

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і  
вентиляції повітря»

Група: БКВ - 04

# **Дипломний проєкт**

**здобувача освіти денного відділення**  
**БКВ 04. 002. 000 ДП**

**Бойко Володимир**  
**Тарасович**

**м. Одеса - 2023 р.**

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

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

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

**ЗАВДАННЯ**

**ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУВАННЯ**

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

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

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

*Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»*

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

Вихідні дані для проекту: м. Миколаїв , дитяча їдальня

*Зміст та послідовність виконання дипломного проекту*

**Вступ**

**1 Загальна частина**

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

**3 Розрахунково-конструкторська частина**

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

**4 Організаційна частина**

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

**5 Економічна частина**

**6 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях**

**7 Використана література**

## Графічна частина

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

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціонування і вентиляції повітря

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

Графічний Аркуш 4. Технічне креслення обладнання

## Графік виконання проекту

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

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

Протокол № 2 від “ 13” вересня 2022 р.

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

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту \_ Хмельнюк М.Г \_\_\_\_\_ (\_\_\_\_\_)

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

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

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**  
**БКВ 04. 002. 000 ДП**

До дипломного проекту на тему:  
Проект системи кондиціонування повітря їдальні дитячого закладу на 63  
відвідувача, м. Миколаїв

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки  
на 78 сторінках та графічного матеріалу на 4 аркушах.

*Дипломник* \_ **Бойко В. Т.** (\_\_\_\_\_)

\_\_\_\_\_ **Керівник проекту** \_ **Хмельнюк М. Г.** (\_\_\_\_\_)

**Консультанти:**

з економічної частини \_\_\_\_\_ (Шимко О.В.)

з будівельної частини \_\_\_\_\_ (Волянська С.В.)

з охорони праці \_\_\_\_\_ (Чорновол Н.І.)

по дотриманню  
вимог ЄСКД \_\_\_\_\_ (Волянська С.В.)

До захисту допущено  
Завідувач кафедри \_\_\_\_\_ (Хмельнюк М.Г.)

Завідуючий відділенням \_\_\_\_\_ (Бригадир Л.Г.)

Захист “ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2023 р. Протокол ЕК № \_\_\_\_\_  
Оцінка ЕК \_\_\_\_\_

Секретар ЕК \_\_\_\_\_ Куриленко В.О.

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціювання і  
вентиляції повітря»

Група: БКВ - 04

# Дипломний проєкт

здобувача освіти денного відділення

БКВ 04. 002. 000 ДП

**Бойко**  
**Володимир**  
**Тарасович**

м. Одеса - 2023 р.

## **1. Бойко Володимир Тарасович**

Проект системи кондиціювання повітря їдальні дитячого закладу на 63 відвідувача, м. Миколаїв  
Проф Хмельнюк М.Г.

### **АНОТАЦІЯ**

Дипломний проект складається з: 71 сторінки тексту, 5 рисунків, 7 таблиці, 17 посилання на літературні джерела.

У даній науковій роботі йде мова про розробку системи кондиціювання дитячої закладу на 63 відвідувача. Це основна задача, яка полягла в основу написання цієї роботи.

В роботі проведений розрахунок процесів кондиціювання повітря з врахуванням тепло-волого надходження від дітей : вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; особливості підбору обладнанні обґрунтування вибору і підбір обладнання для системи життєзабезпечення; підбір фільтраті та рівномірний розподіл повітря, системи розподілу повітря та систем вентиляції.

**Ключові слова:** системи кондиціювання, теплопритоки, система кондиціювання , фільтрація .

### **ANNOTATION**

The diploma project consists of: 77 pages of text, 5 figures, 7 tables, 17 references to literary sources.

This scientific work deals with the development of the air conditioning system of a children's institution for 63 visitors. This is the main task that formed the basis of writing this work.

