

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»

Група: БКВ-05

Дипломний проект

здобувача освіти денного відділення
БКВ 05. 0005. 000 ДП

ГАДЖУКА СЕРГІЯ
ПЕТРОВИЧА

м. Одеса - 2024 р.

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


Спеціальність 142
«Енергетичне машинобудування»
ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»
Група БКВ-05

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
БКВ 05. 005. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:
«Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря супермаркету,
площею 840 м. кв., м. Ямпіль.»

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки
на _____ сторінках та графічного матеріалу на 3 аркушах.


Дипломник  (Гаджук С.П.)

Керівник проекту  (Бригадир Л.Г.)

Консультанти:

з економічної частини  (Катан В.П.)

з будівельної частини  (Волянська С.В.)

з охорони праці  (Чорновол Н.І.)

по дотриманню
вимог ЄСКД  (Волянська С.В.)

До захисту допущено
Голова предметної комісії  (Хмельнюк М.Г.)

Завідуючий відділенням  (Бригадир Л.Г.)

Захист "27" 05 2024 р. Протокол ЕК № 04 БКВ

Оцінка ЕК 5 (відмінно)

Секретар ЕК  Хоцяновський Ю.С.

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

Дата видачі завдання
«20» лютого 2024 р.
Дата закінчення проекту
«01» липня 2024 р.

Затверджую
Заступник директора з НВР
_____ Беркань Іг.В.
“20” лютого 2024 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Прізвище, ім'я та по батькові: Гаджук Сергія Петровича
Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»
Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Системи кондиціювання і вентиляції повітря»

Тема дипломного проекту: «Розробка системи кондиціювання і вентиляції повітря супермаркету, площею 840 м. кв., м. Ямпіль.»

Стверджена наказом по коледжу від «02» 11 2023 р. № 244–А2- ОД

Вихідні дані для проекту: температура літня 32 °С

відносна вологість повітря літня 62 %

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

Вступ

1. Загальна частина

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

2. Розрахунково-конструкторська частина

- 2.1 Розрахункові дані проекту
- 2.2 Розрахунок теплоприпливів об'єкту завдання
- 2.3 Розрахунок вологовиділень об'єкту завдання
- 2.4 Зведена таблиця тепло і вологоприпливів об'єкту завдання
- 2.5 Визначення витрати повітря припливної установки
- 2.6 Побудова в d,h-діаграмі процесів обробки повітря
- 2.7 Розрахунок обладнання вентиляційної мережі
- 2.8 Розрахунок і вибір і обладнання припливної установки
- 2.9 Розрахунок основного холодильного обладнання

3. Організаційна частина

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

4. Економічна частина

5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

6. Використана література

Графічна частина

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

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціонування 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 - 31.05.2024
2. Розрахунково-конструкторська частина	01 - 07.06.2024
3. Організаційна частина	08 - 09.06.2024
4. Аркуш 1, 2	10 - 11.06.2024
5. Економічна частина	12 - 14.06.2024
6. Аркуш 3, 4	15 - 17.06.2024
7. Організаційна частина	18.06.2024
8. Охорона праці	19.06.2024
Попередній захист	20.06.2024
Захист дипломного проекту	28 - 30.06.2024

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні кафедри енергетичного машинобудування

Протокол № 3 від "17" жовтня 2023

Завідувач кафедрою _____ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _____ (Бригадир Л.Г.)

Вступ

Кондиціювання повітря передбачає створення і автоматичне підтримання певних параметрів (температури, вологості, чистоти, швидкості руху повітря) в закритих приміщеннях для забезпечення оптимальних умов, які сприяють комфортному самопочуттю людей або ефективному проведенню технологічних процесів.

Кондиціювання повітря здійснюється за допомогою системи кондиціювання повітря (СКП), що складається з технічних засобів для забору, обробки повітря (фільтри, теплообмінники, зволожувачі або осушувачі повітря), його переміщення (вентилятори) та розподілу, а також засобів холодо- і тепlopостачання, автоматизації, дистанційного керування та контролю. Великі громадські, адміністративні та виробничі будівлі зазвичай обслуговуються комплексними автоматизованими системами керування.

Автоматизована система кондиціювання забезпечує підтримання заданого стану повітря в приміщенні, незалежно від змін навколишніх атмосферних умов. Основне обладнання для обробки та переміщення повітря часто зібрано в одному корпусі, який називається кондиціонером. У багатьох випадках всі технічні засоби для кондиціювання повітря скомпоновані в одному або двох блоках, і тоді поняття «СКП» та «кондиціонер» стають взаємозамінними.

Перед тим як розглянути класифікацію систем кондиціювання, слід зазначити, що загальноприйнятої класифікації СКП досі не існує. Це пов'язано з різноманітністю принципів схем, технічних та функціональних характеристик, які залежать не лише від можливостей самих систем, але й від характеристик приміщень, де вони застосовуються.

Сучасні системи кондиціювання можуть бути класифіковані за наступними критеріями:

- Основне призначення (об'єкт застосування): системи можуть бути комфортними або технологічними. Комфортні системи спрямовані на створення оптимальних санітарно-гігієнічних умов для житлових, громадських та адміністративних приміщень.

					КВ 07.013.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тивно - побутових приміщень. Технологічні системи призначені для забезпечення параметрів повітря, які відповідають специфічним вимогам виробничих процесів.

- Розташування кондиціонера відносно обслуговуваного приміщення: системи поділяються на центральні та місцеві. Центральні системи розташовані за межами обслуговуваних приміщень і можуть кондиціонувати одне велике приміщення або кілька зон. Місцеві системи встановлюються безпосередньо в приміщеннях, які вони обслуговують.

- Наявність власного джерела тепла та холоду: системи бувають автономні та неавтономні. Автономні системи мають вбудовані джерела тепла і холоду, тоді як неавтономні системи отримують тепло та холод ззовні.

- Принцип дії: системи можуть бути прямоточними, рециркуляційними або комбінованими. Прямоточні системи використовують повітря ззовні, рециркуляційні системи повторно використовують повітря з приміщення, а комбіновані системи поєднують обидва підходи.

- Регулювання вихідних параметрів кондиційованого повітря: існують системи з якісним (однотрубним) та кількісним (двотрубним) регулюванням. Якісне регулювання здійснюється за рахунок зміни температури і вологості повітря, а кількісне – шляхом зміни об'єму подачі повітря.

- Ступінь забезпечення метеорологічних умов у приміщенні: системи поділяються на I-го, II-го та III-го класу в залежності від рівня забезпечення стабільності параметрів повітря.

- Кількість обслуговуваних приміщень (локальних зон)**: системи можуть бути однозональними або багатозональними. Однозональні системи обслуговують одне приміщення або зону, тоді як багатозональні – декілька зон або приміщень.

- Тиск, який розвивається вентиляторами кондиціонерів**: системи поділяються на системи низького, середнього та високого тиску в залежності від потужності вентиляторів.

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Існують також системи кондиціювання, призначені для спеціальних технологічних процесів, які можуть забезпечувати змінні в часі метеорологічні параметри згідно з певною програмою.

Комфортні системи кондиціювання повітря

Комфортні системи кондиціювання повітря (СКП) призначені для створення та автоматичної підтримки параметрів температури, відносної вологості, чистоти та швидкості руху повітря, які відповідають санітарно-гігієнічним вимогам для житлових, громадських та адміністративно-побутових будівель чи приміщень. Ці системи створюють оптимальні умови для комфортного перебування людей, що сприяє їхньому здоров'ю та продуктивності.

Технологічні системи кондиціювання повітря

Технологічні СКП призначені для забезпечення параметрів повітря, які максимально відповідають вимогам виробництва. У приміщеннях, де перебувають люди, технологічне кондиціювання здійснюється з урахуванням санітарно-гігієнічних вимог до стану повітряного середовища. Ці системи забезпечують точний контроль параметрів повітря, необхідних для певних технологічних процесів, що дозволяє підтримувати високу якість продукції та ефективність виробництва.

Центральні системи кондиціювання повітря

Центральні СКП отримують холод, який доставляється холодною водою чи холодоагентом, тепло, яке доставляється гарячою водою, парою або електроенергією, а також електроенергію для приводів електродвигунів вентиляторів, насосів тощо. Ці системи розташовані за межами обслуговуваних приміщень та можуть кондиціонувати одне велике приміщення, декілька зон в одному приміщенні або багато окремих приміщень. Іноді декілька центральних кондиціонерів обслуговують одне велике приміщення, наприклад, 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.

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, системи кондиціонування повітря забезпечують комфортні та технологічні умови в різних типах приміщень, дозволяючи підтримувати необхідні параметри повітря для здоров'я людей та ефективності виробничих процесів.

Центральні системи кондиціонування повітря (СКП) мають такі переваги:

- ефективне підтримання встановленої температури та відносної вологості повітря у приміщеннях;

- концентрація обладнання, яке потребує регулярного обслуговування та ремонту, як правило, в одному місці (технічне приміщення, технічний поверх тощо);

- можливості забезпечення ефективного шумо- та вібропоглинання.

Завдяки центральним СКП, за умови належної акустичної обробки повітропроводів, встановлення глушників шуму та поглиначів вібрації, можна досягти мінімальних рівнів шуму в спеціалізованих приміщеннях, таких як телерадіостудії.

Попри низку переваг, центральні СКП мають свої обмеження. Великі розміри та необхідність складних будівельно-монтажних робіт при встановленні кондиціонерів, прокладанні повітропроводів і трубопроводів часто ускладнюють їх використання у вже 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. Вони широко застосовуються в різних випадках:

- у житлових та адміністративних будівлях для підтримки комфортного мікроклімату в окремих офісах або житлових кімнатах;

- у новозбудованих будівлях для окремих кімнат, де режим споживання холоду суттєво відрізняється від більшості інших приміщень, наприклад, у серверних та інших кімнатах, насичених тепловиділяючою технікою (при цьому подача

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

свіжого повітря та видалення витяжного повітря зазвичай здійснюється центральними системами припливно-витяжної вентиляції);

- у новозбудованих будівлях, де підтримання оптимальних теплових умов потрібно у невеликій кількості приміщень, наприклад, у декількох номерах-люксових невеликого готелю;

- у великих приміщеннях, як існуючих, так і новозбудованих, таких як кафе, ресторани, магазини, конференц-зали, аудиторії тощо.

Автономні СКП отримують живлення тільки від електромережі, наприклад, кондиціонери спліт-систем, шафові кондиціонери тощо. Ці кондиціонери мають вбудовані компресійні холодильні машини, які працюють, зазвичай, на фреоні 22. Вони охолоджують та осушують повітря, пропускаючи рециркуляційне повітря через охолоджувачі, які є випарниками холодильних машин. У перехідний та зимовий час вони можуть здійснювати підігрів повітря за допомогою електричних підігрівачів або через реверсування роботи холодильних машин за циклом «теплового насоса». Найпростішим варіантом децентралізованого забезпечення температурних умов у приміщеннях є використання кондиціонерів спліт-систем.

Неавтономні СКП поділяються на:

- повітряні, які подають лише повітря в обслуговуване приміщення (міні-центральні кондиціонери);

- водо-повітряні, які подають у кондиціоновані приміщення повітря та воду, що переносять тепло або холод, або обидва одночасно (системи чілерів-фанкойлів, центральні кондиціонери з місцевими доводчиками тощо).

Однозональні центральні СКП використовуються для обслуговування великих приміщень з відносно рівномірним розподілом тепла та вологості, наприклад, великих залів кінотеатрів, аудиторій тощо. Вони зазвичай комплектуються пристроями для утилізації тепла або змішувальними камерами для використання рециркуляції повітря в обслуговуваних приміщеннях.

Багатозональні центральні СКП призначені для обслуговування великих приміщень з нерівномірним розташуванням обладнання або для обслуговування

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кількох порівняно невеликих приміщень. Такі системи є економічнішими порівняно з окремими системами для кожної зони чи приміщення. Однак вони не забезпечують таку ж точність підтримки параметрів вологості та температури, як автономні СКП (кондиціонери спліт-систем тощо).

Однозональні центральні системи кондиціонування повітря (СКП) використовуються для обслуговування великих приміщень з відносно рівномірним розподілом тепла та вологості, таких як великі зали кінотеатрів, аудиторії тощо. Вони зазвичай комплектуються пристроями для утилізації тепла або змішувальними камерами, що дозволяють використовувати рециркуляцію повітря в обслуговуваних приміщеннях. Також ці системи можуть мати фільтри для очищення повітря від пилу та інших забруднень, що забезпечує покращену якість повітря в приміщенні.

Багатозональні центральні СКП призначені для обслуговування великих приміщень з нерівномірним розташуванням обладнання або для обслуговування кількох порівняно невеликих приміщень. Такі системи є більш економічними порівняно з окремими системами для кожної зони чи приміщення. Вони дозволяють окремо регулювати клімат у різних зонах, що забезпечує більшу гнучкість у підтриманні комфортних умов. Однак, багатозональні системи не забезпечують таку ж точність підтримки параметрів вологості та температури, як автономні СКП (наприклад, кондиціонери спліт-систем тощо).

