

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і  
вентиляції повітря»

Група: БКВ-05

# **Дипломний проєкт**

**здобувача освіти денного відділення**  
**БКВ 05. 0000. 009 ДП**

**ДИМИТРОВА ЯРОСЛАВА**  
**ГЕННАДІЙОВИЧА**

**м. Одеса - 2024 р.**

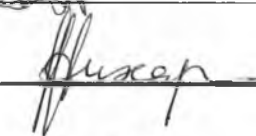
Спеціальність 142  
«Енергетичне машинобудування»  
ОП: «Системи кондиціювання і  
вентиляції повітря»  
Група БКВ-05

## ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА БКВ 05. 009. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:  
«Проект системи кондиціювання повітря виставкового комплексу  
бізнес- центру площею 400 м. кв. з використанням фонтану для  
охолодження конденсаторів холодильних установок, м. Одеса»

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

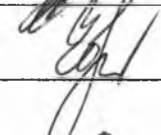
Дипломник  (Димитров Я.Г.)

Керівник проекту  (Жихарева Н.В.)

**Консультанти:**

з економічної частини  (Катан В.П.)

з будівельної частини  (Волянська С.В.)

з охорони праці  (Чорновол Н.І.)

по дотриманню  
вимог ЄСКД  (Волянська С.В.)

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

Завідуючий відділенням  (Бригадир Л.Г.)

Захист " 28 " 06 2024 р. Протокол ЕК № 02 БКВ

Оцінка ЕК 3 (задовільно)

Секретар ЕК  Хоцяновський С.Ю.

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

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

Затверджую  
Заступник директора з НВП  
\_\_\_\_\_ Беркань Іг.В.  
“20” лютого 2024 р.

**ЗАВДАННЯ**

**ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУВАННЯ**

Прізвище, ім'я та по батькові: Димитров Ярослав Геннадійович  
Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»

Вихідні дані для проекту: температура літня 30 °С  
відносна вологість повітря літня 50 %

Тема дипломного проекту: «Проект системи кондиціонування повітря виставкового комплексу бізнес- центру площею 400 м. кв. з використанням фонтану для охолодження конденсаторів холодильних установок, м. Одеса»

Стверджена наказом по коледжу від «02» 11 2023 р. № 244-А2-ОД  
Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

**Вступ**

**1. Загальна частина**

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

**2. Розрахунково-конструкторська частина**

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

**3. Організаційна частина**

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

**4. Економічна частина**

**5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях**

## 6. Використана література

### Графічна частина

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

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціювання і вентиляції повітря

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

Графічний Аркуш 4. Технічне креслення обладнання

### Графік виконання проекту

Зміст	Термін виконання
1. Загальна частина	29 - 31.05.2024
2. Розрахунково-конструкторська частина	01 - 07.06.2024
3. Організаційна частина	08 - 09.06.2024
4. Аркуш 1, 2	10 - 11.06.2024
5. Економічна частина	12 - 14.06.2024
6. Аркуш 3, 4	15 - 17.06.2024
7. Організаційна частина	18.06.2024
8. Охорона праці	19.06.2024
Попередній захист	20.06.2024
Захист дипломного проекту	28 - 30.06.2024

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні кафедри енергетичного машинобудування

Протокол № 2 від “13” вересня 2023 р.

Завідувач кафедруо \_\_\_\_\_ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту \_\_\_\_\_ ( . )

**Димитров Я.Г.** - «Проект системи кондиціонування повітря виставкового комплексу бізнес- центру площею 400 м. кв. з використанням фонтану для охолодження конденсаторів холодильних установок, м. Одеса»

**Керівник викладач - доцент, к.т.н. Жихарєва Наталія Віталіївна:**

### **АНОТАЦІЯ**

Кваліфікаційна робота складається з: 79-сторінок тексту, 15-рисунка, 10-таблиць, 15 посилання на літературні джерела.

У даній кваліфікаційній роботі йде мова про дослідження та розробку підвищення ефективності системи кондиціонування повітря виставкового комплексу бізнес- центру площею 400 м. кв. з використанням фонтану для охолодження конденсаторів холодильних установок, м. Одеса. Це основна задача, яка полягла в основу написання цієї роботи.

В роботі проведений розрахунок процесів кондиціонування повітря: вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; обґрунтування вибору і підбір обладнання для систем кондиціонування повітря

**Ключові слова:** системи кондиціонування, центральна система, параметри повітря, теплопритоки, вентиляція

### **ANNOTATION**

The qualification work consists of: 79 pages of text, 15 figures, 10 tables, 15 references to literary sources.

This scientific work is about the research and development of improving the efficiency of the multi-zone air conditioning system at non-stationary thermal regimes of the urea production shop of the Odesa Port Plant. This is the main task that formed the basis of writing this work.

In the work, the calculation of air conditioning processes is carried out: the selection of calculation parameters of internal and external air; calculation of heat inflows and moisture inflows; justification of the choice and selection of equipment for air conditioning systems of a complex multi-zone system.

Key words: air conditioning systems, central system, air parameters, heat flows, ventilation

## ЗМІСТ

1 ВСТУП.....	3
2 ВИКОРИСТАННЯ ДЕКОРАТИВНИХ ФОНТАНІВ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ КОНДЕНСАТОРІВ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК .....	8
3 РОЗРАХУНКУ ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ .....	14
4.ПРОЄКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ ... ..	25
5. РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ.....	29
6.РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРУ .....	46
7 АВТОМАТИЗАЦІЯ .....	50
8 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТУ .	55
9. ОХОРОНА ПРАЦІ ... ..	65
ВИСНОВКИ.....	77
ЛІТЕРАТУРА.....	78

					<i>БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>					<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>					1	83	
<i>Реценз.</i>					<i>Розрахунково- пояснювальна записка</i>		
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>							

## ВСТУП

Для вибору комплексу обладнання систем забезпечення мікроклімату в громадських об'єктах, що експлуатуються доцільно проводити відповідне математичне моделювання з відповідним обладнанням.

Метою даного проекту з використанням фонтану для охолодження конденсаторів є вибір такого набору кліматичного обладнання, який дозволить:

- забезпечити необхідні параметри мікроклімату в виставковому залі, які кондиціонуються в умовах максимальних теплоприпливів влітку і максимальних тепловтрат взимку;
- забезпечити високу енергетичну ефективність при невеликій тепловій навантаженні.

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

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

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

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 холодо- і теплопостачання, автоматики, дистанційного керування і контролю.

Центральні системи кондиціонування повітря володіють наступними перевагами:

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

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

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

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2. ВИКОРИСТАННЯ ДЕКОРАТИВНИХ ФОНТАНІВ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ КОНДЕНСАТОРІВ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Декоративні фонтани, які використовуються для охолодження води, можуть бути виконані за трьома схемами (рис. 1). Неважко помітити, що схеми 1 і 2 виходять зі схеми 3, тому при розгляді завдання в загальному вигляді вона буде розрахунковою.

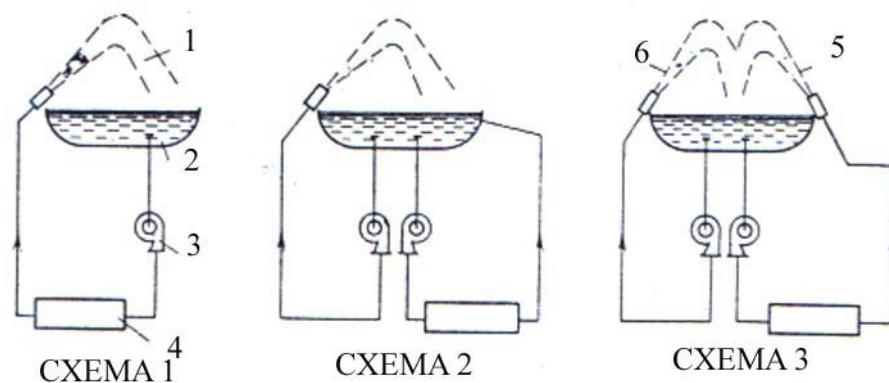


Рис.1 Застосування фонтанів

1 – струї; 2 – фонтан; 3 – насос; 4 – конденсатор;

5 – робочі струї; 6 – декоративні струї.

Основною метою теплового розрахунку фонтану є визначення температури води в його чаші, що можна зробити після аналізу наступних складових теплового балансу фонтану: теплового навантаження від конденсатор-торів холодильних машин і від циркуляційних насосів, від сонячної радіації, охолодження води за рахунок тепло- і масообміну (в струменях і з поверхні чаші).

Крім того, потрібно враховувати акумулюючі здатність води в чаші фонтану та її вплив на добовий хід температури охолодженої води.

Охолодження води за рахунок тепло- і масообміну в струменях є найбільш складну задачу. Для вирішення її зручно використовувати безрозмірний коефіцієнт ефективності теплообміну струменів

									Арк.
									8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ				

$$\eta = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{t_{w1} - t_{вп}}, \quad (1)$$

де  $t_{w1}$  - температура води, що подається до насадку, ° С;

$t_{w2}$  - температура охолодженої води в кінці струменя, ° С;

$t_{вп}$  - температура зовнішнього повітря по вологому термометру, ° С.

При проектуванні фонтанів найбільшого поширення набули струменя, утворені циліндричними насадками.

В результаті теоретичних за визначенням коефіцієнта ефективності теплообміну струменів отримана наступна залежність:

$$\eta = \frac{\eta_0}{1 + C\eta_0}, \quad (2)$$

де  $\eta_0$  - коефіцієнт ефективності окремої струменя.

Рішення диференціального рівняння тепло- і масообміну між повітрям і водою струменя дозволило отримати формулу для визначення коефіцієнта ефективності окремої циліндричної струменя

$$\eta_0 = 1 - e^{-k \frac{G_n}{d_n^m}}, \quad (3)$$

де  $G_n$  - витрата води через насадок, л / сек;

$d_n$  - діаметр насадка, м;

$k$ ,  $n$ ,  $m$  - чисельні коефіцієнти, величини яких залежать від режиму розпаду струменя.

Для визначення величини  $C$  встановлена залежність

$$C = 555 \frac{B}{\sqrt{0,36 + 0,212w^2}} \cdot \frac{l}{h}, \quad (4)$$

де  $B$  - щільність зрошення, м<sup>3</sup> / (м<sup>2</sup> с);

$w$  - розрахункова швидкість вітру, м / сек;

$l$  - довжина чаші фонтану в напрямку переважаючого вітру, м;

$h$  - висота струминного обсягу фонтану, м.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

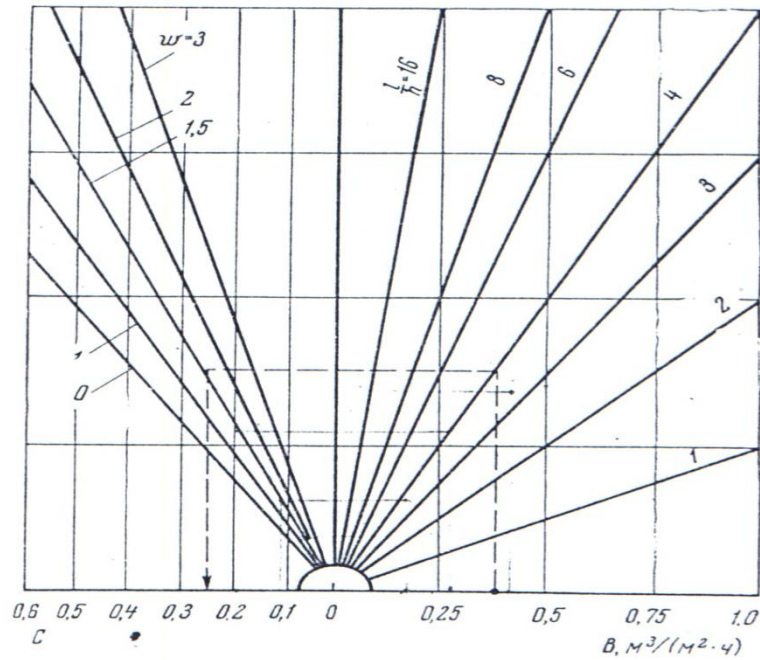


Рис. 2. График для определения величины С

Вирази (1) - (4) дозволяють аналітично визначати коефіцієнт ефективності теплообміну струменів. При практичних розрахунках величин С може бути визначена з графіка (рис. 2), побудованого за формулою (4), а величина коефіцієнта ефективності теплообміну струменів - з графіка (рис.3), побудованого за виразом (2).

Якщо скласти рівняння теплового балансу фонтану, то з нього можна отримати диференціальне рівняння температури води в його чаші  $t_{\text{ч}}$ :

$$\frac{dt_{\text{ч}}}{d\tau} - f(\tau)t_{\text{ч}} = \psi(\tau), \quad (5)$$

де  $\tau$  – час

$$f(\tau) = \frac{L_p \eta_p + L_o \eta_o}{V} + \frac{AF}{\rho c V}; \quad (6)$$

$$\psi(\tau) = \frac{1 - \eta_p}{\rho c V} Q_{\text{кон}} + \frac{F}{\rho c V} q_{\text{рад}} + \left( \frac{L_p \eta_p + L_o \eta_o}{V} + \frac{AF}{\rho c V} \right) t_{\text{вл}}. \quad (7)$$



$F$  - горизонтальна поверхня чаші фонтану,  $m^2$ ;

$Q_{\text{кон}}$  - теплове навантаження від конденсаторів, кВт;

$q_{\text{радий}}$  - сонячна радіація, поглинання водною поверхнею чаші фонтану, Вт / ( $m^2$ );

$\eta_p, \eta_d$  - коефіцієнти ефективності теплообміну робітників і декоративних струменів.

Величина  $A$ , що характеризує ефективність охолодження води за рахунок тепло- і масообміну з водної поверхні чаші фонтану, визначається за формулою

$$A = 20,4 (1 + 0,0621 w) \text{ кВт / год}, \quad (14)$$

де  $w$  - розрахункова швидкість вітру, м / сек.

Для кожної точки з заданим  $t_{\text{ч}}$  і  $t$  легко можна знайти напрямок дотичних до шуканої кривої температури води в чаші. Лінії, у яких напрямок дотичних всюди збігається з напрямком поля, і являють собою рішення диференціального рівняння (5).

Оборотну воду існуючих і знову проєктованих декоративних фонтанів доцільно використовувати для охолодження конденсаторів холодильних машин або в деяких випадках для безпосереднього охолодження повітря в поверхневих повітроохолоджувачах систем кондиціонування повітря.

Запропонований метод теплового розрахунку фонтану враховує динаміку теплового навантаження від систем кондиціонування, поглинену водою сонячну радіацію, час роботи декоративних і робочих струменів, що акумулює здатність води чаші фонтану та зміна параметрів зовнішнього повітря. Метод дозволяє визначити добовий хід температури охолодженої води, аналізувати тепловий режим фонтану і вибирати оптимальний варіант роботи струменів по годинах доби.

Середньодобова температура води в чаші фонтану при одній і тій же тепловим навантаженням на нього залежить від часу роботи струменів і не залежить від акумулюючої здатності води чаші. Акумулююча здатність води

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

чаші фонтану дозволяє при необхідності зрушувати між собою час роботи струменів і холодильної станції і знижувати амплітуду коливань температури охолодженої води.