The paper calculates air conditioning processes taking into account the heat and moisture input from children: selection of calculation parameters of indoor and outdoor air; calculation of heat inflows and moisture inflows; features of selection of equipment, justification of choice and selection of equipment for the life support system; selection of filtrate and uniform distribution of air, air distribution systems and ventilation systems.

## ЗМІСТ

Вступ.....	3
1. Техніко-економічне обґрунтування вибору типу СКП .....	6
2. Основні вихідні дані проекту.....	7
3. Розрахунок процесів літнього та зимового кондиціонування повітря.....	11
3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря.....	11
3.2 Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції .....	11
3.3.Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом.....	12
3.4 Розрахунок теплових виділень від різних джерел .....	14
3.5 Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів обробки повітря в літній та зимовий періоди.....	18
4. Проектування та розрахунок вентиляційної мережі.....	23
4.1. Розрахунок системи розподілу повітря.....	24
4.2. Аеродинамічний розрахунок системи повітроводів.....	29
5. Вибір і розрахунок припливної установки.....	31
5.1 Підбір каналного кондиціонера.....	31
5.2 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача.....	33
5.3. Розрахунок повітряного фільтру.....	39
5.4 Розрахунок парового зволожувача.....	41
5.5 Розрахунок повітроохолоджувача.....	43
5.6 Розрахунок повітряного кишенькового фільтру.....	49
5.7 Розрахунок системи шумоглушіння.....	51
6. Вибір схеми і приладів автоматичного регулювання.....	55
7. Охорона праці.....	

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Афанасенко			Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.					1	83	
Реценз.					142 гр.		
Н. Контр.							
Затверд.							
<i>Розрахунково- пояснювальна записка</i>							

.....	60
Висновки.....	76
Список використаної літератури.....	77

					ОДАХ.ДПО 104.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

## ВСТУП

Дипломна робота є частиною комплексного інноваційного дослідження бакалаврів.

Метою даної дипломної роботи є розробка системи життєзабезпечення ігрових кімнат та кімнат відпочинку дошкільного навчально-виховного комплексу “Зірка”, м.Миколаїв .

Є категорії приміщень, які потребують підвищеної вимоги до чистоти і якості повітря. Одним з таких видів є будинки дошкільних закладів, а саме дитячі сади. Специфіка їх полягає в тому, що в них постійно / періодично знаходяться діти до 6 років, відповідно параметри мікроклімату приміщень повинні бути такими, щоб забезпечувати необхідні вимоги, прописані в ДБН.

Згідно з нормами, в будівлях дитячі садки та ясла повинні бути в різних приміщеннях і мати або павільйонний, або блокову конфігурацію. Дитячі групи складаються з 10-15 дітей. Щоб уникнути поширення вірусних інфекцій, для здорового самопочуття дітей і персоналу необхідно організувати системи вентиляції. Основні завдання, з якими повинна справлятися система вентиляції:

1. Видаляти забруднене повітря з приміщення і подавати свіже;
2. Справлятися з виділеннями шкідливих речовин. У приміщеннях дитячих садів - це теплопритоки від дітей і персоналу, виділення вуглекислого газу, вологовиділення, видалення неприємних запахів.

Оскільки в таких будівлях знаходяться приміщення різного призначення, то повітрообмін потрібно організувати для кожного з них з урахуванням своїх особливостей.

Основні приміщення, ті в яких діти перебувають більшу частину часу - це ігрові кімнати, групові та спальні. Нормативні документи говорять про те, що в таких приміщеннях варто влаштовувати наскрізне провітрювання, витягаючи забруднене повітря із спалень через групові кімнати. У приміщеннях групових і

Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

гральних передбачається наскрізний (кутовий) провітрювання, тобто природна витяжка. Приплив організовується механічний, з підігрівом повітря. Приміщення медичного пункту обладнуються механічною системою видалення повітря. Приплив потрапляє в приміщення за рахунок нещільності віконних прорізів, а також через коридор.

