають по можливості травматизм і професійні захворювання.

При поліпшенні і оздоровленні умов роботи праці важливими моментами, є комплексна механізація і автоматизація технологічних

процесів, вживання нових засобів обчислювальної техніки і інформаційних технологій в наукових дослідженнях і на виробництві.

Здійснення заходів щодо зниження виробничого травматизму і професійної захворюваності, а також поліпшення умов роботи праці ведуть до професійної активності трудящих, зростанню продуктивності праці і скорочення втрат при виробництві. Оскільки охорона праці якнайповніше здійснюється на базі нової технології і наукової організації праці, то при розробці і проектуванні об'єкту використовуються новітні розробки.

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		76

Перелік використаної літератури.

1. Аверкін, А.Г.Прімери і завдання по курсу кондиціонуванняповітря і холодопостачання .-- М .: Видавництвоасоціаціїбудівельнихвузів. 2003- 125с
2. Богословський В. Н., Поз М. Я. Теплофизика апаратівутилізації тепла систем опалення, вентиляції та кондиціонуванняповітря. - М .:Стройиздат, 1983. - 320 с.
3. Кокорін О.Я ..Вітчизнянеобладнання для створення систем вентиляції та кондиціонуванняповітря / О.Я.Кокорін, - М .: «Екстропечать», 2005.- 99 с.
4. Богданов С. Н., Іванов О. П., Купріянова А. В. Холодильнатехніка. Властивостіречовин. Довідник. - М .:Агропромиздат, 1985. - 208 с.
5. Теплообмінніапаратихолодильних установок / Г. Н. Данилова, С. Богданов, О.П. Іванов та ін ..; За заг. ред. Г.Н. Данилової. - Л .:Машинобудування. 1986. - 303 с
6. Мігай В.К., Назаренко В.С., Новожилов І.С., Добряков Т.С. Регенеративніобертаються воздухоподогреватели. Л .:Енергія, 1971. - 168
7. Липа, А.І. Кондиціонуванняповітря. Основитеорії. Сучаснітехнологіїобробкиповітря .. - Одеса: ОГЦНТЕІ, 2010. - 607 с.
8. Бронштейн, І.М., семяндо К.А.- Довідник з математики (для інженерів і учніввтузів). М.: Наука, 1986. - 544с.
9. ЖуковськийС.С., Возняк О.Т, Довбуш О.М, Люльчак. З.С Вентілюванняприміщень: Навч.посібник. - Л .:Львівськаполітехніка, 2007. - 476с.
10. Грачов Ю.Г. Основиоптимізації систем кондиціонуваннямікроклімата.- Перм: Видавництво. Перм. політехн. ін-ту, 1987. - 80с. + 1 вкл.
11. ЖіхарєваН.В.Моделювання та оптіміація систем кондиціонуванняПовітря. .Навчальнийпосібник.-: В: ТЕС, 2016.- 170 с + Додатки з ..
12. ЖіхарєваН.В.Розрахуноктеплоутілізаторів. .Методичнівказівки .-: ОНАХТ: 2016.-40 с.
13. Жіхарєва Н.В., Хмельнюк М.Г. Підвищенняефективностісистемиохолодженняплодоовошехраніш. - Вісникміжнародноїакадемії холоду 2013.Сб т- Вип 4 - с. 16 - 20.

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		77

14. Мудров, А.Е. Чисельні методи для ПЕОМ. [Текст] / А.Є. Мудров // - Томськ: Раско, 1991. - 270с.
15. Кафаров В.В. Оптимізація теплообмінних апаратів і систем. - М.: Енергоіздат, 1988. - 192 с.
16. Кафаров В.В, Глєбов М.Б. Математичне моделювання основних процесів хімічних виробництв: Навч. посібник для вузів. - М.: Вища школа. 1991 – 400с
17. Курильов Є.С., Оносовській В.В., Румянцев Ю.Д. Холодильні установки - СПб.: Політехніка, 2002. - 576 с.
18. Лабай, В.Й., Тепломасообмін+., Львів: Тріада плюс. 2004 - 260.
19. Морозюк Т.В. Теорія холодильних машин і теплових насосів - Одеса: Студія «Негоціант», 2006. - 712с., 3 додатком
20. Оносовській В.В. Моделювання та оптимізація холодильних установок. - Л.: Видавництво Ленінградського університету, 1990. - 208 с
21. Перепека В.І., Жихарева Н.В. Розрахунки систем кондиціонування і вентиляції. Навчальний посібник: В: ТЕС, 2014.-240 с.
22. Погорєлов, А.І. Тепломасообмін: Навчальний посібник для вузів.-Львів: «Новий світ-2000». - 2004. - 144 с.
23. Табунників Ю.А. Бродач. М.М. Математичне моделювання та оптимізація теплової ефективності будівель. - М.: АВОК-ПРЕСС. - 2002. - 194 с
24. Тсатсароніс Д. Взаємодія термодинаміки і економіки для мінімізації енергозберігаючої системи.- Одеса: Студія «Негоціант», 2002. - 152с.
25. Чумак І.Г. Холодильні установки. Проектування. - Учеб. Посібник.- 3-те вид., Перераб. і доп.- Одеса: Друк, 2007. - 480 с.
26. Економічна ефективність енергозбереження в системах опалення, вентиляції та кондиціонування повітря: Навчальний посібник // А.І.Еремкін, Т.І.Королева, Г.В.Данілін, В.В.Бизеев, А.Г.Аверкін. - М.: АСВ, 2008. - 184с.
27. Стомахина Г.І., Бобровіцкій І.І., Малявіна Є.Г., Плотникова Л.В. Опалення, вентиляція і кондиціонування повітря: Житлові будинки зі встроєно-прибудованими приміщеннями громадського призначення та стоянками автомобілей. Коттеджі: Довідковий посібник.-М.: Панторі, Москва.2003.-308с.: Ил.