Основне охолодження оборотної води фонтану відбувається за рахунок тепло- і вологообмін в струменях. Інтенсивність охолодження їх характеризується безрозмірним коефіцієнтом ефективності теплообміну (2), величина якого завісіст від режиму розпилювання, витрати води, діаметра насадков, щільності зрошення, швидкості вітру, висоти струминного обсягу і довжини фонтану у напрямку вітру.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

#### 3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б :

- барометричний тиск -  $P = 970$  мм. рт. стовпа;
- ентальпія зовнішнього повітря -  $h = 62$  кДж/кг;
- температура зовнішнього повітря -  $t = 28,6$  °С;
- розрахункова швидкість руху повітря -  $3,3$  м/с.

Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря.

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

- температура повітря у приміщенні влітку -  $t_{п} = 23$ °С;
- температура повітря у приміщенні взимку -  $t_{п} = 20$ °С;
- відносна вологість повітря у приміщенні влітку -  $\varphi_{п} = 60\%$ ;
- відносна вологість повітря у приміщенні взимку -  $\varphi_{п} = 50\%$ ;
- амплітуда добових коливань температури  $\Delta t = 10,7$ °С.

#### 3.2 Розрахунок надходження теплоти в приміщення

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

$$Q = Q_{огр} + Q_{інф} + Q_{т}, \text{ Вт}, \quad (3.1)$$

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

Надходження тепла через зовнішні непрозорі огороження в контрольній роботі визначається за спрощеним інженерним методом [11].

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаються рівнянням:

$$Q_{\text{огор}} = Q_{\text{кр}} + Q_{\text{н.ст}} + Q_{\text{в.}} + Q_{\text{ост}} = 6963.9 \text{ Вт}, \quad (3.2)$$

де

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

$Q_{\text{н.ст}}$  - кількість теплоти, що надходить крізь тримальні конструкції, Вт;

$Q_{\text{в}}$  - кількість теплоти, що надходить крізь внутрішні огороження, Вт;

$Q_{\text{ост}}$  - кількість теплоти, що надходить крізь засклені поверхні (вікна), Вт.

### 3.3. Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом

#### 3.3.1. Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження

Теплоприпливи через покрівлю визначають за формулою:

$$Q_{\text{кр}} = k_1 \cdot k_{\text{кр}} \cdot F_{\text{кр}} \cdot \theta_{\text{кр}}, \text{ Вт}, \quad (3.3)$$

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

$k_{\text{кр}}$  – коефіцієнт теплопровідності покрівлі, [Вт/(м<sup>2</sup>·К)];

$F_{\text{кр}}$  – площа горизонтальної проекції покрівлі, [м<sup>2</sup>];

$\theta_{\text{кр}}$  – умовний температурний напір між зовнішнім повітрям і повітрям у приміщенні.  $\theta_{\text{кр}} = f(t_3, t_3 - t_{\text{в}}, \Delta t_{\text{с}}, \text{м.огр.})$ ; є складною функцією і визначається за таблицями в залежності від основних величин таблиця 1 [11].

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаємо за формулою:

$$Q_{\text{н.с}} = k_{\text{ст}} \cdot a \cdot (F_{\text{с}} + 0,5 \cdot F_3) \cdot \theta_{\text{ст}}, \text{ Вт}, \quad (3.4)$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

де

$k_{ст}$ - коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни, [Вт/(м<sup>2</sup>·К)];

$a = 0,7...0,9$ –коефіцієнт, що враховує затінення верхнього поверху стіни виступаючою покрівлею;

$F_c$  – площа зовнішніх стін, освітлюваних сонцем, крім північної, [м<sup>2</sup>];

$F_з$  – площа затінених стін, включаючи північну, [м<sup>2</sup>];

$\theta_{ст}$  - умовний температурний напір через стіну між зовнішнім повітрям і повітрям у приміщенні.  $\theta_{ст} = f(t_n, t_n - t_b, \Delta t_c, \text{м.огр.}, \text{колір.стін.})$ ,

### 3.3.2 Надходження теплоти через внутрішні огородження

Теплоприпливи через внутрішні перегородки і міжповерхові перекриття, що відокремлюють приміщення, які кондиціонують, від приміщень, які не кондиціонують, визначають за формулою:

$$Q_b = k_{в.ст} \cdot F_{в.ст} \cdot (t_{см.п} - t_n), \text{ Вт}, \quad (3.5)$$

де

$k$ -коефіцієнт теплопередачі перегородок або перекриттів.

Температура в суміжних приміщеннях, які не кондиціонуються приймається:

а)  $t_{см.п} = 0,5 \cdot (t_n + t_b)$ , [°C], - у суміжному приміщенні за малі збитки теплоти;

б)  $t_{см.п} \approx t_n$ , [°C], - у суміжному приміщенні за малих явних теплоприпливів;

в)  $t_{см.п} = t_n + \Delta t$ , [°C],- у суміжному приміщенні за великих явних теплоприпливів;

$\Delta t$  – приймають від 3 до 10°C.

Теплоприпливи  $Q_b$  розраховують у тих випадках, коли різниця температур складає більше 5°C.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Теплоприпливи через підлогу, що лежить на ґрунті або розташована над прохолодним підвалом, приймають рівними нулеві.

### 3.3.3 Надходження теплоти через засклені поверхні за рахунок сонячної радіації і теплопередачі

Теплоприпливи від сонячної радіації розраховують при температурі зовнішнього повітря більше 10 °С.

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

$$Q_{cp} = F \cdot [q_c \cdot k_{п} \cdot k_{заб} \cdot k_{зат} + k_o \cdot (t_3 - t_b)], \text{ Вт}, \quad (3.6)$$

де

$q_c$  - питомий тепловий потік внаслідок сонячної радіації (прямої та розсіяної) через чисте одинарне скло, [Вт/м<sup>2</sup>], визначається по таблиці 3.

$F$  – площа заскленої поверхні, що піддається прямій радіації, [м<sup>2</sup>];

$k_{п}$ ,  $k_{заб}$ ,  $k_{зат}$  – коефіцієнти, що враховують, відповідно, вплив плетінь і конструкцій заскленої поверхні [16], можливість забруднення,  $k_{заб} = 0.75$ , затінення шторами, маркізами і т.д.

Результати розрахунку зводимо до таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 - Теплоприпливи через зовнішні огородження

$Q_{кр}$	$Q_{н.с}$	$Q_{в}$	$Q_{cp}$	$Q_{огор}$
2916	414.7	147.8	3608.6	7087.1

### 3.4 Розрахунок вологовиділень від різних джерел

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Вологовиділення від людей

$$W_{л} = n \cdot w_{л}, \text{ кг/с} \quad (3.7)$$

де  $n$  – кількість людей у приміщенні;

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

$$W_{л} = 51 \cdot 0,0000463 = 0,00236 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$$

Визначаємо вологовиділення від вологого прибирання

$$W_{вл.у.} = \sigma F_{п} (d''_{п} - d_{п}) \cdot 0,1, \text{ кг/с } \Phi \quad (3.8)$$

де  $\sigma$  - коефіцієнт вологообміну, кг/(м<sup>2</sup>·с).

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^в} = \frac{\alpha}{c_p^{с.в.} + c_p^п \cdot d_{ср}}, \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)} \quad (3.9)$$

$$\sigma = \frac{8}{1,006 \cdot 10^3 + 1,86 \cdot (8.8 + 17.3) / 2} = 0,0084 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

де  $c_p$  – ізобарна теплоємність, [кДж/кг·К];

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

$$W_{вл.у.} = 0,0084 \cdot 92,4 \cdot (17.3 - 8.8) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 0,385 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с,}$$

$$Q_{вл.у.}^{скр} = r \cdot W_{вл.у.}, \text{ (Вт)}, \quad (3.10)$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $r$  - прихована теплота пароутворення.

$$r = r_0 - 2,3 \cdot t_w^M, (\text{кДж/кг}) \quad (3.11)$$

де  $t_w^M$  - температура повітря у приміщенні за мокрим термометром.

$$r = 2500 - 2,3 \cdot 16,2 = 2461 \text{ (кДж/кг)},$$

$$Q_{\text{вл.у.}}^{\text{скр}} = 2461 \cdot 10^3 \cdot 0,385 \cdot 10^{-3} = 949 \text{ Вт.}$$

Вологовиділення від їжі:

Кількість вологи, що випаровується з їжі, яка остигає, визначається по величині прихованих теплоприливів, умовно прийнятих рівними явним, по формулі:

$$W_{\text{їжі}} = \frac{K \cdot g \cdot c_{\text{cp}} \cdot (t_n - t_k) \cdot n}{\tau \cdot \left( 2500 + 1,8 \cdot \frac{t_n + t_k}{2} \right)} \quad (3.20)$$

де  $K$  – понижуючий коефіцієнт, який враховує наявність на їжі жирової плівки, яка заважає випаровуванню вологи. Приймаємо  $K = 0,34$ ;

$g$  – середня вага усіх страв на одного відвідувача; приймаємо  $g=0,85$  кг;

$c_{\text{cp}}$  – середня теплоємність їжі, приймаємо  $c_{\text{cp}}=3,35$  кДж/(кг °С);

$t_n$  – температура їжі, яка поступає в обідній зал, приймаємо  $t_n=70$  °С;

$t_k$  - температура їжі в момент вживання, приймаємо  $t_k=40$  °С;

$n$  – число посадкових місць в залі;

$\tau$  – тривалість прийняття їжі одним відвідувачем, для ресторану  $\tau = 1$  год.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_{\text{іжсі}} = \frac{0,34 \cdot 0,85 \cdot 3,35 \cdot (70 - 40) \cdot 51}{1 \cdot \left( 2500 + 1,8 \cdot \frac{70 + 40}{2} \right)} = 0,5699 \text{ кг / год} = 1,58 \cdot 10^{-4} \text{ кг / с}$$

Визначаємо повне вологовиділення:

$$W_{\text{пол}} = W_{\text{л}} + W_{\text{вл.у.}} + W_{\text{іжсі}}, \text{ кг/с} \quad (3.12)$$

$$W_{\text{пол}} = 0,00236 + 0,000386 + 0,000158 = 0,00290 \text{ кг/с}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.13)$$

$$\varepsilon = \frac{26,115}{2,9 \cdot 10^{-3}} = 9005 \text{ кДж/кг}$$

Визначаємо звичайну приховану теплоту:

$$Q_{\text{сх}} = Q_{\text{сх}}^{\text{л}} + Q_{\text{сх}}^{\text{вл.у.}} + Q_{\text{сх}}^{\text{іжсі}}, \quad (3.14)$$

$$Q_{\text{схр}} = 949 + 383 + 5807 = 7139 \text{ Вт}$$

Визначаємо загальну явну теплоту

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{пов}} - Q_{\text{сх}} \quad (3.15)$$

$$Q_{\text{явн}} = 26115,8 - 7139 = 18\,976 \text{ Вт}$$

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

$$G_1 = \frac{Q_{\text{пов}}}{h_e - h_n}, \text{ кг/с} \quad (3.26)$$

$$G_1 = \frac{26,11}{45 - 37,5} = 3,48 \text{ кг/с,}$$

$$G_2 = \frac{Q_{\text{явн}}}{c_p \cdot \Delta t}, \text{ кг/с} \quad (3.17)$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_2 = \frac{18,9}{1,006 \cdot 5} = 3,75 \text{ кг/с}$$

$$G_3 = \frac{W_{нов}}{d_g - d_n}, \text{ кг/с} \quad (3.19)$$

$$G_3 = \frac{0,0029}{(8.8 - 7.6) \cdot 10^{-3}} = 2,41 \text{ кг/с.}$$

Обираємо  $G = 3,78 \text{ кг/с}$ .

Результати розрахунку решти приміщень зведені до таблиці 3.3

Таблиця 3.3 - Підсумки розрахунків теплоприпливів

Кімната	Сумарний теплоприплив (ЛІТО) $Q_{пов}$	Сумарне вологіділення (ЛІТО) $W_{пов}$	Сумарний теплоприплив (ЗИМА) $Q_{пов}$	Сумарне вологіділення (ЛІТО) $W_{пов}$	Тепло.вол харак-ка (ЛІТО)	Масова витрата повітря $G$
Зал	27116 Вт	0.00290 кг\с	20181 Вт	0,00456 кг\с	9005 кДж\кг	3,78 кг\с

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

Для побудови процесу в h-d діаграмі необхідно визначити тепловологісну характеристику.

Будуємо процес обробки повітря у СКП для теплої пори року.

Знаходимо на діаграмі точки Н та В, що відповідають стану зовнішнього та внутрішнього повітря. Після цього проводимо крізь точку В луч процесу за допомогою визначеної раніше величини тепловологісної характеристики процесу. Для визначення точки П, що характеризує стан припливного повітря, відкладаємо від точки В по лучу процесу  $\Delta t_{\text{роб}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ . Точка П' характеризує стан припливного повітря на виході з другого нагрівача та знаходиться на 1К нижче від точки П по лінії  $d=\text{const}$ . Для визначення положення точки О, яка відображує стан повітря на виході з камери зрошування опускаємося вниз із точки П по лінії  $d=\text{const}$  до перетину з лінією відносної вологості  $\phi=90\%$  (відрізок ОП' характеризує підігрів повітря у другому нагрівачі). Точка В' характеризує стан повітря, що виходить із приміщення, та знаходиться на 1К вище по лучу процесу від точки В.

Розрахунок тепловиділень від огороджуючих конструкцій

$$Q_{\text{огр}} = Q_{\text{ст}} + Q_{\text{ок}} + Q_{\text{пер}}, \text{ Вт} \quad (3.26)$$

$$Q_{\text{ст}} = k_{\text{ст}} F(t_{\text{н}} - t_{\text{в}}), \text{ Вт} \quad (3.27)$$

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

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

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$Q_{\text{пер}} = k_{\text{пер}} F_{\text{пер}} (t_{\text{нк}} - t_b), \text{ Вт} \quad (3.22)$$

де  $F_{\text{пер}}$  – площа перегородки,  $\text{м}^2$

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

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

$$Q_{\text{ок}} = F_{\text{ок}} \cdot k_{\text{ок}} (t_n - t_b), \text{ Вт}, \quad (3.23)$$

де  $F_{\text{ок}}$  – площа вікон,  $\text{м}^2$ ;

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

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

Розрахунок вологовиділень від різних джерел

Тепловиділення від людей.

$$Q^3 = Q^l, \text{ Вт} \quad (3.24)$$

Тепловиділення від освітлення

$$Q_{\text{осв}}^3 = Q_{\text{осв}}^l + Q_{\text{осв}}^{\text{местное}}, \text{ кВт} \quad (3.25)$$

Повний теплоприплив

$$Q_{\text{пол}} = Q^l + Q_{\text{осв}} + 0,4Q_{\text{огр}}, \text{ Вт} \quad (3.26)$$

Повний вологоприплив

$$W_{\text{пол}}^3 = W_{\text{пол}}^l, \text{ кг/с} \quad (3.27)$$

$$\Delta h_p = \frac{Q_{\text{пол}}^3}{G}, \text{ кДж/кг} \quad (3.28)$$

$$\Delta t_p = \frac{Q_{\text{пол}}^3 - Q_{\text{скр}}^l}{G \cdot c_p}, \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.29)$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.13)$$

$$\varepsilon = \frac{20,181}{0,00456} = 4425 \text{ кДж/кг}$$

Розрахунок решти приміщень зведено до таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 - Підсумки розрахунків тепловтрат.