Душові, умивальні і санітарні вузли повинні мати індивідуальні системи витяжної вентиляції. Витрата повітря на один унітаз становить 100 м<sup>3</sup>/год, на одну душову кабінку - 75 м<sup>3</sup>/год. У приміщеннях роздягалень повинні бути обладнані шафи для сушіння дитячого одягу, при цьому витрата повітря, необхідний для однієї шафи становить 10 м<sup>3</sup>/год. У приміщеннях харчоблоку в дитячих садах, як і в інших цивільних і адміністративних будівлях, передбачається часткове видалення повітря місцевими відсмоктувачами безпосередньо над місцями виділення шкідливих речовин, тобто над плитами для приготування їжі, столами для оброблення продуктів і над мийками для миття посуду. Паралельно організовують витяжку з цих приміщень виходячи з розрахунку по тепловиділення з кожного приготованого блюда і теплопритоків, які виділяються в приміщення. Приплив з коридору організовується природним шляхом, або організованим припливом

Отже, виходячи з усього перерахованого вище, можна виділити основні вимоги, які висуваються до систем вентиляції та опалення в будинках дошкільних закладів:

- -Воздуховоди і елементи всіх систем повинні відповідати нормативним значенням по вогнестійкості та пожежної безпеки;
- -транзитні повітроводи інших систем не повинні проходити через такі приміщення, як ігрові, групові та спальні;
- -При підвищеній температурі теплого періоду року наскрізне або кутове провітрювання також використовується і для таких приміщень, як постірочніє, сушильні, кухні, туалетні приміщення;

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- -не допускається застосування азбестоцементних повітропроводів;
- -необхідно провітрювати приміщення з постійним перебуванням там дітей, відбуватися це повинно в той час, коли діти знаходяться в іншому приміщенні або на вулиці і займає воно від 3 до 20 хв залежно від температури зовнішнього повітря.

Відповідно, чим нижче температура зовні приміщення - тим коротша тривалість провітрювання. Проміжки між провітрювання повинні складати не більше 1,5 годин;

-Забороняється закривати природні припливні отвори, які знаходяться в віконних отворах або в стінах;

-опалювальні прилади повинні бути обладнані спеціальними екранами, які запобігають опіки при торканні до них;

-температура на поверхні нагрівальних елементів повинна бути не вище 80 °С;

-температура підлоги в кімнатах, де постійно перебувають діти, повинна бути не нижче 22 °С;

відносна вологість повітря повинна бути на рівні 40-60%, а в побутових приміщеннях - до 70%.

Від якості повітря в приміщеннях дитячих садків і ясел залежить здоров'я і самопочуття маленьких дітей. Розумніше зробити правильну систему вентиляції, яка буде забезпечувати необхідні параметри мікроклімату в приміщеннях. Для цього варто зробити розрахунок повітря, необхідного як для подачі, так і для видалення з приміщень, а також підібрати необхідне обладнання.

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

## 1.ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ СКП

СКП потребують створення доволі складних пристроїв, що суттєво впливають на вартість будівництва та експлуатаційні витрати. У зв'язку з цим техніко-економічна оцінка СКП викликає інтерес у замовника. Така оцінка виконується не тільки в процесі проектування, але і на перед проектній стадії, що особливо важливо для вибору того чи іншого варіанту системи або для вирішення питання про доцільність облаштування СКП у тих випадках, коли будівельні норми вимагають обґрунтування для проектування всередині будівлі повітряного середовища з оптимальними параметрами.

Головні економічні вимоги до проекту полягають у наступному: мінімальна вартість обладнання та будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла та особливо коштовного холоду.

Таким чином, для кондиціювання дитячого розважального комплексу пропонується використовувати СКП, що складається з таких елементів:

3. Канальний кондиціонер фірми «Mitsubishi electric»;
4. Повітропроводи фірми «Арктос»;

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

## 2. ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

Характеристика будівельних конструкцій :

Місцезнаходження об'єкту - місто Миколаїв

Найменування об'єкту – Дошкільний навчально-виховний комплекс “Зірка”.

