

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»

Група: БКВ - 04

Дипломний проєкт

здобувача освіти денного відділення
БКВ 04. 004. 000 ДП

Дубенко В'ячеслав
Сергійович

м. Одеса - 2023 р.

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

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

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
БКВ 04. 004. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:
Проект системи кондиціонування та вентиляції повітря готелю
«Акваріум» м. Одеса з бомбосховищем

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки
на 82 сторінках та графічного матеріалу на 4 аркушах.

1. Дипломник _ Дубенко В. С.. (_____)

Керівник проекту _ Жихарєва Н. В. (_____)

Консультанти:

з економічної частини _____ (Шимко О.В.)

з будівельної частини _____ (Волянська С.В.)

з охорони праці _____ (Чорновол Н.І.)

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

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

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

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

Секретар ЕК _____ Куриленко В.О.

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

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

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

ЗАВДАННЯ

ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Прізвище, ім'я та по батькові: **Бойко Володимир Тарасович**

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

Тема дипломного проекту **Проект системи кондиціонування повітря їдальні дитячого закладу на 63 відвідувача, м. Миколаїв**

Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»

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

Вихідні дані для проекту: м. Миколаїв , дитяча їдальня

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

Вступ

1 Загальна частина

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

3 Розрахунково-конструкторська частина

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

4 Організаційна частина

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

5 Економічна частина

6 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

7 Використана література

Графічна частина

Графічний Аркуш 1. Аксонометрична схема повітророзподільної мережі системи 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 – 31.05.2023
2. Розрахунково-конструкторська частина	01 - 07.06.2023
3. Організаційна частина	08 – 09.06.2023
4. Аркуш 1, 2	10 – 11.06.2023
5. Економічна частина	12 – 14.06.2023
6. Аркуш 3?4	15 – 17.06.2023
7. Організаційна частина	18.06.2022
8. Охорона праці	19.06.2023
Попередній захист	20.06.2023
Захист дипломного проекту	28-30.06.2023

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

Протокол № 2 від “ 13” вересня 2022 р.

Завідувач кафедру _____ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _ Хмельнюк М.Г _____ (_____)

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і

вентиляції повітря»

Група: БКВ - 04

Дипломний проєкт

здобувача освіти денного відділення
БКВ 04. 020. 000 ДП

**Дубенко
В'ячеслав
Сергійович**

м. Одеса - 2023 р.

1. Дубенко Вячеслав Сергійович

Проект системи кондиціонування та вентиляції повітря готелю «Акваріум» м. Одеса з бомбосховищем

Керівник доц. Жихарева Н.В.

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра складається з: 67-сторінок тексту та додатків 12-рисуноків, 3-таблиці, 27 посилань на літературні джерела

У даній науковій роботі йде мова про проект системи кондиціонування повітря для бомбосховища залів та номерів готелю з покращеною системою фільтрації.

В роботі проведений розрахунок процесів кондиціонування повітря: вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; розрахунок повітряних фільтрів; обґрунтування вибору і підбір обладнання для системи кондиціонування повітря для бомбосховища.

Ключові слова: системи кондиціонування, теплопритоки, фільтрація, бомбосховище, вологовмістний, комплексна мультizonальна VRF система.

ANNOTATION

The bachelor's qualification work consists of: 77 pages of text and appendices, 13 figures, 3 tables, 15 references to literary sources

This scientific work deals with the design of the air conditioning system for bomb shelter halls and hotel rooms with an improved filtration system.

In the work, the calculation of air conditioning processes is carried out: the selection of calculation parameters of internal and external air; calculation of heat inflows and moisture inflows; calculation of air filters; justification of the choice and selection of equipment for the air conditioning system for the bomb shelter.

Keywords: air conditioning systems, heat inflows, filtration, bomb shelter, moisture-containing, complex multi-zone VRF system

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП.....	5
1 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ.....	9
2 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ.....	10
3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	12
4 ВИБІР І РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОВІТРОРозПОДІЛЕННЯ.....	26
5 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ.....	30
6 РОЗРАХУНОК ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	35
7 ВИБІР СИСТЕМИ Й ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ СКІП.....	46
8 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК.....	50
9 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	66
11 ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ.....	68

\

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ					
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>						
<i>Розроб.</i>		<i>Дубенко Д.В.</i>			<i>Розрахунково- пояснювальна записка</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Жихарєва Н.В</i>						5	102	
<i>Реценз.</i>										
<i>Н. Контр.</i>										
<i>Затверд.</i>										

ВСТУП

Актуальність теми.

Системи кондиціонування повітря, відомі також як системи кондиціонування або кліматичні системи, є комплексом технічних пристроїв, що використовуються для контролю та регулювання температури, вологості, чистоти та руху повітря в приміщенні. Вони широко використовуються в житлових будинках, комерційних приміщеннях, офісах, фабриках, лікарнях, готелях та інших типах будівель.

Мета роботи та задачі дослідження.

Метою даної роботи є системи кондиціонування бомбосховища з розробкою мультизональної VRF- системи готелю «Акваріум» м. Одеса

Методи дослідження.

Чисельні методи оптимізації, проектування в середовищі AutoCAD.

Структура роботи.

Включає 6 розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел інформації та додатків.

Задачі дослідження.

Проаналізувати існуючі ресурсозберігаючі системи комфортного кондиціонування повітря приміщень громадянського захисту. Провести дослідження і розрахунок систем комфортного кондиціонування повітря

Кондиціонування мікроклімату будинків і споруджень є основним розділом будівельної науки й техніки. Система кондиціонування мікроклімату як сукупність всіх інженерних засобів і пристроїв, що забезпечують внутрішні кліматичні умови, містить у собі поряд з огороженнями, системами опалення й вентиляції систему кондиціонування повітря (СКП). СКП є основний, звичайно регульованою системою, призначеної для комплексної підтримки заданих параметрів внутрішнього повітря, які забезпечують розрахункові й частина оптимальні умови в приміщеннях будинків і споруджень. СКП може працювати разом з

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

опаленням і вентиляцією, але звичайно СКП бере на себе функції останніх і створює в будинку або в його найбільш відповідальних приміщеннях необхідні кліматичні умови, як у холодний, так й у теплий період року.

Якщо говорити про фізіологічний вплив на людину навколишнього повітря, то варто нагадати, що людина в добу споживає близько 3 кг їжі й 15 кг повітря. Що це за повітря, яка його свіжість і чистота, задушливо, пекуче або холодно людині в приміщенні, багато в чому залежить від інженерних систем, спеціально призначених для забезпечення повітряного комфорту.

Серед таких систем можна виділити: систему вентиляції, систему опалення (або комбіновану опалювально-вентиляційну систему) і систему кондиціонування повітря (СКП). Повітряне опалення, сполучене з вентиляцією, створює в приміщенні цілком задовільний мікроклімат і забезпечує сприятливі умови повітряного середовища. СКП являє собою систему більше високого порядку (з більшими можливостями). Принципова перевага полягає в тому, що, крім виконання завдань вентиляції й опалення, ВКВ дозволяє створити сприятливий мікроклімат (комфортний рівень температур) у літній, жаркий період року, завдяки використанню у своєму складі хладонову машину. На тепло відчуття людини впливають в основному наступні чотири факторів: температура й вологість повітря, швидкість його переміщення (рухливість) і температура поверхонь, що обгороджують, приміщення. При різних комбінаціях цих параметрів теплові відчуття людини можуть виявлятися однаковими. Необхідно мати у виді, що, хоча тепло відчуття й визначається перерахованими параметрами, не будь-яке їхнє сполучення забезпечує комфортні умови. Кожний із цих параметрів може бути змінений не довільно, а тільки в деяких певних межах, що задовольняють умовам комфортних тепло відчутті. Знання припустимих меж коливань температури, вологості й рухливості повітря дозволяє регламентувати застосування тих або інших видів СКП. Кондиціонування повітряце - створення й автоматична підтримка (регулювання) у закритих

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						1
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

приміщеннях всіх або окремих параметрів (температури, вологості, чистоти, швидкості руху) повітря на певному рівні з метою забезпечення оптимальних метеорологічних умов, найбільш сприятливих для самопочуття людей або ведення технологічного процесу. До складу СКП входять технічні засоби забору повітря, підготовки, тобто додання необхідних кондицій (фільтри, теплообмінники, зволожувачі або осушувачі повітря), переміщення (вентилятори) і його розподілу, а також засобу хладо- і теплопостачання, автоматики, дистанційного керування й контролю. СКП більших

суспільних, адміністративних і виробничих будинків обслуговуються, як правило, комплексними автоматизованими системами керування. Автоматизована система кондиціонування підтримує заданий стан повітря в приміщенні незалежно від коливань параметрів навколишнього середовища (атмосферних умов). Основне встаткування системи кондиціонування для підготовки й переміщення повітря агрегатується (компонується в єдиному корпусі) в апарат, називаний кондиціонером.

У багатьох випадках всі технічні засоби для кондиціонування повітря скомпоновані в одному блоці або двох блоках, і тоді поняття «СКП» й «кондиціонер» однозначні.

Система кондиціонування мікроклімату як сукупність всіх інженерних засобів і пристроїв, що забезпечують внутрішні кліматичні умови, містить у собі поряд з огороженнями, системами опалення й вентиляції систему кондиціонування повітря (СКП).

Метою дипломног проектування системи кондиціювання повітря для комфортного системи готель «Акваріум» м. Одеса з бомбосховищем

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						2
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

Місце розташування об'єкта: місто Одеса

Найменування об'єкта: готельний комплекс «Акваріум»

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б:

Барометричний тиск - $P = 1010$ мм.рт.ст.овпа.

Ентальпія зовнішнього повітря - $h = 62$ кДж/кг.

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

Розрахункова швидкість вітру – 1 м/с.

Розрахункові параметри повітря в приміщенні:

Температура повітря в приміщенні влітку – $t_{\text{в}} = 23^{\circ}\text{C}$.

Температура повітря в приміщенні взимку – $t_{\text{в}} = 20^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість повітря в приміщенні влітку – $\varphi_{\text{в}} = 60\%$.

Відносна вологість повітря в приміщенні взимку – $\varphi_{\text{в}} = 50\%$.

Розглянутий об'єкт являє собою чотириповерховий будинок сучасної будівлі, що складає із залу-ресторану, бомбосховища, 14 готельних номерів й адміністративно-господарських приміщень.

Система кондиціонування даного об'єкта носить комфортний характер.

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

Системи кондиціонування повітря вимагають створення досить складних пристроїв, що істотно впливають на вартість будівництва й експлуатаційні витрати. У зв'язку із цим техніко-економічна оцінка СКП завжди представляє інтерес для замовника. Така оцінка виконується не тільки в процесі проектування, але й на перед проектної стадії, що особливо важливо для вибору того або іншого варіанта системи або для рішення питання про доцільність пристрою СКП у тих випадках, коли будівельні норми вимагають обґрунтування для проектування усередині будинку повітряного середовища з оптимальними параметрами.

Основні економічні вимоги до проекту полягають у наступному: мінімальна вартість устаткування й будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла й особливо дорогого холоду.

СКП комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря в кондиціонованих приміщеннях, оптимальних для самопочуття людей, що перебувають у них. Параметри визначаються умовами тепло- і вологообміни, які, у свою чергу залежать від характеру виконуваної ними роботи, нервової напруги, одягу, а також температури, вологості й швидкості руху навколишнього повітря й інших факторів.

При виборі параметрів повітря в приміщенні необхідно враховувати, що вартість устаткування й експлуатація ВКВ невиправдано збільшиться, якщо обрані значення температури й відносної вологості будуть завищені для холодного періоду року й занижені для теплого.

Приміщення призначені для цілорічної і цілодобової експлуатації.

У дипломному проекті передбачається прийняти систему кондиціонування із проміжним теплоносієм. Це обумовлено наступної:

- У цей час вартість газу нижче вартості електроенергії, тому доцільніше використати газ чим тепловий насос.

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Проміжний теплоносії дозволяє робити акумулювання холоду або тепла, що дозволить знизити потужність казана й холодильної машини, тому що тепловтрати й теплопоступлення в розглянутих приміщеннях змінюються в плинні доби .

- Використання як охолоджувачі-нагрівачі фенкойлів, а не центральної системи пов'язане з тим, що тепловтрати й теплопоступлення в різних приміщеннях різні за часом, що приводить додатково до економії тепла й холоду.

У такий спосіб для кондиціонування готельного комплексу пропонується використати СКП, що представляє собою набір наступних елементів:

- 1 - котел;
- 2 - холодильна машина (чиллер);
- 3 - калорифер у припливної системі подачі свіжого повітря;
- 4 - фанкойли в приміщеннях;

Концепт приміщень бомбосховища для готелю



					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис 1. Бомбосховища готелю

Вентиляція бомбосховищ є важливим складовим елементом безпеки під час надзвичайних ситуацій та заходів цивільного захисту. Цей процес передбачає постійний обмін повітрям в приміщенні, що дозволяє уникнути накопичення шкідливих речовин, які можуть бути випущені в атмосферу під час надзвичайних ситуацій. Одним з найважливіших елементів вентиляції є належне проектування та встановлення систем вентиляції. Система вентиляції гарантує постійну циркуляцію повітря, що допомагає підтримувати оптимальний рівень вологості та температури в приміщенні, а також зменшує ризик ураження шкідливими речовинами (хімічна зброя , пил , чадний газ) .