Таблиця 3.3 - Підсумки розрахунків теплоприпливів

Кімната	Сумарний теплоприплив (ЗИМА)  $Q_{\text{пов}}$	Сумарне влаговід- ділення (ЗИМА)  $W_{\text{пов}}$	Тепло.вол харак-ка (ЗИМА)
Зал	20181 Вт	0.00456 кг\с	4425 кДж\кг

#### 4. ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Підбираємо сім припливних установок, що складаються з:

- фільтр;
- нагрівач
- шумоглушник;
- чиллер модель CGA –150 фірми TRAINE

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

Мета аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення полягає :

- 1) виборі діаметрів для круглих повітроводів і розмірів перетину для прямокутних повітроводів;
- 2) визначенні втрат тиску в системах, включаючи усмоктувальний і нагнітальний повітроводи.

При розрахунку систем розподілення повітря потрібне виконання таких умов:

- діаметри повітроводу (розміри перетинів) повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітроводах повинна бути в рекомендованих межах;
- швидкість повітря в магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися;
- діаметр будь-якої збірної ділянки повинен бути більше або дорівнювати діаметру підходящих до нього відгалужень.

По кожній розраховуваній системі задаємося такими вихідними даними:

- максимальна швидкість повітря, що допускає на окремих ділянках;
- конфігурація мережі й форма перетинів повітроводу;
- матеріал повітроводу;

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ

Арк.

25

#### 4.1. Розрахунок системи розподілу повітря

Вичерчуємо в аксонометрії аксонометричну схему магістрального повітроводу й розбиваємо його на ділянки. Для комфортного кондиціонування швидкості в магістральному повітроводі приймають до 8 м / с.

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L = \frac{G \cdot 3600}{\rho}, \text{ м}^3 / \text{год}$$

(4.1)

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

Для системи П2-П5:

$$L_2 = \frac{3600 \cdot 3,78}{1,2} = 11340 \text{ м}^3 / \text{г}$$

З урахуванням втрат через нещільності у системі повітророзподілу обладнання підбираємо за наступними об'ємними витратами:

для системи П2-П5:

$$L_2^n = 1,04 \cdot L_2, \text{ м}^3 / \text{г} \quad (4.2)$$

$$L_2^n = 1,04 \cdot 11340 = 11793,6 \text{ м}^3 / \text{г}$$

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#1} = \frac{L_2^n}{6} = 11793,6 / 6 = 1965,6 \text{ м}^3 / \text{с} \quad (4.4)$$

Задаємо швидкістю повітря  $v = 7 \text{ м} / \text{с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (4.5)$$

$$d = (548 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 7))^{0,5} = 0,166 \text{ м}$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо повітропровід діаметром:  $d=0,25$  м

Знайдемо площу перетину:

$$F=(\pi d^2)/4 \quad (4.6)$$

$$F=(3,14 \cdot 0,25^2)/4=0,049 \text{ м}^2$$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L/(F \cdot 3600) \quad (4.7)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 1965,6/(0,049 \cdot 3600)=11,14 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} = (11,4 \cdot 0,25)/0,0000156=182\,692, \text{ де } d_{\text{екв.}} = d \quad (4.8)$$

$\nu$  - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

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

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164/Re^{0,25} = 0,3164/182\,692^{0,25}=0,0141 \quad (4.9)$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в. факт.}}^2}{2} = (1,2 \cdot 11,14^2)/2=76,2 \quad (4.10)$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{екв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} = (0,0141/0,25) \cdot 76,2=0,27 \quad (4.11)$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$\Delta p_l = R \cdot l = 0,27 \cdot 2,3 = 0,62 \quad (4.12)$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_\xi = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} = 17 \quad (4.13)$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно  $\xi = 0,24$ ;
- конфузор  $\xi = 0,25$ .

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

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_\xi = 0,62 + 17 = 17,62 \quad (4.14)$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії” Єврокліма Україна,,

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи П1. Приймаємо розподільник повітря марки ВМС – вентиляційні решітки з вертикальними подвижними пластинами ,розміром 400\*225 ,у якого площа живого січення дорівнює  $f=0,06 \text{ м}^2$ . При рівні звукової потужності:  $L_A \leq 35 \text{ дБ}$ , далекобійність струменя приточування  $L_{\text{струменя}} = 4-10 \text{ м}$  в залежності від необхідної швидкості в приміщенні  $v$ =від 0,5-0,2 відповідно. Падіння повного тиску через який складає:  $\Delta p=17 \text{ Па}$ .

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 5. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

### 5.1 Підбір кондиціонера

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max} = 3,88 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера:

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_v} = \frac{3600 \cdot 3.88}{1,2} = 11640 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (5.1)$$

для залу

Повна корисна продуктивність кондиціонера з врахуванням протічок в мережі повітроводів :

$$L_{\text{кд}}^{\text{повн}} = L_{\text{кд}} \cdot 1,04 = 12222 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (5.2)$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Підбираємо центральний КЦКП (Тип розміру 12.5)

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\text{кд}} = \frac{\rho_v \cdot L_{\text{кд}}^{\text{повн}}}{3600} = \frac{1,2 \cdot 12222}{3600} = 4,07 \text{ кг/с}, \quad (5.3)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів

### 5.4 Пластинчастий повітря-повітряний теплоутилізатор

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Проблема енергозбереження відноситься до актуального завдання нашого часу. Проблема загострюється у зв'язку із зростанням енергоспоживанням в різних регіонах і галузях господарської діяльності суспільства. Із-за зростання енергоспоживання збільшується потреба в енергоносіях.

У системах вентиляції і кондиціонування повітря використання теплоти повітря, що видаляється, для нагріву припливного повітря дозволяє на 50...60% понизити витрату теплоти вентиляційними системами.

В нашому випадку використовується пластинчастий повітря-повітряний тепло утилізатор.

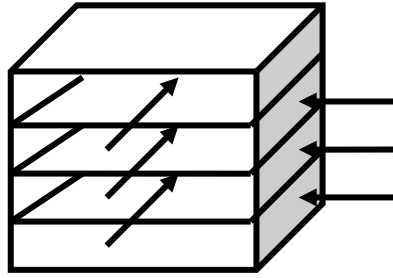
Пластинчасті рекуператори можуть збиратися з гладких пластин, утворюючих плоскі канали (рис.1, а). Між гладкими пластинами часто встановлюють пластини трикутного U- або П- образного профілю (рис.1, б, в, г), що значно збільшує поверхню контакту повітря з пластиною без збільшення об'єму апарату.

Вживання профільованих каналів в рекуператорах дозволяє значно збільшити теплообмінну поверхню.

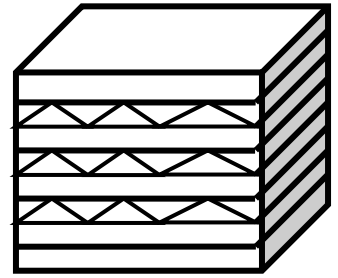
У рекуператорах із зігнутими по ходу руху повітря каналами можна збільшити теплообмін в 1,3 рази і більш. Найбільш ефективною, з теплотехнічної точки зору, є проти точна схема руху теплообмінюючихся середовищ. Проте конструктивне вирішення проти точних рекуператорів викликає складнощі, пов'язані з необхідністю забезпечити герметичність повітряних розподільних камер, кількість стиків в яких в цьому випадку виявляється значно великою. У зв'язку з цим часто удаються до перекрестноточних конструкцій теплоутилізаторів (рис.1).

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

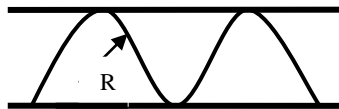
а)



б)



в)



г)



а) – з гладкими пластинами; б) – з трикутними пластинами; в) – з U – образними пластинами; г) – з П- образними пластинами

Рисунок 5.1 – Схема пристрою повітря - повітряного рекуператора

Далі визначимо площу поверхні теплообміну протиточного рекуперативного негігроскопічного теплообмінника-утилізатора з температурним коефіцієнтом ефективності  $\epsilon_t=0,5$ . Керуючись [12]

Масові витрати повітряних потоків складають  $G_x=2,89$  кг/с,  $G_r=2,05$  кг/с, еквіваленти витрат  $G_{x\cdot c_b}=2904$  Вт/К,  $G_{r\cdot c_b}=2060$  Вт/К.

Параметри теплоносіїв на вході в апарат:  $t_{x1}=5^\circ\text{C}$ ,  $d_{x1}=0,5$  г/кг,  $t_{r1}=20^\circ\text{C}$ ,  $d_{r1}=4,8$  г/кг,  $h_{r1}=32$  кДж/кг. Барометричний тиск відповідає (760 мм.рт.ст.). Матеріалом поверхні служать алюмінієві листи завтовшки  $\delta=0,5$  мм з теплопровідністю  $\lambda_c=150$  Вт/(м·К). Геометрія каналу - плоска щілина шириною  $S=3$  мм, заввишки  $h=0,7$  м і завдовжки  $l=1,3$  м, еквівалентний діаметр  $d_3=5,97\cdot 10^{-3}$  м.

Визначаємо параметри повітряних потоків на виході з ТУ, приймаючи, що конденсація вологи в теплообміннику відсутня,  $\xi=1$ .  $\xi_r$

									Арк.
									31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ				

$$t_{x2} = t_{x1} + \varepsilon_t \frac{(Gc_b)_{МИН}}{G_x c_b} (t_{r1} - t_{x1}) = 5 + 0,7 \frac{2060}{2904} (20 - 5) = 12,5 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (5.27)$$

$$t_{r2} = t_{r1} - \varepsilon_t \frac{(Gc_b)_{МИН}}{G_r c_b} (t_{r1} - t_{x1}) = 20 - 0,7 \frac{2060}{2060} (20 - 5) = 9,5 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (5.28)$$

По середніх параметрах теплоносіїв  $\bar{t}_x = (5+12,5)/2 = 8,75 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,

$\bar{t}_r = (20+9,5)/2 = 14,75 \text{ } ^\circ\text{C}$  знаходимо їх фізичні властивості [8]: коефіцієнти кінематичної в'язкості  $\nu_x = 14,05 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\nu_r = 14,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ; теплопровідності  $\lambda_x = 2,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;  $\lambda_r = 2,55 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ; числа Прандтля  $Pr_x = 0,705$ ;  $Pr_r = 0,704$ ; щільність  $\rho_x = 1,253 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;  $\rho_r = 1,21$ ; питомі теплоємності  $c_{b,x} = c_{b,r} = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .

Приймаємо швидкості повітряних потоків в каналах теплообмінника  $v_x = v_r = 2,5 \text{ м}/\text{с}$ . Визначаємо числа Рейнольдса:

$$Re_x = \frac{v_x \cdot d_{\text{э}}}{\nu_x} = \frac{2,5 \cdot 5,97 \cdot 10^{-3}}{14,05 \cdot 10^{-6}} = 1062 \quad (5.29)$$

$$Re_r = \frac{v_r \cdot d_{\text{э}}}{\nu_r} = \frac{2,5 \cdot 5,97 \cdot 10^{-3}}{14,6 \cdot 10^{-6}} = 1022$$

Знаходимо комплекс  $RePr \frac{d_{\text{э}}}{l}$ :

$$(RePr \frac{d_{\text{э}}}{l})_x = 1062 \cdot 0,705 \cdot \frac{5,97 \times 10^{-3}}{1,3} = 3,438 \quad (5.30)$$

$$(RePr \frac{d_{\text{э}}}{l})_r = 1022 \cdot 0,704 \cdot \frac{5,97 \times 10^{-3}}{1,3} = 3,304$$

За даними [12] Визначаємо число Нусельта:  $Nu_x = Nu_r = 8,2$

Обчислюємо коефіцієнт тепловіддачі з боку кожного теплоносія:

										Арк.
										32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ					

$$\alpha_X = \frac{Nu_X \cdot \lambda_X}{d_3} = \frac{8,2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2}}{5,97 \cdot 10^{-3}} = 34,34 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (5.31)$$

$$\alpha_\Gamma = \frac{Nu_\Gamma \cdot \lambda_\Gamma}{d_3} = \frac{8,2 \cdot 2,55 \cdot 10^{-2}}{5,97 \cdot 10^{-3}} = 35,03 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_X} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_\Gamma \cdot \xi_\Gamma}} = \frac{1}{\frac{1}{34,34} + \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{150} + \frac{1}{35,03 \cdot 1}} = 17,34 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (5.32)$$

Знаходимо середню різницю температур в теплообміннику:

$$\Delta t_{CP.L} = (\Delta t_B + \Delta t_M) / 2 = [(t_{\Gamma 1} - t_{X 2}) + (t_{\Gamma 2} - t_{X 1})] / 2 \quad (5.33)$$

$$\Delta t_{CP.L} = [(20 - 12,5) + (9,5 - 5)] / 2 = 6$$

Визначаємо тепловидатність апарату:

$$Q_{II} = G_X \cdot c_{B.X} \cdot (t_{X 2} - t_{X 1}) = 2904 \cdot (12,5 - 5) = 21780 \text{ Bm} \quad (5.34)$$

Знаходимо площу поверхні теплообмінника:

$$F = \frac{Q_{II}}{k \cdot \Delta t_{CP.L}} = \frac{21780}{17,34 \cdot 6} = 209 \text{ m}^2 \quad (5.35)$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 5.2.1 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача 1-го підігріву

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря  $t_n = -23^\circ\text{C}$ ,  $t_k = 5^\circ\text{C}$ , витрати повітря  $G_B = 12200 \text{ м}^3/\text{час}$ , початкова та кінцева температура теплоносія  $t_1 = 90^\circ\text{C}$ ,  $t_2 = 70^\circ\text{C}$ .

Приймаємо повітрянагрівач ВНВ 243.1-103-090-02-3,5-04-2 кондиціонера КЦКП-10 площа фронтального перетину  $0,93 \text{ м}^2$ . Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера КЦКП-12  $\text{кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$ .

$$v\rho = \frac{G_B}{3600 \cdot F_f} \quad (5.4)$$

$F_f$  – площа фронтального перетину кондиціонера,  $\text{м}^2$ ;

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

$$v\rho = 8672 / (3600 \cdot 0,93) = 2,59 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0,278 \cdot c_g \cdot G_g \cdot (t_k - t_n) \quad (5.5)$$

$c_g$  – теплоємність повітря;

$$Q = 0,278 \cdot 1,006 \cdot 8672 \cdot (5 - (-23)) = 67910 \text{ Вт}$$

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

$$G_w = \frac{3,6 \cdot Q}{c_w \cdot (t_1 - t_2)} \quad (5.6)$$

$c_w$  – теплоємність води;

$$G_w = 3,6 \cdot 67910 / (4,187(90 - 70)) = 2919 \text{ кг}/\text{час}.$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Задаючись швидкістю руху теплоносія в трубах  $w$  от 1.2 до 1.5 м/с, визначаємо число ходів та площу живого перетину для проходу води. Попередньо також маємо задатися числом рядів трубок по ходу руху повітря,  $p$ .