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		78

28. Белова Е.М. Центральні системи кондиціонування повітря в будівлі. - М.: Евроклимат, 2006. - 640 с.: іл. - (Бібліотека кліматотехніка).
29. Белова Е.М. Системи кондиціонування повітря з чиллерами і фенкойлами. 2003 400с.
30. Жіхарева Н.В. Особливості розрахунку теплопритоків в приміщенні при кондиціонуванні // Н.В. Жіхарева / Холодильна техніка і технологія - 2015 Том.51. - № 6 С. 17-20.
31. Жіхарева Н.В. Економічно-доцільна товщина ізоляції сучасних ізоляційних матеріалів плодово-овочевих схованілиця // Н.В. Жіхарева, М.Г. Хмельнюк, О.В. Ольшешкая / Холодильна техніка і технологія 2015. - №3 Том.51- Одеса: «ТЕС», 2016. - 171 с.
32. Жіхарева Н.В. Метод розрахунку річного споживання холоду систем кондиціонування повітря // Н.В. Жіхарева / Холодильна техніка і технологія 2016. - Том.52 №4. - З. 42 - 47.
33. Оносовський В.В. Моделювання та оптимізація холодильних установок. - Ленінград: Видавництво Ленінградського університету, 1990..
34. Жіхарева Н.В. Оцінка енергетичної ефективності системи охолодження плодово-овочевих схованілиця // Н.В. Жіхарева, Хмельнюк М.Г. / Холодильна техніка. 2015. - №3 Том.51 - С. 53 - 57
35. Жіхарева Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціонування Повітря. / Жіхарева Н.В. - Одеса: «ТЕС», 2016. - 172с.
36. Голубков Б.Н. Проектування та експлуатація установок кондиціонування повітря і опалення М.: Вища школа, 1988. - 190 с.: іл.
37. Рекомендації з проектування систем утилізації тепла повітря, що видаляється в теплоутилізаторах типу «повітря-повітря» (обертіві регенератори). М.: ДПІ Сантехпроект МНІТЕП, ТашЗНІЕП, ЦНІПромзданій, 1983.
38. Селіванов М.Н., Фрідман А.Е., Кудряшова Ж. Ф. Якість вимірювань. Метрологічна довідкова книга. Л.: Лениздат, 1987. - 296 с.
39. Сотников А.Г. Процеси, апарати і системи кондиціонування повітря і вентиляції. С.-Петербург, 2006, том II, 416 с.

					БКВ 04. 003. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		79

Дорошко Юрій Олегович

Розробка системи кондиціювання і вентиляції повітря кафе на 130 посадкових місць, м. Коблево

”

.

Керівник:доцю Когут В.О..



Вихідні дані:

- Розрахункові літні параметри зовнішнього повітря категорії :
- барометричний тиск $P=1010$ мм.рт.стовпа;
- ентальпія зовнішнього повітря $h=62$ кДж/кг;
- температура зовнішнього повітря $t=28,6$ °С;
- розрахункова швидкість вітру $3,3$ м/с;
- амплітуда добових коливань температури $\Delta t=8,8$ °С.
- Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря:
- барометричний тиск $P=1010$ мм.рт.стовпа;
- ентальпія зовнішнього повітря $h=-16,3$ кДж/кг;
- температура зовнішнього повітря $t=-18$ °С;
- розрахункова швидкість вітру $4,2$ м/с.



**Керуючись нормами проектування ,
приймали наступні значення
підтримання параметрів:**

Теплий період року - $t = 23 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi = 50\%$;

Холодний період року - $t = 19 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi = 60\%$;