Рис 2 Вугільний фільтр для бомбосховища

Фільтри для бомбосховищ є важливою складовою систем безпеки, призначеними для забезпечення чистого повітря в середині бомбосховища під час надзвичайних ситуацій.

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря

Системи кондиціонування повітря комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря, оптимальних для самопочуття людей. Параметри визначаються умовами тепло- і вологообміна, які у свою чергу залежать від конституції людини, стану його здоров'я, характеру виконуваної роботи, нервової напруги, одягу, а також від температури, вологості й швидкості руху навколишнього повітря. Нормами регламентовані значення оптимальних параметрів повітря для різних виробничих, суспільних і житлових приміщень.

Керуючись нормами проектування, приймаємо наступні значення температури, відносній вологості й швидкості руху повітря в приміщенні [9]:

теплий період року – $t_{в} = 23 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{в} = 50 \%$; $\omega = 0,3 \text{ м/с}$

холодний період року - $t_{в} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{в} = 50 \%$; $\omega = 0,2 \text{ м/с}$

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря визначається кліматичними умовами місцевості й призначенням СКП.

У нашому випадку, параметри зовнішнього повітря, повинні відповідати класу [Б]. Керуючись [3], приймаємо наступні параметри зовнішнього повітря:

теплий період року – $t_{н} = 30,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $h_{н} = 62 \text{ кДж/кг}$;

холодний період року - $t_{в} = -18 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $h_{в} = -19 \text{ кДж/кг}$;

3.2 Розрахунок теплопритоків (тепловтрат) і вологопрітоков до повітря, що вентиліює.

3.2.1 Теплий період року.

Визначаємо необхідну товщину термоізоляції стін і покрівлі:

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Стіни виконані з пінобетону ($\delta_{\text{пн}} = 400$ мм), покритого із двох сторін цементною штукатуркою ($\delta_{\text{шт}} = 20$ мм);

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

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

пінобетон $\lambda = 0,15$ Вт/(м · К);

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі:

$$k_{\text{ст}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (3.1)$$

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

δ_i и λ_i - товщина й теплопровідність і-го шаруючи огороження;

$\alpha_{\text{н}} = 23$ Вт/(м²К) - коефіцієнт тепловіддачі із зовнішньої поверхні стіни.

$$k_{\text{ст}} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,4}{0,15} + 2 \cdot \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,346 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{ДК}).$$

Покрівля плоска, виконана з наступних матеріалів:

гравій, втопленний у бітумну мастику

$\delta = 20$ мм; $\lambda = 0,18$ Вт/(м · К);

3 шару руберойду на бітумній мастиці

$\delta = 10$ мм; $\lambda = 0,17$ Вт/(м · К);

цементно-піщана стяжка

$\delta = 20$ мм; $\lambda = 0,93$ Вт/(м · К);

пенополеуретан

$\delta = 120$ мм; $\lambda = 0,05$ Вт/(м · К);

залізобетонне збірне перекриття

$\delta = 220$ мм; $\lambda = 2,04$ Вт/(м · К).

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді, для покрівлі коефіцієнт теплопередачі буде дорівнює:

$$K_{кр} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (3.2)$$

$$K_{кр} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,18} + 3 \cdot \frac{0,01}{0,17} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,12}{0,05} + \frac{0,22}{2,04} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,335 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Вибираємо коефіцієнт теплосвоєння матеріалу S шаруючи на границі поділу з [2]. Потім розраховуємо опір R, теплову інерцію шаруючи огороження D, теплову інерцію огороження ΣD по формулах наведеним нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}, \quad (3.3)$$

де δ - товщина шаруючи огороження;

λ - теплопровідність матеріалу шаруючи.

$$D = R \cdot S \quad (3.4)$$

Результати розрахунку заносимо в таблицю 3.1.

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 – Теплова інерція матеріалів

Конструкційний матеріал	Щільність, ρ , кг/м ³	Товщина, δ , м	Коефіцієнти			
			Питома теплопровідність, λ , Вт/(мК)	Теплоусвоєніє, S , Вт/(м ² К)	Термічний опір, R , (м ² К/Вт)	Теплова інерція, D
Вікна подвійні, застелення в металевих роздільних плетіннях					0,34	
Зовнішня стіна						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
пінобетон	400	0,4	0,15	2,42	2,66	6,43
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
Безгорищним покриття						
гравій	800	0,02	0,18	3,6	0,111	0,3996
руберойд	600	0,01	0,17	3,53	0,058	0,205
цементно-піщаний шар	1800	0,02	0,93	11,1	0,0215	0,239
Пінополіуретан	80	0,12	0,05	0,7	2,4	1,68
залізобетонна плита	2500	0,22	2,04	18,7	0,107	2,001
Внутрішні перегородки						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
залізобетон	2500	0,05	2,04	18,7	0,0245	0,458
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
Перегородка між поверхами						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
залізобетон на плита	2500	0,2	2,04	18,7	0,098	1,833
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ		Арк.
							10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

3.2. 1.1 Розрахунок теплопритоків у бомбосховищі

У приміщенні підтримується постійна температура повітря 23°C. Характеристика конструкцій, що обгороджують, приміщення, наведена в таблиці

Максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна площею 12,8 м² знаходимо по формулі, при максимальній щільності потоку прямої радіації 317 і неухважної 88 Вт/м²; при коефіцієнті теплопропускання K₄= 0,61; K₃ = 0,8 (наявність внутрішніх темних штор) по [4] і відсутності захисних пристроїв на вікнах K₁ = 1; K₂ = 1:

$$Q_{oc,i} = (q_n K_1 + q_p K_2) K_3 K_4 A_{oc} \text{ Вт}, \quad (3.5)$$

де q_п, q_р - поверхнева щільність теплового потоку, Вт/м², через засклений світловий проріз у липні в дану годину доби, відповідно від прямій (q_п) і розсіяною (q_р) сонячної радіації, прийнята для вертикального й горизонтального остеклення по [4];

$$K_1 = K_{п,г} \cdot K_{п,в} \quad (3.6)$$

де K₁ - коефіцієнт опромінення прямою сонячною радіацією для обліку площі світлового прорізу, незатіненою горизонтальною й вертикальною площинами в будівельному виконанні;

$$\dots\dots\dots K_{п,г} = 1 - \left(\frac{l_1 \cdot \operatorname{tgh}_s - r}{\cos A_{s,os} H} \right), \dots\dots\dots (3.7)$$

$$\dots\dots\dots K_{п,в} = 1 - \left(\frac{l_2 \cdot |\operatorname{tg} A_{s,os} | - s}{B} \right), \dots\dots\dots (3...8)$$

де H, B - висота й ширина світлового прорізу, м;

l₁, l₂ - ширина горизонтальних і вертикальних будівельних сонцезахисних площин;

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

h_s - висота сонця - кут, град., між напрямком сонячного променя і його проекцією на горизонтальну площину;

$A_{s,oc}$ - сонячний азимут скління світлового прорізу, визначається різницею кутів азимута сонця й азимута світлового прорізу;

$$K_2 = K_r \cdot K_b \quad (3.9)$$

де K_2 - коефіцієнт опромінення для обліку надходження неухважної сонячної радіації через світлові прорізи, незатінені горизонтальної й вертикальної зовнішніми сонцезахисними площинами в будівельному виконанні;

K_3 - коефіцієнт теплопропусканія сонцезахисних пристроїв;

K_4 - коефіцієнт теплопропусканія склінням світлових прорізів, прийнятий по [4];

A_{oc} - площа світлового прорізу (склінням), m^2 .

$$Q_{oc,i} = (419 \cdot 1 + 107 \cdot 1) \cdot 0,8 \cdot 0,61 \cdot 12,8 = 3285 \text{ Вт.}$$

Для визначення показника a_{π} поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації знаходимо коефіцієнти теплосвосення, $Вт/(m^2 \cdot K)$:

Для вікон:

$$y_{oc} = \frac{1}{R_{oc} - 1/\alpha_{вн}}, \text{ Вт}/(m^2 \cdot K), \quad (3.10)$$

де R_{oc} - термічний опір теплопередачі застелення світлових прорізів, прийняте по прил. 6 [4];

$\alpha_{вн}$ - коефіцієнт тепловіддачі [4, табл. 4].

$$y_{oc} = \frac{1}{0,34 - 1/8} = 4,65 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K).$$

Для зовнішньої стіни по шарі пінобетону: $D=6,37$

$$y_{ст} = S_{пен}, \text{ Вт}/(m^2 \cdot K). \quad (3.11)$$

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Y_{ст} = 2,42 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для перегородок виробляється розрахунок для половини їхньої товщини по пінобетоні:

$$D/2 = 3,215 > 1, \text{ те}$$

$$Y_{пер} = R_m S_m^2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (3.12)$$

де S_m - коефіцієнт теплосасвоєння матеріалу шаруючи на границі поділу, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$Y_{пер} = 2,87 \cdot 2,42^2 = 16,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для покриття по шарі залізобетонної плита: $D=1,1 > 1$, те

$$Y_{пок} = S_{зал}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (3.13)$$

$$Y_{пок} = 18,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Показник сумарного теплосасвоєння приміщення:

$$\sum Y = Y_{ст} A_{ст} + Y_{пер} A_{пер} + Y_{пок} A_{пок} + Y_{ок} A_{ок}, \text{ Вт}/\text{ДК} \quad (3.14)$$

де $A_{ст}$ - $A_{ок}$ - внутрішні поверхні огорожень приміщення й поверхні встаткування, м^2 .

$$\sum Y = 2,42 \cdot 167,9 + 16,8 \cdot 67,5 + 18,7 \cdot 250,4 + 4,65 \cdot 12,8 = 6282 \text{ Вт}/\text{К}.$$

Показник інтенсивності конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2,55(A_{ст} + A_{пер} + A_{пок} + A_{ок}), \text{ м}^2, \quad (3.15)$$

$$\Delta = 2,55(167,9 + 67,5 + 250,4 + 12,8) = 1271 \text{ м}^2.$$

Показник поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації:

$$a_{п} = \varphi \left(\sum \frac{Y}{\Delta} \right), \quad (3.16)$$

$$a_{п} = \varphi \left(\frac{6282}{1271} \right) = \varphi(4,94).$$

По [4] знаходимо загальну тривалість радіації через Ю вікна $\Delta Z=10$ ч і початок радіації в $Z=7$ ч, при $a_{п}=5,0$ знаходимо величини показника $a_{п} = 0,19$ для $Z = 7$ ч; $a_{п} = 0,19$ для $Z+1=8$ ч і так далі для всіх годин доби й записуємо їх у перший рядок табл. 1, додаток 1.

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Помножимо $Q_{oc,i}$ на показники $a_{п}$; отримані годинні надходження теплоти, поглинені приміщенням і передані його повітрю, вносимо в другий рядок табл. 1, додаток 1.

Визначаємо величину теплового потоку теплопередачею через вікна й значення заносимо в таблицю 1, додаток 1:

$$Q_{\Delta t} = \frac{(t_{н} + 0,5\theta_1 \cdot A_{м,с} - t_{п})A_{oc}}{R_{oc}}, \text{ Вт} \quad (3.17)$$

де $t_{нар}$ - середня за добу температура зовнішнього повітря, °З, прийнята рівній температурі липня [5];

$A_{м,з} = 8,8 \text{ °С}$ - максимальна добова амплітуда температури зовнішнього повітря в липні [5];

θ_1 - коефіцієнт, що виражає гармонійну зміну температури зовнішнього повітря [5];

$t_{в}$ - температура повітря в приміщенні, °З [6];

$A_{oc} = 12,8 \text{ м}^2$, $R_{oc} = 0,34 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ - площа й приведенне опір теплопередаче, остеклення светового проема [4, приложение 6].

Визначаємо величину теплового потоку, через зовнішню стіну й заносимо в табл. 1, додаток 1:

$$Q_{M} = \left[\frac{1}{R} \cdot \left(t_{нар} + \rho \cdot \frac{j_{cp}}{\alpha_{н}} - t_{п} \right) + \frac{\beta_k \cdot \alpha_{вн}}{V} \left(0,5 \cdot \theta_1 \cdot A_{м,с} + \frac{\rho}{\alpha_{н}} \cdot \theta_2 \cdot A_j \right) \right] A_{м}, \quad (3.18)$$

де R – опір теплопередачі масивної конструкції, що обгороджує (зовнішньої стіни, покриття), $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ [3];

$t_{нар}$, $t_{в}$ – середня температура зовнішнього повітря в липні [5] і температура повітря в приміщенні;

$\rho = 0,3$ - коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею конструкції, що обгороджує, [4, додаток 7];

J_{cp} , Вт/м^2 – середньодобове значення поверхневої щільності теплового потоку сумарної сонячної радіації (прямій і неухважної), що

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

A_m – площа масивної конструкції, що обгороджує (зовнішньої стіни, покриття), m^2 ;

$\alpha_n, \alpha_{вн}$ – коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої й внутрішньої поверхні огороження, $Вт/(m^2 \cdot K)$.