Автономні СКП отримують живлення тільки від електромережі, наприклад, кондиціонери спліт-систем, шафові кондиціонери тощо. Ці кондиціонери мають вбудовані компресійні холодильні машини, які працюють, зазвичай, на фреоні 22. Вони охолоджують та осушують повітря, пропускаючи рециркуляційне повітря через охолоджувачі, які є випарниками холодильних машин. У перехідний та зимовий час вони можуть здійснювати підігрів повітря за допомогою електричних підігрівачів або через реверсування роботи холодильних машин за циклом «теплового насоса». Найпростішим варіантом децентралізованого забезпечення температурних умов у приміщеннях є використання кондиціонерів спліт-систем.

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Місцеві СКП розробляються на основі автономних та неавтономних кондиціонерів, які встановлюються безпосередньо в обслуговуваних приміщеннях.

Перевагою місцевих СКП є простота встановлення та монтажу. Вони широко застосовуються в різних випадках:

- у житлових та адміністративних будівлях для підтримки комфортного мікроклімату в окремих офісах або житлових кімнатах;

- у новозбудованих будівлях для окремих кімнат, де режим споживання холоду суттєво відрізняється від більшості інших приміщень, наприклад, у серверних та інших кімнатах, насичених тепловиділяючою технікою (при цьому подача свіжого повітря та видалення витяжного повітря зазвичай здійснюється центральними системами припливно-витяжної вентиляції);

- у новозбудованих будівлях, де підтримання оптимальних теплових умов потрібно у невеликій кількості приміщень, наприклад, у декількох номерах-люкс невеликого готелю;

- у великих приміщеннях, як існуючих, так і новозбудованих, таких як кафе, ресторани, магазини, конференц-зали, аудиторії тощо.

Неавтономні системи кондиціонування повітря (СКП) можна підключити до таких систем:

1. Повітряні системи: ці системи подають лише повітря до обслуговуваних приміщень. Наприклад, міні-центральні кондиціонери, що забезпечують контроль температури та вологості за допомогою повітряних потоків.

2. Водно-повітряні системи: ці системи подають як повітря, так і воду до кондиціонованих приміщень. Вода може переносити тепло або холод, або обидва одночасно. Прикладами є системи чілерів-фанкойлів, центральні кондиціонери з місцевими доводчиками тощо.

Однозональні центральні СКП використовуються для обслуговування великих приміщень з рівномірним розподілом тепла та вологості, таких як великі зали кінотеатрів, аудиторії тощо. Зазвичай такі СКП оснащені пристроями для

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

утилізації тепла (теплоутилізаторами) або змішувальними камерами, що дозволяють використовувати рециркуляцію повітря в обслуговуваних приміщеннях.

Багатозональні центральні СКП призначені для обслуговування великих приміщень, де обладнання розташоване нерівномірно, або для обслуговування кількох порівняно невеликих приміщень. Такі системи є більш економічними порівняно з окремими системами для кожної зони чи приміщення. Однак, вони не забезпечують таку ж точність підтримки параметрів вологості та температури, як автономні СКП (наприклад, кондиціонери спліт-систем тощо).

ВЕНТИЛЯЦІЯ

Вентиляція - це система заходів і пристроїв, що забезпечують повітрообмін у приміщеннях та на робочих місцях, відповідно до будівельних норм. Її мета - підтримувати задані метеорологічні параметри в приміщеннях різного призначення, враховуючи різні фактори, такі як технологічні процеси та види викидів. Системи вентиляції поділяються за способом створення тиску для переміщення повітря (природне або штучне нагнітання), за призначенням (припливні або витяжні), зоною обслуговування (місцеві або загальнообмінні) і конструктивним виконанням (каналні або безканалні).

Природна вентиляція відбувається за рахунок різниці температур між зовнішнім і внутрішнім повітрям, впливу тисків "повітряного стовпа" та вітрового тиску. Цей метод ефективний в цехах з великим тепловиділенням, де концентрація пилу та шкідливих газів не перевищує 30% від гранично допустимої концентрації в робочій зоні. Однак природну вентиляцію не застосовують у випадках, коли потрібна попередня обробка припливного повітря чи його використання може спричинити утворення туману чи конденсату.

У приміщеннях з великими надлишками тепла внутрішнє повітря завжди тепліше, ніж зовнішнє. Важче зовнішнє повітря, потрапляючи в будівлю, вишто-

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вхує менш щільне тепле повітря з неї. Це призводить до циркуляції повітря в приміщенні, схожої на ту, яку створює вентилятор.

Системи природної вентиляції, де переміщення повітря відбувається за рахунок різниці тисків повітряного стовпа, вимагають, щоб мінімальний перепад за висотою між точкою забору повітря з приміщення та його викидом через дефлектор становив не менше 3 метрів. Рекомендується, щоб горизонтальні ділянки повітропроводів не перевищували 3 метрів у довжину, а швидкість повітря в них не перевищувала 1 метр на секунду.

Вітровий тиск призводить до підвищення тиску на навітряних сторонах будівлі і зниження на підвітряних, іноді навіть на даху (розрідження). Якщо в огорожах є прорізи, атмосферне повітря потрапляє в приміщення з навітряної сторони і виходить з підвітряної, залежно від швидкості вітру та різниць тиску.

Системи природної вентиляції є відносно простими і не вимагають складного високовартісного обладнання або великих витрат електроенергії. Однак їх ефективність залежить від змінних факторів, таких як температура повітря, напрямок і швидкість вітру, та обмежений існуючий тиск, що не завжди дозволяє вирішувати всі складні вентиляційні задачі.

Механічна вентиляція використовує спеціальне обладнання, таке як вентилятори, електродвигуни, повітрянагрівачі, пиловловлювачі та автоматика, що дозволяє ефективно переміщувати повітря на великі відстані. Ці системи можуть працювати незалежно від змінних умов навколишнього повітряного середовища і вимагають значних електроенергетичних витрат. Вони здатні подавати і видаляти повітря з різних зон приміщення і обробляти його за потреби, наприклад, очищати, нагрівати або зволожувати, що практично неможливо здійснити в природних системах вентиляції. Часто в практиці використовуються комбіновані системи, які поєднують механічну та природну вентиляцію для оптимального контролю над повітряною обміною.

Припливна вентиляція служить для подачі чистого повітря у вентилязовані приміщення після видалення відпрацьованого повітря. При необхідності це пові-

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тря піддається спеціальній обробці, такій як очищення, нагрівання або зволоження.

Витяжна вентиляція призначена для видалення забрудненого чи нагрітого повітря з приміщення. У загальному випадку приміщення обладнуються як припливними, так і витяжними системами, збалансованість яких важлива для забезпечення ефективної роботи. Вони можуть працювати як для всього приміщення, так і для окремих місць (місцева вентиляція), забезпечуючи необхідний рівень повітряних обмінів залежно від умов та вимог санітарно-гігієнічних стандартів.

Місцева припливна вентиляція включає різноманітні технічні рішення для забезпечення чистого повітря на окремих робочих місцях. Це включає повітряні душі, які створюють зосереджений потік повітря з підвищеною швидкістю для зменшення температури в зоні інтенсивного теплового випромінювання та обдування робочих. Також до цієї категорії відносяться повітряні оазиси - окремі ділянки приміщень, які відгороджені пересувними перегородками висотою 2-2,5 м, і в які нагнітається повітря з низькою температурою. Місцеву припливну вентиляцію також використовують у вигляді повітряних завіс, які створюють повітряні перешкоди біля воріт, печей тощо, змінюючи напрямок потоків повітря. Це дозволяє зменшити витрати на вентиляцію порівняно з загальнообмінною системою. У виробничих приміщеннях для управління шкідливими речовинами, такими як газів і волога, часто використовують змішану систему вентиляції - загальну для всього об'єму приміщення та місцеву (місцеві відсмоктування та приплив), яка забезпечує ефективне обслуговування робочих місць.

Місцева витяжна вентиляція застосовується тоді, коли шкідливі речовини локалізовані в приміщенні і можливо їхнє поширення потрібно запобігти. Виробничі приміщення використовують цю систему для збору та відведення газів, диму, пилу та частково тепла, що виділяється від обладнання. Для видалення шкідливих речовин застосовуються місцеві відсмоктувачі у вигляді укриття, таких як шафи і зонти, а також бортові відсмоктувачі, завіси та кожухи, які встановлені біля верстатів та іншого обладнання.

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні вимоги до місцевих відсмоктувачів включають необхідність закритого місця утворення шкідливих виділень, щоб уникнути їх поширення в приміщенні. Конструкція відсмоктувача повинна бути спроектована таким чином, щоб вона не заважала нормальній роботі і не зменшувала продуктивність праці. Важливо також забезпечити відведення шкідливих виділень в напрямку їх природного руху: гарячі гази та пару слід видаляти вгору, а холодні важкі гази та пил - вниз.

Конструкції місцевих відсмоктувачів поділяються на дві групи: напіввідкриті, які включають витяжні шафи та зонти, де об'єми повітря визначаються розрахунком, та відкритого типу, наприклад бортові відсмоктувачі, де відведення шкідливих виділень досягається за рахунок великих обсягів відсмоктуваного повітря. Основними компонентами таких систем є місцеві відсмоктувачі - укриття (МВ), всмоктувальна мережа повітропроводів (ВМ), вентилятор (В) відцентрового або осьового типу, а також витяжна шахта (ВШ).

При установці місцевої витяжної вентиляції для збору пиловмісних речовин повітря, що видаляється з цеху, повинне попередньо очищатися від пилу перед його викидом в атмосферу. Найбільш складні витяжні системи включають встановлення двох або навіть трьох послідовних пиловловлювачів (фільтрів), щоб досягти високого рівня очищення повітря.

Метою даного дипломного о проекту є розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря супермаркету, площею 840 м. кв., м. Ямпіль.»

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1. ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЄКТУ

Тема дипломного проекту «Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря супермаркету, площею 840 м. кв., м. Ямпіль.»

Характеристика будівельних конструкцій:

Розташування об'єкту: місто Ямпіль

Тип об'єкту: супермакет.

Загальна площа: 840 м².

Географічна широта: 48°.

Початкові дані:

Температура навколишнього середовища: $t_n = 30,0^{\circ}\text{C}$

Вологість навколишнього середовища: $h_n = 55,0 \text{ кДж/кг}$

Параметри у приміщенні:

Температура в приміщенні: $t_b = 22,0^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість в приміщенні: $\phi_b = 50 \%$

Висота приміщення: 4 метр

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

У цьому проєкті розглядаються капітальні витрати, пов'язані з придбанням та встановленням системи центрального кондиціонування повітря (СК І ВП) та системи повітроводів. Вони включають витрати на обладнання, будівельні та монтажні роботи, а також налагодження обладнання. Експлуатаційні витрати розраховуються як поточні витрати, необхідні для ефективної експлуатації багатозональної системи кондиціонування повітря і забезпечення її безперебійної роботи.

Експлуатаційні витрати включають наступні складові:

- допоміжні матеріали (СМ);
- витрати на електроенергію (СЕ);
- витрати на заробітну плату (СЗ) з урахуванням відрахувань до фондів соціального страхування;
- амортизаційні відрахування (СА);
- інші витрати (СПР).

Ці витрати покривають не лише підтримку нормальної роботи системи, а й забезпечують її надійність і ефективність протягом усього періоду експлуатації.

Загальна сума витрат, необхідні обраної мною системи вентиляції і кондиціонування, становить 2304145 грн

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 РОЗРАХУНКОВІ ДАНІ ПРОЄКТУ

Основні розрахункові параметри для проектування системи кондиціонування повітря та теплоізоляції будівлі поділяються на літні та зимові умови.

Літні параметри зовнішнього повітря:

- Барометричний тиск (P): 1010 мм рт. ст.
- Ентальпія зовнішнього повітря (h): 62 кДж/кг
- Температура зовнішнього повітря (t): 30 °С
- Швидкість руху повітря (v): 3,3 м/с

Зимові параметри зовнішнього повітря:

- Температура повітря у приміщенні взимку (tп): 19 °С
- Відносна вологість повітря у приміщенні взимку (φп): 50%
- Амплітуда добових коливань температури (Δt): 8,8 °С

Конструкційні матеріали і їх теплотехнічні характеристики:

Північна і східна стіни:

- Штукатурка: $\delta = 20$ мм
- Газобетон: $\delta = 400$ мм, $\lambda = 0,15$ Вт/м·К
- Штукатурка складним розчином: $\delta = 20$ мм, $\lambda = 0,98$ Вт/м·К

Кровля:

- Залізобетонна плита: $\delta = 200$ мм, $\lambda = 0,68$ Вт/м·К
- Штукатурка: $\delta = 20$ мм
- Утеплювач «Ріпор»: $\delta = 100$ мм, $\lambda = 0,035$ Вт/м·К

Південна і західна стіни:

- Стіклоблоки з подвійним склом: $\delta = 2$ мм, $\lambda = 0,76$ Вт/м·К
- Шар повітря: $\delta = 20$ мм, $\lambda = 0,026$ Вт/м·К

Внутрішні перегородки:

- Штукатурка: $\delta = 20$ мм
- Газобетон: $\delta = 200$ мм, $\lambda = 0,15$ Вт/м·К
- Штукатурка складним розчином: $\delta = 20$ мм, $\lambda = 0,98$ Вт/м·К

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підлога:

- Монолітне бетонне покриття: $\delta = 40$ мм, $\lambda = 1,86$ Вт/м·К
- Армобетонна стяжка: $\delta = 80$ мм, $\lambda = 1,86$ Вт/м·К
- Плитна теплоізоляція «Ріпор»: $\delta = 80$ мм, $\lambda = 0,035$ Вт/м·К
- Цементно-піщаний розчин: $\delta = 25$ мм, $\lambda = 0,98$ Вт/м·К
- Бетонна стяжка: $\delta = 120$ мм, $\lambda = 1,86$ Вт/м·К

Ці дані визначаються з метою оптимізації теплових характеристик будівлі та забезпечення комфортних умов в приміщенні протягом усього року.