Громадське харчування

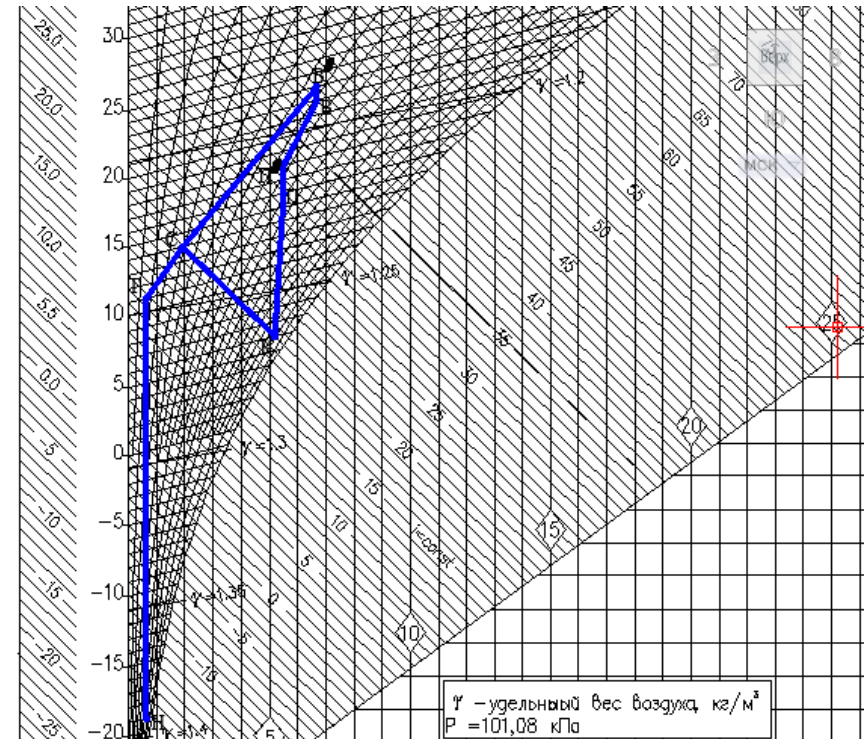
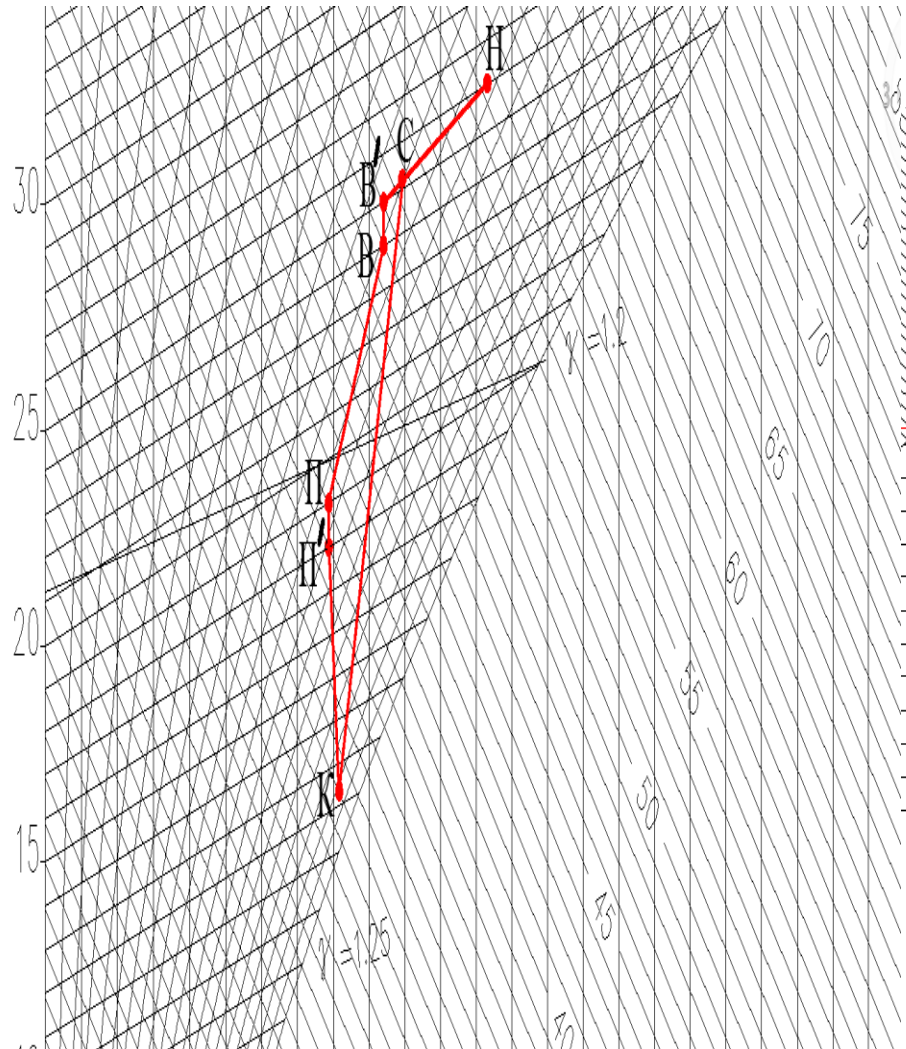
Головною метою кондиціювання повітря в громадському харчуванні є подача достатньої кількості чистого повітря, видалення шкідливих домішок, забезпечення відповідних показників мікроклімату і створення повітряно-теплого балансу і створююти комфортні умови перебування людей в приміщеннях.