3.2.1.2. Розрахунок теплопоступлення від різних джерел

телопоступлення від людей

$$Q_l = n \cdot q_l, \text{ Вт}, \quad (3.24)$$

де n - число людей, що перебувають у приміщенні;

q_l – тепловиділення від однієї людини, Вт.

$$Q_l = 30 \cdot 150 = 4500 \text{ Вт}.$$

Визначаємо явні й сховані теплопритоки від людей

$$Q_l^{\text{скр}} = n \cdot q_l^{\text{скр}}, \text{ Вт}, \quad (3.25)$$

де n - число людей, що перебувають у приміщенні;

$q_l^{\text{скр}}$ – сховані тепловиділення від однієї людини, Вт [10]

$$Q_l^{\text{скр}} = 30 \cdot 28,6 = 858 \text{ Вт},$$

$$Q_l^{\text{явн}} = Q_l - Q_l^{\text{скр}}, \text{ Вт}, \quad (3.26)$$

$$Q_l^{\text{явн}} = 4500 - 858 = 3642 \text{ Вт}.$$

Теплоприпливля від висвітлення

$$Q_{\text{осв}} = \beta \cdot F_{\text{п}} \cdot n, \text{ Вт}, \quad (3.27)$$

де β - коефіцієнт обліку частки тепла;

$F_{\text{п}}$ – площа підлоги, m^2 ;

n - відсоток освітленості.

$$Q_{\text{осв}} = 0,5 \cdot 250,4 \cdot 15 = 1878 \text{ Вт}.$$

Визначаємо повне теплонадходження

$$Q_{\text{пол}} = Q_l + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{отр}}, \text{ Вт}, \quad (3.28)$$

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо тепловологу характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.35)$$

$$\varepsilon = \frac{7,843}{1,98 \cdot 10^{-3}} = 3961 \text{ кДж/кг.}$$

Визначаємо загальну сховану теплоту

$$Q_{\text{скр}} = Q_{\text{скр}}^{\text{л}} + Q_{\text{скр}}^{\text{вл.у}}, \text{ Вт} \quad (3.36)$$

$$Q_{\text{скр}} = 858 + 3884 = 4742 \text{ Вт}$$

Визначаємо загальну явну теплоту

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{пол}} - Q_{\text{скр}}, \text{ Вт} \quad (3.37)$$

$$Q_{\text{явн}} = 7843 - 4742 = 3101 \text{ Вт}$$

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

$$G_1 = \frac{Q_{\text{пол}}}{h_{\text{в}} - h_{\text{п}}}, \text{ кг/с}, \quad (3.38)$$

$$G_1 = \frac{7,82}{50 - 35,5} = 0,53 \text{ кг/с,}$$

$$G_2 = \frac{Q_{\text{явн}}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с}, \quad (3.39)$$

$$G_2 = \frac{3,101}{1,0186 \cdot 5} = 0,60 \text{ кг/с,}$$

$$c_p = 1,006 + 1,8d, \text{ кДж} \quad (3.40)$$

$$c_p = 1,006 + 1,8 \cdot 7 \cdot 10^{-3} = 1,0186 \text{ кДж}$$

$$G_3 = \frac{W_{\text{пол}}}{d_{\text{в}} - d_{\text{п}}}, \text{ кг/с.} \quad (3.41)$$

$$G_3 = \frac{1,98 \cdot 10^{-3}}{(10,8 - 7)10^{-3}} = 0,52 \text{ кг/с.}$$

Вибираємо $G = 0,61 \text{ кг/с}$.

Результати розрахунку інших приміщень зведені в таблицю 3.2

Таблиця 3.2 - Підсумки розрахунків теплоприпливів

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

приміщення	Q _{пол} , кВт	W _{пол} , кг/с	ε, кДж/кг·К	G, кг/с
Бомбосховище	6,12	0,00118	5186	0,75
Кімната відпочинку	0,94	0,000331	2884	0,092
Конференц-зал	7,683	0,00128	6001	0,81
Готельний номер	0,547	0,000119	4894	0,0545
Готельний номер	0,477	0,000139	3432	0,042
Готельний номер люкс	1,3422	0,000381	3523	0,096
Готельний номер люкс2	1,42	0,000381	3727	0,11
Готельний номер вітраж	1,105	0,000281	3932	0,097
Готельний номер вітраж2	0,881	0,000241	3655	0,0725
Готельний номер південь4	0,615	0,000167	3680	0,056
Готельний номер південь4	0,615	0,000167	3680	0,056
Кімната персоналу	0,733	0,000228	3215	0,08
Третій поверх				
Готельний номер	0,47	0,000139	3381	0,041
Готельний номер	0,412	0,000139	2966	0,03
Готельний номер	0,412	0,000139	2966	0,03
Готельний номер	0,412	0,000139	2966	0,03
Готельний номер люкс	0,925	0,000381	2930	0,029
Готельний номер люкс2	0,933	0,000381	2980	0,049
Готельний номер вітраж	0,969	0,000281	3450	0,07
Готельний номер вітраж2	0,674	0,000241	2797	0,032
Готельний номер південь4	0,431	0,000167	2680	0,02
Готельний номер південь4	0,431	0,000167	2680	0,02

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

3.2. 1 Побудова процесу в h-d діаграмі (літній процес).

Для побудови процесу в h-d діаграмі необхідно визначити тепловологу характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.42)$$

де Q - тепlopоступлення в приміщення, кВт;

W - надходження вологи в приміщеннях, кг/с.

$$\varepsilon = \frac{188,52}{0,0289} = 6523 \text{ кДж/кг}$$

Будуємо на діаграмі ε процесу.

Зовнішнє повітря в кількості $G_{\text{н}} = 16480 \text{ м}^3/\text{год.}$ з параметрами $t_{\text{н}} = 28,6 \text{ }^\circ\text{C}$ и $h_{\text{н}} = 62 \text{ кДж/кг}$ надходить у центральний кондиціонер, де прохолоджується по прямій НК (точка К середня температура охолодної рідини) до параметрів повітря, що перебуває усередині приміщення.

Повітря, що перебуває усередині приміщення, попадає у фэнкойл, де прохолоджується по прямій ВК на діаграмі h-d (точка В має параметри внутрішнього повітря). Витрата повітря через фэнкойл становить $L_{\text{ф}} = 31314 \text{ м}^3/\text{ч.}$

Знаючи витрату повітря через фэнкойли й центральний кондиціонер, а також їх холодопродуктивність знаходимо різницю ентальпій Δh і відкладаємо їх на діаграмі. З'єднавши точки, що вийшли, одержимо точки суміші на ε процесу. Точка суміші має параметри $t_{\text{с}} = 17,2 \text{ }^\circ\text{C}$, $h_{\text{см}} = 40,8 \text{ кДж/кг.}$

Будуємо у діаграмі ε процесу для всіх приміщень. Переносимо їх у точку В, що відповідає нашим заданим параметрам. Вибираємо $\varepsilon_{\text{порівн}}$ - це буде тепловологісна характеристика процесу в теплий період року. Відкладаємо точки В' відповідному підігріву повітря на усмоктувальному повітроводі й рівного $1 \text{ }^\circ\text{C}$. Від точки В по $\varepsilon_{\text{ін}}$ відкладаємо $\Delta t_{\text{раб}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ і

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ставимо точку П. Відкладаємо точку П' відповідному підігріву повітря на нагнітаючому повітроводі й рівного 1 °С.

З'єднуємо точку В' с точкой Н, що відповідає параметрам зовнішнього повітря. Знаходимо точку С із відношення $B'P = B'H \cdot (G_{cv}/G_v)$ і відкладемо її від точки В' на прямій В'Н. З'єднавши точку С с точкой К одержимо процес у повітроохолоджувачі. Відрізок проходить через точку П', отже автоматику набудовуємо так, щоб повітря проходячи повітроохолоджувач відразу подавався в приміщення.

3.2.2 Розрахунок тепловиділень у конференц-залі взимку

Зовнішня температура повітря $t_n = -18^\circ\text{C}$ [3];

Ентальпія зовнішнього повітря $h_n = -18,3$ кДж/кг [3].

$$G_x = G_r, \text{ кг/с}, \quad (3.43)$$

$$G_x = 0,61 \text{ кг/с}.$$

3.2.2.1 Розрахунок тепловиділень від конструкцій, що обгороджують

$$Q_{огр} = Q_{ст} + Q_{ок} + Q_{пер}, \text{ Вт}, \quad (3.44)$$

$$Q_{ст} = k_{ст} F (t_n - t_b), \text{ Вт}, \quad (3.45)$$

де $F_{ст}$ – площа стін, м^2 ;

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

$t_n - t_b$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, $^\circ\text{C}$.

$$Q_{ст} = 0,35 \cdot 154,9 \cdot (-17,8 - 20) = -2049 \text{ Вт},$$

$$Q_{пер} = k_{пер} F_{пер} (t_{нк} - t_b), \text{ Вт}, \quad (3.46)$$

де $F_{пер}$ – площу перегородки, м^2 ;

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

$t_{нк} - t_b$ – різниця температур між коридором і приміщенням, $^\circ\text{C}$.

$$Q_{пер} = 4 \cdot 67,5 \cdot (17 - 20) = -810 \text{ Вт},$$

$$Q_{ок} = F_{ок} \cdot k_{ок} (t_n - t_b), \text{ Вт}, \quad (3.47)$$

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $F_{ок}$ – площа вікон, m^2 ;

$k_{ок}$ – коефіцієнт теплопередачі через вікна, $Вт/(m^2K)$;

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

$$Q_{ок} = 12,8 \cdot 0,61 \cdot (-17,8 - 20) = -295 \text{ Вт},$$

$$Q_{огр} = -2049 - 810 - 295 = -3154 \text{ Вт}.$$

3.2.2.2 Розрахунок тепловиділень від різних джерел

Тепловиділення від людей

$$Q_{л}^3 = Q_{л}^п, \text{ Вт}, \quad (3.48)$$

$$Q_{л}^3 = 15000 \text{ Вт}.$$

Тепловиділення від висвітлення

$$Q_{осв}^3 = Q_{осв}^п + Q_{осв}^{местное}, \text{ кВт}, \quad (3.49)$$

$$Q_{осв}^3 = 1,878 + 0,5 = 2,378 \text{ кВт}.$$

Повний теплоприплив

$$Q_{пол} = Q_{л} + Q_{осв} + 0,4Q_{огр}, \text{ Вт}, \quad (3.50)$$

$$Q_{пол} = 4500 + 2378 - 0,4 \cdot 3154 = 5614 \text{ Вт}.$$

Повне вологовиділення

$$W_{пол}^3 = W_{пол}^п, \text{ кг/с}, \quad (3.51)$$

$$W_{пол}^3 = 1,98 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с},$$

$$\Delta h_p = \frac{Q_{пол}^3}{G}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.52)$$

$$\Delta h_p = \frac{5,614}{0,81} = 7,2 \text{ кДж/кг},$$

Визначаємо тепловологу характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{пол}^3}{W_{пол}}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.53)$$

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\varepsilon = \frac{5,614}{1,98 \cdot 10^{-3}} = 2835 \text{ кДж/кг.}$$

Розрахунок інших кімнат наведений у таблиці 3.3

Таблиця 3.3 – Підсумки розрахунків тепловтрат

приміщення	Q _{пол} , кВт	W _{пол} , кг/с	ε, кДж/кг·К	G, кг/з
Перший поверх				
Зал-ресторан	3,24	0,00118	2746	0,75
Другий поверх				
Кімната відпочинку	0,826	0,000331	2494	0,092
Бомбосховище	5,73	0,00198	2893	0,61
Готельний номер на 1 чоловік	0,392	0,000139	2820	0,0545
Четвертий поверх				
Готельний номер на 1 чоловік	0,505	0,000139	3630	0,042
Готельний номер люкс	0,532	0,000381	1396	0,096
Готельний номер люкс2	0,532	0,000381	1381	0,11
Готельний номер вітраж	0,552	0,000281	1965	0,07
Готельний номер вітраж2	0,688	0,000241	2855	0,0725
Готельний номер4	0,619	0,000167	2946	0,056
Готельний номер4	0,619	0,000167	2946	0,056
Кімната персоналу	0,640	0,000228	2222	0,08
Третій поверх				
Готельний номер на 1 чоловік	0,392	0,000139	2820	0,041
Готельний номер на 1 чоловік	0,505	0,000139	2630	0,03
Готельний номер на 1 чоловік	0,505	0,000139	2630	0,03
Готельний номер на 1 чоловік	0,505	0,000139	2630	0,03
Готельний номер люкс	0,532	0,000381	1396	0,029
Готельний номер люкс2	0,532	0,000381	1381	0,049
Готельний номер вітраж	0,552	0,000281	1965	0,097
Готельний номер вітраж2	0,688	0,000241	2855	0,032

Готельний номер4	0,619	0,000167	2946	0,02
Готельний номер4	0,619	0,000167	2946	0,02
Кімната персоналу	0,640	0,000228	2222	0,06

3.2.2.3 Побудова процесу в h-d діаграмі (зимовий процес)

Будуємо в діаграмі точку В, що відповідає нашим заданим параметрам, потім будуємо ε процес для всіх приміщень. Вибираємо $\epsilon_{\text{порівн}}$ - це буде тепловологу характеристика процесу в холодний період року. Відкладаємо точку В' відповідному підігріву повітря на усмоктувальному повітроводі й рівного 1°C. Від точки В по $\epsilon_{\text{ін}}$ відкладаємо $\Delta h = 7,2$ °C і ставимо точку П. Відкладаємо крапку П' відповідному підігріву повітря на нагнітаючому повітроводі й рівного 1°C, від її відкладаємо вниз по $d = \text{const}$ відповідному підігріву повітря в нагнітальному повітроводі й ставимо на перетинанні $\phi = 90$ % точку К. Будуємо підігрів у першому нагрівачі по $d = \text{const}$ (Н-Н'). З'єднуємо точку Н'с точкой В'. Відкладемо від крапки Дo процес по $h = \text{const}$ до прямій Н'В' і поставимо т.С, одержали процес у стільниковому зволожувачі.