Географічна широта - 48°.

Визначаємо необхідну товщину теплоізоляції стін та покрівлі.

### Початкові дані:

Місто : Миколаїв

$t_n=31,2^\circ\text{C}$ ,  $h_n=62$  кДж/кг,  $A_{m.c}=12^\circ\text{C}$ .

Параметри у приміщенні:  $t_b=24^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_b=50\%$ .

Висота приміщення: 6 м.

Напрямок фасаду : Захід

**Стіна:** штукатурка  $\delta=25$  мм; залізобетон  $\delta=60$ мм; Rookwool  $\delta=?$  мм, штукатурка  $\delta=25$  мм.

**Крівля:** безгорищне покриття: залізобетона плита  $\delta=150$  мм Rookwool  $\delta=?$ мм; вирівнюючий слой (цементно-пісчаний)  $\delta=20$  металлочерепиця  $\delta=0,45$  мм.

**Визначаємо необхідну товщину термоізоляції стін:**

**Стіни виконані з таких матеріалів:**

штукатурка  $\delta = 25$  мм;  $\lambda = 0,7$  Вт/(м · К);

залізобетон  $\delta = 60$  мм;  $\lambda = 2,04$  Вт/(м · К);

штукатурка  $\delta = 25$  мм;  $\lambda = 0,7$  Вт/(м · К);

Rookwool  $\lambda = 0,037$ Вт/(м · К);

$k$  - коефіцієнт теплопередачі, приймаємо  $k_{cm} = 0,4$  згідно ДБН В 2.6-31:2006,табл 1 для м.Миколаїв.

**Товщина шару ізоляції стіни**

$$\delta_{oc} = \lambda_{oc} \left[ \frac{1}{k} - \left( \frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{ai}} \right) \right] = 0,0037 \left[ \frac{1}{0,04} - \left( \frac{1}{23} + \frac{1}{7} + 2 \cdot \frac{0,025}{0,7} + \frac{0,06}{2,04} \right) \right] = 0,0072\text{м} \quad (2.1)$$

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

,приймаємо 0,1м.

де  $\alpha_{\text{вн}} = 7 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$  - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря в приміщенні;

$\delta_i$  и  $\lambda_i$  - товщина и теплопровідність 1-го слою огороження;

$\alpha_{\text{н}} = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$  - коефіцієнт тепловіддачі з наружної поверхні стіни.

**Кровля плоска, виконана із наступних матеріалів:**

залізобетонна плита  $\delta = 150 \text{ мм}$ ;  $\lambda = 2,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;

Roowool  $\lambda = 0,037 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;

цементно-пеісчаний шар  $\delta = 20 \text{ мм}$ ;  $\lambda = 0,93 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;

металочерепиця  $\delta=0,45 \text{ мм}$ .

Приймаємо  $k_{\text{кр}} = 0,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ .

$$\delta_{\text{вс}} = \lambda_{\text{вс}} \left[ \frac{1}{k} - \left( \frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{ai}}} \right) \right] = 0,0037 \cdot \left[ \frac{1}{0,35} - \left( \frac{1}{23} + \frac{1}{7} + \frac{0,002}{0,93} + \frac{0,45}{27} \right) \right] = 0,0097 \text{ м} \quad (2.2)$$

**Толщина слою ізоляції кровлі**

$$\delta = 0,047 \left[ \frac{1}{0,5} - \left( \frac{1}{7} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,12}{2,04} + \frac{0,001}{0,17} + \frac{1}{23} \right) \right] = 0,081 \quad (2.3)$$

Опір теплопередачі приймаємо згідно з ДБН В2.6-31:2006.  $R=0,25 \text{ м}^2\text{К}/\text{В}$  для стіни та  $R=0,3 \text{ м}^2\text{К}/\text{В}$  для покрівля. Обираємо коефіцієнт теплосвоєння матеріалів  $S$  із БНіП. Потім розраховуємо опір  $R$ , теплову інерцію шару огороження  $D$ , теплову інерцію огороження  $\Sigma D$  за формулами наведеними нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{ВТ} \quad (2.4)$$