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{mp}}{h} \quad (5.7)$$

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

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

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

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

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

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \quad (5.8)$$

де  $f_w$  – площа живого перетину мідної трубки м<sup>2</sup>;

приймаємо швидкість руху води в трубках 1.6 м/с. Тоді

$$m = 2919 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 1.6) = 4,57$$

Приймаємо  $m = 4$  та визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (5.9)$$

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

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (5.10)$$

$$w = 2919 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 4) = 1,83 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі, К Вт/(м<sup>2</sup>·°С)

$$k = A \cdot (v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18} \quad (5.11)$$

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

$$k = 23,11 \cdot (2,59)^{0,37} \cdot 1,83^{0,18} = 36,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$$

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

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_H + t_K}{2} \quad (5.12)$$

$$\Delta t_{cp} = (90 + 70)/2 - (-23 + 5)/2 = 89 \text{ °С.}$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad (5.13)$$

$$F = 67910 / (36,6 \cdot 89) = 20,8 \text{ м}^2$$

При відстані між пластинами 4 мм площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника менш ніж 19,1 м<sup>2</sup>, цього не достатньо для передачі необхідної кількості теплоти. Приймаємо відстань між пластинами 1,8 мм і повторюємо розрахунок.

$$k = 20,94 \cdot (2,59)^{0,37} \cdot 1,83^{0,18} = 33,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$$

$$F = 67910 / (33,2 \cdot 89) = 23 \text{ м}^2$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника при відстані між пластинами 1,8 мм – 25,3 м<sup>2</sup>.

Знаходимо коефіцієнт запасу:

$$a = (25,3 - 23)/25,3 \cdot 100 = 9 \%$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_a = B \cdot (v\rho)^m \quad (5.14)$$

B, m – емпіричні коефіцієнти;

$$\Delta P_a = 2,104 \cdot 2,9^{1,64} = 12,06 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1,69} \quad (5.15)$$

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

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot (1,02 \cdot 4) \cdot 1,83^{1,69} = 22,3 \text{ кПа}$$

## 5.2.2 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача 2-го підігріву

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря  $t_n = 12,6^\circ\text{C}$ ,  $t_k = 18^\circ\text{C}$ , витрати повітря  $G_b = 8672 \text{ м}^3/\text{час}$ , початкова та кінцева температура теплоносія  $t_1 = 90^\circ\text{C}$ ,  $t_2 = 70^\circ\text{C}$ .

Приймаємо повітрянагрівач ВНВ 243.1-103-090-01-4-06-2 кондиціонера КЦКП-10 площа фронтального перетину 0,93 м<sup>2</sup>.

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера КЦКП-10 кг/(с·м<sup>2</sup>).

$$v\rho = 8672/(3600 \cdot 0,93) = 2,59 \text{ кг/(с·м}^2\text{)}$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 8672 \cdot (23 - 12,6) = 25220 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, кг/ч:

$$C_w = 3.6 \cdot 25220 / (4.187(90 - 70)) = 1084 \text{ кг/час.}$$

Загальна кількість трубок:

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

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

$$m = 1084 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 0,5) = 5,44$$

Приймаємо  $m = 6$  та визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m}$$

$$n = 17 / 6 \approx 3$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$w = 1084 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 6) = 0,453 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі, К Вт/(м<sup>2</sup>·°С)

$$k = 21,68 \cdot (2,59)^{0,37} \cdot 0,453^{0,18} = 26,735 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$$

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

$$\Delta t_{cp} = (90 + 70) / 2 - (12,6 + 23) / 2 = 62,2 \text{ °С.}$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = 25220 / (26,735 \cdot 62,2) = 15,16 \text{ м}^2$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При відстані між пластинами 2,5 мм площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника  $19,1 \text{ м}^2$ , цього достатньо для передачі необхідної кількості теплоти.

Знаходимо коефіцієнт запасу:

$$a = (19,1 - 15,16)/19,1 \cdot 100 = 20 \%$$

Аеродинамічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_a = 1,574 \cdot 2,59^{1,74} = 8,24 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot (1,02 \cdot 3) \cdot 0,453^{1,69} = 1,58 \text{ кПа}$$

### 5.5 Розрахунок повітроохолоджувача

Повітроохолоджувачем прийнято називати теплообмінним апаратом, призначеним для охолодження (а в більшості випадків і для осушення) повітря. Рух повітря в повітроохолоджувачах – примусовий.

Процес охолодження і осушення повітря в повітроохолоджувачі протікає в наступній послідовності: у перших рядах по ходу повітря охолоджується при постійному вологовмісті ; найбільш інтенсивне охолодження повітря відбувається в нижній частині орєбрєння, в місцях, де ребра примикають до поверхні трубок, в тих рядах повітроохолоджувача, де охоложене повітря зустрічається з поверхнею орєбрєння, що має температуру нижче за точку роси потоку повітря, починається процес конденсації вологи з повітря; найбільша конденсація вологи матиме місце в останніх рядах повітроохолоджувача. По висоті ребра інтенсивність вологовипадіння при осушенні повітря буде різною. Найбільша інтенсивність випадання вологи має місце в підстави ребра і знижується по його висоті. На виході з повітроохолоджувача при перемішуванні частини охоложеного повітря і частини осушеного повітря в підстави орєбрєння, отримуємо суміш з відносною вологістю порядку 90 %.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для розрахунків використовуємо побудову умовного процесу охолодження і осушення, яке виробляється шляхом з'єднання прямою лінією точок початкового і кінцевого стану повітря.

Вихідні дані для розрахунку:

$t_{e1} = 25^{\circ}\text{C}$  – початкова температура повітря;

$h_{e1} = 49 \text{ кДж/кг}$  – початкова ентальпія повітря;

$t_{e2} = 13^{\circ}\text{C}$  – кінцева температура повітря

$G_e = 2,76 \text{ кг/с}$  – витрата повітря через повітроохолоджувач

$Q_0 = 38.532 \text{ кВт}$  – кількість тепла;

$W_0 = 0.00276 \text{ кг/с}$  – кількість вологи;

$\delta_p = 0,0004 \text{ м}$  – товщина ребра;

$S_p = 0.003 \text{ м}$  – крок ребра;

$d_{зов} = 0,01 \text{ м}$  – зовнішній діаметр трубки;

$d_{вн} = 0,008 \text{ м}$  – внутрішній діаметр трубки;

$S_1 = 0.03 \text{ м}$  – крок труби по висоті повітроохолоджувача;

$S_2 = 0.01 \text{ м}$  – крок труби по ходу повітря;

$H = 1.30 \text{ м}$  – висота повітроохолоджувача;

$B = 0,9 \text{ м}$  – ширина повітроохолоджувача;

$n = \frac{1}{S} = \frac{1}{0.03} \approx 40 \text{ шт.}$  – кількість ребер.

Основною метою теплового розрахунку охолоджувача повітря при його проектуванні є визначення необхідної поверхні теплообміну для забезпечення заданої холодовидатності (теплового навантаження) і компоновка цієї поверхні.

$$Q_{n.ов.ох} = G \cdot (h_c - h_k), \text{ кВт} \quad (5.39)$$

$$Q_{n.ов.ох} = 3,88 \cdot (57 - 37) = 77,6 \text{ кВт};$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ

Арк.

40

Коефіцієнт живого перетину:

$$k_f = \frac{(S_1 - d_n)(S_p - \delta_p)}{S_1 \cdot S_p} \quad (5.40)$$

$$k_f = \frac{(0.03 - 0.01)(0.003 - 0.0004)}{0.03 \cdot 0.003} = 0.57$$

Швидкість повітря у фронтальному і вузькому перетинах:

$$\omega_{B.H.} = 1,5..3 м/с ,$$

приймаємо  $\omega_{B.H.} = 1,5 м/с$ ;

$$\omega_{B.H.} = k_f \cdot \omega_B = 0.57 \cdot 1.5 = 0,855 \quad (5.41)$$

Звідси  $\omega_B = 0,855 м/с$ .

Площа фронтального перетину:

$$f'_B = \frac{G_B}{\gamma_B \cdot \omega_{B.H.}}, м^2, \quad (5.42)$$

де  $\gamma_B$  - щільність повітря при початкових параметрах;

$$f'_B = \frac{3,88}{1.05 \cdot 0.855} = 4,32 м^2$$

Ентальпія повітря на виході з повітроохолоджувача:

$$h_{B2} = h_{B1} - \frac{Q_0}{G_B}, кДж/кг, \quad (5.43)$$

$$h_{B2} = 57 - \frac{16.8}{1.68} = 46.5 кДж/кг$$

Знаходимо коефіцієнт вологовипадіння :

$$\xi_n = \frac{h_{B1} - h_{B2}}{C_{B1} (t_{B1} - t_{B2})} \quad (5.44)$$

де  $C_{B1}$  - теплоємність повітря, яка знаходиться по середній температурі:

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_{\text{ср.}} = 0,5 \cdot (t_{\text{e1}} + t_{\text{e2}}) = 0,5 \cdot (25 + 13) = 19^{\circ}\text{C}, \quad (5.45)$$

$$C_{\text{e1}} = 1,006 \text{ кДжс / (кгК)}$$

$$\xi_{\text{н}} = \frac{57 - 46,5}{1,006(25 - 13)} = 0,86$$

Температурний натиск:

$$\theta_{\text{н}} = \frac{t_{\text{B1}} - t_{\text{B2}}}{2,31\text{г} \frac{t_{\text{B1}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{B2}} - t_{\text{н}}}}, ^{\circ}\text{C} \quad (5.46)$$

$$\theta_{\text{н}} = \frac{26 - 16}{2,31\text{г} \frac{26 - 11}{16 - 11}} = 4,94^{\circ}\text{C}$$

Необхідна поверхня теплообміна:

$$F_{\text{н}} = \frac{10^3 \cdot Q_0}{\alpha_{\text{н}} \cdot \xi_{\text{н}} \cdot \theta_{\text{н}}}, \text{м}^2 \quad (5.47)$$

$$F_{\text{н}} = \frac{10^3 \cdot 16,75}{23 \cdot 0,68 \cdot 4,94} = 216,8 \text{ м}^2$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E_p = \frac{th(h_p \cdot \sqrt{B})}{h_p \cdot \sqrt{B}} \quad (5.48)$$

$$B = \frac{2 \cdot \alpha_{\text{н}} \xi}{\delta_p \cdot \lambda_{\text{н}}}, \text{м}^{-2} \quad (5.49)$$

$$B = \frac{2 \cdot 23 \cdot 0,68}{0,0003 \cdot 45} = 2317,037 \text{ м}^{-2}$$

$$E_p = \frac{th(0,01\sqrt{2317,037})}{0,01 \cdot \sqrt{2317,037}} = 1,064 \quad (5.50)$$

Коефіцієнт ефективності ребристої поверхні:

$$E_{\text{н}} = \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{к}}}{t_{\text{н}} - t_{\text{в}}} \quad (5.51)$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

$$E_n = 0,63$$

Питоме теплове навантаження на внутрішню поверхню повітроохолоджувача:

$$q_{Fa} = \beta \cdot \alpha_n \cdot \xi \cdot \theta_n, \text{Вт} / \text{м}^2 \quad (5.52)$$

$$\beta = 16,9;$$

де  $\beta$  - міра обрєбрення,

$$q_{Fa} = 16,9 \cdot 23 \cdot 0,68 \cdot 4,94 = 1305,7 \text{Вт} / \text{м}^2$$

Температура кипіння фреону:

$$t_0 = 9^\circ\text{C}$$

Температура конденсації :

$$t_k = 26 + 10 = 36^\circ\text{C}$$

$$t_1 = t_0 + 10 = 10 + 10 = 20^\circ\text{C} \quad (5.53)$$

$$t_3 = t_k - 3 = 36 - 3 = 33^\circ\text{C} \quad (5.54)$$

Точку 4 знаходимо по величині ентальпії:

$$h_4 = h_3 - (h_1 - h_6) = 230 - (421 - 392) = 201 \text{кДж} / \text{кг} \quad (5.55)$$

Витрата фреону:

$$G_0 = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{(h_6 - h_5)}, \text{кг} / \text{с} \quad (5.56)$$

$$G_0 = \frac{16,75}{(392 - 207)} = 0,094 \text{кг} / \text{с}$$

Оптимальна масова швидкість фреону:

$$\omega_a \rho_a = 19,3 \cdot q_{Fa}^{0,24}, \text{кг} / \text{м}^2 \text{с} \quad (5.57)$$

$$\omega_a \rho_a = 19,3 \cdot 1018^{0,24} = 107,98 \text{кг} / \text{м}^2 \text{с}$$

Витрата фреону через трубку:

$$G_a = 0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot \omega_a \rho_a, \text{кг} / \text{с} \quad (5.58)$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

$$G_a = 0,785 \cdot 0,01^2 \cdot 107,98 = 0,008 \text{ кг/с}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від трубок до киплячого фреону:

$$\alpha_a = A \cdot q_{Fa}^{0,6} \cdot (\omega_a \rho_a)^{0,2} \cdot d_{вн}^{-0,2}, \text{ Вт/м}^2 \quad (5.59)$$

$$\alpha_a = 5,83 \cdot 1305,7^{0,6} \cdot (107,98)^{0,2} \cdot 0,008^{-0,2} = 2892 \text{ Вт/м}^2$$

Повний температурний натиск:

$$\theta = \frac{t_{B1} - t_{B2}}{2,31 \lg \frac{t_{B1} - t_0}{t_{B2} - t_0}} \quad (5.60)$$

$$\theta = \frac{26 - 16}{2,31 \lg \frac{26 - 10}{16 - 10}} = 7,8$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \cdot \xi_n \cdot F_n} + \frac{1}{\alpha_a} \cdot \beta}, \text{ Вт/м}^2 \text{ К} \quad (5.61)$$

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{23 \cdot 0,68 \cdot 216,8} + \frac{1}{2892} \cdot 16,9} = 162,9 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$$

Знаходимо необхідну поверхню теплообміну:

$$F_n = \frac{Q_0}{10^{-3} \cdot k_n \cdot \theta}, \text{ м}^2 \quad (5.62)$$

$$F_n = \frac{16,75}{10^{-3} \cdot 162,9 \cdot 7,8} = 13,18 \text{ м}^2$$

Поверхня теплообміну одного ряду трубок:

$$F_{н1} = \pi \cdot d_n \cdot L \cdot n_1 \cdot \beta', \text{ м}^2 \quad (5.63)$$

$$F_{н1} = 3,14 \cdot 0,01 \cdot 0,3 \cdot 9,5 \cdot 50 = 4,413 \text{ м}^2$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Число рядів трубок по ходу повітря:

$$n_2 = n_2' = \frac{F_n}{F_{n1}}, \text{рядів} \quad (5.64)$$

$$n_2 = n_2' = \frac{13.18}{4.413} = 2.98 \text{рядів}$$

Уточнюємо поверхню теплообміну:

$$F_{n1} = \pi \cdot d_n \cdot B \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot \beta', \text{м}^2 \quad (5.65)$$

$$F_{n1} = 3.14 \cdot 0.01 \cdot 0.3 \cdot 9.5 \cdot 50 \cdot 3 = 13.42 \text{м}^2$$

Осушуюча здатність повітроохолоджувача:

$$W_0 = \frac{Q_0}{q} \left( 1 - \frac{1}{\xi_n} \right), \text{кг/с} \quad (5.66)$$

$$W_0 = \frac{16.75}{2188} \left( 1 - \frac{1}{0.68} \right) = 0.004 \text{кг/с}$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 6 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРА

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

Температура кипіння залежить від робочої температури води, яка виходить з чілера:  $t_{\text{води}} = 7^\circ\text{C}$

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

$$t_o = 7 - 3 = 4^\circ\text{C}$$

Приймаємо  $\Delta t_o = 3^\circ\text{C}$  – розрахункова різниця температур для пластинчатих випарників, які використовуються в чілерах.