ПІДБІР VRF СИСТЕМИ

Із отриманих розрахунків в попередніх розділах, ми врахували змінну витрату холодоагенту в системах кондиціонування модернувати дійну СКП. Замість уже встановлених 6-ти RoofTop Daikin UATYQ350BY1 встановити дві одиниці VRV-системи Daikin RXYQ34.

Тому что по перше за рахунок менших габаритів і ваги установки, іде менша навантаження на дах і установка займає меншу площу.

По друге за рахунок вже встановленого в VRV систему частотника на компресорі і вентиляторі зменшується кількість потребляємої електроенергії.

По третє в VRV ситемі підтримується більш точніше температура повітря в залі(колибання температури 0,5 °C), за рахунок точного регулювання

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

подачі холодильного агенту електроним ТРВ і встановкою датчиків температури до і після проходу повітря.

Висновок

В даному розділі було показано параметри старої СКП, та параметри нової СКП, яка була запропонована в якості модернізації дійсної установки кондиціонування повітря для підвищення комфортності готелю.

Також порівняно характеристики фірм виробників VRF систем та вибрана найбільш перспективна установка фірми Daikin.

За допомогою запропонованої СКП автоматично підтримуються витрата холодоагенту та регулюються задані параметри мікроклімату готелю.. При цьому чим більше коло підтримки і регулювання параметрів, тим більше їх наближеність до оптимальних заданих параметрів повітря в приміщені.

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ВИБІР І РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОВІТРОРозПОДІЛЕННЯ

4.1 Обґрунтування вибору встаткування СКП

На підставі розрахунку, зробленого вище, одержимо потрібну масову кількість повітря для кожного приміщення. Тоді корисний обсяг повітря для систем визначається по формулі:

$$L = \frac{3600 \cdot G_{\text{в}}}{\rho}, \quad (4.1)$$

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

Для системи П1 корисна об'ємна витрата повітря буде дорівнює:

$$L_1 = \frac{3600 \cdot 0,801}{1,2} = 2404 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Для системи П2:

$$L_2 = \frac{3600 \cdot 1,57}{1,2} = 4712 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

З урахуванням втрат через нещільності у системі повітро розподілення встаткування підбираємо по наступних об'ємних витратах:

- для системи П1

-

$$L_1^n = 1,04 \cdot L_1, \text{ м}^3 / \text{ч} \quad (4.2)$$

$$L_1^n = 1,04 \cdot 2404 = 2500 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

- для системи П2

-

$$L_2^n = 1,04 \cdot L_2, \text{ м}^3 / \text{ч} \quad (4.3)$$

$$L_2^n = 1,04 \cdot 4712 = 4900 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Підбираємо дві приточні установки, що складаються з:

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- заслінки зовнішньої;
- фільтра;
- нагрівача водяного (фірми OSTBERG);
- вентилятора (фірми OSTBERG);
- шумоглушника.

4.2 Аеродинамічний розрахунок системи повітроводів

Сутність аеродинамічного розрахунку повітроводів складається у визначенні розмірів його перетинів, а також втрат тисків на тертя й місцеві опори. При цьому необхідно виконати наступні умови:

- розміри перетинів повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі системи повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітроводів повинна бути в межах, що рекомендують у межах, що (для адміністративних і суспільних будинків швидкість руху повітря на магістральних ділянках повітровода в межах 5-9 м/с, у відгалуженнях до 5 м/с);
- швидкість повітря на магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися.

Для виконання розрахунку розробляємо розведення повітроводів по приміщеннях, представляємо її схему в ізометрії, розбиваючи її на ділянки. Для кожної ділянки визначаємо витрата повітря й задаємося швидкістю руху повітря.

Для ділянки повітроводів №1 припливної системи П1

Необхідна площа перетину повітроводів

$$f = \frac{L}{v \cdot 3600}, \text{ м}^2, \quad (4.4)$$

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

системи			м ³ /ч	Па			про/хв
П1	RK 600x350	відцентровий	2500	250	IP44	1,78	1200
П2	RK 800x500	відцентровий	4900	260	IP44	3,6	1300
В1, В2, В12	DD9-9	відцентровий	1200	150	IP44	0,147	1200
В3, В4, В8	СК 200У	каналний	600	280	IP44	0,158	2500
В5, В7	СК250С	каналний	700	280	IP44	0,185	2420
В6	ВР-88-72,1 N5.1	відцентровий	4200	250	IP44	0,55	915
В9	СК160С	каналний	450	220	IP44	0,1	2480
В10	DD 7-7	відцентровий	500	200	IP44	0,059	1300
В11	DD 7-7	відцентровий	800	200	IP44	0,147	1200
В13	DD 7-7	відцентровий	700	150	IP44	0,059	1300
В14, В17	DOSPEL120S	каналний	70	40	IP44	0,02	-

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

5.1 Розрахунок повітрянагрівача

Повітрянагрівачі збирають із базових теплообмінників. Ці теплообмінники виготовляють із біметалічних труб зі спіралью - накатним оребренням. По трубках повітрянагрівачів проходить гаряча вода, а з боку зовнішньої поверхні рухається повітряний потік, зумовлений роботою вентиляторів або ежекторів. Ефективність тепловіддачі з боку потоку гарячої води стінки труби значно вище, ніж тепловіддача від зовнішньої поверхні до потоку повітря. Для інтенсифікації тепловіддачі з боку зовнішньої поверхні труби застосовується конструктивний метод розвитку зовнішньої поверхні тепловіддачі до повітря методом зовнішнього оребренням трубок.

Розрахунок повітрянагрівача зводиться до визначення числа рядів труб по ходу повітря й температури теплоносія на вході й виході з апарата.

Вихідні дані:

- $t_1 = -17,8^\circ\text{C}$ - температура повітря на вході;
- $t_2 = 12^\circ\text{C}$ - температура повітря на виході;
- $t_{\omega 1} = 69,9^\circ\text{C}$ - температура води на вході;
- $t_{\omega 2} = 49,9^\circ\text{C}$ - температура води на виході;
- витрата повітря.

Визначаємо кількість теплоти, необхідне для нагрівання повітря

$$Q_T = Gc_p(t_{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВХ}}), \quad (5.1)$$

де $G = 1,57$ кг/з - витрату що нагріває припливного зовнішнього повітря;

$c_p = 1,006$ кДж/кг $^\circ\text{C}$ - теплоємність повітря;

$t_{\text{ВХ}}, t_{\text{ВЫХ}}$ - початкова й кінцева температура повітря, що нагріває, (C.

$$Q_T = 1,57 \cdot 1,006(12 + 18) = 47,38 \text{ кВт}.$$

Розраховуємо масову витрату теплоносія

$$G_w = \frac{G \cdot c_p \cdot (t_{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВХ}})}{c_w \cdot (t_{\text{ВВВ}} - t_{\text{ВВВВ}})}, \text{ кг/с}, \quad (5.2)$$

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $c_w = 4,19$ - кДж/кг $^{\circ}$ С- теплоємність води;

$t_{w_{BX}}, t_{w_{ВЫХ}}$ - початкова й кінцева температура гарячої води на вході й виході з теплообмінника, $^{\circ}$ С.

$$G_w = \frac{1,57 \cdot 1,006 \cdot (12 + 18)}{4,19 \cdot (69,9 - 49,9)} = 0,56 \text{ кг/с.}$$

При виборі режимів нагрівання повітря необхідно оцінити енергетичну доцільність прийнятих рішень. Для такої оцінки рекомендується використати метод термодинамічної ефективності процесів. Стосовно до режимів нагрівання в теплообміннику з нескінченно-розвиненою поверхнею нагрівання $F_H = \infty$ повітря з початковою температурою t_{BX} і початковою температурою гарячої води $t_{w_{BX}}$, максимальний-можливий нагрівання витрати повітря при теплоємності порівн визначається вираженням

$$Q_{f \max} = G \cdot c_p \cdot (t_{w_{ВВ}} - t_{BX}), \text{ кВт. (5.3)}$$

Реальна поверхня теплообмінника F_H завжди менше, а повітря не може бути нагрітий до початкової температури гарячої води $t_{w_{BX}}$. Тому реальне нагрівання в повітрянагрівачі визначається вираженням

$$Q_T = G c_p (t_{ВЫХ} - t_{BX}), \text{ кВт. (5.4)}$$

Термодинамічний показник ефективності теплообміну визначається відношенням реального процесу нагрівання повітря до максимального-можливого

$$\theta_t = \frac{Q_T}{Q_{f \max}} = \frac{t_{ВЫХ} - t_{BX}}{t_{w_{ВВ}} - t_{BX}}, \quad (5.5)$$

$$\theta_t = \frac{12 + 18}{69,9 + 18} = 0,34.$$

Визначаємо показник відносин теплоємність потоків

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w}, \quad (5.6)$$

$$W = \frac{1,57 \cdot 1,006}{0,56 \cdot 4,19} = 0,67.$$

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За графіком залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць переносу тепла: $N_t = 0,28$ [12].

Знаходимо необхідну поверхню теплообмінника

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K}, \text{ м}^2, \quad (5.7)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі для оребреної стінки, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника

$$K = A \cdot (\nu\rho)^{0.37} \cdot \omega^{0.18}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}), \quad (5.8)$$

$$K = 23,11 \cdot (1,6 \cdot 1,2)^{0.37} \cdot 1,2^{0.18} = 30,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

$$F = \frac{0,28 \cdot 1,57 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{30,4} = 14,55 \text{ м}^2.$$

Величина аеродинамічного опору обчислюється по формулі

$$\Delta P_{\text{воз}} = B(\nu\rho)^m \quad (5.9)$$

де B - вільний член, що відбиває конструктивні особливості теплообмінника [12];

ν - швидкість повітря;

m - показник ступеня [12];

ω - швидкість води.

$$\Delta P_{\text{воз}} = 1,034 \cdot (1,6 \cdot 1,2)^{1.81} = 3,36 \text{ Па.}$$

Гідравлічний опір при проходженні води по трубках теплообмінника

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot \omega^{1.69}, \text{ кПа}, \quad (5.10)$$

тут $l_{\text{хода}}$ – довжина ходу води в трубках, м.

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot 1,63 \cdot 4 \cdot 1,2^{1.69} = 17,4 \text{ кПа.}$$

									Арк.
									32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ				

5.2 Розрахунок повітряного фільтра

У припливних агрегатах першими по ходу повітря встановлюються повітряні фільтри, що дозволяє охоронити поверхню наступних технологічних блоків від забруднення пилом.

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

У кишенькових фільтрів поверхня фільтруючого матеріалу збільшена шляхом його кишенькового розташування. Це дозволяє значно збільшити фронтальний перетин і поверхню фільтра для проходження через нього повітря, що очищає. Розвиток фільтруючої поверхні дає можливість понизити питомі повітряні навантаження на фільтр.

Як фільтрувальний матеріал у кишенькових фільтрах застосовуються полотна із гнучких зв'язаних волокон або матеріал з голкопробивним отворами.

Ступінь очищення повітря від пилу оцінюється показником ефективності очищення $A_m = \left(\frac{C_{вх} - C_{вых}}{C_{вх}} \right) \cdot 100\%$. (5.11)

Концентрація пилу в припливному зовнішнім повітрі на вході у фільтр $C_{вх}$, мг/м³ характеризує початкову запиленість.

Для чистого повітря $C_{вх} = 0,15$ мг/м³.

Обчислимо запиленість припливного повітря на виході з кишенькового фільтра при $A_m = 80\%$

$$C_{вых} = C_{вх} - \frac{A_m \cdot C_{вх}}{100}, \text{ мг / мг}^3, \quad (5.12)$$

$$C_{вых} = 0,15 - \frac{80 \cdot 0,15}{100} = 0,03 \text{ мг / мг}^3.$$

Для оцінки пропускної здатності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$УФ = \frac{L}{F_{\phi}}, \text{ м}^3 / \text{ч} \cdot \text{м}^2, \quad (5.13)$$

де F_{ϕ} – фронтальна поверхня фільтруючого матеріалу, м^2 .

$$УФ = \frac{4900}{5,3} = 924,5 \text{ м}^3 / \text{ч} \cdot \text{м}^2.$$

Обчислюємо час роботи фільтра

$$\tau_{\phi} = ПФ \cdot 1000 \cdot \frac{F_{\phi}}{[(C_{\text{вх}} - C_{\text{вых}}) \cdot L]}, \text{ ч}, \quad (5.14)$$

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

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

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

$$\tau_{\phi} = 570 \cdot 1000 \cdot \frac{5,3}{[(0,15 - 0,03) \cdot 4900]} = 5137,8 \text{ ч}.$$

Тривалість у робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

$$\tau = \frac{\tau_{\phi}}{\tau_{\text{сут}}}, \text{ дн}, \quad (5.15)$$

$$\tau = \frac{5137,8}{12} = 428 \text{ дн}$$

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6 РОЗРАХУНОК І ПІДБОР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

6.1. Обґрунтування режиму роботи холодильної машини. Тепловий розрахунок циклу.

Конструктивний і тепловий розрахунок гвинтового компресора.