Сумарна таблиця розрахунку теплопритоків

Приміщення	Сумарний тепло- Приплив (літо) $Q_{пов,кВт}$	Сумарні вологови- ділення (літо) $W_{пов, кг/с}$	Сумарний тепло- приплив (зима) $Q_{пов, кВт}$	Сумарні вологови- ділення (зима) $W_{пов, кг/с}$	Тепло- вологісна хар-ка (літо) ϵ , кДж/кг·К	Масова витрата повітря $G, кг/с$
Зал	18,64	0,0053	7,2	0,0053	2318	1,79

d,h-діаграмі процесів обробки повітря в літній та зимовий період



Підбір кондиціонера

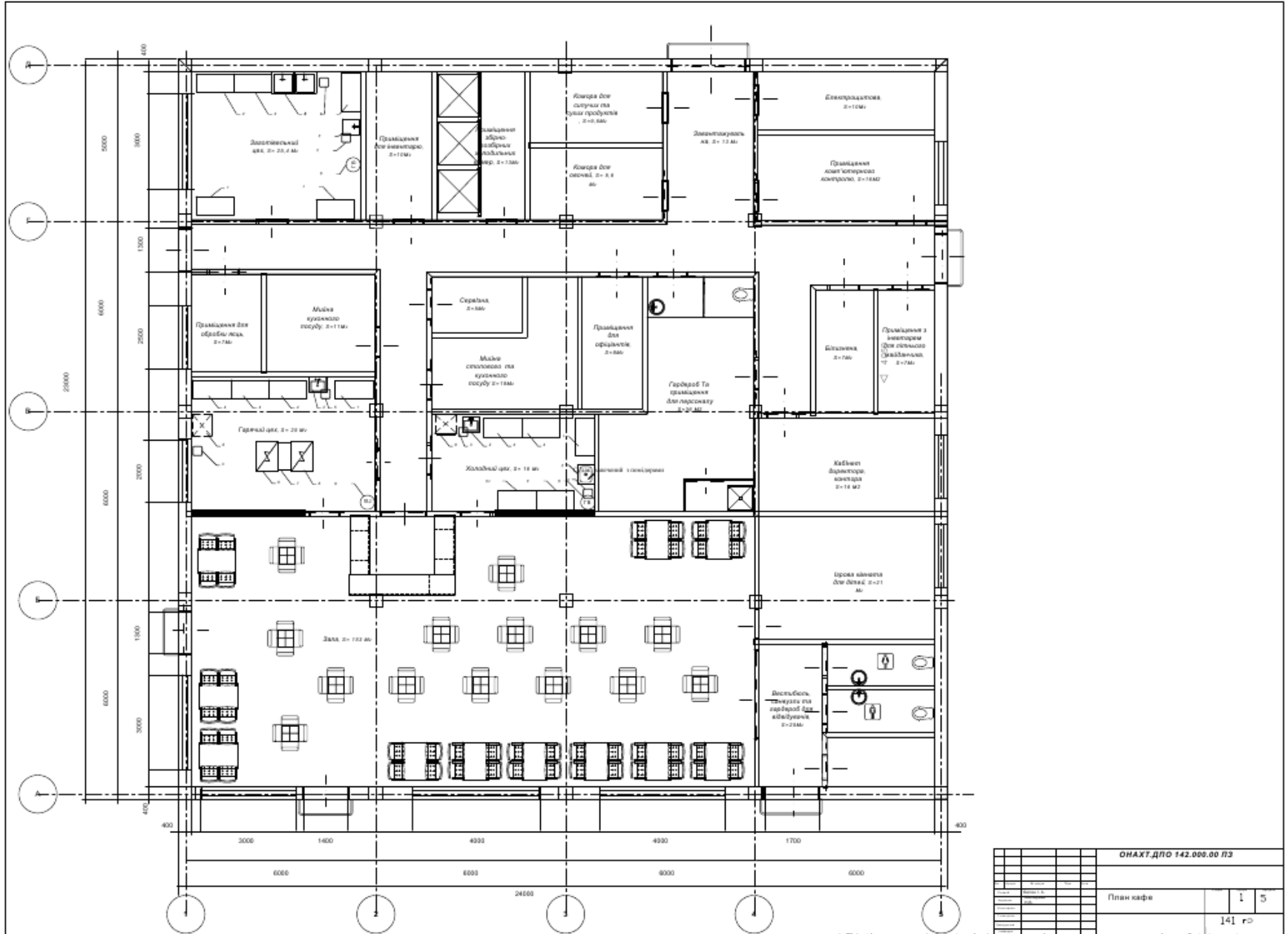
З урахуванням втрат через неплотності в системі розподілу повітря обладнання підбираємо за наступним принципом:

$$L = 1.03 \cdot L = 1.03 \cdot 9558 = 9844$$

З каталогів фірми ВЕЗА обираємо кондиціонер центральний каркасно - панельний КЦКП - 10 призначений для застосування в вентиляційних системах і системах кондиціонування повітря приміщень різного призначення і дозволяють здійснювати всі процеси повітряної обробки : нагрівання , фільтрацію , осушення , охолодження , зволоження , рекуперація та регенерацію тепла і холоду , дезінфекцію , шумоглушення , і підтримка в приміщенні штучного клімату із заданими параметрами