Згідно з прийнятими конструкціями огорожень, коефіцієнт теплопередачі огорожень розраховується за наступною формулою 2.1

$$K_{ст} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right)^{-1} \quad (2.1)$$

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОАДХОДЖЕНЬ ОБ'ЄКТУ

Теплонадходження через огорожувальні конструкції

Для визначення теплонадходжень через огорожувальні конструкції використовується розрахунок коефіцієнта теплопередачі для кожного шару огорожі за формулою 2.2. Загальний коефіцієнт теплопередачі багатошарової огорожувальної конструкції з послідовно розташованими шарами розраховується за формулою:

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{(R_H + \sum R_i + R_B) + R_{из}}, \quad (2.2)$$

де R_0 - загальний опір теплопередачі багатошарової огорожувальної конструкції, $m^2 \cdot K/Вт$;

R_H – опір тепловіддачі відповідно до зовнішньої або теплішої сторони огороження; $m^2 \cdot K/Вт$ $R_H = \frac{1}{\alpha_H}$

R_i - Опір теплопровідності i -го будівельного шару конструкції (крім шару теплоізоляції); $m^2 \cdot K/Вт$ $R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$

R_B - Опір тепловіддачі з внутрішньої сторони огороження; $m^2 \cdot K/Вт$

$$R_B = \frac{1}{\alpha_B}$$

$R_{из}$ - Опір теплопровідності термоізоляційного шару; $m^2 \cdot K/Вт$ $R_{из} = \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}}$

α_H і α_B - коефіцієнти тепловіддачі із зовнішньої та внутрішньої сторони огороження; $m^2 \cdot K/Вт$

δ_i - Товщина будівельних шарів конструкції, м;

λ_i - Коефіцієнт теплопровідності будівельних шарів конструкції, $Вт/(m^2 \cdot K)$;

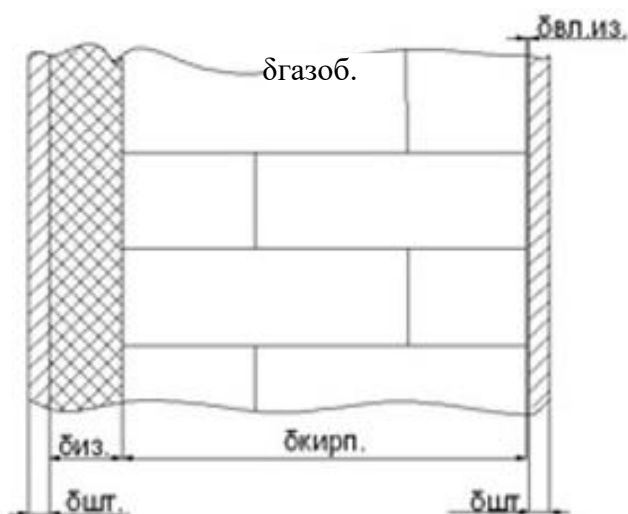
$\delta_{из}$ - Товщина ізоляційного шару, м;

$\lambda_{из}$ - Коефіцієнт теплопровідності ізоляційного шару, $Вт/(m^2 \cdot K)$.

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі для кожного типу огорожувальної конструкції. Під час розрахунків використовуємо значення коефіцієнтів відповідно до додатку, згідно з нормативними документами. Цей процес забезпечує точність і відповідність стандартам, що важливо для ефективної теплоізоляції будівель.

Також враховуємо фактори, які можуть впливати на теплопередачу, такі як товщина матеріалів, їх теплопровідність, а також кліматичні умови, в яких розташована будівля. Це дозволяє отримати більш точні розрахунки і



забезпечити оптимальні умови для енергозбереження. $k_0 \propto \alpha_H \alpha_B$

Рисунок 3.1 – Конструкція зовнішньої стіни

Зовнішні стіни з газобетону: $k_0 = 0,342 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

Зовнішня стіна зі склоблоків: $k_0 = 1,67 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

Внутрішня перегородка з газобетону: $k_0 = 0,728 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

Покрівля: $k_0 = 0,235 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

Підлога: $k_0 = 0,354 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 3.2 – Конструкція підлоги

Визначення теплонадходжень у салон в літній період.

Теплонадходження через огорожувальні конструкції Q_1 визначаємо як суму теплонадходжень, що проходять через стіни, перегородки, перекриття, підлоги та заглиблені стіни підвальних приміщень. Ці теплонадходження викликані різницею температур між зовнішнім середовищем і внутрішнім приміщенням, яке охолоджується Q_{1T} . Також враховуємо теплонадходження в результаті впливу сонячної радіації Q_{1C} , яка проникає через покриття та зовнішні огороження.:

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C}, \quad (2.2)$$

Теплонадходження через стіни, перегородки, перекриття або покриття Q_{1T} (в кВт) визначаємо за допомогою наступної формули:

$$Q_1 = k_d F \theta \cdot 10^{-3} = k_d F (t_n - t_b) 10^{-3}, \quad (2.3)$$

де k_d – дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/(м².К);

F- Розрахункова площа поверхонь огорожі, м²;

θ - Розрахункова різниця температур (температурний напір), °С;

t_n - Розрахункова температура повітря із зовнішнього боку огороження, °С;

t_b - Розрахункова температура повітря всередині приміщення, що охолоджується, °С.

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплонадходження через підлогу (в кВт), розташовану на ґрунті та оснащеному теплоізоляційним шаром, визначаємо за формулою, аналогічною формулі 2.4

$$Q_{1T} = k_0 F (t_n - t_b) \cdot m \cdot 10^{-3} \quad (2.4)$$

де k_0 – коефіцієнт теплопередачі відповідної конструкції підлоги, Вт/($m^2 \cdot K$);

F – площа підлоги, m^2 ;

m – коефіцієнт, що характеризує зростання термічного опору підлоги при наявності ізоляції

$$m = \frac{1}{1 + 1,25 \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right)}, \quad (2.5)$$

де δ – товщина окремих шарів конструкції підлоги, м;

λ – коефіцієнти теплопровідності матеріалів, що становлять конструкцію підлоги, Вт/($m^2 \cdot K$).

Теплонадходження від сонячної радіації Q_{1c} у кондиціоновані приміщення включають теплонадходження через масивні огорожувальні конструкції будівель (стіни, покрівлі, перекриття тощо) та теплонадходження через світлові прорізи (вікна, вітрини тощо), тобто:

$$Q_{1c} = Q_{1c}^{\text{масс}} + Q_{1c}^{\text{свет}}. \quad (2.6)$$

Теплонадходження від сонячної радіації через зовнішні стіни та покриття (кВт) визначають за формулою Q_{1c}

$$Q_{1c} = k_d F \Delta t_c \cdot 10^{-3}, \quad (2.7)$$

де k_d – дійсний коефіцієнт теплопередачі огорожувальної конструкції, Вт/($m^2 \cdot K$);

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

F – площа поверхні огороження, що піддається сонячному опроміненню, m^2 ;

Δt_c – надлишкова різниця температур, що характеризує вплив сонячної радіації в літній період, $^{\circ}C$.

Кількість теплоти від сонячної радіації залежить від географічної широти розташування будівлі, характеру поверхні та її орієнтації щодо горизонталі.

Для плоскої покрівлі надмірна різниця температур залежить лише від тону фарбування і не залежить від орієнтації та широти. Для темних покрівель без забарвлення надмірну різницю температур приймають $17,70^{\circ}C$, а для пофарбованих у світлі тони $14,90^{\circ}C$.

Під час розрахунків враховуємо теплоту сонячної радіації, яка проникає через покрівлю та одну зі стін, або з найбільшою поверхнею, або несприятливо орієнтовану.

Визначення температури в неохолоджуваних приміщеннях, які межують з охолоджуваними, здійснюється шляхом складання теплового балансу приміщення. У цьому розрахунку враховуються всі джерела тепла, тепловтрати та вплив сусідніх приміщень. Такий підхід дозволяє точно оцінити температурні умови та виявити необхідність додаткових заходів для підтримання комфортного мікроклімату.

Крім того, під час розрахунків враховуються конструкційні особливості будівлі, матеріали огорожувальних конструкцій, а також рівень теплоізоляції. У разі необхідності можуть бути рекомендовані додаткові заходи, такі як удосконалення теплоізоляції, встановлення теплових бар'єрів або коригування системи вентиляції, що забезпечить ефективне управління температурним режимом і покращить енергоефективність будівлі.

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 Теплонадходження через огороження

Огоро- дження	k_d , Вт/м ² · К	F, м ²	F _{вік,дв.} , м ²	Δt , оС	Δt_c , оС	Q _{вікн.} , Вт/м ²	Q _{1Т} ^{масс} , кВт	Q _{1Т} ^{свет} , кВт	Q _{1с} ^{свет} , кВт	Q ₁ , кВт
Торгівельний зал										
Ст.зов.пн.	0,342	16	-	30	-	0,436	-	-	-	0,436
Ст.зов.сх.	0,728	64	8,0	23	-	0,046	-	-	-	0,046
Ст.вн.сх	0,728	80	1,6	23	-	0,057	-	-	-	0,057
Ст.зов.пд.	1,67	160	160	30	4,9	2,137	3,00	1,369	48,20	51,706
Ст.вн.зх.	1,67	144	140	30	7,2	1,923	3,25	1,731	46,8	50,451
Покриття	0,235	144	-	30	14,9	2,592	-	3,502	-	6,094
Підлога	0,354	144	-	30	-	4,078	-	-	-	4,078
										112,67
складське приміщення										
Ст.зов.пн.	0,342	10	-	30	-	0,239	-	-	-	0,239
Ст.зов.сх.	0,342	64	8,0	30	6,6	0,153	3,25	0,144	2,64	2,897
Ст.зов.пд.	0,728	10	-	23	-	0,072	-	-	-	0,072
Ст.вн.зх.	0,728	64	8,0	22	-	0	-	-	-	0
Покриття	0,235	40	-	30	14,9	0,658	-	1,400	1,400	2,058
Підлога	0,354	40	-	30	-	0,991	-	-	-	0,991
										6,257
Адміністрація										
Підлога	0,354	500	-	30	-	1,239	-	-	-	1,239
Ст.зов.пн.	0,728	100	-	23	-	-	-	-	-	-
Ст.зов.сх.	0,342	80	10,5	30	6,6	0,192	325	0,180	3,413	3,785
Ст.вн.півд	0,342	100	10,5	30	4,9	0,239	300	0,168	4,350	4,757
Ст.вн.зх.	0,728	80	1,6	22	-	-	-	-	-	-
Покриття	0,235	500	-	30	14,9	0,823	-	1,750	1,750	3,500
										13,208

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Теплонадходження від людей

Кількість теплоти, що виділяється людьми (Вт), підраховують за формулою

$$Q_{\text{люд}} = q_{\text{чел}} n, \quad (2.8)$$

де - кількість теплоти, що виділяється однією людиною в залежності від температури повітря в приміщенні та роду виконуваної роботи;

- кількість людей, що одночасно перебувають у приміщенні (у торгових залах підприємств харчування приймається рівним числу посадкових місць).
$$q_{\text{чел}} n$$

Приймаємо кількість людей у приміщеннях: супермаркет – осіб 10, складське приміщення (персоналу) – осіб 7

Приміщення	t, °C	Характер роботи	Персонал	Теплота явна q	Q _{люд} , кВт
Торгівельний зал	22	Середня Легка	Робітників:12 Відвідувачів:10	95 112	2,28
складське приміщення	22	Середня Легка	Робітників:2 Відвідувачів:2	112	0,448
Адміністрація	22	Легка	Робітників:12	95	1,140
Разом	-	-	-	-	3,878

Теплонадходження від освітлення

Теплонадходження від електричного освітлення визначаються на основі фактичної або проектної електричної потужності освітлення. Якщо ці дані відсутні, теплонадходження розраховують, множачи норми рівня освітленості на питомі теплові виділення для люмінесцентних або інших ламп. У разі використання ламп розжарювання застосовується поправочний коефіцієнт. 2,75.

Теплонадходження від електричного освітлення визначаються по формулі:

$$Q_{\text{осв}} = N_{\text{осв}} , \text{кВт} \quad (3.10)$$

$$\Sigma Q_{\text{осв}} = 0,3 \cdot (1440+400+500) \cdot 15 = 10,530 \text{ кВт}$$

$N_{\text{осв}}$ - Потужність освітлювальної апаратури, кВт. При люмінесцентному освітленні світильники монтується в площині підвісної стелі.