Вихідними даними для розрахунку холодильної машини є кількість холоду, що вона повинна виробити для СКП, а також режим роботи.

Робочі процеси гвинтового компресора протікають у порожнині обмеженою поверхнею западини зуба, двома торцевими кришками, поверхнею корпусу.

Вибір конструктивних даних [8]

Діаметр окружностей виступів роторів

$$2R_1 = 2R_2, \text{ мм}, \quad (6.1)$$

$$2R_1 = 120 \text{ мм.}$$

Діаметр окружностей западин

$$2r_1 = 2r_2, \text{ мм}, \quad (6.2)$$

$$2r_1 = 80 \text{ мм.}$$

Довжина нарізної частини ротора

$$L = 200 \text{ мм.}$$

Відносна довжина

$$\bar{L} = \frac{L}{D}, \text{ мм}, \quad (6.3)$$

$$\bar{L} = \frac{200}{120} = 1,6 \text{ мм.}$$

Міжосьова відстань роторів

$$A = R_1 + r_1, \text{ мм}, \quad (6.4)$$

$$A = 60 + 40 = 100 \text{ мм.}$$

Кути закручення роторів

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\varphi_{з1} = 270^\circ \varphi_{з2} = 180^\circ$$

Кутові розміри вікон усмоктування й нагнітання

$$\varphi_{вс1} = 270^\circ$$

$$\varphi_{вс2} = 180^\circ$$

$$\varphi_{н1} = 45^\circ$$

$$\varphi_{н2} = 30^\circ$$

Площа перетину зуба провідного ротора

$$f_1 = 10 \text{ см}^2$$

Розрахунок

Для роботи холодильної машини використаємо хладон R407C, що має досить гарні термодинамічні властивості.

Режим роботи холодильної установки визначається температурою кипіння холодильного агента (t_o) і температурою конденсації (t_k).

Температура кипіння залежить від робочої температури вихідної із чилера води: $t_{\text{води}} = 7\text{C}^\circ$

$$t_o = t_{\text{пов}} - \Delta t_o, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6.5)$$

$$t_o = 7 - 5 = 2^\circ\text{C}.$$

Приймаємо $\Delta t_o = 5^\circ$ – розрахункова різниця температур для пластинчастих випарників, використовуваних у чилерах.

Температура конденсації визначається по емпіричній залежності:

$$t_k = t_n + (8...15) \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6.6)$$

де $t_n = 28,6^\circ$ – температура зовнішнього повітря.

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

Задаємося переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі

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

Визначаємо температуру в точці 3:

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, \quad (6.7)$$

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

Задаємося перегрівом пар холодильного агента в обмотках електричного двигуна компресора: $\Delta t_{bc} = 5^\circ\text{C}$.

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

Визначаємо температуру в точці 1:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{bc}, \quad (6.8)$$

$$t_1 = 2 + 10 = 12^\circ\text{C}.$$

Побудуємо цикл в $\lg p$ - h діаграмі й визначимо параметри точок процесів.

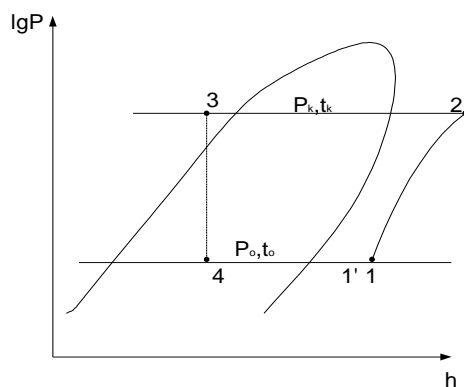


Рис. 1 - Цикл холодильної машини

Таб. 6.1 - Параметри циклу холодильної машини

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зробимо тепловий розрахунок

Обсяг западин провідного ротора

$$V_{01} = \left[\pi(R_1^2 - r_1^2) \cdot \frac{1}{4} - f_1 \right] \cdot L, \text{ м}^3, \quad (6.9)$$

$$V_{01} = \left[3,14(60^2 - 40^2) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1}{4} - 10 \cdot 10^{-4} \right] \cdot 0,2 = 1,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Обсяг западин веденого ротора

$$V_{02} = V_{01} \cdot \frac{Z_1}{Z_2}, \text{ м}^3, \quad (6.10)$$

	1'	1	2	3	4
P, МПа	0,48	0,48	1,5	1,5	0,48
t, °С	7	12	60	33,6	2
h, кДж/кг	419	422	452	245	245
v, м ³ /кг		0.054			

$$V_{02} = 1,14 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{4}{6} = 0,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Теоретичний обсяг, описаний гвинтовим компресором

$$V_T = (V_{01} + V_{02}) \cdot n_1 \cdot Z_1, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (6.11)$$

$$V_T = (1,14 + 0,76) \cdot 10^{-4} \cdot 50 \cdot 4 = 0,054 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_{1'} - h_4, \text{ кДж/кг}, \quad (6.12)$$

$$q_0 = 419 - 245 = 174 \text{ кДж/кг}.$$

Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}, \text{ кДж/м}^3, \quad (6.13)$$

$$q_v = \frac{174}{0,054} = 3222 \text{ кДж/м}^3.$$

Питома адіабатна робота стиску

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$l_a = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг}, (6.14)$$

$$l_a = 452 - 422 = 30 \text{ кДж/кг}.$$

Коефіцієнт подачі гвинтового компресора

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \frac{P_k}{P_0}, (6.15)$$

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \frac{1,5}{0,48} = 0,8575.$$

Повна холодопродуктивність

$$Q_0 = V_T \cdot \lambda \cdot q_v, \text{ кВт}, (6.16)$$

$$Q_0 = 0,054 \cdot 0,8575 \cdot 3222 = 58 \text{ кВт}.$$

Масова витрата холодильного агента

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с}, (6.17)$$

$$G_a = \frac{58}{174} = 0,34 \text{ кг/с}.$$

Адіабатна потужність компресора

$$N_a = G_a \cdot l_a, \text{ кВт}, (6.18)$$

$$N_a = 0,34 \cdot 30 = 12,4 \text{ кВт}.$$

Ефективний КПД

$$\eta_e = f\left(\frac{P_k}{P_0}\right), (6.19)$$

$$\eta_e = f\left(\frac{1,5}{0,48}\right) = f(3,125) = 0,65.$$

Ефективна потужність компресора

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_e}, \text{ кВт}, (6.20)$$

$$N_e = \frac{12,4}{0,65} = 19,1 \text{ кВт}.$$

					БКВ04. 004. 000 ДІП ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ефективний коефіцієнт перетворення

$$\text{COP}_e = \frac{Q_0}{N_e}, \quad (6.21)$$

$$\text{COP}_e = \frac{58}{24,8} = 2,4.$$

Електрична потужність компресора

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{эл.дв}}}, \text{ кВт}, \quad (6.22)$$

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{24,8}{0,88} = 28,2 \text{ кВт}.$$

Електричний коефіцієнт перетворення

$$\text{COP}_{\text{эл.}} = \frac{Q_0}{N_{\text{эл}}}, \quad (6.23)$$

$$\text{COP}_{\text{эл.}} = \frac{58}{28,2} = 2,06.$$

Вибираємо чилер фірми Daikin EUWAB030BZY із продуктивністю 62 кВт.

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6.2 Розрахунок повітряного конденсатора

Конденсатор служить для передачі теплоти робочої речовини охолодному середовищу або джерелу теплоти високої температури. По роду охолодного середовища конденсатори можна розділити на дві більші групи: з водяним і повітряним охолодженням. У даному розрахунку застосовується конденсатор з повітряним охолодженням. Завдання теплового розрахунку складається у визначенні площі теплопередаючих поверхні апарата і його основних геометричних розмірів.

Теплове навантаження

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

де Q_0 - холодопродуктивність, кВт;

N_e - ефективна потужність, кВт.

$$Q_k = 62 + 24,8 = 86,8 \text{ кВт}.$$

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

$$t_{\text{в}2} = t_{\text{в}1} + \Delta t, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6.25)$$

де $t_{\text{в}1}$ – зовнішня температура повітря, $^\circ\text{C}$.

$$t_{\text{в}2} = 28,6 + 6 = 34,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура конденсації

$$t_k = \frac{t_{\text{в}1} + t_{\text{в}2}}{2} + 10, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6.26)$$

$$t_k = \frac{28,6 + 34,6}{2} + 10 = 41,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta = \frac{\Delta T_{\text{в}}}{\ln \frac{T_{\text{к}} - T_{\text{в}1}}{T_{\text{к}} - T_{\text{в}2}}}, \text{ К}, \quad (6.27)$$

$$\theta = \frac{6}{\ln \frac{314,6 - 301,6}{314,6 - 307,6}} = 9,7 \text{ К}.$$

Витрата повітря через конденсатор

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$G_B = \frac{86,8}{1,006 \cdot 6} = 14,38 \text{ кг/с},$$

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

де $\rho_B = 1,169 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря при $T_{B1} = 301,6 \text{ К}$.

$$V_B = \frac{14,38}{1,169} = 12,3 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Живий перетин апарата

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

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

$$F_{ж} = \frac{12,3}{7} = 1,76 \text{ м}^2.$$

Основні розміри, що характеризують поверхню теплообміну:

Зовнішній діаметр труби d_n , м.....
 рішній діаметр труби $d_{вн}$, м.....0,012
 Крок труб по фронті й у глибину s , м.....0,028
 Товщина ребер δ_r , м.....0,0005
 Крок ребер u , м.....,004
 Матеріал труб.....Мідь
 Матеріал ребер.....Сталь
 Ребра.....Пластинчасті суцільні
 Розташування труб у пучку.....Коридорне
 Питомий тепловий потік в апараті
 з боку робочого тіла

$$q_{aF_{BF}} = 3952(T_K - T_{CT})^{0,75}, \text{ Вт/м}^2. \quad (6.53)$$

з боку повітря

$$q_{BF_{BH}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{в.пр}} + \frac{F_{BH}}{F_{BH} + F_H} \sum \frac{\delta}{\lambda}} (T_{CT} - T_B), \text{ Вт/м}^2, \quad (6.54)$$

					БКВ04. 004. 000 ДІП ПЗ	Арк. 42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Таблиця 6.2 - Прийнята температура стінки теплообмінника конденсатора

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

Згідно даним таблиці 6.1 знаходимо значення $q_{\text{Фвн}} = 5500 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Поверхня теплообміну (внутрішня)

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

$$F_{\text{вн}} = \frac{86,8 \cdot 10^3}{5500} = 15,8 \text{ м}^2.$$

Загальна довжина оребрених труб

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

$$L = \frac{15,8}{0,03768} = 420 \text{ м}.$$

Число секцій

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

$$a = \frac{420}{143,7} \approx 3.$$

					БКВ04. 004. 000 ДІП ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт теплопередачі

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

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

Аеродинамічний опір. Опір коридорного пучка труб із пластинчастим оребренням по формулі Гоголіна:

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

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

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

6.3 Розрахунок випарника

Вихідні дані:

Холодопродуктивність машини Q_0 , кВт.....	62
Температура води при вході в апарат t_{w1} , °С.....	12
Температура води при виході з апарата t_{w2} , °С.....	7
Температура кипіння робочого тіла t_0 , °С.....	4
Робоче тіло.....	Вода
Коефіцієнт оребрення F_H/F_{BH}	4
Середня логарифмічна різниця температур в апараті	

$$\theta_m = \frac{\Delta T_w}{2,31g \frac{T_{w1} - T_0}{T_{w2} - T_0}}, \text{ К}^\circ, \quad (6.63)$$

$$\theta_m = \frac{5}{2,31g \frac{285 - 277}{280 - 277}} = 5,103 \text{ К}^\circ.$$

Швидкість води в трубах випарника попередньо приймаємо $w = 1,5$ м/с.
Тоді число труб в одному ході

$$n = \frac{4 \cdot V_s}{w \cdot \pi \cdot d_{BH}^2}, \quad (6.64)$$

									Арк.
									44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ				

де $V_s = 272 \text{ м}^3/\text{ч}$ – витрата води у випарнику;

$d_{\text{вн}} = 0,0132 \text{ м}$ – внутрішній діаметр трубок у випарнику.

$$n = \frac{4 \cdot 272}{1,5 \cdot 3,14 \cdot 0,0132^2} = 368.$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu}, \quad (6.65)$$

де $\nu = 1,306 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{з}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості води [6].

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{1,5 \cdot 0,0132}{1,306 \cdot 10^{-6}} = 15160,8.$$

Число Нуссельта

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot \text{Re}_{\text{ж}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \cdot \epsilon_{\text{пер}}, \quad (6.66)$$

де $\text{Pr}_{\text{ж}}$ – число Прандля.