Температура конденсації визначається за емпіричною залежністю:

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

$$t_n = 29,6^\circ\text{C} \text{ – температура зовнішнього}$$

повітря.

$$t_k = 28,6 + 9 = 38^\circ\text{C}$$

Задаємось переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

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

Визначаємо температуру в точці 33:

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

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

Задаємось перегрівом парів холодильного агента в обмотках ел.двигуна компресора:  $\Delta t_{\text{вс}} = 5^\circ\text{C}$ .

Перегрів в випарнику-  $\Delta t_o = 5^\circ\text{C}$ .

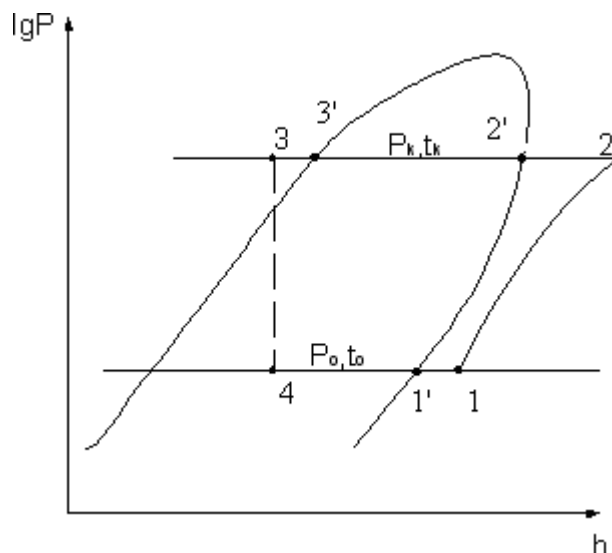
					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо температуру в точці

$$t_1 = t_o + \Delta t_{bc}, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (6.4)$$

$$t_1 = 4 + 5 = 9^\circ\text{C}$$

Побудуємо цикл в lgP-h діаграмі та визначимо параметри точок процесів.



Робочий хол. агент: R-407C;

Холодовидатність:

$$Q_o^q = 1,1 * G_B * (h_B - h_{II}) = 1,1 * 3,88 * (42,8 - 37,2) = 24 \text{ кВт}$$

Температура кипіння фреону:  $t_o = +4^\circ\text{C}$ ;

Температура конденсації фреону:  $t_k = +38^\circ\text{C}$ ;

Будуємо холодильний цикл у lgP-h діаграмі та знімаємо дані з точок циклу, які заносимо в таблицю 6.1

Таблиця 6.1 – Параметри холодильного циклу

	1	2	3	4
P, бар	5,8	5,8	18	18
t, °C	9	50	33	4
h, кДж/кг	420	444	256	256
v, м <sup>3</sup> /кг	0,04	-	-	-

Питома масова холодовидатність:

$$q_o = h_1 - h_4 = 420 - 256 = 164 \text{ кДж/кг}; \quad (6.6)$$

Питома робота компресора:

$$l_{\text{км}} = h_2 - h_1 = 444 - 420 = 24 \text{ кДж/кг}; \quad (6.7)$$

Питома теплота конденсації:

$$q_{\text{к}} = h_2 - h_3 = 444 - 256 = 188 \text{ кДж/кг}; \quad (6.8)$$

Питома об'ємна холодовидатність:

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} = \frac{164}{0,04} = 4100 \text{ кДж/м}^3; \quad (6.9)$$

Хол. коефіцієнт Карно:

$$\text{cop}_{\text{к}} = \frac{T_o}{(T_{\text{к}} - T_o)} = \frac{277}{(311 - 277)} = 8,14; \quad (6.10)$$

Адіабатний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_a = q_o / l_{\text{км}} = 164 / 24 = 6,83; \quad (6.11)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{сгс} = \frac{\text{cop}_a}{\text{cop}_{\text{к}}} = \frac{6,83}{8,14} = 0,84; \quad (6.12)$$

Масова витрата хол. агенту:

$$M_a = Q_o^{\text{ч}} / q_o = 24 / 164 = 0,146 \text{ кг/с}; \quad (6.13)$$

Дійсний об'єм всмоктуваного пару:

$$V_{\text{д}} = M_a \cdot V_{\text{вс}} = M_a \cdot V_1 = 0,146 \cdot 0,04 = 5,84 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad (6.14)$$

З графіку залежності виду компресора та співвідношення

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теоретичний об'єм спірального компресора:

$$\left(\frac{P_k}{P_o}\right) = 3,1 \text{ знаходимо коефіцієнт подачі компресора } \lambda = 0,91;$$

$$V_h = \frac{Q_o^u}{(\lambda \cdot q_v)} = \frac{24}{(0,91 \cdot 4100)} = 0,0064 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (6.15)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l_{\text{км}} = 0,146 \cdot 24 = 3,5 \text{ кВт}; \quad (6.16)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{3,5}{0,9} = 3,89 \text{ кВт}, \quad (6.17)$$

де  $\eta_i$ - індикаторний к.п.д.;

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}} = 3,89 + 0,3 = 4,2 \text{ кВт}, \quad (6.18)$$

де  $N_{\text{тр}}$ - потужність тертя, кВт;

Електрична потужність компресора:

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ед}}} = \frac{4,2}{0,9} = 5,1 \text{ кВт}, \quad (6.19)$$

де  $\eta_{\text{ед}}$ - к.п.д. електродвигуна, кВт;

Дійсний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_d = \frac{Q_o^u}{N_{\text{ел}}} = \frac{24}{5,1} = 4,7; \quad (6.20)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{стс} = \frac{\text{cop}_d}{\text{cop}_k} = \frac{4,7}{8,14} = 0,58; \quad (6.21)$$

**Підбір: Спіральний компресор марки SZ115 фірми Danfoss**

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 6. АВТОМАТИЧНЕ РЕГУЛЮВАННЯ

Важливими характеристиками СКП є енергетична ефективність, можливість рекуперації і високий рівень автоматизації. Незважаючи на уявну простоту і мініатюрність автоматизації, вона здатна вирішувати багато завдань: підтримувати температуру і продуктивність, забезпечувати роботу датчиків проти замерзання калорифера і засмічення фільтру, включення/виключення системи по виставленому часу і багато що інше.

### Літній режим

При запуску системи відкриваються повітряні заслонки, запускаються припливний та витяжний вентилятори. Далі зовнішнє повітря проходить через фільтр. Датчиком перепаду тиску 4 контролюється степінь забруднення фільтра і у разі перепаду тиску вище встановленої норми, подається сигнал на вимкнення системи і загорається аварійна лампочка на щиті. Далі повітря охолоджується в камері зрощення. Регулювання параметрів повітря здійснюється за допомогою датчика 10, встановленого після камери зрощення. Цей датчик через регулятор 13 підтримує витрату води так, щоб забезпечити процес  $H_{\text{л}} - P'_{\text{л}}$ . Регулятор 22, датчик якого 21 розташований після другого повітрянагрівача, регулює продуктивність повітрянагрівача, нагріваючи повітря до  $t_{\text{III}}$ . Таким чином, в теплий період необхідний стан повітря приточування досягається терморегуляторами 13 і 22.

Аварійне вимкнення системи виникає у разі забруднення фільтра або несправності припливного і витяжного вентиляторів. Спостереження за їх роботою здійснюється за допомогою датчиків перепаду тиску 4,6,17 і 18.

### Зимовий режим

Процес в приміщенні проходить по лінії ( $P_3 - B_3$ ). Мінімальні витрати по підтриманні параметрів повітря в приміщенні відповідає  $t = 20^\circ\text{C}$  і мінімальній вологості  $\varphi = 35\%$ . Визначаємо параметри точки П (приплив).  $t_{\text{п}} = 18^\circ\text{C}$ ,  $d_{\text{п}} = 4,2 \text{ г/кг}$ ,  $\varphi_{\text{п}} = 30\%$ .

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

У холодний період зовнішнє повітря з параметрами  $H_3$  необхідно довести до точки  $T$ . Для цього зовнішнє повітря нагрівається в повітрянагрівачі до точки  $T$ , до  $t=10$  °С, для того щоб не відбулося замерзання конденсату в потоці витяжного повітря при проходженні його через повітрянагрівач 2-го підігріву, це досягається регулюючим клапаном 14, за допомогою датчика 13. Далі припливне повітря нагрівається в повітрянагрівачеві від витяжного повітря до точки  $T^*$ , температура цієї точки не буде постійною, тому потім зовнішнє повітря нагрівається в другому повітрянагрівачі до фіксованої  $t=22,5$  °С до точки  $П$ , це досягається регулюючим клапаном 17, за допомогою датчика 16. Потім зволожується по ізотермі (лінія  $H_3^3 - П_3$ ) до  $t=18$  °С, а потім подається в приміщення (процес  $H_3 - H_3^1 - H_3^2 - П_3 - В_3$ ).

Також передбачен "захист від заморожування калорифера", який формується при спрацьовуванні одного з двох (чи обох) термостатів, встановлених по воді і по повітрю в секторі калорифера в зимовому режимі. Уставка заморожування по повітрю 6-10, по воді 30-40 градусів за Цельсієм.

По сигналу загрози замерзання відбувається наступне:

- вимикається електродвигун припливного вентилятора;
- включається циркуляційний насос на калорифері;
- повністю відкривається регулюючий клапан на теплоносії;
- закривається вхідна повітряна заслінка.

Система управління ХМ

Завдання управління холодильної машини діляться на три групи:

- 1) пуск, зупинка, експлуатація в автоматичному режимі, узгодження роботи і управління допоміжним устаткуванням (вентиляторами конденсатора та ін.), автоматичне перемикавання режимів в процесі експлуатації теплового насоса;
- 2) регулювання холодопродуктивності в режимі холодильної машини, настроювання системи на задані параметри роботи;

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3) контроль і забезпечення безпеки установки, діагностика несправностей, сигналізація аварійних режимів і блокування.

Перша група завдань включає:

1) пуск і зупинка агрегатів із запуском компресора з мінімальним навантаженням і в безпечному режимі, а також з дотриманням тимчасових інтервалів, що забезпечують оптимальну роботу холодильної машини;

2) послідовне включення окремих ступенів потужності для інверторних компресорів, щоб зменшити пускові струми і забезпечити захист електродвигуна від перевантаження;

3) узгоджений пуск і відключення окремих елементів системи: включення нагрівачів картера в поршневих компресорах при відключенні останніх;

4) Експлуатація установки в автоматичному режимі: дистанційне керування, програмування в часі режимів налаштування і роботи, управління за допомогою комп'ютера, включення установки після відключення із-за аварійного режиму.

До завдань другої групи належать:

1) автоматична підтримка заданої температури фреону на виході з випарника;

2) Регулювання продуктивності компресора ступінчасте - шляхом його включення і відключення та інвертором;

3) Підтримка постійної температури конденсації, щоб не допустити підвищення і пониження тиску в конденсаторі вище за допустимі значення; при підвищенні температури конденсації знижується продуктивність компресора і збільшується споживана потужність, що приводить до перевантаження електродвигуна компресора і передчасного виходу його з ладу. При пониженні температури і тиску конденсації сповільнюється переміщення рідкого хладагента у випарник, погіршується його робота і відбуваються втрати продуктивності. В цьому випадку, щоб не допустити пониження температури конденсації, застосовуються такі способи

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

регулювання:

включення або відключення вентилятора залежно від заданої температури зовнішнього повітря в режимі охолодження, зміна витрати повітря, що охолоджує конденсатор, шляхом ступінчастого або плавного регулювання швидкості обертання електродвигуна вентиляторів.

При регулюванні продуктивності компресора одночасно необхідно забезпечувати відповідне регулювання продуктивності вентилятора конденсатора.

Третя група завдань забезпечує:

- визначення і індикація експлуатаційних параметрів;
- контроль параметрів, що забезпечують надійну і безпечну роботу холодильної машини, граничне відхилення значень контрольованих параметрів від заданих приводить до сигналізації і автоматичної зупинки компресора, пуск компресора після аварійного відключення здійснюється уручну або автоматично;

-кодова діагностика несправностей, контролюються наступні параметри;

- високий тиск (тиск конденсації), за допомогою реле високого тиску, при перевищенні тиску понад заданий компресор відключається;

- низький тиск (тиск або температура випару), за допомогою реле низького тиску компресор включається, якщо тиск у всмоктуючому контурі вище заданого мінімального значення;

- перепад температур на вході і виході з випарника, високе значення сигналізує про недостатність витрати води;

- температура двигуна, вимірювана датчиком температури в обмотках статора, при перегріві двигуна він відключається за допомогою реле теплового захисту компресора і насоса;

- перевантаження двигуна компресора, вентилятора конденсатора, плавкі запобіжники для малих моделей і автоматичні вимикачі з магнітними

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розчіплювачами для великих в електричній схемі управління двигуном компресора;

- налаштування запобіжних клапанів, захищають від надмірного перевищення тиск в замкнутих контурах.

Для захисту від частих перемикань компресора по команді терморегулятора передбачений обмежувач частоти перемикань — таймер компресора. Встановлюється мінімальний час зупинки, при якому компресор залишається відключеним, навіть, якщо в цей час отримана команда на запуск, кількість запусків в годину з урахуванням мінімального часу, який повинен пройти між двома послідовними запусками компресора.

Таким чином, при ступінчастому регулюванні продуктивності вдається зменшити частоту перемикань компресора, але виникають невеликі коливання температури повітря на виході з випарника.

Таймер блоку управління компресором дозволяє вводити тимчасові параметри, що визначають надійну роботу холодильної машина: кількість

запусків в годину, інтервал часу між включенням насоса і запуском компресора, а так само час затримки відключення насоса після відключення компресора, мінімальний час роботи компресора після запуску.

У всіх блоках управління може бути передбачено, як додаткова опція, підключення мікропроцесорного дистанційного модуля управління, що дозволяє здійснювати управління роботою холодильної машини, контроль параметрів і функціонування із спеціального приміщення усередині будівлі.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 7 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТУ

Організаційне обґрунтування проекту.

*Класифікаційна оцінка проекту:*

- клас - монопроект, тому що проект орієнтований на певне середовище застосування;
- тип - техніко - економічний, тому що характеризується показниками швидкості, продуктивності, зниженням собівартості, збільшенням продуктивності роботи;
- вид - комбінований, тому що містить дослідницький, інноваційний і ін. види;
- тривалість - короткостроковий, тому що створюється за порівняно малі строки;
- по ступені складності СКП комплексу може бути віднесений до 3-її групі складності ;
- рівень – локальний.

*Життєвий цикл проекту* — це період часу від задуму проекту до його закінчення, який може характеризуватися моментом здійснення перших витрат за проектом (поява проекту) і отриманням останньої вигоди (ліквідація проекту).

Життєвий цикл проекту — концепція, що розглядає проект як послідовність фаз, подій та етапів, кожна з котрих має свою назву та часові межі.

Життєвий цикл проекту є базовим, вихідним поняттям для дослідження проблем реалізації проекту, фінансування робіт, прийняття рішень про доцільність капіталовкладень та деталізації проекту. Незалежно від розміру, обсягу й вартості виконуваних операцій будь-який проект у власному розвитку проходить періоди задуму, підготовки, реалізації, закінчення та

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ліквідації. Всі ці стани проекту, як правило, поділяються на складові, які дістали назви «фаза», «стадія» та «етап».

Стадії життєвого циклу проекту можуть різнитися залежно від сфери діяльності й прийнятої системи організації робіт. Однак, у кожного проекту можна виділити початкову (передінвестиційну) стадію, стадію реалізації проекту й стадію завершення робіт із проекту. Це може здатися очевидним, але поняття життєвого циклу проекту є одним з найважливіших для керівника проекту, оскільки саме поточна стадія визначає завдання й види діяльності, використовувані методики й інструментальні засоби.