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ					

У цьому випадку в приміщення надходить теплота в кількості 60%.

Теплонадходження з зовнішнім повітрям

Теплонадходження у приміщення з вентиляційним повітрям визначається по формулі:

$$Q_{зп} = L_{п} \cdot \rho \cdot (i_{н} - i_{в}) \quad (3.11)$$

$$Q_{я} = L_{п} \cdot \rho \cdot (t_{н} - t_{в}) \quad (3.12)$$

	Торгівельний зал	Складське приміщення	Адміністрація	ΣQ
$Q_{зп}$	6,490	1,040	5,192	17,04
$Q_{я}$	2,060	0,377	1,890	

Об'ємна витрата зовнішнього повітря $L_{п}$, поданого в приміщення, ухвалюється більшим з наступних трьох величин: розрахованого на підтримку концентрації шкідливих газів або пилу, необхідного по санітарних нормах на людей, що перебувають у даному приміщенні:

$$L_{н} = n \cdot L_{тр} \quad (2.9)$$

Розрахунок тепловиділень у салоні взимку

Зовнішня температура повітря $t_{н} = -24,0^{\circ}\text{C}$ [3];

Ентальпія зовнішнього повітря $h_{н} = -22$ кДж/кг [3].

$$G_{х} = G_{т}, \text{ кг/с} \quad (3.21)$$

$$G_{х} = 4,41 \text{ кг/с}$$

Розрахунок тепловиділень від огороджуючих конструкцій

$$Q_{огр} = Q_{ст} + Q_{ок} + Q_{пер}, \text{ Вт} \quad (3.22)$$

$$Q_{ст} = k_{ст} F (t_{н} - t_{в}), \text{ Вт} \quad (3.23)$$

де $F_{ст}$ – площа стін, м^2 ;

$k_{ст}$ – коефіцієнт теплопередачі через стіни, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_{н} - t_{в}$ – різниця температур зовнішнього повітря та повітря у приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{ст} = 0,342 * 342 * (-24 - 22) = -5380 \text{ Вт}$$

$$Q_{пер} = k_{пер} F_{пер} (t_{нк} - t_{в}), \text{ Вт} \quad (3.24)$$

де $F_{пер}$ – площа перегородки, м^2

$k_{пер}$ – коефіцієнт теплопередачі через перегородку, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_{нк} - t_{в}$ - різниця температур повітря між коридором та приміщенням, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{пер} = 2,4 * 128 * (-8 - 22) = -9216 \text{ Вт}$$

$$Q_{ок} = F_{ок} \cdot k_{ок} (t_{н} - t_{в}), \text{ Вт}, \quad (3.25)$$

де $F_{ок}$ – площа вікон, м^2 ;

$k_{ок}$ – коефіцієнт теплопередачі через вікна, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_{н} - t_{в}$ – різниця температур зовнішнього повітря та повітря у приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{ок} = 6 * 1,2 * (-24 - 22) = -331,2 \text{ Вт}$$

$$Q_{огр} = -5380 - 9261 - 331,2 = -9216 \text{ Вт}$$

$$Q_{ст} = k_{кр} F (t_{н} - t_{в}), \text{ Вт} \quad (3.26)$$

де $F_{ст}$ – площа стін, м^2 ;

$k_{кр}$ – коефіцієнт теплопередачі через стелю, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_{н} - t_{в}$ – різниця температур зовнішнього повітря та повітря у приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{ст} = 1,2 * 288 * (-24 - 22) = -15897,6 \text{ Вт}$$

Теплопритоки від освітлення, приймаємо $20 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

$$Q_{осв} = 0,5 * 16 * 1045,8 = 8366,4 \text{ Вт.}$$

Теплопритоки від обладнання

$$Q_{об} = K_{од} \cdot N \cdot \gamma \cdot K_{заг} \cdot 1000, \text{ Вт},$$

(3.27)

$$Q_{об} = 0,8 \cdot 2 \cdot 12 \cdot 0,85 \cdot 0,7 \cdot 1000 = 11424, \text{ Вт},$$

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 РОЗРАХУНОК ВОЛОГОНАДХОДЖЕНЬ ВІД РІЗНИХ ДЖЕРЕЛ

Вологовиділення від людей

$$W_{\text{л}} = n \cdot w_{\text{л}}, \text{ кг/с} \quad (3.28)$$

де n – кількість людей у приміщенні;

$w_{\text{л}}$ – вологовиділення від однієї людини, г/с.

$$W_{\text{л}} = (17,7 \cdot 10) + (21,2 \cdot 16) + (39 \cdot 10) = 0,00078 \text{ кг/с}$$

Визначаємо вологовиділення від повітря

$$W_{\text{вду}} = V \cdot \rho \cdot (d_{\text{п}} - d_{\text{п}}) \cdot 10^{-3} / 3600 \quad (3.29)$$

де σ - коефіцієнт вологообміну, кг/(м²·с).

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_{\text{п}}^{\text{в}}} = \frac{\alpha}{c_{\text{п}}^{\text{с.в.}} + c_{\text{п}}^{\text{п}} \cdot d_{\text{сп}}}, \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)} \quad (3.30)$$

$$\sigma = \frac{8}{1000 + 0,14 \cdot (6,5 + 1,5)/2} = 0,015, \frac{\text{кг}}{(\text{м}^2 \cdot \text{с})}$$

де $c_{\text{п}}$ – ізобарна теплоємність, [кДж/кг·К];

$d_{\text{п}}, d''_{\text{п}}$ - вологовміст повітря у приміщенні при заданій відносній вологості та на лінії насичення.

$$W_{\text{вд}} = 700 \cdot 1,18 \cdot (16,8 - 8,5) \cdot 10^{-3} / 3600 = 0,00197$$

Вологовиділення від значеної повітря:

$$W_{\text{п}} = \frac{0,06 \cdot F \cdot (t_{\text{с}} - t_{\text{м}})}{3600} \quad (3.31)$$

$$W_{\text{п}} = \frac{0,06 \cdot 2040 \cdot 4}{3600} = 0,0136$$

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо повне вологовиділення:

$$W_{\text{пол}} = W_{\text{л}} + W_{\text{вл}} + W_{\text{п}} \quad (3.32)$$

$$W_{\text{пол}} = 0,00078 + 0,0136 + 0,00197 = 0,01635$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \quad (3.33)$$

$$\varepsilon = \frac{162}{0,01635} = 9908 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 ЗВЕДЕНА ТАБЛИЦЯ ТЕПЛО І ВОЛОГОПРИПЛИВІВ ОБ'ЄКТУ ЗАВДАННЯ

Таблиця 3.3 Зведена таблиця теплонадходжень

Приміщення	Теплонадходження, кВт				Загальне теплове навантаження, кВт
	огороджуючі конструкції	Зовнішнього повітря	відвідувачі і персонал	освітлення	
Торгівельний зал	63,30	8,56	2,3	6,49	130,5
Складське приміщення	6,256	1,43	0,449	1,81	9,83
Адміністрація	13,21	7,09	1,141	2,26	21,6
Разом					162,0

Таблиця 3.4 Зведена таблиця вологопритоків

Приміщення	Вологопритоки, кг/с			Загальне вологоприток, кг/с
	Від зовнішнього повітря	відвідувачі і персонал	Змочені поверхності	
Торгівельний зал	0,000123	0,00048	0,0096	0,0102
Складське приміщення	0,000342	0,00013	0,0027	0,00317
Адміністрація	0,000422	0,00017	0,0033	0,00389
Разом	0,000881	0,00079	0,0136	0,01727

3.5 ПОБУДОВА В D,h-ДІАГРАМІ ПРОЦЕСІВ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ В ЛІТНІЙ ТА ЗИМОВИЙ ПЕРІОДИ

Кондиціонування для теплої пори року:

1. Робоча різниця температур: При висоті стелі приймається робоча різниця температур $\Delta t_p = 5^\circ\text{C}$, яка дозволяє повітрю приточування асимілювати надлишки вологи і тепла в приміщенні.

2. Літній режим функціонування:

- На h-d діаграмі відзначається точка Нл зовнішнього повітря.
- Точка Вл на діаграмі визначає параметри повітря в приміщенні.
- Побудована пряма на $d = \text{const}$ з точки Вл показує нагрів у витяжному вентиляторі ($\Delta t = 10^\circ\text{C}$), що веде до отримання точки Вл.
- Процес в приміщенні відображається через точку Пл, що відповідає робочій різниці температур.
- Повітроохолоджувач з'єднує точку Нл з температурою поверхні t_f .
- Нагрів повітря в припливному повітродуві вентилятора ($\Delta t = 10^\circ\text{C}$) призводить до точки Пл.
- Пряма по $d = \text{const}$ до перетину з процесом в повітроохолоджувачі визначає параметри повітря після охолодження - точка К.

Кондиціонування для холодної пори року:

1. Зимовий режим функціонування:

- На h-d діаграмі відзначається точка Нз зовнішнього повітря зимою.
- Побудована пряма на $d = \text{const}$ відображає підігрів у електронагрівачі, що дає точку притоку повітря Нз1.
- Підігрів у теплоутилізаторі дає точку повітря Нз2.
- Підігрів в наступному повітряному нагрівачі дає точку Нз3.
- Точка Вз на діаграмі визначає параметри повітря в приміщенні.
- Розрахована ентальпія точки Пз обчислюється за формулою $\epsilon_{зима} = 8800$ через точку Вз.
- Лінія перетину процесу з ентальпією точки Пз дає точку Пз.

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Лінія $h = \text{const}$ через точку ПЗ проводиться до перетину з $d = \text{const}$, проведеною через точку Нз, і отримується точка НзЗ.

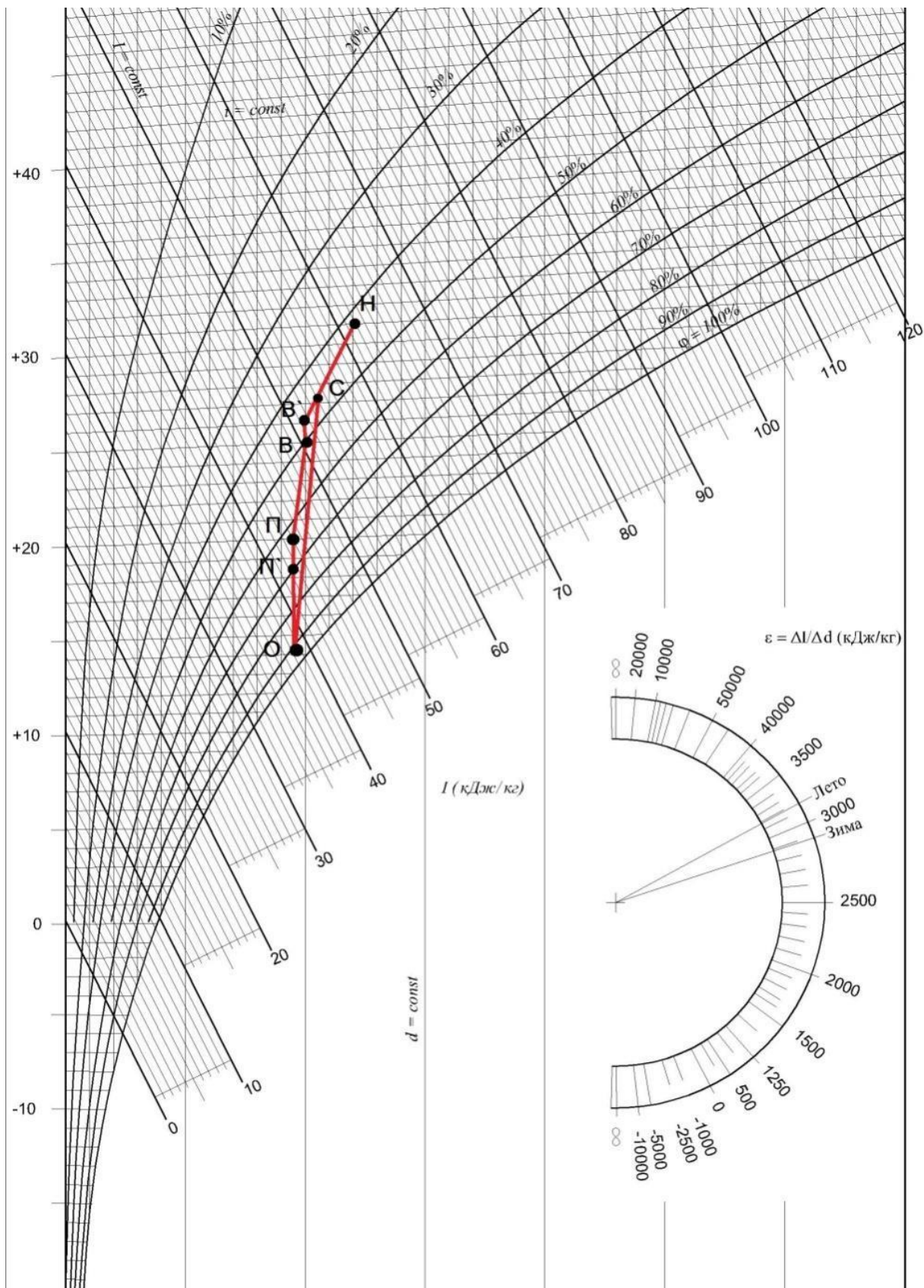


Рис.2 Процеси вТПР

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ

Арк.