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot 15160,8^{0,8} \cdot 9,45^{0,43} \cdot 1 = 122.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку води

$$\alpha_{\text{вФвн}} = \frac{\text{Nu}_{\text{ж}} \cdot \lambda_s}{d_{\text{вн}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.67)$$

де $\lambda_s = 0,58 \text{ Вт/(м ДО)}$ - коефіцієнт теплопровідності води.

$$\alpha_{\text{вФвн}} = \frac{122 \cdot 0,58}{0,0132} = 5360,6 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла, віднесений до внутрішньої поверхні труби

$$\alpha_{\text{аФвн}} = 1,073 \cdot p^{0,5} (T_{\text{ст}} - T_0) \epsilon_{\text{пр}} \frac{F_{\text{н}}}{F_{\text{вн}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.68)$$

де p - тиск кипіння робочого тіла [6], Па;

$\epsilon_{\text{пр}}$ – коефіцієнт, що враховує вплив числа рядів при кипінні на оребреному пучку.

$$\alpha_{\text{аФвн}} = 1,073 \cdot (1,013 \cdot 10^5)^{0,5} (T_{\text{ст}} - T_0) \cdot 1,054 = 1434,3 \cdot (T_{\text{ст}} - T_0) \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{62000}{4900} = 12,65 \text{ м}^2.$$

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7 ВИБІР СИСТЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ СКВ

7.1 Вибір схеми та приладів автоматичного регулювання

Вихідні дані

$$Q_{\text{пол}} = 41,27 \text{ кВт};$$

$$W_{\text{пол}} = 0,0057 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{в}} = 5,59 \text{ кг/с};$$

$$t_{\text{в}} = 23 \div 25 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\varphi = 0,4 \div 0,6.$$

Визначаємо тепловологісну характеристику процесу

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж / кг} \cdot \text{К},$$

$$\varepsilon = \frac{41,27}{0,0057} = 7240,35 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К}.$$

Мінімально необхідна витрата зовнішнього повітря

$$G_{\text{нmin}} = \frac{n \cdot V \cdot \rho}{3600}, \text{ кг / с},$$

де n – кількість осіб;

V – витрата повітря, необхідна за санітарними нормами на людину, $\text{м}^3/\text{ч}$;

ρ - щільність повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$.

$$G_{\text{нmin}} = \frac{300 \cdot 20 \cdot 1,2}{3600} = 2 \text{ кг / с}.$$

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо розрахункову різницю ентальпій за мінімально необхідної витрати зовнішнього повітря

$$\Delta h_{m1} = \frac{Q_{\text{пол}}}{G_{\text{нmin}}}, \text{кДж/кг},$$

$$\Delta h_{m1} = \frac{41,27}{2} = 20,635 \text{ кДж/кг}.$$

Визначаємо розрахункову різницю ентальпій при максимально можливій витраті повітря, що дорівнює загальній витраті повітря

$$\Delta h_{m2} = \frac{Q_{\text{пол}}}{G_{\text{в}}}, \text{кДж/кг},$$

$$\Delta h_{m2} = \frac{41,27}{5,59} = 7,38 \text{ кДж/кг}.$$

Щоб визначити клас навантажень будемо в d-h діаграмі розрахункову термодинамічну модель системи кондиціонування повітря (ТДМ ВКВ). Розрахункова ТДМ ВКВ будується в d-h діаграмі виходячи з вихідної схеми разом із областю параметрів зовнішнього клімату.

Після побудови в d-h діаграмі стало очевидним, що у нас перший клас навантажень, тому що точки M_1 та M_2 лежать вище кривої $\phi = 1$. Для цього класу навантажень характерними є перший та другий підігрів та можлива перша рециркуляція.

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТУ

Економічні розрахунки

Розрахунок капітальних вкладень

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

Капітальні вкладення визначають по формулі:

$$K = K_{об} + K_{тр} + K_{м} + K_{пр}, (грн.) \quad (8.1)$$

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

$K_{тр}$ - транспортні витрати, приймаються у розмірі 1-5% від вартості устаткування;

$K_{м}$ - витрати на монтажні і пусконаладжувальні роботи приймаються у розмірі 15-20% від вартості устаткування;

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

$$K_{м} = 0.03 \cdot 566624 = 11856,75 (\text{грн});$$

$$K_{м} = 0.15 \cdot 566624 = 59283,75 (\text{грн});$$

$$K_{пр} = 0.2 \cdot 566624 = 79045 (\text{грн});$$

$$K = 395225 + 11856,75 + 59283,75 + 79045 = 545410,5 (\text{грн}). \quad (8.2)$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Витрати на електроенергію

$$C_9 = 0,7 \cdot N_y \cdot T_9 \cdot C_3 \quad (8.3)$$

- где C_3 - вартість 1 кВт електроенергії в годину;

N_y - сумарна настановна потужність;

T_9 - кількість годин роботи електродвигунів.

$$C_9 = 0,7 * 30 * 5840 * 43,6 = 53471 \text{ грн/рік}$$

Витрати на воду

$$C_6 = B \cdot t_y \cdot C_6 \cdot 10^{-3} \quad (8.4)$$

де B – витрата води на зволоження;

t_y – кількість годин роботи в режимі зволоження;

C_6 – вартість 1 м³ води.

$$C_6 = 65 * 10^{-3} * 1080 * 0,4 * 10^{-3} = 280 \text{ грн/рік}$$

Допоміжні матеріали

$$C_m = C_{m1} + C_{m2} \quad (8.5)$$

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

C_{m2} - вартість річної витрати фільтруючого матеріалу, який

визначається залежно від марки матеріалу, його запиленої і запиленої зовнішнього повітря, грн/год;

$$C_{m1} = 0,1 \cdot V \cdot C_x = 0,1 \cdot 23 \cdot 80 = 184 (\text{грн.}) \quad (8.6)$$

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

C_x – вартість 1 кг хладогента, грн.

Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування

$$C_0 = 0,05 * K_{об} = 0,05 * 395225 = 19761 \text{ грн/рік} \quad (8.7)$$

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Амортизаційні відрахування

$$C_a = 0,15 * K_{об} = 0,15 * 395225 = 59283 \text{ грн/рік} \quad (8.8)$$

Інші витрати

Приймаємо у розмірі 3% від сумарних експлуатаційних витрат:

$$C_{пр} = 0,03 * C_{об} = 0,03 * 132979 = 3989 \text{ грн/рік} \quad (8.9)$$

Результати розрахунків експлуатаційних витрат зводимо в таблицю:

Таблиця 12.2 – Експлуатаційні витрати

Найменування статей витрат	Сума, грн/рік
Витрати на електроенергію	53471
Витрати на воду	280
Витрати допоміжні матеріали	184
Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування	19761
Амортизаційні відрахування	59283
Інші витрати	3989
Всього експлуатаційні витрати, грн/год	136968

Розрахунок приведених витрат

Приведені витрати визначимо по формулі:

$$\Pi_i = C_i + E_n * K_i = 3989 + 0,15 * 156000 = 27389 \text{ грн} \quad (8.10)$$

Визначимо питомі витрати на 1 м³ повітря

- капітальні вкладення:

$$K' = K/V = 545410/5700 = 9,56 \text{ грн} \quad (8.11)$$

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- експлуатаційні витрати:

$$C' = C/V = 136978/5700 = 24,03 \text{ грн} \quad (8.12)$$

- приведені витрати:

$$П' = П/V = 27389/5700 = 4,8 \text{ грн} \quad (8.13)$$

Річний економічний ефект

$$\mathcal{E}_k = C_2 \cdot N_2 - C_1 \cdot N_1. \quad (8.14)$$

- где C_2, C_1 - ціна послуг до и після введення в експлуатацію СКП;

N_2, N_1 - кількість відвідувачів, чол.

$$\mathcal{E}_k = 1500 \cdot 98 - 500 \cdot 23 = 175900.$$

Економічна ефективність:

Економічна ефективність системи кондиціонування повітря визначається як відношення сумарного економічного ефекту до капітальним витратам на розробку і створення системи кондиціонування повітря

$$E = \frac{\mathcal{E}\Sigma - П}{K}. \quad (8.15)$$

- де $\mathcal{E}\Sigma$ - сумарний економічний ефект;

$П$ - поточні витрати пов'язані з експлуатацією СКВ;

K - капітальні витрати.

$$E = \frac{175900 - 55153}{209974} = 0,24.$$

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9. ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці - це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і коштів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я й працездатності людини в процесі праці.

8.1. Характеристика об'єкта

Виставковий комплекс, у якому перебуває велика кількість електроприладів, які одержують харчування від електричної мережі.

До системи повинне підводити харчування трьохпровідний електромережі напругою 220 У (фаза, нуль, земля). Необхідно також наявність шини заземлення для роботи електроприладів.

8.2. Основні шкідливі впливи

На даному об'єкті існують такі небезпечного й шкідливі для здоров'я людини впливу як поразка електричним струмом.

Токсичність застосовуваних або одержуваних речовин.

Як застосовувана речовина в системі кондиціювання використовується хладагент - фреон R410A. Температура кипіння при атмосферному тиску $t_0 = -40,8^{\circ}\text{C}$. R – R410A - безбарвний газ зі слабким специфічним запахом, що відчувається при змісті його в повітрі більше 20% від обсягу.

Холодильний агент R410A складається з декількох компонентів, тому при його витоку він розпадається на свої складові. Гранично припустима концентрація (П. Д. К.) пар R410A у повітрі виробничих приміщень дорівнює 3256 мг/м^3

При зіткненні з гарячими металевими поверхнями з температурами $400..550^{\circ}\text{C}$ або з відкритим полум'ям розкладається на токсичні фтористий і хлористий водень і невелику кількість фосгену. Не горить у суміші з повітрям, не запалюється й не вибухонебезпечний.

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Симптоми отруєння проявляються через 30..40 хвилин, виникає головний біль, подташнівание, прискорений пульс. При влученні рідкого фреону на шкіру й в очі можливе обмороження шкіри й ушкодження очей.

Класифікація виробництва по ступені вибуховий, взривопожарной й пожежної небезпеки згідно ОНТП 24-86

Виробництво по вибухонебезпечній і пожежній небезпеці, відповідно до норм технологічного проектування ОНТП 24-86 ставиться до категорії Д. Категорія Д - негорючі речовини й матеріали в холодному стані. Машинні й апаратні відділення фреонових установок ставляться до категорії Д.

Будівельно-монтажні й архітектурні вимоги містять у собі: скорочення площ приміщень для встаткування систем кондиціонування повітря і їхніх елементів; естетическую вв'язування елементів систем кондиціонування повітря з інтер'єром приміщень, забезпечення мінімальних витрат часу на монтаж, випробування й налагодження систем з можливістю посезонного уведення їх в експлуатацію; ув'язування робіт зі спорудження конструкції будинків з монтажем систем кондиціонування; звуко й віброізоляцію встаткування, що рухається, від елементів будівельних конструкцій.

Основні правила безпеки при обслуговуванні холодильних агрегатів
Ціль організаційних заходів щодо техніки безпеки на холодильних установках – створення безпечних умов праці шляхом постійного контролю за дотриманням правил монтажу, експлуатації й ремонту встаткування. Чисельність обслуговуючого персоналу повинна відповідати нормам, т.е не менш двох машиністів у зміну й один якщо робота не постійна в плинні доби.

До обслуговування допускаються особи старше 18 років й имеющие посвідчення про Кпалификации (незалежно від стажу й Кпалификации) допускаються до самостійної роботи після стажування не менш 1-ЦО місяця з наступною перевіркою знань.

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На хладоновых холодильних установках повітря з повітря видаляють через воздуховыпускной вентиль конденсатора або в малих установках через ослаблену гайку, або штуцер трійника нагнітального вентиля компресора.

Обслуговуючий персонал повинен працювати в гумових рукавичках і захисних окулярах уникаючи надходження струменя повітря в очі.

8.3. Вимоги до приміщення.

Приміщення повинне мати природне й штучне висвітлення.

Приміщення не повинне граничити із приміщеннями, у яких рівень шуму й вібрації перевищує припустимі значення.

Супермаркет повинен бути обладнаний системою кондиціонування повітря, опалення й приточно-вытяжной вентиляцією.

8.4. Електробезпе́чність.

Відносно безпеки поразки людей електричним струмом розрізняють приміщення без підвищеної безпеки, з підвищеною безпекою й особливо небезпечні. Відповідно до ПУЭ, 1-1-13 дане приміщення класифікується як без підвищеної безпеки поразки струмом.

Согласно ПУЭ, 1-2-17 дане встаткування ставиться до електроприемникам III категорії по забезпеченню надійності електропостачання. А відносно вибухонебезпечності приміщення ставиться до класу В-Па (невибухонебезпечне), якщо воно граничить із невзрыво- і непожароопасными приміщеннями.

Устаткування є низьковольтним, харчування елементів плати +5У, що забезпечується включенням адаптера в мережу 220У

Проектування електромереж здійснюється згідно “Вказівки по проектуванню науково-дослідних інститутів і лабораторій” СН-НИИ-68

Основною безпекою на даному об'єкті є можливість поразки електричним струмом у мережі напругою 220У.

Влучення людини під напругу можливо, наприклад, при перегорянні ізоляції трансформатора адаптера 220/5У. Тому що плата виконана з

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ізолюваного матеріалу, а елементи малопотужні, тобто їхнє перегорання не викличе відключення захисного автомата в 10 А, та наявність відкритого заземлення, необхідного для роботи системи, при дотику до нього зіграє негативну роль. Тому після автомата від струмів перевантаження й короткого замикання повинен стояти диференціальний автомат зі струмом витоку 30 ма, що не є небезпечним для людини. У випадку проходження струму через людину, з фазного провідника на землю, при досягненні його значення 30 ма спрацює диференціальний автомат, обесточив лінію.

При влученні під напругу у випадку поломки в самому розподільному щитку приміщення необхідно передбачити захисне заземлення, суть якого полягає в тому, що його опір у багато разів менше опору людського організму й струм, впливаючи по шляху найменшого сопроотивлення, буде стікати в землю по системі заземлення, а не через людину. Тому всі металеві частини розподільного щитка повинні бути заземлені, і опір системи заземлення не повинне перевищувати 4 Ом, згідно ПУЭ 1-7-65. Всі металеві частини встаткування повинні бути заземлені від цього ж заземлення, але тільки паралельно, а не послідовно.