Життєвий цикл проекту має 4 фази: формулювання проекту, планування, здійснення, завершення.

*Формулювання проекту.* Цей етап має на увазі функцію ініціації проекту. На цьому етапі ідея проекту знаходить "текстуальне" втілення, проводиться вивчення проблеми і пошук джерел фінансування. Ефективне дослідження теми й фондів допоможе спланувати виконання проекту і його бюджет.

До фази формулювання проекту відноситься: постановка завдань; визначення складу.

*Планування.* Планування в тому або іншому виді проводиться в перебігу всього строку реалізації проекту. На самому початку життєвого циклу проекту звичайно розробляється неофіційний попередній план - грубе представлення про те, що буде потрібно виконати у випадку реалізації проекту. Розв'язок про фінансування проекту в значній мірі ґрунтується на оцінках попереднього плану. Формальне й детальне планування проекту починається після ухвалення рішення про його реалізацію. Визначаються ключові крапки проекту, формулюються завдання і їх взаємна залежність. Як правило план проекту не залишається незмінним, і в міру здійснення проекту зазнає постійному коректуванню з урахуванням поточної ситуації.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

До фази планування проекту відносяться: Збір необхідної інформації для проекту; Аналіз інформації; Вибір коштів; Розробка загального опису процесу; Розробка структури програми;

*Здійснення.* Після твердження формального плану на керівника проекту лягає завдання по його реалізації. У міру здійснення проекту керівник повинен постійно контролювати хід робіт. Контроль полягає в зборі фактичних даних про хід робіт і порівняння їх із плановими. На практиці відхилення між плановими й фактичними показниками трапляються завжди. Тому, завданням керівника є аналіз можливого впливу відхилень у виконаних обсягах робіт на хід реалізації проекту в цілому й у виробленні відповідних управлінських розв'язків.

До фази здійснення проекту відноситься: Аеродинамічний розрахунок; Підбор обладнання; Комплексне налагодження завдань.

*Завершення.* Проект закінчується коли минає його строк і досягнуті поставлені перед ним мети. Іноді закінчення проекту буває раптовим і передчасним, як у тих випадках, коли ухвалюється розв'язок припинити проект до його завершення за графіком . Як б то ні було, але коли проект закінчується, його керівник повинен виконати ряд заходів, що завершують проект. Їхній конкретний набір залежить від характеру самого проекту. Якщо в проекті використовувалося встаткування, треба зробити його інвентаризацію й, можливо, передати його для нового застосування. У випадку підрядних проектів треба визначити, чи задовольняють результати умовам підряду або контракту. Особливу увагу керівник проекту повинен звернути на підготовку заключного звіту.

До фази завершення проекту відноситься: Експериментальна експлуатація; Оформлення документації; Впровадження.

Далі в календарному плані робіт проекту таблиці 9.1 детально приводяться строки виконання частин проекту.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Таблиця 9.1- Календарний план робіт проекту

№ П/П	Події	Строки виконання			
		Лютий	Березень	Квітень	Травень
1	Тепловий Розрахунок	5-26			
2	Аеродинамічний розрахунок	26	15		
3	Розрахунок повітрянагрівача		16	5	
4	Розрахунок компресора і конденсатора			6	5
5	Підбір фільтрів і повітророзподільних приладів				6-20
6	Розрахунок основних техніко- економічних показників проекту				20-31
7	Оформлення розрахунково пояснювальної записки				31

Маркетингове обґрунтування проекту.

**Метою маркетингового аналізу є обґрунтування комерційної спроможності проекту, оцінка можливості реалізації даного продукту на обраному ринку та отримання рівня доходу, що дозволив би покрити витрати**

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

за проектом і задовольнити інтереси інвесторів.

Споживачі відрізняються один від одного по різних параметрах, їхньої потреби, ресурси, звички, культура, відповідно, відрізняються і їхні споживчі інтереси й можливості. Тому може бути проведене сегментування ринку - це групування покупців залежно від прийнятого критерію.

Для забезпечення необхідних параметрів повітря в приміщенні застосовують центральну систему кондиціонування повітря . ЦСКП мають наступні переваги:

- можливістю ефективною підтримка заданої температури й відносної вологості повітря в приміщенні;
- зосередженням обладнання, що вимагає систематичного обслуговування й ремонту в малій кількості місць або навіть в одному місці;
- можливостями організації ефективного шумо й віброгасіння;
- не займають корисного обсягу приміщення, тому що розташовуються в основному в підвалі чи на даху.

ЗА допомогою СКП приналежній акустичній обробці повітряводів, обладнання глушителей шуму й гасителів вібрацій можна досягти найбільш низьких рівнів шуму в приміщеннях і обслуговувати так само, як радіо й телевізійних студій.

Центральні системи мають деякі недоліки. Основним, з яких є необхідність проведення складних монтажних-будівельних робіт з установки кондиціонерів, прокладки повітряводів і трубопроводів, внаслідок чого застосування ЦСКП в існуючих будинках іноді стає неможливо.

Статистика свідчить, що практично 80% усіх фірм, які стали банкрутами у розвинених країнах, не здійснили маркетингової проробки всіх аспектів своєї діяльності. Детальний аналіз ринку на фазі планування проекту допоміг би виправити помилки ще до того, як вони могли б бути зробленими. У

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

багатьох випадках неадекватна продуктивність проекту є результатом недостатньої його підготовки, тому маркетинговий аналіз обов'язковий вже з першої стадії планування 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:

$$K = K_{об} + K_{тр} + K_{м} + K_{пр}, (грн.) \quad (9.1)$$

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

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

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

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

$$K_{тр} = 0,05 * 223580 = 11179$$

$$K_{м} = 0,15 * 223580 = 33537$$

$$K_{пр} = 0,2 * 223580 = 44716$$

$$K_{об} = 223580 + 11179 + 33537 + 44716 = 313012(грн)$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



4. Витрати на поточне обслуговування й поточний ремонт ( $C_o$ )

5. Амортизаційні витрати ( $C_a$ )

6. Інші витрати ( $C_i$ )

*Витрати на електроенергію*

$$C_3 = 0,7 \cdot N_y \cdot T_3 \cdot C_3 \quad (9.2)$$

- де  $C_3$  - вартість 1 кВт електроенергії в годину;

$N_y$  - сумарна настановна потужність;

$T_3$  - кількість годин роботи електродвигунів.

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

$$N_y = 24 + 2 = 26 \text{ кВт}$$

$$C_3 = 0,7 * 26 * 4380 * 0,3 = 23914 (\text{грн} / \text{рік})$$

*Витрати на воду*

$$C_6 = B \cdot t_y \cdot C_6 \cdot 10^{-3} \quad (9.3)$$

де  $B$  – витрата води на зволоження ,

$t_y$  – кількість годин роботи в режимі зволоження;

$C_6$  – вартість 1 м<sup>3</sup> води.

$$C_6 = 3705 \cdot 1080 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = 6002 \left( \frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

*Допоміжні матеріали*

$$C_m = C_{m1} + C_{m2} \quad (9.4)$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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;

$$C_{m1} = 0,1 * V * C_x = 0,1 * 15 * 300 = 450 (\text{грн}) \quad (9.5)$$

де  $V$  – обсяг холодоагенту, заправляємого в систему, кг;

$C_x$  – вартість 1 кг хладогента, грн.

Вартість фільтруючого матеріалу:

$$C_{m2} = \frac{t_\phi \cdot f \cdot c_m}{t_m} = \frac{4380 \cdot 9,4 \cdot 20}{1343} = 613 \left( \frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right) \quad (9.6)$$

де  $t_\phi$  – час роботи фільтру, год/рік;

$f$  – робоча поверхня фільтруючого матеріалу, м<sup>2</sup>;

$c_m$  – вартість 1 м<sup>2</sup> фільтруючого матеріалу, грн.;

$t_m$  – час роботи фільтруючого матеріалу, год/рік.

$$C_{m1} = 450 + 613 = 1063 (\text{грн} / \text{рік})$$

*Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування*

$$C_o = 0,05 * K_{об} = 0,05 * 313012 = 15650 (\text{грн} / \text{рік})$$

(9.7)

*Амортизаційні відрахування*

$$C_o = 0,15 * K_{об} = 0,15 * 313012 = 46951 (\text{грн} / \text{рік})$$

(9.8)

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### Інші витрати

Приймаємо у розмірі 3% від сумарних експлуатаційних витрат:

$$C_{np} = 0,03 \cdot C_{об} = 0,03 \cdot 86212 = 2586 \left( \frac{грн.}{рік} \right) \quad (9.9)$$

Результати розрахунків експлуатаційних витрат зводимо в таблицю 9.3

Таблиця 9.3 – Експлуатаційні витрати

Найменування статей витрат	Сума, грн/рік
Витрати на електроенергію	23914
Витрати на воду	6002
Витрати допоміжні матеріали	1063
Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування	15650
Амортизаційні відрахування	46951
Інші витрати	2586

## 10. ОХОРОНА ПРАЦІ

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

### Токсичність робочої речовини

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

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

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

### Гранично допустима концентрація на робочому місці

ПДК = 1000 ppm.

### Температура самозаймання, 733 ° C.

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

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

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

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

Температура кипіння  $t_{кип} = +8^{\circ}\text{C}$ , ПДКсс=0,003мг/м<sup>3</sup>, ПДКрз=0,5мг/м<sup>3</sup>. Погано розчиняється у воді.

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

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

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

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

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проекрованої установки

При розміщенні проекрованої установки необхідно забезпечити: зручність монтажу, обслуговування і ремонту установки і її елементів, компактність розташування устаткування, що дозволяє скоротити площу для його установки і протяжність трубопроводів; можливість реконструкції і розширення без тривалої зупинки устаткування; дотримання вимог техніки безпеки і протипожежного захисту.

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

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

Електробезпека

Електробезпека - система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливої і небезпечної дії електричного струму. Небезпека електричного струму на відміну від інших небезпек посилюється тим, що людина не в змозі без спеціальних приладів виявити напругу дистанційно, а також швидкоплинність поразки - небезпека виявляється, коли людина вже уражена. Аналіз смертельних нещасних випадків показує, що на долю поразок електричним струмом доводиться на виробництві до 40%, в енергетиці - до 60 % ; велика

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

частина поразок (до 80 %) відбувається в електроустановках напругою до 1000 В (110- 380 В).

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

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

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

#### Електробезпека устаткування

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

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

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

Дане приміщення холодильної установки відноситься до першої категорії.

Розрахунок системи штучного заземлення

Виконаємо розрахунок системи заземлення.

Розрахункове значення питомого опору ґрунту визначаємо по формулі:

$$\rho_p = \rho_\phi \cdot y, \quad (10.1)$$

де  $\rho_\phi$  – фактичний питомий опір ґрунту

(для чорнозьому дорівнює  $30 \text{ Ом}\cdot\text{м}$ );

$y$  - кліматичний коефіцієнт, приймаємо  $y=1,5$

В результаті підстановки числових значень у формулу отримуємо:

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

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

Вертикальні заземлювачі розташовуємо в ряд.

Рядна система розподілу вертикальних заземлювачів.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Довжину вертикального заземлювача вибираємо з умови:  $l/l'=2$ . Відстань між заземлювачами  $l'$  приймаємо рівним 5 м, тоді довжина заземлювача буде рівна

$$L=l'/2, \text{ м} \quad (10.2)$$

$$L = 5/2 = 2,5 \text{ м}$$

Глибину залягання заземлювачів приймаємо рівною  $t_0=0,5$ , тоді

$$t = l/2 + t_0, \text{ м} \quad (10.3)$$

$$t = 2,5/2 + 0,5 = 1,75 \text{ м}$$

Опір одного вертикального заземлювача визначимо по формулі:

$$R_o = \rho_p / (2 \cdot p \cdot l) \cdot (\ln(2 \cdot l/d) + 1/2 \cdot \ln((4 \cdot t + l)/(4 \cdot t - l))), \quad (10.4)$$

Тоді

$$R_o = 45 / (2 \cdot 3,14 \cdot 2,5) (\ln(2 \cdot 2,5/0,045) + 1/2 \ln((4 \cdot 1,75 + 2,5)/(4 \cdot 1,75 - 2,5))) =$$

$$R_o = 14,6 \text{ Ом}$$

Необхідну кількість вертикальних заземлювачів визначаємо по формулі

$$n = R_o / R_{\text{тр}}, \quad (10.5)$$

де  $R_o$  – опір одного вертикального заземлювача;

$R_{\text{тр}}$  – необхідний опір заземлення, в електричних

установках з напругою до 1000 В  $R_{\text{тр}} = 4 \text{ Ом}$ .

В результаті отримуємо:

$$n = 14,6/4 = 3,65$$

Підбираємо найближче стандартне число заземлювачів  $n'=4$ .

Тепер визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{\text{св}} = R_o / (n' \cdot h_{\text{в}}), \quad (10.6)$$

де  $R_o$  – опір одного вертикального заземлювача;

$n'$  – число заземлювачів;

$h_{\text{в}}$  – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів

вибираємо  $h_{\text{в}}=0,83$ . Тоді

$$R_{\text{св}} = 14,6 / (4 \cdot 0,83) = 4,4 \text{ Ом}$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначимо опір сполучної смуги (шини). Прирозміщенні заземлювачів в ряд довжина смуги визначається вираженням:

$$L = (n' - 1) \cdot l', \text{ м} \quad (10.7)$$

$$L = (4 - 1) \cdot 5 = 15 \text{ м}$$

Опір сполучної смуги знаходимо по формулі:

$$R_{\Pi} = \rho_p / (2 \cdot p \cdot L \cdot h_r) \cdot \ln(L^2 / (d \cdot t_o)), \quad (10.8)$$

де  $h_r$  – коефіцієнт використання горизонтальних заземлювачів, визначуваний  $h_r = 0.89$ . Тоді

$$R_{\Pi} = 45 / (2 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 0,89) \cdot \ln(15^2 / (0,045 \cdot 0,5)) = 4,94 \text{ Ом}$$

Опір всієї системи визначається вираженням:

$$R_c = R_{\Pi} \cdot R_{\text{св}} / (R_{\Pi} + R_{\text{св}}), \quad (10.9)$$

де  $R_{\Pi}$  – опір сполучної смуги

$R_{\text{св}}$  – опір системи вертикальних заземлювачів.

Після підстановки числових значень отримуємо

$$R_c = 4.94 \cdot 4.4 / (4.94 + 4.4) = 2.33 \text{ Ом}$$

Згідно вимогам, опір захисного заземлення у будь-який час року в установках напругою до 1000 В не повинно перевищувати 4 Ом.

Порівнюючи отримане в результаті розрахунку  $R_c$  з  $R_{\text{тр}}$ , бачимо,

що  $R_c < R_{\text{тр}}$ , а значить вимога виконана.

Пожежна профілактика

Пожежа - горіння поза спеціальним вогнищем, що завдає матеріального збитку і що створює небезпеку для життя людей. Оскільки кількість пожеж з року в рік збільшується то, створюється необхідність створювати на підприємствах умови, при, яких виникнення і поширення пожежі стає мінімальним (підвищувати пожежну безпеку будівлі).

Пожежна безпека - стан об'єкту, при якому зі встановленою вірогідністю унеможливується виникнення і розвиток пожежі (до такої міри, коли контроль вже неможливий) і дії на людей небезпечних чинників пожежі, а також забезпечується захист людей і матеріальних цінностей.