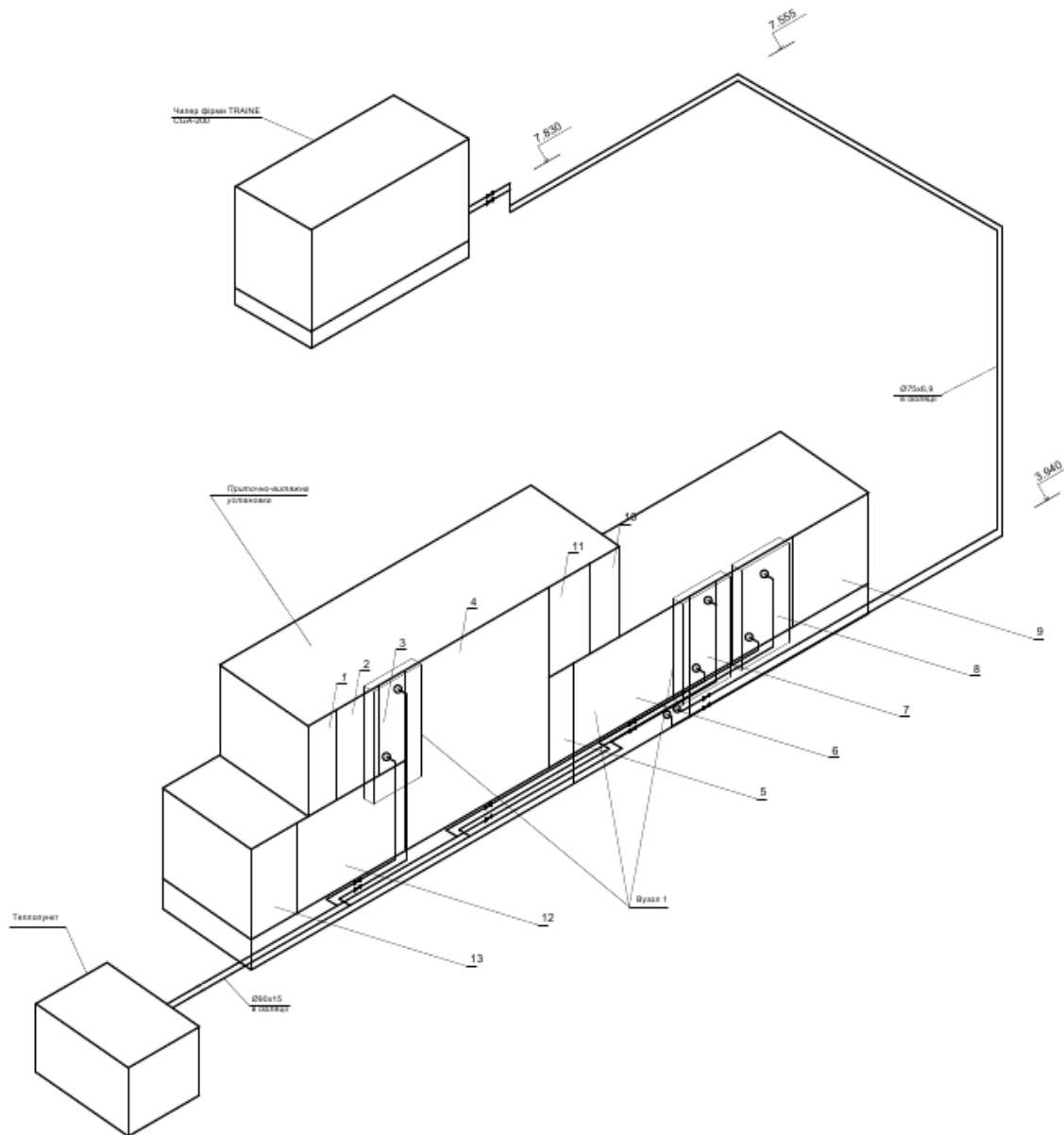


План

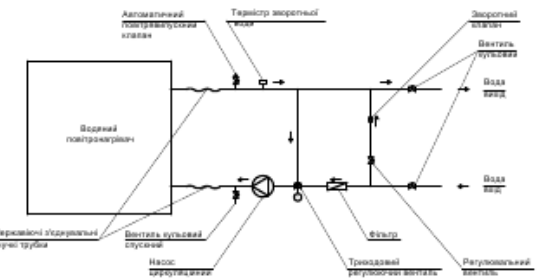


ОНАХТ ДПО 142.000.00 ПЗ	
План кафе	1 5
141 r0	

Схема обв'язки

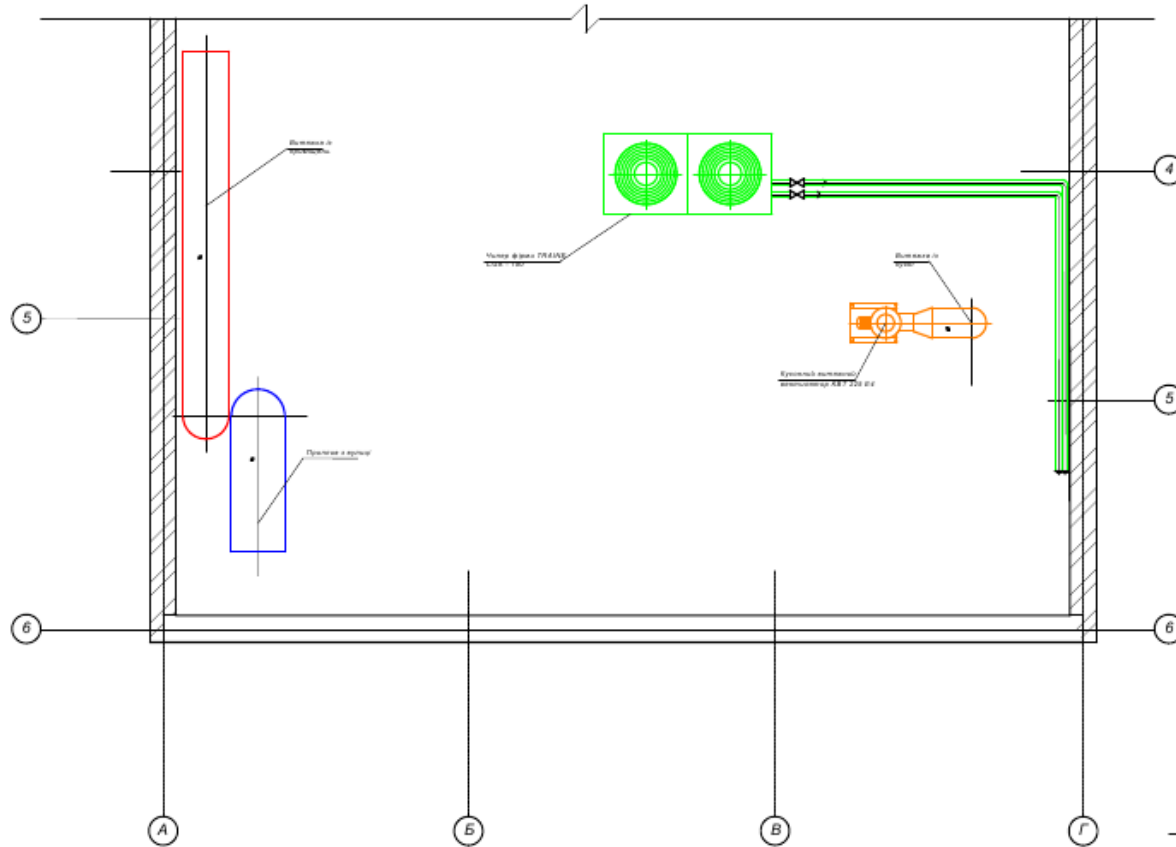


Вузол 1 (обв'язка повітрянагрівача)

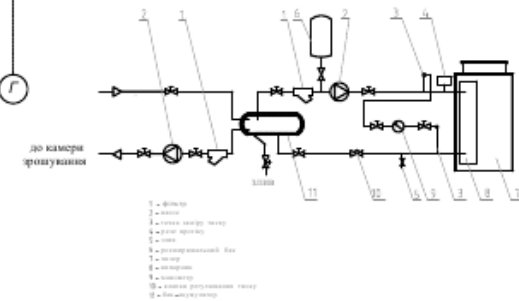


ОНАХТ.Д.ПО 142.000.00									
ПЗ									
Схема обв'язки системи опалення на калорифері									
№	Вид	Категорія	Статус	Дата	Висновок	№	Вид	Статус	Дата