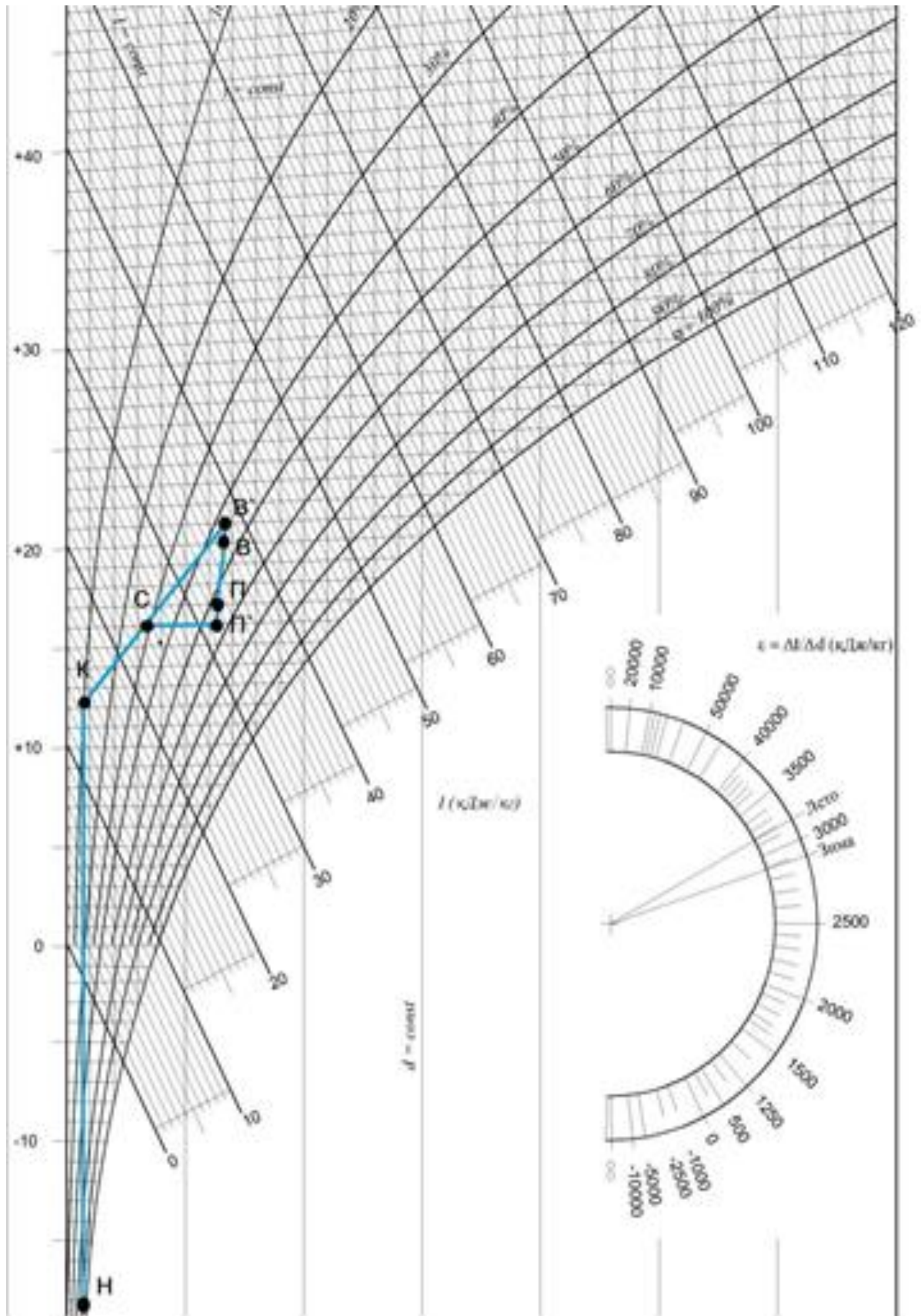


Рис.2 Процеси вХПР

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ

Арк.

3.6 ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПОВІТРЯ ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

Для систем кондиціонування і вентиляції з першою рециркуляцією, положення точки суміші знаходять на перетині лінії, яка з'єднує точку В (повітря в приміщенні) і точку Н (зовнішнє повітря), з лінією ізоентальпії. Значення ізоентальпії визначають за правилом змішування, що враховує пропорції об'ємів і ентальпій різних повітряних потоків: i_c

$$i_c = \frac{L_n \rho_n i_n + L_p \rho_p i_p}{L_n \rho_n + L_p \rho_p} \quad (3.34)$$

Де i - Ентальпія (кДж/кг) та щільність (кг/м³) зовнішнього повітря;

i - ентальпія та щільність рециркуляційного повітря, які вважаються однаковими для внутрішнього повітря. $i_n \rho_n i_p = i_v \rho_p = \rho_v$

Далі при побудові режиму обробки проводять вертикальну лінію через точку П до перетину з лінією (точка К1) і з'єднують точки П і К1 прямою лінією. Температуру повітря у точці До (на виході повітрянагрівача другого підігріву) приймають на 1-2°C нижче, ніж у точці П. $d = \text{const} \varphi = 0,95$

Теплове навантаження на охолоджувач повітря (в кВт) визначають за формулою

$$Q_0 = L_{\text{п}} \rho (i_c - i_{k_1}) \quad (3.35)$$

Теплове навантаження на повітрянагрівач другого підігріву знаходять за формулою

$$Q_{\text{II}} = L_{\text{п}} \rho (i_k - i_{k_1}) \quad (3.36)$$

де $i_c, i_k, i_{k_1}, \rho, \varphi$ - питомі ентальпії у відповідних точках, кДж/кг; ρ - середня щільність повітря у процесі охолодження чи нагрівання.

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При проектуванні процесу обробки повітря в СК і ВП з першою і другою рециркуляцією потрібно визначити обсяг повітря, що проходить через охолоджувач повітря і байпас L_6 .

Враховуючи, що параметри у точці До повинні бути однакові для обох схем обробки — у СК і ВП з першою рециркуляцією це параметри повітря після повітрянагрівача II підігріву, а в СК і ВП з першою та другою рециркуляцією це параметри повітря після другого змішування. Тому ми проводимо лінію ВК до перетину з лінією в точці K_2 і вимірюємо довжину відрізків K_2K та $KВ$. Відношення обсягу повітря, що проходить через обвідний канал (байпас) і охолоджувач повітря, визначається за правилом змішування: $\varphi = 0,95$

$$\frac{L_6}{L_{BO}} = \frac{K_2K}{BK} \quad (3.37)$$

звідки, з урахуванням балансу повітряних потоків:

$$L_{BO} = \frac{L_p}{1 + K_2K/BK} \quad (3.38)$$

$$L_6 = L_p + L_{BO} \quad (3.39)$$

Після першого змішування стан повітря описується точкою C_2 , яка розташована на лінії ВН. Параметри повітря в цій точці визначаються за правилом змішування потоків. і $L_{BO}L_H$

Теплове навантаження на охолоджувач повітря в системі кондиціонування і вентиляції з першою і другою рециркуляцією:

$$Q_0 = L_{BO}\rho(i_{c1} + i_{k1}i'_{k1}) \quad (3.40)$$

Визначаємо тепловологісне відношення за формулою

$$\varepsilon_{II} = \frac{\sum Q_{II}}{\sum W} \quad (3.41)$$

$$\varepsilon_{II} = \frac{85,2}{0,0102} = 8353 \text{ кДж/кг}$$

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо об'ємну витрату повітря, яке необхідно подавати в приміщення, що кондиціонується, з умови видалення тепловидходжень:

$$L = \frac{\sum Q_n}{\rho(i_B - i_{\Pi})} = \frac{\sum Q_{\text{я}}}{\rho c \Delta t_p} \quad (3.42)$$

де ρ – густина повітря при t_p , кг/м³; $\rho t = t_{\Pi}$

c – питома теплоємність повітря при t_p , кДж/кг; $t = t_{\Pi}$

Δt_p – Допустима (робоча) різниця температур, °С;

i_B, i_{Π} – Питома ентальпія припливного та внутрішнього повітря (у точках П і В).

Визначаємо об'ємну витрату зовнішнього повітря за формулою

$$L_H = n L_{\text{тр}}, \quad (3.43)$$

де n – кількість людей у приміщенні; $L_{\text{тр}}$ – Необхідна об'ємна витрата повітря (в м³/год) у приміщенні за нормами на одну особу: приймаємо 35 м³/год. $n L_{\text{тр}}$

Визначаємо витрату рециркуляційного повітря

$$L_p = L_{\Pi} - L_H \quad (3.44)$$

Результати розрахунку: тепловологісне відношення - $\varepsilon_{\Pi} = 8353$ кДж/кг;
 витрати припливного повітря – $L=6,4$ м³/с; витрата зовнішнього повітря –
 $L_H=2,6$ м³/с; витрати рециркуляційного повітря - $L_p = 3,8$ м³/с.

З результатів розрахунку видно, що більшу частину припливного повітря становить рециркуляційне. Тому за цих умов доцільно застосовувати схеми з ре-

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

циркуляцією повітря. Отже, вибираємо схему з першою рециркуляцією та будуємо процеси обробки повітря в Іd діаграмі здійснюємо згідно з вищевикладеною методикою .

Визначаємо теплове навантаження на охолоджувач повітря за формулою :

$$Q_0 = L_{\text{п}}\rho(i_{\text{н}} - i_{\text{к}'_1}) \quad (3.45)$$

$$Q_0 = 6,4 \cdot 1,2(74 - 34) = 295 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату теплоти в повітронагрівачі другого підігріву

$$Q_{\text{II}} = L_{\text{п}}\rho(i_{\text{к}'_1} - i_{\text{к}}) \quad (3.46)$$

$$Q_{\text{II}} = 6,4 \cdot 1,2(34 - 28) = 45,3 \text{ кВт}$$

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.7 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

Підбір кришного кондиціонера

Максимальна витрата приточного повітря визначає корисну продуктивність кондиціонера.:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень:

$$G_{\max} = 8,20 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера для всіх приміщень

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_{\text{в}}}$$
$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot 8,20}{1,2} = 24600 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

За повною продуктивністю проектуємо кондиціонер Clint RTA /MS182-804.

Після вибору кондиціонера проводимо остаточний розрахунок масової витрати припливного повітря.:

$$G_{\text{ки}} = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot L_{\text{кд}}^{\text{повне}}}{3600}$$
$$G_{\text{ки}} = \frac{1,2 \cdot 30000}{3600} = 10,0 \text{ кг/с}$$

За значеннями масової витрати проводяться всі подальші розрахунки тепломасообмінних апаратів.

Для розрахунку повітрянагрівача використовуються наступні вихідні дані: початкові та кінцеві параметри повітря (температури $t_{\text{н}} = -18^\circ\text{C}$, $t_{\text{к}} = 5^\circ\text{C}$), витрата повітря $G_{\text{в}} = 8861 \text{ м}^3/\text{год}$, температури теплоносія $t_1 = 90^\circ\text{C}$, $t_2 = 70^\circ\text{C}$.

В якості повітрянагрівача використовується ВНВ 243.1-103-090-02-3,5 -04-2 кондиціонера КЦКП-10 з площею фронтального перетину $0,93 \text{ м}^2$.

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

$$v_p = \frac{G_{\text{в}}}{3600 \cdot F_f}$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м^2 ;

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

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$vp = \frac{8861}{3600 \cdot 0,93} = 2,646 \text{ кг/(с·м}^2\text{)}$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0,278 \cdot c_e \cdot G_e \cdot (t_k - t_n)$$

c_e – теплоємність повітря;

$$Q = 0,278 \cdot 1,006 \cdot 24600 \cdot (5 - (-22)) = 185,755 \text{ кВт} \cdot 66909$$

Витрата теплоносія, кг/ч:

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

c_w – теплоємність води;

$$G_w = \frac{3,6 \cdot 185755}{4,187 \cdot (90 - 70)} = 7985 \text{ кг/год}$$

2876

Встановивши швидкість руху теплоносія в трубах від 1.2 до 1.5 м/с, визначаємо кількість ходів і площу живого перетину для проходу води.

Попередньо також потрібно визначити кількість рядів трубок уздовж руху повітря, р.

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{\text{тр}}}{h}$$

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

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

Приймаємо $p = 1$; при $H_{\text{тр}} = 0,85$ 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:

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot v}$$

де f_w – площа живого перетину мідної трубки м²; приймаємо швидкість руху води в трубках 1,60 м/с.