Нижче приведемо розрахунок пропонованої системи заземлення.

Викопується траншея глибиною $t_0 = 0,5$ м. На дні траншеї забиваються вертикальні заземлители із труб діаметром $d = 0,033$ м (дюймовий прохід) і довжиною $l = 2$ м. Відстань по прямій між забивають трубами, що, $l' = l = 2$ м. Ґрунт у районі супермаркету – суглинок. Його фактичний питомий опір з діапазону табличних значень від 40 до 150 Ом*м, - приймаємо $c_\phi = 50$ Ом*м.

По отриманому світловому потоці Φ з вибираємо лампу ЛГ80 зі світловим потоком 5220 лм (за ДСТ 6825-74) і встановлюємо по чотирьох лампи в один світильник, одержуючи сумарний світловий потік світильника 16280 лм.

Визначаємо відхилення світлового потоку:

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta = \frac{20756,6 - 20880}{20756,6} \cdot 100 = -0,6\% \quad (8.12)$$

що входить у припустимий діапазон відхилень, від - 10% до + 20%.

Зробимо розрахунок споживаної потужності системи висвітлення:

$$P = n \cdot P_n = 164 \cdot 80 \cdot 4 = 52400 \text{ Вт} \quad (8.13)$$

де $n = 164$ штук - кількість установлених ламп;

$P_n = 80$ Вт – потужність однієї лампи.

9.6 Пожежна профілактика

Дане приміщення згідно Сніп 2.04.09-84, ставиться до 1-ої ступеня вогнестійкості (найнижча небезпека). У цьому випадку найбільш доцільним є гасіння пожежі вуглекислотою.

Зробимо розрахунок вуглекислотної установки.

Визначаємо кількість огнегасительного газового складу G_2 :

$$G_2 = G_6 \cdot V_{ном} \cdot K_{уп} \cdot 1,25 = 8448,3 \text{ кг} \quad (8.14)$$

де $K_{уп}$ – коефіцієнт участі, що враховує особливості газообміну й витоку вуглекислоти через нещільності. Звичайно $K_{уп} = 1 \div 2$. Прийmemo $K_{уп} = 1,0$.

$G_6 = 0,7$ - огнегасительная концентрація для вуглекислоти.

$V_{ном} = 9655,2 \text{ м}^3$ – обсяг приміщення.

Визначаємо необхідне число робочих балонів:

$$N_{бал} = \frac{G_2}{V_6 \cdot \rho \cdot \alpha_n} = 337,9 \quad (8.15)$$

де $V_6 = 40$ літрів – ємність балона,

$\rho = 0,625$ кг/л - щільність вуглекислоти,

$\alpha_n = 1$ – коефіцієнт наповнення балона.

Приймаємо $N_6 = 338$ штук.

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Згідно Сніп 2.04.09-84 у складі установки газового пожежогасіння крім розрахункового повинен бути стовідсотковий резервний запас огнетушительного речовини. Тому загальна кількість сорокалітрових балонів приймаємо 676 штук.

11.7. Виробнича санітарія

Завданням вентиляції є забезпечення чистоти повітря й заданих метеорологічних умов у виробничих приміщеннях. Вентиляція досягається видаленням забрудненого або нагрітого повітря із приміщення й подачею в нього свіжого повітря.

11.8. Долікарська допомога

Долікарська допомога, перша допомога - це комплекс заходів, спрямованих на відновлення або збереження життя й здоров'я постраждалого, здійснюваними не медичними працівниками (взаємодопомога) або самим постраждалою (самопомога).

У цьому випадку необхідно розглядати доврачебную допомогу при поразці струмом.

При поразці електричним струмом необхідно якомога швидше звільнити потерпілого від дії струму, тому що від тривалості цієї дії залежить вага електротравми.

У першу чергу необхідно спробувати знеструмити лінію, під дією якої перебуває потерпілий, відключенням рубильника. Можна будь-яким непровідний струм предметом (суха дошка та інше) відкинути проведення від людини; відтягнути його від провідників за сухий одяг або попередньо одягнувши діелектричні рукавички; перекусити проведення гострозубцями з діелектричними ручками.

При поразці струмом дуже часто смерть буває клінічної ("мнимої"), тому ніколи не слід відмовлятися від допомоги потерпілому й уважати його мертвим через відсутність подиху, серцебиття, пульсу. Смерть може констатувати тільки лікар, тому допомога необхідно робити до його прибуття.

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо в потерпілого відсутнє свідомість, подих, пульс, шкірний покрив синюшний, а зіниці широкі, то можна вважати, що наступила клінічна смерть і негайно приступати до штучного дихання по способі “з рота в рот” і зовнішнього масажу серця. Якщо потерпілий перебуває в несвідомому стані, необхідно спостерігати за його подихом й у випадку порушення подиху через западання мови висунути нижню щелепу вперед, взявшись пальцями за її кути, і підтримувати її в такому положенні, поки не припиниться западання мови.

У жодному разі не можна дозволяти потерпілому рухатися, а тим більше продовжувати роботу, тому що відсутність видимих важких ушкоджень ще не виключає можливості наступного погіршення його стану. Тільки лікар може вирішити питання про стан потерпілого.

У жодному разі не можна заривати потерпілого в землю, тому що це принесе тільки шкоду й приведе до втрат дорогих для його порятунку хвилин.

У випадку неможливості виклику лікаря на місце події необхідно забезпечити транспортування потерпілого в найближчу лікувальну установу. Перевозити потерпілого можна тільки при задовільному подиху й стійкому пульсі. Якщо стан потерпілого не дозволяє його транспортувати, необхідно продовжувати надавати допомогу.

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За даними досліджень підбрали мультизональної VRF систем кондиціонування повітря готелів, що включає розрахунок процесів кондиціонування повітря: вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; обґрунтування вибору.

Використовуючи данні дослідження дозволило підібрати систему кондиціонування для готелю, що дозволяє підтримувати параметри повітря.

За даною програмою розрахунку можливо визначити яке обладнання треба підібрати. Наприклад, визначити залежність величини тепло припливів та потужності повітрянагрівача (нагрів до 23 С) від температури повітря, яке подається.

Враховуючи шляхи підвищення ефективності систем кондиціонування повітря для виставкового комплексу отримано, що економію енерговитрат можна отримати, використовуючи Daikin, модель REYHQ-P (макс. енергоефективність і рекуперація тепла). Унікальні режими Daikin забезпечили максимальну економію при загальній високій потужності кондиціонера. За рахунок модифікації зовнішніх блоків VRF III була досягнута найвища ступінь енергоефективності, як сезонної, так і загальної.

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарева Н.В. П.Г.Красномовець Оптимізація енерго- та ресурсозберігаючої системи охолодження плодоовочесховищ Збірник наукових праць Міжнародної науково-технічної конференції– 2001. (Додаток до журналу «Холодильна техніка і технологія»). – С.25–28.
2. Липа О.І. Основи теорії та сучасні технології обробки повітря. – Одеса 2010: ОГАХ - 609 с.
3. Перепека В.И., Жихарева Н.В. Розрахунок систем кондиціонування та вентиляції. Одеса: «ТЕС», 2014. – 340 с.
4. Жихарева Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодоовочесховища// Холодильна техніка і технологія . – 2014. – № 2 (148) – С. 11–15
5. Жихарева Н.В. Методика розрахунку систем кондиціонування повітря басейнів. / Холодильна техніка і технологія. – 2015. №51(4). С.12–17.
6. Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ. // Холодильна техніка і технологія.– 2012. – №5(139). - С.16-20.
7. Жихарева Н.В.Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря. Навчальний посібник.-: О: ТЕС, 2016.- 170 с + додатки с.
- 8.Zhikhareva N. Modeling of energy effvient air condition // N.V Zhikhareva. / The scientific method. Poland – 2017. – No. 3. – P. 3–6.
9. Zhikhareva N. Optimization of conditionsng system for fremises with non stasionari heat exchanger // N.Zhikhareva. / Norwegian Journal of development of the International Science 2017. Vol. 2. No 5. P. 94–99.
10. Жихарева Н. В. Математичне моделювання нестационарного теплообміну приміщень]// Н. В. Жихарева, М. Г. Хмельнюк / Холодильна техніка та технологія. 2016. – Том 52, випуск 6. – С. 75–79.

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Asheville, North Carolina: National Climatic Data Center, U.S. Department of Commerce. Test Reference Year (TRY), tape reference manual, TD9706. 1976, vol. 86

12. Asheville, North Carolina: National Climatic Data Center, U.S. Department of Commerce. Test Reference Year (TRY), tape reference manual, TD9706. 1976, vol. 50-100

13. ISO 159274:2005. Hygrothermal performance of buildings — Calculation and presentation of climatic data — Part 4: Hourly data for assessing the annual energy use for heating and cooling, 2005. vol. 50 Zhang Q., Huang J., Lang S. Development of typical year weather data for Chinese locations. ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.

14. Lund H. Short Reference Years and Test Reference Years for EEC countries. Thermal Insulation Laboratory, Techn. Univ. of Denmark. Final report EUR 10208 EN, 1985. vol. 125

15. Targo Kalamees and Jarek Kurnitski. Estonian test reference year for energy calculations. Proceedings of the Estonian Academy of Sciences. Engineering. 2006, March, vol. 12, No. 1.

16. Thevenard D.J. and Brunger A.P. The Development of Typical Weather Years for International Locations: Part I, Algorithms, and Part II: Production, ASHRAE Transactions, 2002, vol. 108, No. 2.

17. Tammelin T. and Erkio E. Energialaskennan saatiedot — suomalaisen testivuosi. Report 1987: No. 7, Ilmatieteen laitos, Helsinki, 1987. vol. 150

18. Lam J.C., Hui S.C.M. and Chan A.L.S. A statistical approach to the development of a typical meteorological year for Hong Kong. Architectural Science Review, 1996, vol. 39, No. 4.

19. Кобзарь А.И. Прикладная математическая статистика. — М.: Физматлит, 2006. С. 49-50.

20. Santamouris M., Argiriou A. Passive cooling of buildings: Results of the PASCOOL program. International journal of solar energy, 1997, vol. 19, No. 1-3.

					БКВ04. 004. 000 ДІІ ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

21. Harriman L.G., Colliver D.G., and Quinn Hart K. 1999. «New weather data for energy calculations», ASHRAE Journal, vol. 41, No. 3.

22. Жихарєва Н. В. Шляхи підвищення енергоефективності багатозональних VRF систем кондиціонування повітря. - Холодильна техніка та технологія, 2017. - Том 53, вип. 3. - С. 26-30

Інформаційні ресурси

1. <http://www.veza.com.ua>
2. http://www.abok.ru/for_spec/
3. http://vent.prok.ua/conditioners_14.html
4. <http://www.wvp.com.ua>
5. http://www.c-o-k.ru/market_news

<http://www.mir-klimata.com>

					БКВ04. 004. 000 ДП ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПРОЕКТ СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ ПОВІТРЯ ГОТЕЛЮ «АКВАРІУМ» М. ОДЕСА З БОМБОСХОВИЩЕМ

Виконав студент : .

Дубенко В'ячеслав Сергійович

Керівник : Жихарєва Наталія Віталіївна

У даній дипломній роботі йде мова про проект системи кондиціювання повітря для готелю з розробкою мультизональної VRF-системи .

Результатом аналізу та розрахунку процесів кондиціювання повітря здійснено вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; розробкою мультизональної VRF системи обґрунтування та аналізування вибору і підбіру обладнання для системи кондиціювання повітря для готелю .

✘ Мета роботи та задачі дослідження.

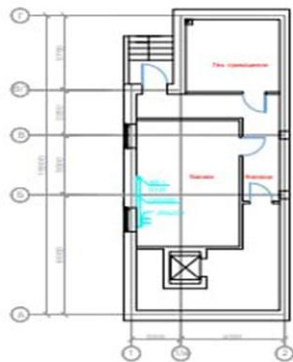
Метою даної роботи є системи кондиціювання повітря з перемінною витратою холодоагенту для готелю.

✘ Методи дослідження.

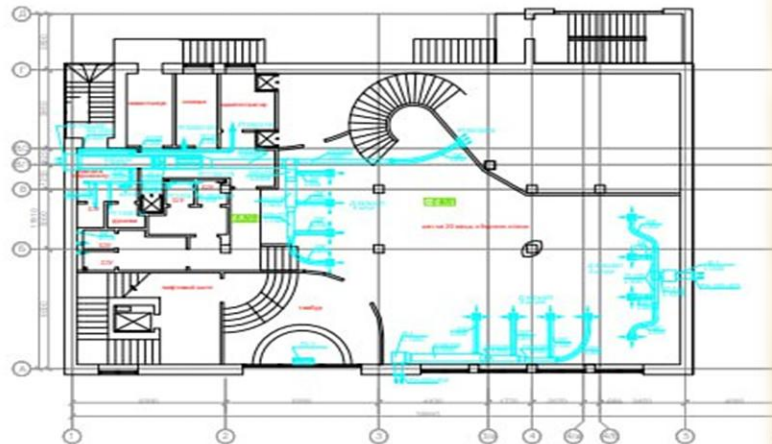
Чисельні методи оптимізації, проектування в середовищі AutoCad.