									Арк.
									71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ				

Заходи щодо пожежної профілактики розділяються на організаційні, технічні, режимні і експлуатаційні.

Організаційні заходи передбачають правильну експлуатацію машин, правильний вміст будівель, території, протипожежний інструктаж робітників і службовців, організацію добровільних пожежних дружин.

До технічних заходів відносяться дотримання протипожежних норм і правил при проектуванні будівель, при обладнанні електропроводів і устаткування, опалювання, вентиляції, освітлення, правильне розміщення устаткування.

Заходи режимного характеру - це заборона куріння в не встановленому місці, виробництво зварювальних і інших вогневих робіт в пожароопасних приміщеннях.

Експлуатаційними заходами є своєчасні профілактичні огляди, ремонти і випробування технологічного устаткування.

Здатність конструкцій чинить опір дії пожежі в перебігу певного часу при збереженні експлуатаційних функцій називається вогнестійкістю. Залежно від величини межі вогнестійкості основних будівельних конструкцій і меж поширення вогню по цих конструкціях будівлі і споруди по вогнестійкості підрозділяються на вісім мір.

Основні конструкції машинних залів мають бути II мірі вогнестійкості з негорючих матеріалів з межею вогнестійкості 0,75 ч.

Підвищити вогнестійкість будівель і споруд можна облицюванням або обштукатурюванням металевих конструкцій. Велике значення має захист дерев'яних конструкцій, оскільки при нагріві їх поверхні до 270 - 280 °С вони спалахують і продовжують горіти самостійно.

Захист від поширення полум'я в установках вентиляторів досягається за допомогою вогнепреградителів, швидкодіючих заслінок, водяних завіс і тому подібне. Вогнепреградителі - це установки які перешкоджають поширенню полум'я по каналах систем вентиляції і кондиціонування повітря.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

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

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

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

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

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

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

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

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

Розрахуємо кількість сплінкерних розеток, необхідних для гасіння приміщення торговельного залу ресторану .

$$n = S/S' = \frac{254}{12} = 21 \quad (10.10)$$

Приймаємо  $n=21$

Визначимо витрату води на пожежогасінню для розеток:

$$G = n \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 21 \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 2268 \text{ (м}^3\text{/ч)} \quad (10.11)$$

Особливу увагу необхідно приділяти евакуації людей з приміщень. Евакуація проводиться по заздалегідь спланованих дорогах, які прагнуть

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зробити мінімальними для проходження людьми до безпечного місця. Схеми евакуації розташовані в доступних для погляду людини місцях. Всі люди знаходяться в будівлі повинні строго дотримувати ці розроблені інструкції для того, щоб під час екстреної ситуації не сталося тисняви, травм, пошкоджень або інших неприємних речей.

### **10.1. Освітлення**

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

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

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

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

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

### **10.2. Захист від шуму і вібрації**

Виробничий шум супроводжується шумом і вібрацією, джерелами виникнення яких є машини з нерівноваженими масами, що обертаються, технологічні схеми, установки і апарати, в яких переміщення рідин і газів відбувається з великими швидкостями і супроводжується пульсацією.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Віброізоляцію здійснюють, застосовуючи віброізолюючі опори і пружні прокладки, виконуючи конструкційні розриви між джерелом вібрації і будівельними конструкціями.

Як віброізолюючі опори використовують віброізолюючі фундаменти і опори з пружинними, пружинно-гумовими і гумово-металевими амортизаторами.

Вібропоглинання забезпечують нанесенням на вібруючі поверхні обгороджувачів, трубопроводів і воздуховодов матеріалів з великим коефіцієнтом внутрішнього тертя.

Глушники застосовують для зниження аеродинамічного шуму систем вентиляції, кондиціонування повітря і повітряного опалювання. Зменшення шуму в глушниках досягається шляхом вживання звукопоглинальних матеріалів.

До засобів індивідуального захисту від шуму відносять проти галасливі навушники, вкладиші, шлеми і каски, що дозволяють понизити рівень шуму залежно від його частоти на 5-40 дБ. Для захисту від шуму високого рівня застосовують проти галасливі костюми.

Індивідуальний захист від вібрації забезпечується вживанням рукавиць і рукавичок, вкладишів і прокладок, спеціального взуття, нагрудників, поясів і спеціальних костюмів, виготовлених з упругодемпфіруючих матеріалів.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

## ВИСНОВКИ

Після проведення розрахунку були враховані усі особливості кондиціювання центру незламності “Шафран” м.Одеса. Були підібрані та розраховані необхідні будівельні матеріали та обрано теплоізоляцію. Були розраховані і враховані усі теплопритоки які надходять у приміщення а саме: надходження теплопритоків від сонячної радіації ,теплопритоки від навколишнього середовища, теплопритоки від різних джерел, надходження вологи від людей та різних джерел. Розраховані процеси повітрообміну в приміщеннях також були розраховані процеси обробки повітря у СКП у літній та зимовий період. Були розраховані повітропроводи для усіх приміщень. Далі був проведений розрахунок обладнання для обробки повітря у СКП. Був підібраний центральний кондиціонер КЦКП 12.5.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Література

1. Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г., Ольшевська О.В. Доцільна економічна товщина сучасних ізоляційних матеріалів плодоовочесховищ СКВ [Текст] / Н.В.Жихарєва, М.Г.Хмельнюк., О.В.Ольшевська // Холодильна техніка і технологія. – 2015. – № 3 С. 22 – 25.
2. Жихарева Н.В. Методика розрахунку систем кондиціонування повітря басейнів [Текст] / Н.В.Жихарева // Холодильна техніка і технологія. 2015. № 4 С. 12–16.
3. Жихарєва Н.В. Особливості розрахунку теплоприпливів в приміщенні при кондиціонуванні [Текст] / Н.В.Жихарєва // Холодильна техніка і технологія. 2015. № 6. С. 17–20.
4. Жихарева Н.В. Енергозбереження при експлуатації припливних систем вентиляції та кондиціонування повітря [Текст] / Н.В.. Жихарева., М.Г.Хмельнюк, В.І.Перепека // Холодильна техніка і технологія. –2016 (52). № 2.С. 62–66.
5. Жихарєва Н.В. Метод розрахунку річного споживання холоду систем кондиціонування повітря / Н.В.Жихарєва // Холодильна техніка і технологія. 2016 № 52(4).С.42–47.
5. Жихарєва Н.В.Математичне моделювання нестационарного теплообміну приміщень [Текст] / Н.В.Жихарєва. М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка та технологія. – 2017.- том 52, вип.6. – С. 75-78
6. Проектування систем кондиціонування повітря з басейном [Електронний ресурс] : посіб. для практичних та самост. робіт / Н. В. Жихарєва, М. Г. Хмельнюк, В. О. Когут ; МОН України, Одеська нац. акад. харчових технологій. — Одеса : ОНАХТ, 2017.
7. Жихарєва Н.В. Шляхи підвищення енергоефективності систем кондиціонування повітря в басейні. 2017. [Текст] / Н.В.Жихарєва., Бабой Є.О.,

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Талибли Р.Е., Жихарева Н. В. // Холодильна техніка і технологія. 2017 № 53(5). С.47–51.

8. Жихарева Н.В. Оптимізація сумарної вартості теплового захисту приміщень та кліматичного обладнання [Текст] / Н.В. Жихарева., М.Г Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. 2017 .53(4). С.42–47.

9. Жихарева Н.В. Шляхи підвищення енергоефективності багатозональних VRF систем кондиціонування повітря. [Текст] / Н.В.Жихарева.// Холодильна техніка і технологія. 2017 № 53(3). С. 26-30..

10. Жихарева Н.В. Дослідження впливу ефекту "теплової хвилі" на холодопродуктивність кондиціонера [Текст] / Н.В.Жихарева // Холодильна техніка і технологія. – 2018. №54(4).С. 27-31.

11. Жихарева Н.В. Підвищення енергоефективності багатозональних VRF систем кондиціонування повітря. [Текст] / Н.В.Жихарева., Є.О.Бабой, А.М.Басов // Холодильна техніка і технологія. 2018. № 54(6). С. 49-45.

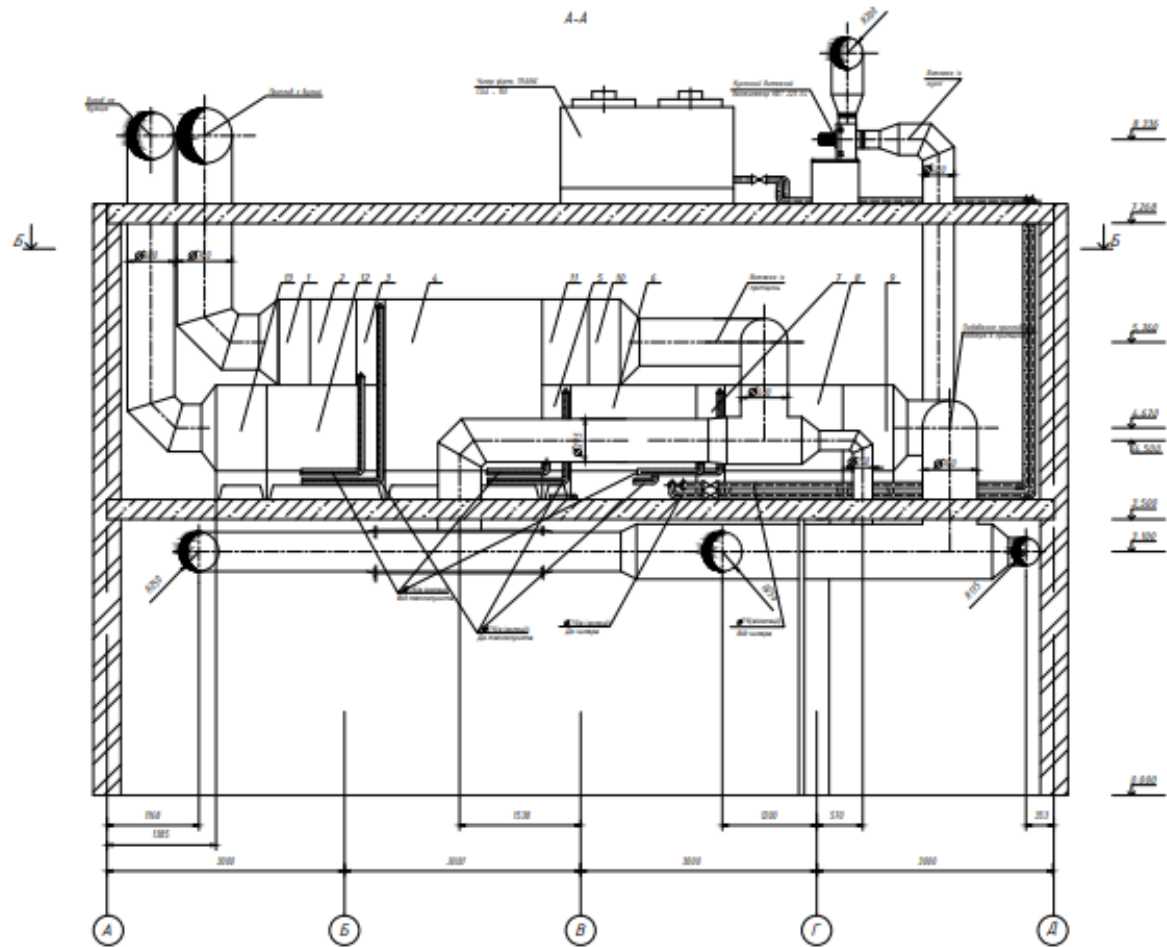
12. Жихарева, Н. В Інноваційні технології кондиціонування повітря в нестационарних умовах [Електронний ресурс] : монографія / Н. В. Жихарева ; Одес. нац. технол. ун-т, Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ТЕС, 2022. — 264 с. — Електрон. текст. дані.71 с.

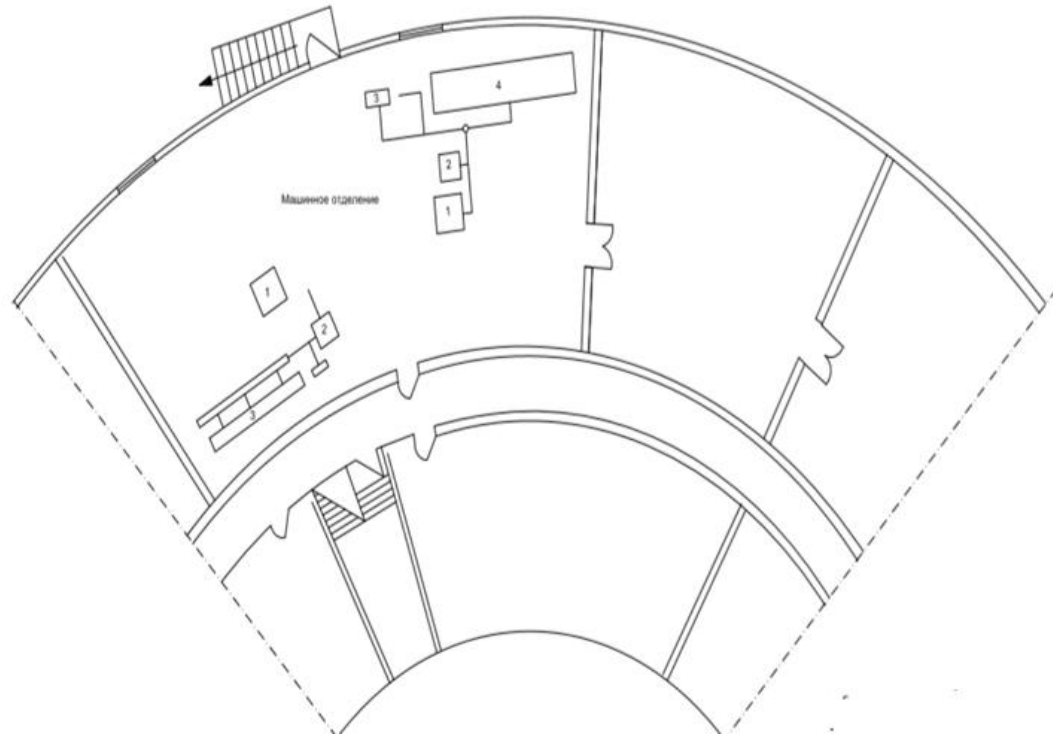
					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