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді

$$m = \frac{7985}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,0001108 \cdot 1,60} = 12,5$$

Приймаємо $m = 13$ та визначаємо число ходів

$$n = N/m$$

$$n = 17/13 \approx 1.3$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot n}$$

$$m = \frac{7985}{3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 1.3} = 15.3 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі, $K \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

$$k = A \cdot (vp)^{0.37} \cdot w^{0.18}$$

A – емпіричний коефіцієнт, який встановлюється за результатами випробувань і залежить від конструкції теплообмінника.

$$k = A \cdot (vp)^{0.37} \cdot w^{0.18}$$

$$k = 23,11 \cdot (2,64)^{0.37} \cdot 15.3^{0.18} = 35,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

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

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

$$\Delta t_{cp} = \frac{(90 + 70) - (-18 + 5)}{2} = 86,55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = Q/(k \cdot \Delta t_{cp})$$

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F = \frac{158200}{35,7 \cdot 86,55} = 51,2 \text{ м}^2$$

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 1,8мм і повторюємо розрахунок.

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

$$F = 158200 / (33,3 \cdot 86,5) = 54,9 \text{ м}^2$$

Площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника при відстані між пластинами 1,8 мм – $54,9 \text{ м}^2$.

Знаходимо коефіцієнт запасу:

$$a = ((54,9 - 51,2) / 54,9) \cdot 100 = 6,74 \%$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

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

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

Гідравлічний опір повітрянагрівача:

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

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

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

Розрахунок охолоджувача повітря

Повітроохолоджувачем називається теплообмінний апарат, призначений для охолодження і, в більшості випадків, осушення повітря. Рух повітря в повітроохолоджувачах здійснюється примусово.

Процес охолодження та осушення повітря в повітроохолоджувачі відбувається в такій послідовності: у перших рядах повітря охолоджується при постій-

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ному вологовмісті; найбільш інтенсивне охолодження відбувається в нижній частині обрешетки, де ребра примикають до поверхні трубок. В рядах повітроохолоджувача, де охолоджене повітря стикається з поверхнею обрешетки, температура якої нижча за точку роси потоку повітря, починається конденсація вологи з повітря.

Найбільша конденсація вологи відбувається в останніх рядах повітроохолоджувача. По висоті ребра інтенсивність осушення повітря різна: найбільша інтенсивність випадання вологи спостерігається біля основи ребра і знижується по його висоті. На виході з повітроохолоджувача при змішуванні частин охолодженого та осушеного повітря біля основи ребра утворюється суміш з відносною вологістю близько 70-75%.

Метою теплового розрахунку повітроохолоджувача під час його проектування є визначення необхідної площі теплообміну для досягнення заданої холодопродуктивності та компонування цієї поверхні. Масову витрату повітря через повітроохолоджувач було визначено в п.п. , та складатиме кг/с,

$$G_B = 8,2 \text{ кг/с}$$

Для розрахунків використовується умовна лінія процесу охолодження і осушення, яка відображається як пряма лінія, що з'єднує точки початкового і кінцевого стану повітря на h-d діаграмі.

Згідно з цією лінією, температура повітря на вході в теплообмінник ($t_{вх}$) дорівнює температурі змішаного рециркуляційного та зовнішнього повітря, яка складає 26,6 °С (як визначено в пункті 3.1). Температура на виході з охолоджувача повітря має бути на 1,5 °С нижче, ніж температура вхідного повітря, оскільки у вентиляторі температура підвищується на ті ж самі 1,5 °С. Таким чином, температура охолодженого повітря складатиме,

$$t_{вих} = t_{п} - 1,5 = 20 - 1,5 = 18,5 \text{ °С.}$$

Середня температура повітря у процесі охолодження в випарнику:

$$t_{сер} = \frac{t_{вх} + t_{вих}}{2} = \frac{26,6 + 16,5}{2} = 21,55 \text{ °С}$$

Середню температуру поверхні теплообмінника приймаємо згідно виразу:

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

Ентальпія повітря на виході з повітроохолоджувача розташовується там, де перетинається температура охолодженого повітря з лінією процесу охолодження. Ця лінія з'єднує точку з вхідними параметрами повітря (температура $t_{вх} = 26,60^{\circ}\text{C}$, ентальпія $h_{вх} = 54,8$ кДж/кг) і точку на лінії насичення при відносній вологості $\phi = 1$ і температурі $t_n = 12,55^{\circ}\text{C}$.

Ентальпія точки, що відповідає параметрам повітря на виході з повітроохолоджувача, становитиме $h_{вих} = 40,1$ кДж/кг, при температурі $t_{вих} = 16,50^{\circ}\text{C}$. Це є початковими даними для розрахунку:

- Початкова температура повітря: $t_{в1} = 26,6^{\circ}\text{C}$
- Початкова ентальпія повітря: $h_{в1} = 54,8$ кДж/кг
- Кінцева температура повітря: $t_{в2} = 16,5^{\circ}\text{C}$
- Кінцева ентальпія повітря: $h_{в2} = 40,1$ кДж/кг
- Товщина ребра: $p = 0,0002$ м
- Крок ребер: $u = 0,0025$ м
- Зовнішній діаметр трубки: $d_n = 0,012$ м
- Внутрішній діаметр трубки: $d_{вн} = 0,011$ м
- Крок труби по висоті повітроохолоджувача: $S_{тр} = 0,032$ м
- Крок труби по ходу повітря: $S = 0,032$ м

Отже, обсяг тепла, який потрібно відвести від повітря у повітроохолоджувачі, становитиме:

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

Знаходимо коефіцієнт волого випадіння:

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

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

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначимо поперечний перетин апарату, де швидкість повітря в найвужчому перетині повітроохолоджувача буде врахована $\omega=5\text{м/с}$:

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

Загальна довжина труби по фронту повітроохолоджувача, м

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

Еквівалентний діаметр для розрахунку числа Рейнольдса та Нусельта, м:

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

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

Число Рейнольдса для повітря,

$$Re = \frac{w \cdot d_{\text{екв}}}{\nu} = \frac{5 \cdot 0,0041}{16 \cdot 10^{-6}} = 1281$$

де ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря при середній

температурі повітря t , $\nu=16\cdot10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$. Довжина пластини ребра по ходу повітря, м,

$$L = a \cdot S = 4 \cdot 0,0321 = 0,128\text{ м}$$

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

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

$$Nu = 0,178 \cdot Re^{0,6} \cdot \left(\frac{L}{d_{\text{екв}}}\right)^{-0,14} = 0,178 \cdot 1281^{0,6} \cdot \left(\frac{0,128}{0,0041}\right)^{-0,14} = 15,3$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря:

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{екв}}} = \frac{15,3 \cdot 0,024}{0,0041} = 89,56 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

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

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

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Поверхня ребер,

$$F_{\text{р}} = \frac{2}{\alpha(S \cdot S_{\text{тр}} - (\pi \cdot d \cdot \frac{2}{4}))} = \frac{2}{0,0025 \cdot (0,0322 - 3,14 \cdot \frac{0,0122}{4})} = 0,729 \text{ м}^2/\text{м}$$

Зовнішня поверхня орєбреної труби, м²/м

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

Внутрішня поверхня труби, м²

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

Ступінь ефективності ребра,

$$E = \text{th}(mh') / mh'$$

Коефіцієнт диференціального рівняння теплопередачі в ребрі:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{\text{в}}}{\delta_{\text{р}} \cdot \lambda_{\text{р}}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 89,56}{0,0002 \cdot 209}} = 65,4$$

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

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

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

Умовна висота ребра,

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

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

Коефіцієнт ефективності ребра визначається за формулою:

$$E = \frac{\text{th}(mh')}{mh'} = \frac{\text{th}(65,4 \cdot 0,0152)}{65,4 \cdot 0,0152} = 0,99$$

де th - гіперболічний тангенс.

Ступінь ефективності ребра E завжди менше одиниці через те, що середня температура поверхні ребра нижча за температуру його підстави.

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

$$\alpha_{\text{в.пр.}} = \alpha_{\text{в}} \cdot \varepsilon_1 \cdot (F_{\text{р}} / F_{\text{вн}} \cdot E + F'_{\text{тр}} / F_{\text{вн}}), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

						БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

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

Питома тепловий потік в апараті з боку повітря віднесений до внутрішньої поверхні трубки, Вт/м²,

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

Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодильного агенту під час кипіння в трубках повітроохолоджувача визначається за допомогою рівняння, Вт/(м²·К):

$$\alpha_a = B \cdot q^{0,4} \cdot (W\rho)^{0,4} \cdot d^{-0,6}, \text{ кВт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Тут А - це коефіцієнт, який залежить від властивостей агенту та температури кипіння. Наприклад, для хладону R407C при температурі кипіння $t_{кип} = +50^\circ\text{C}$, $A = 0,00637$;

Масова швидкість киплячого агенту в трубках повітроохолоджувача, при прийнятій густині $\rho = 1265,5 \text{ кг/м}^3$ і швидкості $W = 0,135 \text{ м/с}$, складе $W\rho = 171 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$.

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

$$\alpha_a = B^{1,667} \cdot (t_{ст} - t_a)^{0,667} \cdot W\rho^{0,667} / d, \text{ кВт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Тепловий потік з боку холодильного агенту буде:

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

$$q_a = B^{1,667} \cdot (t_{ст} - t_a)^{0,667} \cdot W\rho^{0,667} / d \cdot (t_{ст} - t_a), \text{ кВт/м}^2, \text{ або}$$

$$q_a = [B \cdot (t_{ст} - t_a)]^{1,667} \cdot W\rho^{0,667} / d, \text{ Вт/м}^2$$

Ми вирішуємо спільно рівняння для питомого теплового потоку з боку повітря і з боку агента за допомогою методу послідовного наближення, при цьому встановлюючи температуру стінки $t_{ст}$ в певному інтервалі температур. $t_v \div t_{кип}$,

$$q_v = \alpha_{в.пр} \cdot (t_{ст} - t_v)$$

$$q_a = 1000 \cdot [B \cdot (t_{ст} - t_a)]^{1,667}$$

Після розв'язання цієї системи двох рівнянь ми знаходимо значення температури стінки $t_{ст}$. Визначаємо температуру стінки з точністю до $0,01^\circ\text{C}$ і отримуємо, що при $t_{ст} = 11,980^\circ\text{C}$ питомий тепловий потік становить $q = q_a = q_v = 14333 \text{ Вт/м}^2$.

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При цьому питомому тепловому потоці внутрішня поверхня теплообміну буде,

$$F_{\text{общ}} = \frac{Qk}{q} = \frac{26276}{14333} = 18,51, \text{ м}^2$$

Загальна довжина оребрених труб (без калачів), м:

$$L_{\text{общ}} = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}} = \frac{1,851}{3,14 \cdot 0,011} = 53,6 \text{ м}$$

Ми прийняли число труб по ходу повітря $a=4$, а в поперечному перерізі при швидкості повітря $\omega=6$ м/с розраховали довжину труб поперек руху повітря, $L_1=19,38$ м. Таким чином, загальна довжина оребрених труб (без калачів) складе:

$$L_{\text{общ}} = L_1 \cdot a = 19,38 \cdot 4 = 77,52 \text{ м}$$

Основні конструктивні розміри апарату включають:

При загальній витраті хладону $G_a = 0,197$ кг/с, площі однієї трубки $F_{\text{січ}} = \pi \cdot d^2 / 4 = 0,785 \cdot 0,011^2 = 9,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ та швидкості хладону в трубках $W=0,13$ м/с, ми визначаємо кількість необхідних секцій в повітроохолоджувачі.:

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

$$n = \frac{G_a}{F_{\text{січ}} \cdot \rho_a \cdot W}, \text{ шт}$$

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

Визначаємо кількість горизонтальних труб в живому перерізі:

$$n_{\text{тр}} = L_1 / B = 19,38 / 0,745 = 26, \text{ шт.}$$

де B ширина апарату, яку визначаємо на основі цілого числа труб, впливає на висоту апарату.:

$$H = n_{\text{тр}} \cdot S_{\text{тр}} = 26 \cdot 0,032 = 0,832 \text{ м.}$$

Коефіцієнт теплопередачі апарату,

$$k = q / \theta_T = 1433 / 17,23 = 83,14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Загальна зовнішня поверхня повітроохолоджувача:

$$F_{\text{общ}} = L_{\text{общ}} \cdot F_{\text{н}} = 77,52 \cdot 0,763 = 59,15 \text{ м}^2$$

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$\Delta P = 0.233 \cdot a \cdot (S/u - \delta) \cdot (\omega \cdot \rho)^{1.8}, \text{ Па}$$

$$\Delta P = 0.233 \cdot 4 \cdot (0,032 / (0,0025 - 0,0002)) \cdot (6,5 \cdot 1,17)^{1.8} = 499,8 \text{ Па}$$

Розрахункову потужність двигунів вентиляторів для цього апарату визначимо по виразу:

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

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

де η_v - ккд вентилятора, $\eta_v = 78\%$; $\eta_{дв}$ - ккд електродвигуна, $\eta_{дв} = 80\%$.

Розрахунок адіабатної камери зрошування

Параметри початкового і кінцевого стану повітря $h_{в,н} = 25$ кДж/кг, $t_{в,н} = 22,8^\circ$ С, $t_{в,к} = 16^\circ$ С. Витрата повітря через камеру зрошування $G_{ок} = 29521$ м³/ч.