ПЛАН 3 РОЗВОДКОЮ ТРУБОПРОВОДІВ

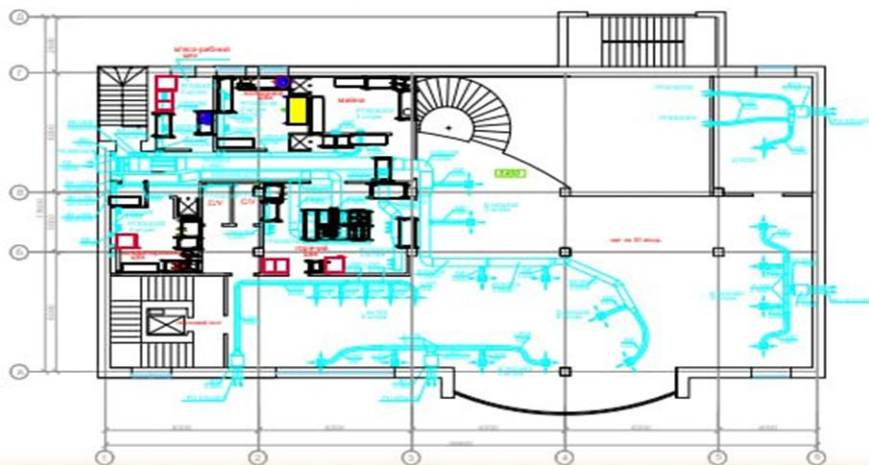
План підвалу на відк. -2.800



План на позначці 0,000



План на позначці 3,600



Бомбосховища готелю

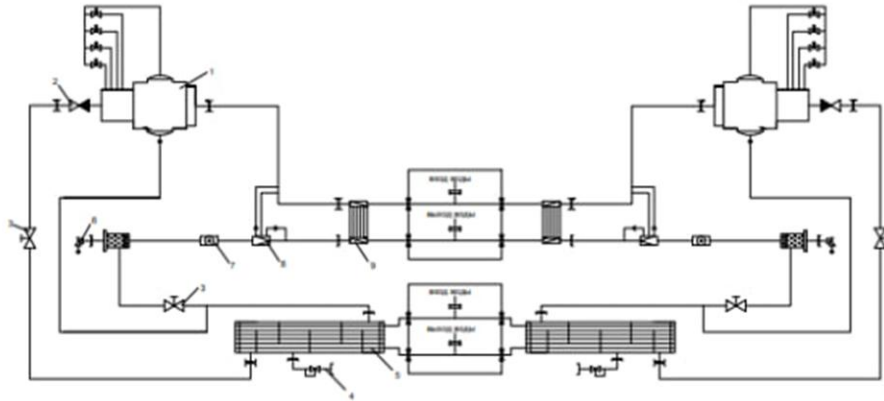


Чисте повітря - найневід'ємніша складова комфортного життя.

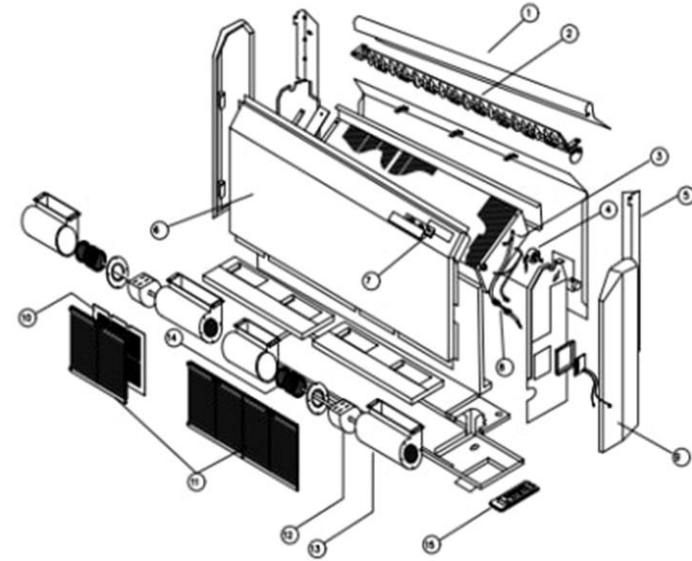
Від його якості дуже залежить: настрій, самопочуття, а в результаті і здоров'я гостей готелю.



СХЕМА ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

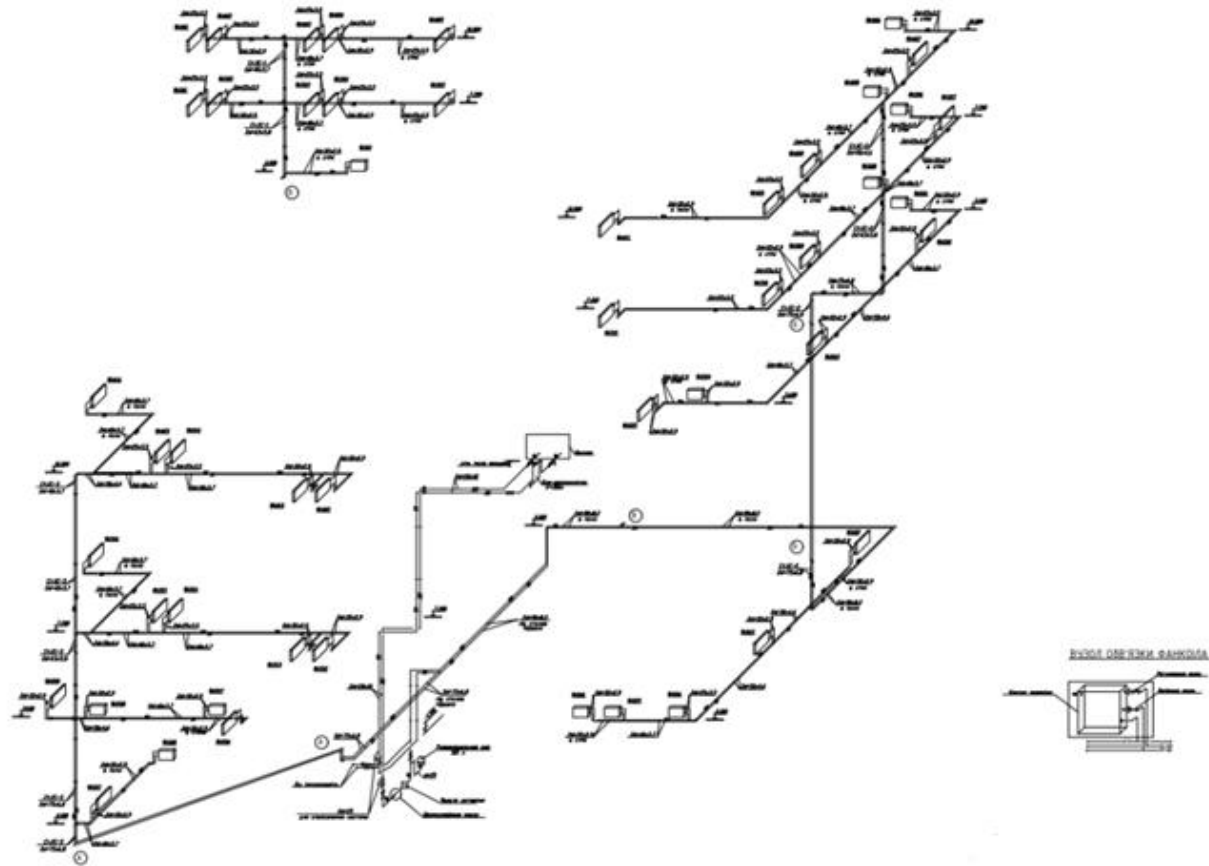


Поз.	Назва елемента
1	Компресор
2	Зворотний клапан
3	Заприний вентиль
4	Заповнений клапан
5	Конденсатор
6	Заприний вентиль
7	Охолодує сито
8	Розширювальний вентиль
9	Випарник



Поз.	Назва елемента
1	Жалюзі
2	Направні лопатки
3	Теплообмінник
4	Прибір напрямачи лопаток
5	Кріплення
6	Передня панель корпусу
7	Індикаторна панель
8	Трубопровід
9	Бічна панель корпусу
10	Фільтр
11	Решітка
12	Прибір вентиляторів
13	Корпус вентиляторів
14	Розподільний вентилятор
15	Пушт дистанційного управління

АКСОНОМЕТРИЧНА СХЕМА ТРУБОПРОВОДУ



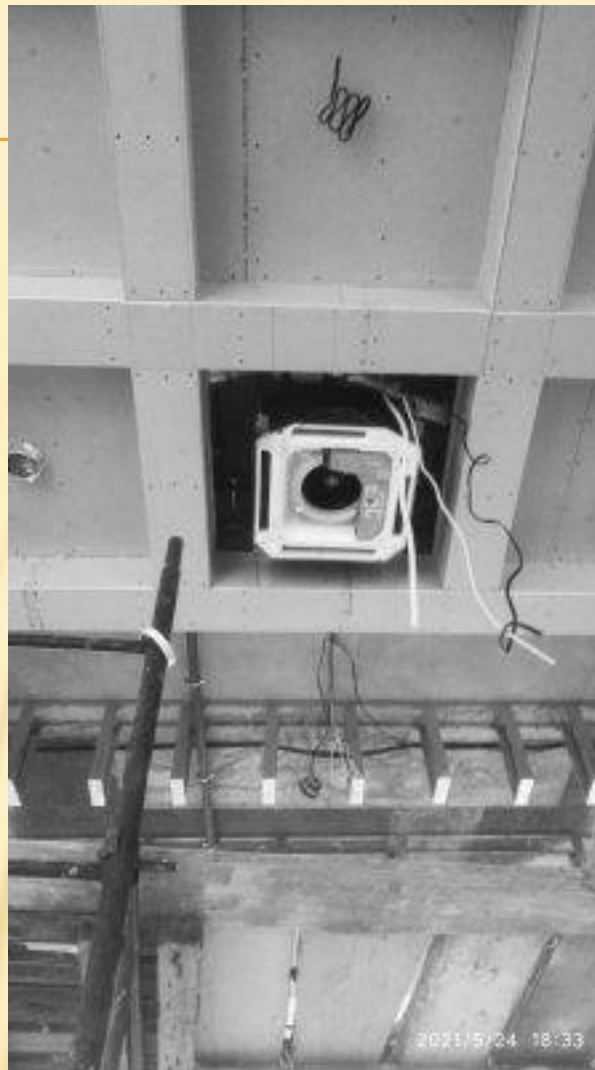
Мультizonальна система повністю автоматична та регулює енергоспоживання залежно від потреби, що надходить від внутрішніх блоків та зовнішніх температур. Це і є особливість vrf-систем. Існують два основні типи мультizonальних систем. Перший забезпечує тільки охолодження або нагрівання в один момент часу, це означає, що всі зони або охолоджуються, або нагріваються. Другий тип системи дозволяє одночасно охолоджувати та нагрівати.

Відмінність vrv і vrf системи зовсім незначне. Компанії випускають агрегати з різним числом блоків і протяжністю трубопроводів. Системи також відрізняються управлінням, експлуатаційним терміном і надійністю.

*У дипломному проекті передбачається прийняти систему кондиціонування житлових номерів з розробкою мультizonaльної VRF-системи готелю .
У такий спосіб для кондиціонування готельного комплексу пропонується використати систему кондиціонування повітря, що представляє собою набір наступних елементів: -зовнішній блок ; – касетний внутрішній блок (потолочний); – настінний внутрішній блок : ;*



Зовнішній блок спліт системи



Касетний блок (монтаж)



Внутрішній блок настінного кондиціонера в номері готелю

Плюси VRF системи: -гнучке проектування завдяки великій наявності внутрішніх блоків.

-Системи постійно забезпечують комфортність температурного рівня.

-Немає перепадів температур, які не виключені при використанні звичайних кондиціонерів і VRV, і VRF досить економні не тільки по монтажу, але і по експлуатації.

- Інверторне керування легко підлаштовує зовнішні блоки під мінливі навантаження.

-Безшумність компактних блоків. Повна автоматизація -максимальна довжина трубопроводів - 165-ти метрів, що доводить різниці рівнів монтажу різних блоків до 90 метрів, а внутрішніх - до 15-ти метрів.

ВИСНОВКИ

За даними розрахунками підібрав мультизональну VRF систему, кондиціонування повітря в готелі «Чорне море», підбір та аналіз включає розрахунок процесів кондиціонування повітря: розрахунок параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; обґрунтування вибору. Проаналізувавши використані данні розрахунку вирішено підібрати систему кондиціонування для готелю, що дозволяє підтримувати потрібну температуру і комфорт в готелі. За програмою розрахунку можливо визначити яке обладнання порібно підібрати. Наприклад, визначити залежність величини теплоприпливів та потужності повітрянагрівача (нагрів до 23 С) від температури повітря, яке подається. Було показано параметри старої СКП, та параметри нової СКП, яка була запропонована в якості модернізації дійсної установки кондиціонування повітря для підвищення комфортності готелю. Також порівняно характеристики фірм виробників VRF систем та вибрана найбільш перспективна установка фірми daikin. За допомогою запропонованої СКП автоматично підтримуються витрата холодоагенту та регулюються задані параметри мікроклімату готелю.. При цьому чим більше коло підтримки і регулювання параметрів, тим більше їх наближеність до оптимальних заданих параметрів повітря в приміщенні.