де  $\delta$  - товщина шару огороження;

$\lambda$  - теплопровідність матеріалу шару.

$$D = R \cdot S \quad (2.5)$$

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Результати розрахунку зводимо до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Теплова інерція матеріалів

Конструкція та матеріал	Щільність $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Товщин а, $\delta$ , м	Коефіцієнти			
			Питома теплопровідність, $\lambda$ , Вт/(мК)	Теплозасвоєння, $S$ , Вт/(м <sup>2</sup> К)	Термічний опір, $R$ , (м <sup>2</sup> К/Вт)	Теплова інерція, $D$
Металевопластикові вікна					0,36	0,9
Зовнішня стіна						
штукатурка	1600	0,025	0,7	8,69	0,035	0,304
RockWool	100	0,01	0,037	9,2	2,7	24,84
залізобетон	400	0,15	2,04	17,98	0,073	1,31
штукатурка	1600	0,025	0,7	8,69	0,035	0,304
Безгорищне покриття						
металочерепиця	800	0,45	27	45	0,001	0,045
цементно-пісчаний шар	1800	0,02	0,93	8,69	0,021	0,18
RockWool	80	0,12	0,05	9,2	2,7	24,84

Отже, у цьому розділі розраховано коефіцієнт теплопередачі стіни і перекриття з врахуванням всіх їхніх шарів.

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

### 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 -  $t = 31,2$  °С;
- розрахункова швидкість руху повітря -  $1,0$  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 -  $\phi_{п} = 60\%$ ;
- відносна вологість повітря у приміщенні взимку -  $\phi_{п} = 50\%$ ;
- 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 непрозори 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 непрозори огороження в контрольній роботі визначається за спрощеним інженерним методом [11].

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаються рівнянням:

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

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].

Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаємо за формулою:

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

де

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

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

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

$F_3$  - 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 огороження

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

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

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.

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Теплоприпливи  $Q_v$  розраховують у тих випадках, коли різниця температур складає більше  $5^\circ\text{C}$ .

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  $10^\circ\text{C}$ .

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

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

де

$q_c$  - питомий тепловий потік внаслідок сонячної радіації (прямої та розсіяної) через чисте одинарне скло,  $[\text{Вт}/\text{м}^2]$ , визначається по таблиці 3.

$F$  – площа заскленої поверхні, що піддається прямій радіації,  $[\text{м}^2]$ ;

$k_{п}$ ,  $k_{заб}$ ,  $k_{зат}$  – коефіцієнти, що враховують, відповідно, вплив плетінь і конструкцій заскленої поверхні [16], можливість забруднення,

$k_{заб} = 0.75$ , затінення шторами, маркізами і т.д.

Надходження явної теплоти від остигаючої їжі знаходимо по формулі:

$$Q_{\text{їжі}}^{\text{яв}} = g \cdot c_{cp} \cdot (t_n - t_k) \cdot n / \tau \cdot 3,6, \text{ Вт} \quad (3.16)$$

де,  $g$  – середня вага усіх страв на одного відвідувача;

приймаємо  $g = 0,8$  кг;

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

$t_n$  – температура їжі, яка поступає в обідній зал, приймаємо  $t_n = 70^\circ\text{C}$ ;

$t_k$  - температура їжі в момент вживання, приймаємо  $t_k = 40^\circ\text{C}$ ;

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		15

$n$  – число посадкових місць в залі;

$\tau$  – тривалість прийняття їжі

$$Q_{\text{їжі}}^{\text{яб}} = 0,8 \cdot 3,35 \cdot (70 - 40) \cdot 320 / 1 \cdot 3,6 = 7147 \text{ Вт}$$