Температура «мокрого» термометра $t_{мт} = 8,2^\circ$ С. Керуючись Знайдемо необхідний коефіцієнт адіабатної ефективності:

$$E = \frac{22,8 - 16}{22,8 - 8,2} = 0,47$$

Для кожного типорозміру форсункової блок-камери доступні три різних значення показника E_a : 0,95, 0,85, 0,65. Ці значення E_a досягаються шляхом регулювання витрати води перед форсунками.

Інтенсивність змішування води з повітряним потоком оцінюється через коефіцієнт зрошення B .

$$B = \frac{G \omega}{L_{п} * \rho_{п}}$$

Давайте оцінимо необхідні коефіцієнти зрошення для режимів адіабатного зволоження у блок-камері форсункового зрошення в приточному агрегаті. ClintRTA/MS 182-804

$$\text{При } E = 0,65 \text{ потрібно } B = 9000 / (10000 * 1,2) = 0,75 \text{ кг/кг}$$

$$\text{При } E = 0,85 \text{ потрібно } B = 13100 / (10000 * 1,2) = 1,092 \text{ кг/кг}$$

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При $E = 0,95$ потрібно $V = 17100 / (10000 * 1.2) = 1,43$ кг/кг

Побудуємо графік залежності коефіцієнта адіабатної ефективності E_a від коефіцієнта зрошення V . Знайдемо що для $E_a = 0,47$, $V = 0,39$

Далі знайдемо необхідну витрату води:

$$G = V * L * p = 0,29 * 29521 * 1,2 = 10273 \text{ кг/ч}$$

Розрахунок повітряного кишенькового фільтру

У припливних агрегатах першим етапом у напрямку повітря встановлюються повітряні фільтри, які захищають поверхні наступних технологічних блоків від пилу. Згідно з Європейськими стандартами EN 779 і EN 1822-1, що діють з 1992 року, існує класифікація фільтрів в залежності від їх ефективності очищення від пилу.

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

Таблиця - Класифікація фільтрів

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

VENTUS постачає два типи блоків для припливних і витяжних систем: осередкові фільтри, що мають три різновиди фільтруючих матеріалів, та кишенькові фільтри.

Робота повітряних фільтрів оцінюється за такими показниками: ефективністю очищення, здатністю до утримання пилу та питомим повітряним навантаженням.

У кишенькових фільтрах поверхня фільтруючого матеріалу збільшена завдяки його кишеньковій структурі. Це дозволяє значно розширити поперечний переріз і фільтруючу поверхню для проходження повітря, що очищається. Розширення фільтруючої поверхні дозволяє зменшити питоме повітряне навантаження на фільтр.

У кишенькових фільтрах в якості фільтруючого матеріалу застосовуються текстильні полотна з гнучких зв'язаних волокон або матеріали з іглопробивними отворами.

Рівень очищення повітря від пилу оцінюється показником ефективності очищення.

$$A_m = ((C_{вх} - C_{вих})/C_{вх}) \cdot 100\%$$

Концентрація пилу в припливному зовнішньому повітрі на вході у фільтр, $C_{вх}$, в $\text{мг}/\text{м}^3$, визначає початковий рівень забруднення. Для житлових районів промислових міст $C_{вх} = 0,5 \text{ мг}/\text{м}^3$.

Для розрахунку запиленості припливного повітря на виході з кишенькового фільтру при $A_m = 92\%$, керуючись [5]

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

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

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

$$УФ = L/F_{\phi}, \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$$

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$УФ = 23040 / 12,4 = 1858,0 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$$

Обчислюємо час роботи фільтру

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

де L – витрата очищуваного повітря, що проходить через фільтр ,

$m^3/\text{ч}$; F_{ϕ} – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує , m^2 ;

$C_{\text{вх}}$, $C_{\text{вих}}$ – концентрація маси пилу до і після фільтру , mg/m^3 .

$$\tau = 570 \cdot 1000 \cdot (12,4 / ((0,5 - 0,04) \cdot 13370)) = 1149,2 \text{ год}$$

Тривалість в робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

$$\tau = \frac{\tau_{\phi}}{\tau_{\text{сум}}}, \text{ днів}$$

$$\tau = 1149 / 12 = 96 \text{ днів}$$

В порівнянні з осередковим фільтром, використання кишенькового фільтру дозволяє збільшити термін його експлуатації в 4 рази без необхідності заміни фільтруючого матеріалу або його реактивації. Таке покращення обумовлене збільшеною поверхнею фільтру для збирання забруднень, що дозволяє збільшити його ресурс і знизити витрати на обслуговування.

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.8 РОЗРАХУНОК ОБЛАДНАННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Методика розрахунку полягає в визначенні перетинів повітроводів і втрат напору як на окремих ділянках, так і в галузях. Основна мета аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення включає:

1. Вибір діаметрів для круглих повітроводів і розмірів перетину для прямокутних повітроводів.

2. Визначення втрат тиску в системах, включаючи всмоктувальні і подавальні повітроводи.

При розрахунку системи повітророзподілення важливо дотримуватися наступних умов:

- Діаметри повітроводів мають відповідати стандартним значенням.
- Втрати напору у будь-якій галузі повинні бути меншими, ніж у розташованих нижче галузях.
- Швидкість повітря в повітроводах має знаходитися в рекомендованих межах.
- Швидкість повітря в магістральних ділянках повинна зменшуватися в напрямку руху повітря.
- Діаметр будь-якої збірної ділянки повинен бути не менше або дорівнювати діаметру підходящих до нього відгалужень.

При проектуванні кожної системи задаються наступні вихідні дані:

- Максимальна швидкість повітря, допустима на окремих ділянках.
- Конфігурація мережі та форма перетину повітроводів.
- Матеріал повітроводу.
- Витрата повітря і довжина ділянок.
- Характеристика повітроводу (кінцевий або магістральний).
- Задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках, без врахування коефіцієнтів місцевих опорів трійників і хрестовин.

Для графічного зображення магістрального повітроводу в аксонометрії ми створюємо аксонометричну схему і розбиваємо його на відповідні ділянки.

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок системи повітроводів для системи проводиться для визначення корисного об'єму повітря, що обчислюється за допомогою формули:

$$L = \frac{G \cdot 3600}{\rho}$$

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

Для системи корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L = 29521 \text{ м}^3/\text{ч} ,$$

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L = L/5$$

$$L = 8861/5 = 5904$$

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

Знаходимо діаметр повітроводу:

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

$$d = (5904 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,45 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 0,55 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

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

$$V_{\text{в. факт.}} = 5904 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,45^2) = 3,46 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

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

$$Re = (3,46 \cdot 0,55) / 0,0000156 = 1144745 ,$$

де $d_{\text{екв}} = d$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

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

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} .$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин}} = \rho \cdot v^2 / 2$$

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1,2 \cdot 3,46)^2 / 2 = 14,32$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = (\lambda/d) \cdot \Delta p$$

$$R = (0,01/0,55) \cdot 14,32 = 2,60$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l.$$

$$\Delta p_l = 0,54 \cdot 2,6 = 1,4$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}}$$

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

Коефіцієнти місцевих опорів такі:

- для коліна $\xi = 0,24$;

- для конфузора $\xi = 0,25$.

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

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi}$$

$$\Delta P_{\text{уч.}} = 1,4 + 22,80 = 24,2$$

Для ділянки №2 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#2} = L_{\text{П}} - L_{\text{УЧАСТОК}\#1}$$

$$L_{\text{учас}} = 29521 - 5904 = 23617 \text{ м}^3 / \text{с}$$

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

Знаходимо діаметр повітроводу:

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

$$d = (23616 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,64 \text{ м}$$

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

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

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

$$V_{\text{в. факт.}} = 23616 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,64^2) = 4,27 \text{ м/с.}$$

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = (v \cdot d) / \nu$$

$$Re = (4,27 \cdot 0,7) / 0,0000156 = 191602,564 ,$$

де $d_{\text{скв}} = d$,

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2\text{/с)}$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як значення, що враховує турбулентність і ступінь опору, які виникають в результаті взаємодії тіла з рухомих середовищем:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} .$$

$$\lambda = 0,3164 / 191602,564^{0,25} = 0,0151$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин}} = \rho \cdot v^2 / 2$$

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

Величину параметра R визначимо:

$$R = (\lambda / d) \cdot \Delta p$$

$$R = (0,0151 / 0,70) \cdot 10,93 = 0,23$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l .$$

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

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин}} + \Delta p_{\text{решетки}}$$

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

Коефіцієнти місцевих опорів такі:

- для трійника $\xi = 0,24$;
- для конфузора $\xi = 0,25$.

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отже, втрати на кожній ділянці складаються, і в результаті визначається загальне падіння тиску:

$$\Delta P_{уч.} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} .$$

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

Для ділянки №3 повітропроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{учАСТОК\#2} = L_{П} - L_{учАСТОК\#1}$$

$$L_{участ} = 29521 \text{ м}^3 / \text{с}$$

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

Знаходимо діаметр повітропроводу:

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

$$d = (29521 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 1.44 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 0,85 \text{ м}$ Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{в. факт.} = L / (3600 \cdot 0.785 \cdot d^2)$$

$$V_{в. факт.} = 29521 / (0.785 \cdot 3600 \cdot 1.44^2) = 5.038 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = (v \cdot d) / \nu$$

$$Re = (5.038 \cdot 0.85) / 0.0000156 = 274\ 506,$$

де $d_{скв} = d$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^3/\text{с)}$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} .$$

$$\lambda = 0.3164 / 274506^{0,25} = 0,0138$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{дин} = \rho \cdot v^2 / 2$$

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

Величину параметра R визначимо:

$$R = (\lambda / d) \cdot \Delta p$$

						БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

$$R=(0.0138/0.85) \cdot 11.24= 0.183$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l.$$

$$\Delta p_l=0.183 \cdot 2.3=0.42$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_\xi = \xi \cdot \Delta p_{дин.} + \Delta p_{решетки}$$

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

Коефіцієнти місцевих опорів такі:

- для трійника $\xi = 0,24$;

- для конфузора $\xi = 0,25$.

Отже, втрати на кожній ділянці додаються разом, і це призводить до визначення загального падіння тиску:

$$\Delta P_{уч.} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_\xi .$$

$$\Delta P_{уч.} = 0.42 + 22.05 = 22.47$$

$$\Delta P = \sum \Delta P_{уч.} \Delta P$$

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

Використовуючи рекомендації щодо розрахунку та практичного застосування розподільників повітря від компанії "Systemair Україна", ми плануємо визначити типорозмір та вид розподільника повітря для нашої системи. Ми обрали розподільник повітря марки TSD-630 Diffuser, який ідеально підходить для вентиляції великих високих залів. Цей дифузор забезпечує можливість регулювання повітряного потоку і може використовуватися як для роздачі охолодженого, так і нагрітого повітря. Його висота установки може коливатися від 4 до 15 метрів. Форма повітряного струменя може бути регульована вручну або за допомогою електроприводу. TSD складається з впускного конуса, внутрішнього та зовнішнього корпусів з регульованими лопатями. У режимі охолодження лопаті знахо-

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дяться у відкритому положенні (що забезпечує горизонтальну роздачу повітря), в режимі обігріву - у закритому (вертикальна роздача повітря).

TSD може бути під'єднаний безпосередньо до круглого повітроводу або через приєднувальну камеру. Звукова потужність дифузора становить $LA \leq 35$ дБ, дальність струменя приточування $L_{\text{струменя}} = 4-10$ метрів, залежно від потрібної швидкості в приміщенні, яка варіюється від 0,5 до 0,2 м/с відповідно. Падіння загального тиску через дифузор становить $\Delta p = 17$ Па.

3.9 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

Обґрунтування режиму роботи холодильної установки включає тепловий розрахунок циклу. Для цього використовується холодильний агент R410A, який має добрі термодинамічні властивості.

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

Температура кипіння:

$$t_0 = t_{\text{пов}} - \Delta t_0, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_0 = 15,5 - 3 = 12,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Приймаємо $\Delta t_0 = 3$ оС – розрахункова різниця температур для поверхневих випарників [2].

Температура конденсації визначається по емпіричній залежності:

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

$t_n = 28,6$ оС – температура зовнішнього повітря.