Обв'язка чиллера

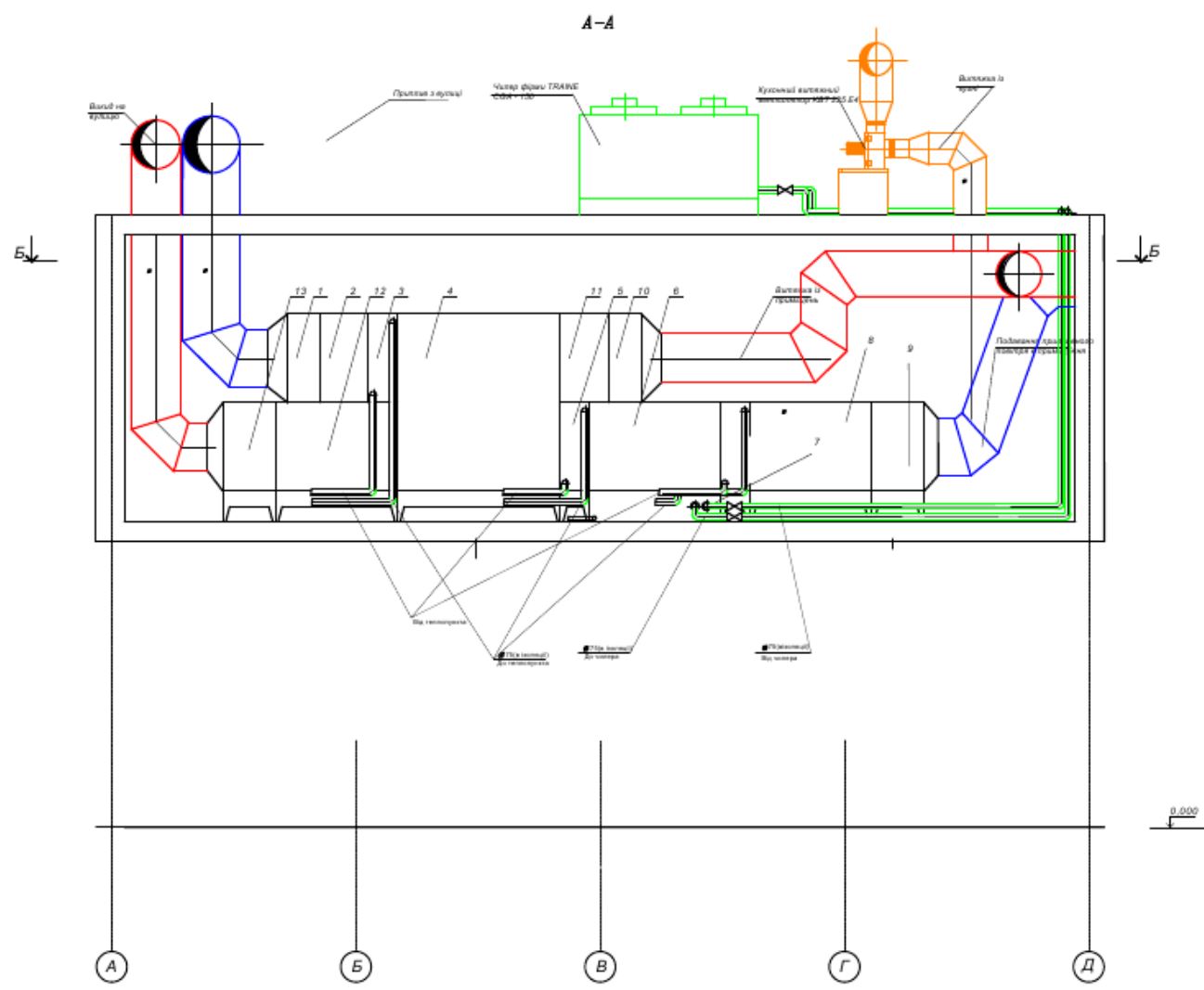


Вузол обв'язки чилера



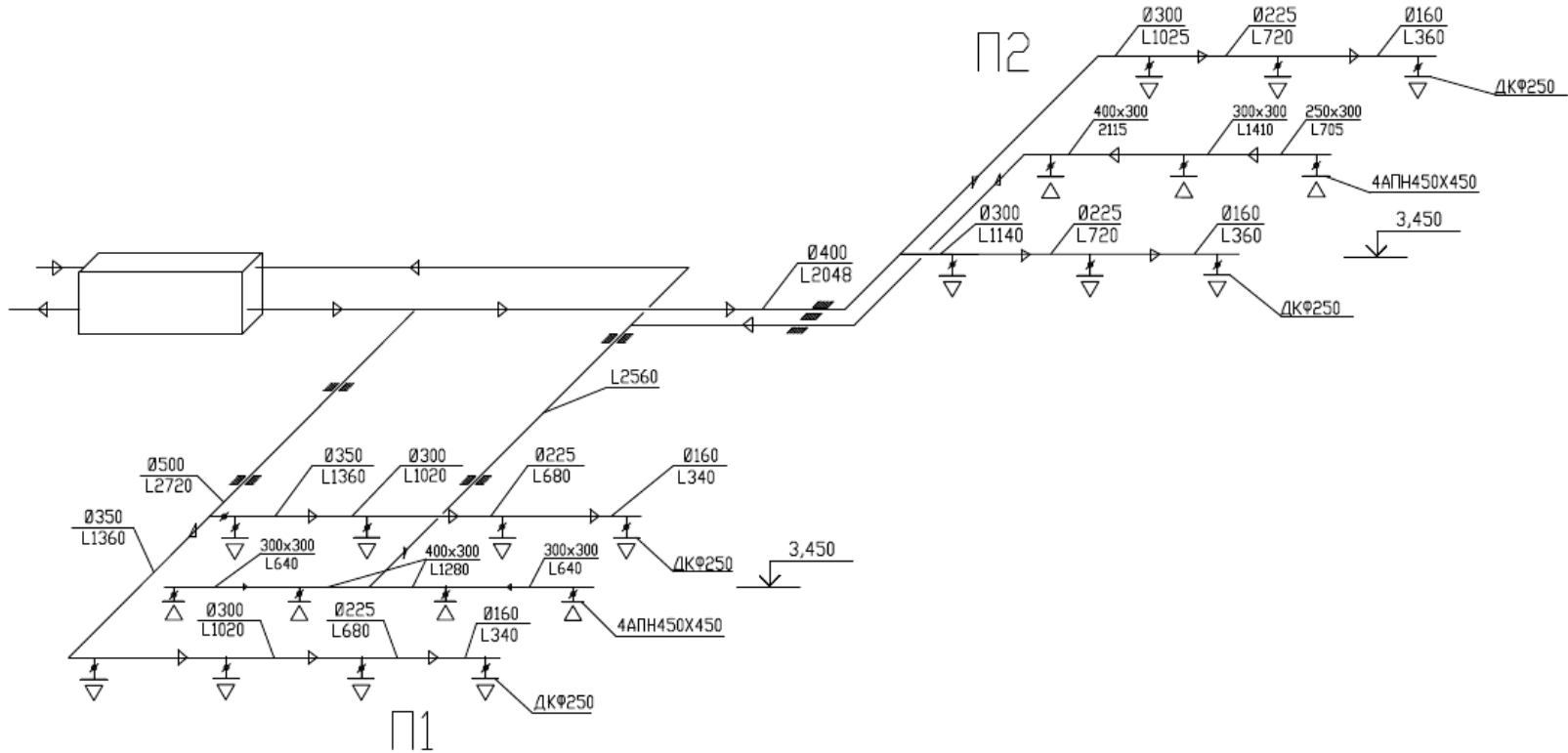
ОНАХУ ДПО 142.000.00			
ПЗ			
План розподільчого чилера			
№	Назва	Масштаб	Дата
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			