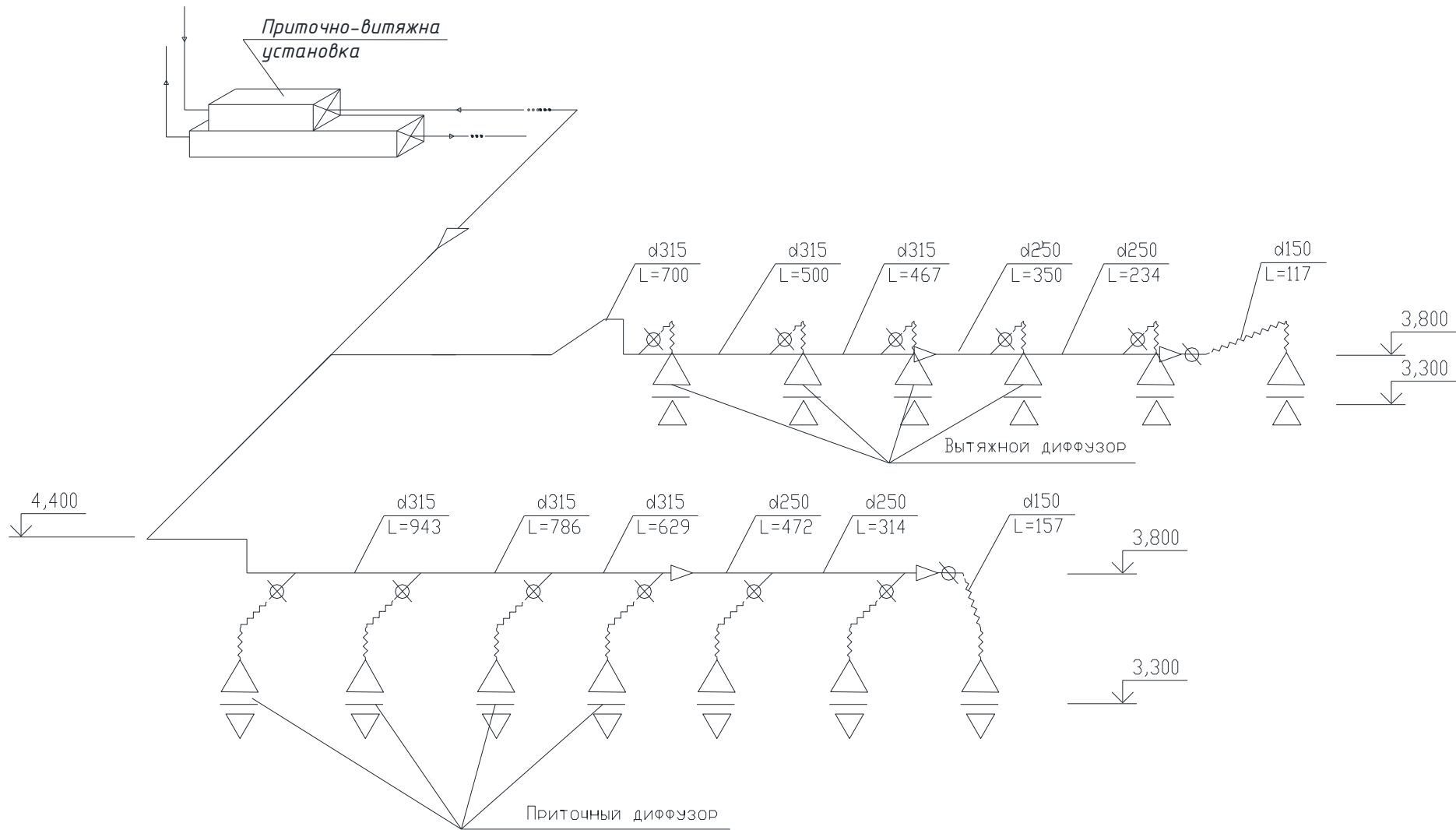


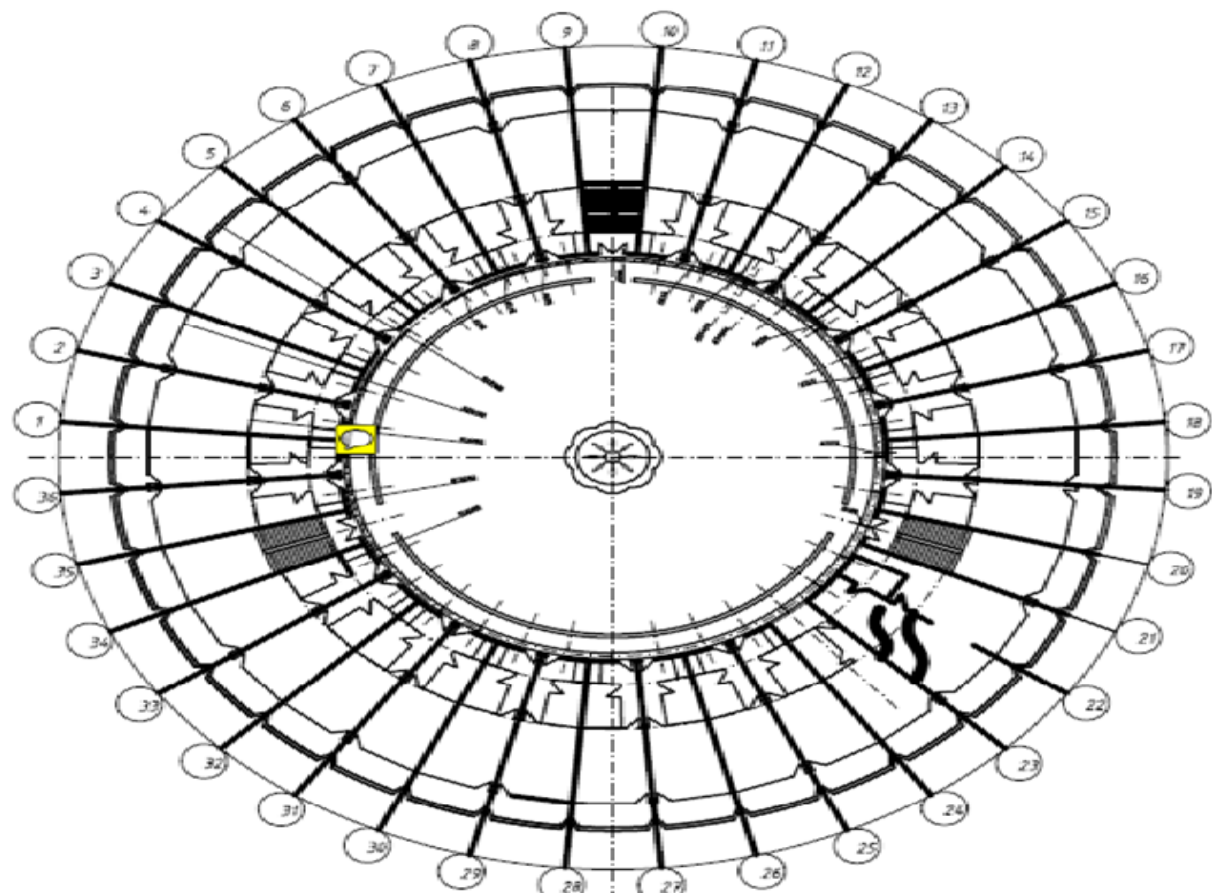




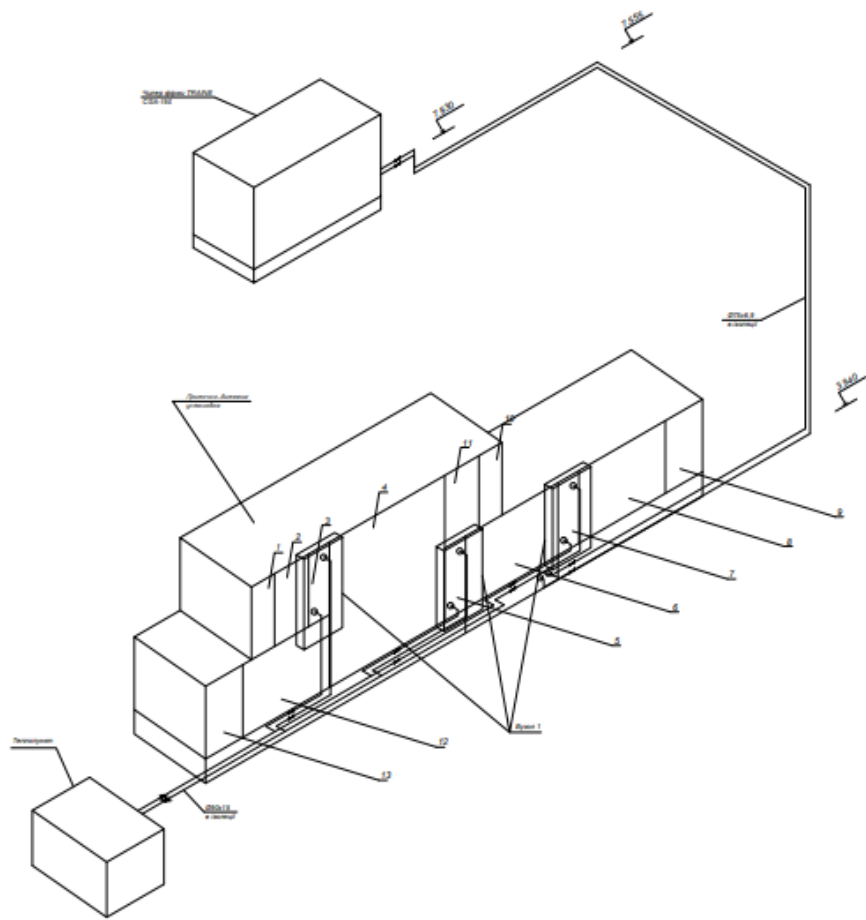




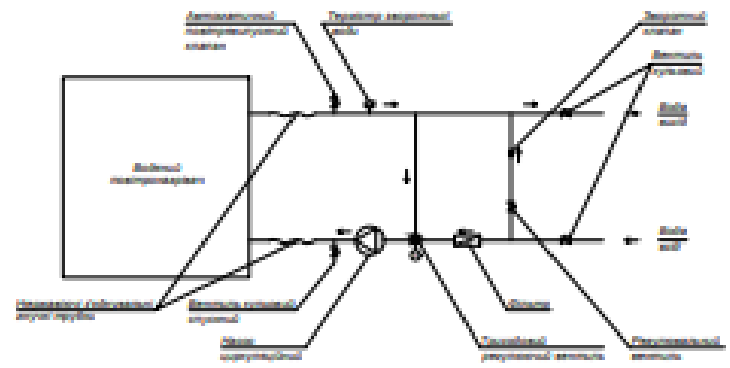








**Вузол 1 (обв'язка повітрянагрівача)**



Ім'я користувача:  
Катерина Григоріївна Краснокутська

ID перевірки:  
1016389439

Дата перевірки:  
26.06.2024 15:48:33 EEST

Тип перевірки:  
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:  
26.06.2024 15:49:45 EEST

ID користувача:  
100011688

Назва документа: 2БКВ-05 Дмитров Ярослав Геннадійович

Кількість сторінок: 49 Кількість слів: 7552 Кількість символів: 52799 Розмір файлу: 1.45 MB ID файлу: 1016201814

Виявлено модифікації тексту (можуть впливати на відсоток схожості)

41,4%

Схожість

Найбільша схожість: 24.7% з Інтернет-джерелом (<https://card-file.ontu.edu.ua/server/api/core/bitstreams/732fb672-378..>)

41.4% Джерела з Інтернету 366

Сторінка 51

Не знайдено джерел з Бібліотеки

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

0%

Вилучень

Немає вилучених джерел

Модифікації

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

Замінені символи 889

Підозріле форматування 2 сторінок

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

**В І Д Г У К**

керівника про дипломний проєкт здобувача освіти

Димитрова Ярослава Геннадійовича

Спеціальність                    № 142 «Енергетичне машинобудування»

Освітня програма                «Системи кондиціонування і вентиляції повітря»

Тема: «Проект системи кондиціонування повітря виставкового комплексу бізнес-центру площею 400 м. кв. з використанням фонтану для охолодження конденсаторів холодильних установок, м. Одеса»

**ХАРАКТЕРИСТИКА ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУ (РОБОТИ)**

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

Дипломний проєкт Димитров Я.Г. виконано згідно завданню і складається з пояснювальної записки на 72 сторінках і графічного матеріалу на чотирьох аркушах, формату А-1. Дипломний проєкт відповідає вимогам ЕСКД і ДСТУ

б) Самостійність роботи над проєктом (роботою)

Дипломник Димитров Я.Г. над дипломним проєктом працювала самостійно. графік виконання окремих розділів пояснювальної записки і графічних аркушів не порушував.

в) Теоретична підготовка дипломника

Теоретична підготовка студента Димитров Я.Г. - добра.

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

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

Здобувач Димитров Я.Г. в період роботи над дипломним проектом показав, що зможе вирішувати конструкторські і виробничі питання на базі сучасних досягнень науки і техніки в галузі енергетичного машинобудування.

Димитров Я.Г. отримав освітній рівень бакалавр з енергетичного машинобудування і кваліфікацію – фахівець з обслуговування систем кондиціонування та вентиляції повітря.

Оцінка розрахункової частини	4 <u>(добре)</u>
Оцінка графічної частини	4 <u>(добре)</u>
Загальна оцінка	4 <u>(добре)</u>

Прізвище, ім'я, по батькові керівника **к.т.н. Жихарева Наталія Віталіївн**  
Місце роботи і посада керівника проекту      ОНТУ  
доцент ХУіКП

« 20 » червня 20 24 р.

Підпис



## РЕЦЕНЗІЯ

на дипломний проект здобувача ВО  
Димитрова Ярослава Геннадійовича  
(прізвище, ім'я і по батькові)

Галузь знань: 14 «Електрична інженерія»  
Спеціальність: 142 «Енергетичне машинобудування»  
ОП: «Системи кондиціювання і вентиляції повітря»

Керівник дипломного проекту Жихарєва Н.В.

Тема дипломного проекту: Проект системи кондиціювання повітря виставкового комплексу бізнес-центру площею 400 м. кв. з використанням фонтану для охолодження конденсаторів холодильних установок, м. Одеса»

Обсяг розрахунково-пояснювальної записки 72 сторінок

Обсяг графічної частини проекту 4\_ аркушів

### ХАРАКТЕРИСТИКА ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ (РОБОТИ)

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

Дипломний проект Димитров Я.Г. виконано згідно завданню і складається з пояснювальної записки на 72 сторінках і графічного матеріалу на чотирьох аркушах, формату А-1. Дипломний проект відповідає вимогам ЕСКД і ДСТУ

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

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

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

Якість виконання пояснювальної її записки і графічної частина добра

г) Перелік позитивних якостей дипломного проекту (роботи)

1. Обґрунтування і вибір сучасної припливної установки;
2. Застосування при розрахунках комп'ютерних програм ;
3. Застосування в якості холодильного агенту сучасного озонобезпечного хладону R- 407;
4. Розрахунок і вибір теплообмінників пластинчатого типу
5. Виконання графічної частини за допомогою програми Auto CAD

д) Основні недоліки дипломного проекту (роботи)

1. При використанні інформації фірми – виробника кліматичного обладнання, в пояснювальній записці є таблиці, в яких невідкоректований текст

Оцінка розрахункової частини	4 (добре)
Оцінка графічної частини	4 (добре)
Загальна оцінка	4 (добре)

Прізвище, ім'я, по батькові

Козачинський Сергій Вікторович

Місце роботи і посада рецензента

директор ТОВ «УкрАйсКомпані»

« 24 » червня 2024 \_\_\_\_\_

  
Підпис

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

Ми, що нижче підписалися,

*Димитрова Ярослава Геннадійович,*  
здобувач освіти гр. 2БКВ-05, та

*Жихарева Наталія Віталіївна,*  
керівник дипломного проекту,

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

*«Проект системи кондиціонування повітря виставкового комплексу бізнес-центру площею 400 м. кв, з використанням фонтану для охолодження конденсаторів холодильних установок, м. Одеса» (автор роботи – Димитров Я.Г., керівник роботи – Жихарева Н.В.)*

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

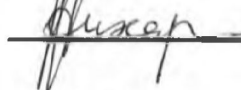
Несемо відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів випускної кваліфікаційної роботи і даємо згоду на обробку персональних даних.

Виконавець



/ Димитров Я.Г. /

Керівник



/ Жихарева Н.В. /

«10» червня 2024 р.