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

Задаємося переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

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

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_0 = t_{\text{пов}} - \Delta t_0, \text{ } ^\circ\text{C}$$

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_3 = 38.6 - 5 = 33,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

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

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

Визначаємо температуру в точці 1:

$$t_0 = t_{пов} + \Delta t_0, \text{ }^\circ\text{C}$$

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

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

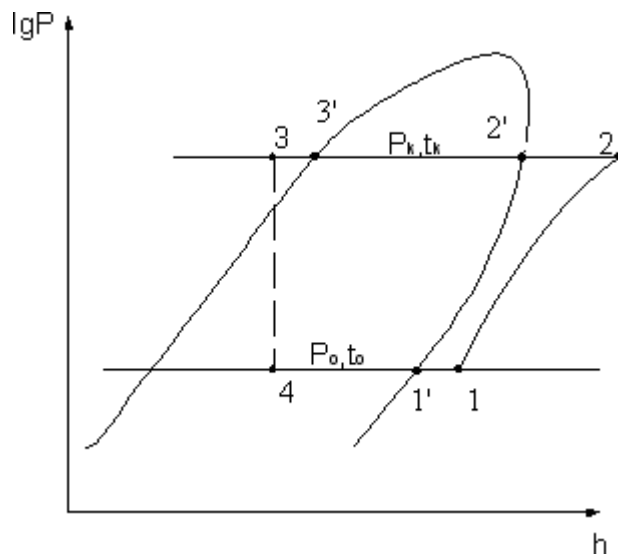


Рисунок 3.6 – Цикл холодильної машини

Таблиця 3.9 - Параметри точок

	P, Бар	t, $^\circ\text{C}$	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	-

Проведемо тепловий розрахунок:

1. Питома холодопродуктивність:

$$q_0 = h_1 - h_4$$

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

Питоме тепло конденсації:

$$q_0 = h_2 - h_3$$

$$q_0 = 452 - 256 = 196 \text{ кДж/кг}$$

2. Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v = q_0 / v_1$$

$$q_v = 100 / 0.028 = 6428.57 \text{ кДж/кг}$$

3. Питома адіабатна робота стискування:

$$l_0 = h_2 - h_1$$

$$l_0 = 452 - 436 = 16 \text{ кДж/кг}$$

4. Масова витрата холодильного агента:

$$M_0 = Q_0 / q_0$$

$$M_0 = 162 / 180 = 0.9 \text{ кг/с}$$

5. Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l_a$$

$$N_a = 0.9 \cdot 16 = 14.4 \text{ кВт}$$

6. Дійсний об'єм:

$$V_a = M_a \cdot v_a$$

$$V_a = 0.9 \cdot 0.028 = 0.025 \text{ м}^3/\text{с}$$

7. Коефіцієнт, що враховує вплив мертвого простору:

$$\lambda = 0.92 - 0.02 ((P_k/P_0) - 1)$$

$$\lambda = 0.92 - 0.02 ((22/12) - 1) = 0.85$$

8. Коефіцієнт враховує об'ємні втрати в компресорі:

$$h_w = \frac{T_0}{T_k}$$

$$h_w = \frac{285}{311} = 0.916$$

9. Коефіцієнт подачі поршневого компресора:

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w$$

$$\lambda = 0.85 \cdot 0.916 = 0.779$$

10 Об'єм описаний поршнями компресора:

$$V = V/V, \text{ м}^3 / \text{с}$$

$$V_h = 0.025 / 0.77 = 0.0032 \text{ м}^3 / \text{с}$$

11 Ефективний ККД:

$$\eta = \lambda_w + b \cdot t_0$$

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

12 Електрична потужність компресора:

$$N = N/n$$

$$N = 14.4 / 0.915 = 13,2$$

Потужність тертя в циліндрах:

$$N_{mp} = V_h \cdot P_{mp}, \text{ кВт}$$

$$P = 0,0031 \cdot 40 = 0,124 \text{ кВт}$$

14 Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{mp}, \text{ кВт}$$

$$N_e = 13,2 + 0,124 = 13,3 \text{ кВт}$$

15 Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP = Q/N$$

$$COP_6 = 162 / 13,3 = 12,2$$

16 Коефіцієнт перетворення Карно:

$$COP = T / (T - T_0)$$

$$COP_k = 285 / (311 - 285) = 13$$

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

17 Дійсний ступінь термодинамічної досконалості:

$$СТС = COP/COP$$

$$СТС_6 = 12,2/13 = 0,94$$

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Витрата повітря через конденсатор

$$G_x = \frac{Q_x}{c_p \cdot \Delta T_x}, \text{ кг/с,}$$

$$G_x = \frac{176,4}{1,006 \cdot 6} = 29,2 \text{ кг/с}$$

$$V_x = \frac{G_x}{\rho_x}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де $\rho_x = 1,17 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря при $T_{a1} = 301,6 \text{ К}$.

$$V_x = \frac{29,2}{1,17} = 24,9 \text{ м}^3/\text{с}$$

Живий перетин апарату

$$F_x = \frac{V_x}{\omega}, \text{ м}^2,$$

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

$$F_x = \frac{24,9}{7} = 2,7 \text{ м}^2/\text{с}$$

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 δ_r , м.....0,0005

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Крок ребер S становить 0,004 метра.

Матеріал труб - мідь.

Матеріал ребер - сталь.

Ребра є пластинчастими суцільними.

Труби розташовані в пучку коридорним способом.

Розміри апарату по фронту визначаються живим перетином, пов'язаним з основними параметрами, що охарактеризовують поверхню теплообміну.

$$F_x = L_1 \cdot (s - d_n) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right), \text{ м}^2$$

Звідси загальна довжина труби в одній секції конденсатора

$$L_1 = \frac{F_x}{(s - d_n) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right)}, \text{ м,}$$
$$L_1 = \frac{2,7}{(0,028 - 0,014) \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004}\right)} = 22,37 \text{ м.}$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, відносно зовнішньої поверхні обрешеченої труби, розраховується для пластинчастого обрешечення труб, розташованого в коридорі, в межах таких параметрів: числа Рейнольдса (Re) від 500 до 10000, співвідношення довжина діаметра ($L/d_{\text{экв}}$) від 4 до 50, відношення швидкості до діаметра (u/d_n) від 0,18 до 0,35, відношення шагу до діаметра (s/d_n) від 2 до 5, та температури жидкості ($t_{\text{ж}}$) від -40 до +40 градусів Цельсія

$$Nu_x = c \cdot Re_x^n \cdot \left(\frac{L}{d_{\text{экв}}}\right)^m.$$

Тут

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{\text{эк}} = \frac{2(s - d_n) \cdot (u - \delta_p)}{(s - d_n) + (u - \delta_p)}, \text{ м},$$

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

Число Рейнольдса

$$Re_x = \frac{\omega \cdot d_{\text{эк}}}{\nu},$$

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

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

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

$$\frac{L}{d_{\text{эк}}} \geq 20.$$

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

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

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

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

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

$$c = A \cdot B$$

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

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

$$\alpha_{\text{вн}} = \frac{Nu_x \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{вн}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

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

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

де F' - поверхня труби між ребрами

$$\alpha_{\text{вн}} = \alpha_{\text{в}} \cdot \left(\frac{F_{\text{в}}}{F_0} \cdot E + \frac{F_p}{F_0} \right) \frac{d_{\text{в}}}{d_{\text{вн}}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

F_p – поверхня ребер

$$F_p = 2 \cdot \left(s^2 - \frac{\pi \cdot d_{\text{в}}^2}{4} \right) \frac{1}{u}, \text{ м}^2 / \text{м},$$

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

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

F_H – зовнішня поверхня обрешеної труби

$$F_H = F'_p + F_p, \text{ м}^2/\text{м},$$

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

F_0 – основна поверхня труби

$$F_0 = H \cdot d_{\text{вн}}, \text{ м}^2/\text{м}$$

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

E – ступінь ефективності ребра

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

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_n}{\delta_p \cdot \lambda_p}}, \text{ 1/м},$$

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

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

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

$$\rho' = 1,28 \frac{s}{d_n} \sqrt{\frac{s_1}{s_2} - 0,2},$$

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

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

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

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

					БКВ 05.0005.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ім'я користувача:
Катерина Григоріївна Краснокутська

ID перевірки:
1016388763

Дата перевірки:
26.06.2024 10:09:50 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
26.06.2024 10:51:02 EEST

ID користувача:
100011688

Назва документа: 2БКВ-05 Гаджук

Кількість сторінок: 65 Кількість слів: 10648 Кількість символів: 75189 Розмір файлу: 1.82 MB ID файлу: 1016200989

11.1% Схожість

Найбільша схожість: 8.35% з Інтернет-джерелом (<https://card-file.ontu.edu.ua/server/api/core/bitstreams/ac2f927a-65a..>)

11.1% Джерела з Інтернету

241

Сторінка 67

Не знайдено джерел з Бібліотеки

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

0% Вилучень

Немає вилучених джерел

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи

525

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

В І Д Г У К

керівника про дипломний проект здобувача освіти

Гаджука Сергія Петровича

Спеціальність

№ 142 «Енергетичне машинобудування»

Освітня програма

«Системи кондиціонування і вентиляції повітря»

Тема: Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря супермаркету, площею 840 м. кв., м. Ямпіль.

ХАРАКТЕРИСТИКА ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ (РОБОТИ)

а) Об'єм та якість виконаної роботи (графічного матеріалу та розрахунково-пояснювальної записки)

Дипломний проект Гаджука С.П. виконано згідно завданню і складається з пояснювальної записки на сторінках і графічного матеріалу на аркушах, формату А-1. Дипломний проект відповідає вимогам ЕСКД і ДСТУ

б) Самостійність роботи над проектом (роботою)

Дипломник Гаджука С.П. над дипломним проектом працював самостійно, графік виконання окремих розділів пояснювальної записки і графічних аркушів не порушував.

в) Теоретична підготовка дипломника

Теоретична підготовка студента Гаджук С.П. - добра.

При навчанні за освітньою програмою «Системи кондиціонування і вентиляції повітря» показав програмні результати навчання на достатньо високому рівні, зацікавленість проявляв до дисциплін професіонального циклу.

г) Вміння вирішувати виробничі та конструкторські питання на базі останніх досягнень науки і техніки, передових методів виробництва

Студент Гаджук С.П., в період роботи над дипломним проектом показав, що зможе вирішувати конструкторські і виробничі питання на базі сучасних досягнень науки і техніки в галузі енергетичного машинобудування.

Гаджук С.П. отримав освітній рівень бакалавр з енергетики, заслуговує присвоєння кваліфікації – бакалавр з систем кондиціонування і вентиляції повітря.

Оцінка розрахункової частини	5 <u>(відмінно)</u>
Оцінка графічної частини	5 <u>(відмінно)</u>
Загальна оцінка	5 <u>(відмінно)</u>

Прізвище, ім'я, по батькові керівника _____ Бригадир Л.Г.

Місце роботи і посада керівника проекту

Завідувач відділення енергетичних систем, викладач циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

« 19 » червня 20 24 р.

Підпис 

**ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ
ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ»**

РЕЦЕНЗІЯ

на дипломний проект (роботу) студента

Гаджука Сергія Петровича

Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»

Освітньо-професійна програма «Системи кондиціонування і вентиляції повітря»

Тема: Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря супермаркету, площею 840 м. кв., м. Ямпіль.

Обсяг розрахунково-пояснювальної записки _____ сторінки

Обсяг графічної частини проекту 3 аркуші

ХАРАКТЕРИСТИКА ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

а) Висновок про ступінь відповідності виконаного дипломного проекту (роботи) завданню

Дипломний проект Гаджука С.П., виконаний згідно завданню і складається з пояснювальної записки на _____ сторінках і графічного матеріалу на 3 аркушах. Дипломний проект відповідає вимогам ЕСКД і ДСТУ

б) Характеристика виконання кожного розділу проекту: ступеня використання дипломником останніх досягнень науки і техніки передових методів роботи на виробництві

Тема дипломного проекту розкрита у повному обсязі. Всі розділи розрахунково-конструкторської частини виконані з урахуванням останніх досягнень науки і техніки в галузі енергетичного машинобудування. Дипломник використовував технічну і довідкову літературу по данні у темі. Враховані передові методи роботи на виробництві

в) Оцінка якості виконання графічної частини проекту (роботи) і пояснювальної записки

Якість виконання пояснювальної записки і графічної частина добра

г) Перелік позитивних якостей дипломного проекту (роботи)

1. Виконання графічної частини за допомогою програми AutoCAD.

2. Використання сучасного холодильного обладнання.

д) Основні недоліки дипломного проекту (роботи)

1. _____
2. _____
3. _____

Оцінка розрахункової частини 5(відмінно)

Оцінка графічної частини 5(відмінно)

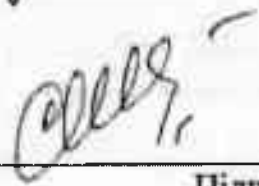
Загальна оцінка 5(відмінно)

Прізвище, ім'я, по батькові: Шевченко Сергій Іванович

Місце роботи і посада рецензента:

АТ «ОПЗ» цех комплектації обладнання і металів, провідний інженер

« 26 » 06. 24


_____ Підпис

**ДОЗВІЛ
НА РОЗМІЩЕННЯ
ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
В ЕЛЕКТРОННОМУ РЕПОЗИТАРІЇ ВСП «ОТФК ОНТУ»**

Ми, що нижче підписалися,

Гаджук Сергій Петрович,
здобувач освіти гр. 2БКВ-05, та

Бригадир Людмила Григорівна,
керівник дипломного проекту,

не заперечуємо щодо розміщення електронного варіанту пояснювальної записки до дипломного проекту фахового молодшого бакалавра на тему:

«Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря супермаркету, площею 840 м. кв., м. Ямпіль.» (автор роботи – Гаджук С.П., керівник роботи – Бригадир Л.Г.)

виконаного у ВСП «Одеський технічний фаховий коледж Одеського національного технологічного університету» в 2024 році, у повному обсязі в електронному репозитарії ВСП «ОТФК ОНТУ» для вільного доступу через мережу Інтернет.

Несемо відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів випускної кваліфікаційної роботи і даємо згоду на обробку персональних даних.

Виконавець



/ Гаджук С.П. /

Керівник



/ Бригадир Л.Г. /

«10» червня 2024 р.