Розріз



ОНАХТ.ДПО 142.000.00 ПЗ			
Розріз А-А			
№	Вид	Масштаб	Дата
1	Лист	1:1	2014.04.01
2	Лист	1:1	2014.04.01
3	Лист	1:1	2014.04.01
4	Лист	1:1	2014.04.01
5	Лист	1:1	2014.04.01
6	Лист	1:1	2014.04.01
7	Лист	1:1	2014.04.01
8	Лист	1:1	2014.04.01
9	Лист	1:1	2014.04.01
10	Лист	1:1	2014.04.01
11	Лист	1:1	2014.04.01
12	Лист	1:1	2014.04.01
13	Лист	1:1	2014.04.01

Розводка повітроводів

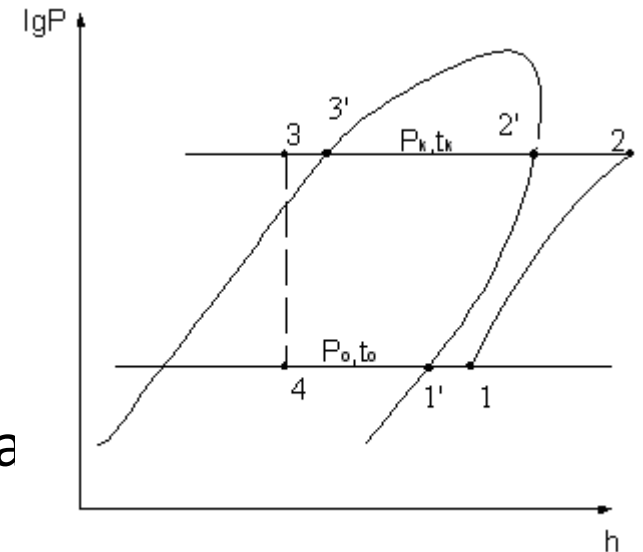


ОНАХТ.ДПО 142.000.00 ПЗ										
№	Ар.	Масштаб	План	Дата	Аксонометрична схема повітроводів	Лист	Масштаб	Масштаб	Архив	Архив
1	Розводка	1:1								
2	Контур	1:1								
3	Розводка	1:1								
4	Контур	1:1								
5	Розводка	1:1								
6	Контур	1:1								
7	Розводка	1:1								
8	Контур	1:1								
9	Розводка	1:1								
10	Контур	1:1								

Холодильна машина

Для роботи холодильної машини використовуємо фреон R407C, який має достатньо хороші термодинамічні якості. Склад R407C: R32 – 23%; R125 – 25%; R134a – 52%;

Режим роботи холодильної установки визначається температурою кипіння холодильного агента ($t_o = 12,5^\circ\text{C}$) та температурою конденсації ($t_k = 38.6^\circ\text{C}$).



Висновки

Метою дипломного проекту являється спроектувати систему кондиціонування повітря таким чином щоб було комфортно відвідувачам, а також персоналу в даному приміщенні. І регулювання заданих параметрів мікроклімату відбувалося автоматично і при цьому підтримувалось. При цьому основні техніко – економічні вимоги дотримувались це на сам перед мінімальна вартість устаткування й будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла й особливо дорогого холоду. Першим етапом розрахунку стало підбір будівельної конструкції , розрахунок теплопередачі стін та кровлі.



Другим етапом дипломного проекту став вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря. Керуючись нормами проектування, приймали наступні значення температури, відносній вологості й швидкості руху повітря в приміщенні :

- теплий період року – $t_v = 23^{\circ}\text{C}$; $v = 50\%$;
- холодний період року - $t_v = 19^{\circ}\text{C}$; $v = 60\%$;

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря визначається кліматичними умовами місцевості й призначенням.

Далі визначили теплові втрат через огорожуючі конструкції. Розраховали тепловиділення від різних джерел вологовиділення. Побудував в d,h-діаграмі процеси обробки повітря в літній та зимовий періоди.

Третій етапі розраховали опору вентиляційної мережі та вибрали вентилятора.

The logo for Danfoss, featuring the word "Danfoss" in a red, stylized, cursive font.

Четвертий етап розрахунок та підбір апаратів обробки повітря (повітряного охолоджувача, повітрянагрівача першого підігріву, повітрянагрівача другого підігріву, теплоутилізатора, камери зрошування)

П'ятий етап розрахунок і вибір основного холодильного обладнання. Підібрав спіральний компресор і чиллер.

Дякую за увагу