Вважаємо, що  $Q_{\text{їжі}}^{\text{яб}} = Q_{\text{їжі}}^{\text{сх}}$ , тоді

$$Q_{\text{їжі}}^{\text{нов}} = 2 \cdot Q_{\text{їжі}}^{\text{яб}} = 2 \cdot 7147 = 14294 \text{ Вт}. \quad (3.17)$$

Надходження теплоти від обладнання

$$Q_{\text{обл}} = (N_{\text{обл}} \cdot n) \cdot 0,9 = (1800 \cdot 3) \cdot 0,9 = 4860 \text{ Вт} \quad (3.18)$$

### 3.4 Розрахунок вологовиділень від різних джерел

Вологовиділення від людей

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

де  $n$  – кількість людей у приміщенні;

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

$$W_{\text{л}} = 30 \cdot 0,0135 = 0,405 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$$

Визначаємо вологовиділення від вологого приборання

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

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

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

$$\sigma = \frac{8}{1,006 \cdot 10^3 + 1,86 \cdot (9 + 18) / 2} = 0,007758 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

$d_n, d''_n$  - вологовміст повітря у приміщенні при заданій відносній вологості та на лінії насичення.

$$W_{вл.у.} = 0,007 \cdot 92,4 \cdot (18 - 9) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 0,57 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с,}$$

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

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.

$$r = 2500 - 2,3 \cdot 16,5 = 2462,05 \text{ (кДж/кг),}$$

$$Q_{вл.у.}^{скр} = 2462,05 \cdot 10^3 \cdot 0,57 \cdot 10^{-3} = 1410 \text{ Вт.}$$

Визначаємо повне вологовиділення:

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

$$W_{пол} = 0,405 \cdot 10^{-3} + 0,57 \cdot 10^{-3} = 2,54 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

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

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\varepsilon = \frac{9,786}{2,54 \cdot 10^{-3}} = 3853 \text{ кДж/кг}$$

Визначаємо звичайну приховану теплоту:

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

$$Q_{\text{скр}} = 1044 + 1410 = 2454 \text{ Вт}$$

Визначаємо загальну явну теплоту

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{пол}} - Q_{\text{скр}} \quad (3.15)$$

$$Q_{\text{явн}} = 4239 - 2454 = 1785 \text{ Вт}$$

Приймаємо  $\Delta t_p = 6^\circ\text{C}$ .

$$G_1 = \frac{Q_{\text{пол}}}{h_{\text{в}} - h_{\text{п}}}, \text{ кг/с} \quad (3.26)$$

$$G_1 = \frac{23,032}{48 - 38} = 2,303 \text{ кг/с,}$$

$$G_2 = \frac{W_{\text{пол}}}{d_{\text{г}} - d_{\text{н}}}, \text{ кг/с} \quad (3.17)$$

$$G_2 = \frac{2,54 \cdot 10^{-3}}{(9,5 - 8,5)10^{-3}} = 2,54 \text{ кг/с}$$

$$c_p = 1,006 + 1,8d, \text{ кДж} \quad (3.18)$$

$$c_p = 1,006 + 1,8 \cdot 7 \cdot 10^{-3} = 1,012 \text{ кДж}$$

$$G_3 = \frac{Q_{\text{явн}}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (3.19)$$

$$G_3 = \frac{2,54}{1,012 \cdot 6} = 2,762 \text{ кг/с.}$$

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Обираємо  $G = 2,76$  кг/с.

Результати розрахунку решти приміщень зведені до таблиці 3.2

Таблиця 3.2 - Підсумки розрахунків теплоприпливів

Кімната	Сумарний Тепло- приток (літо) $Q_{пол, кВт}$	Суммарні Вологови ділення (літо) $W_{пол, кг/с}$	Суммарні й тепло- приток (зима) $Q_{пол, кВт}$	Суммарні Вологовиді лення (зима) $W_{пол, кг/с}$	Тепло- вол. Хар-ка (літо) $\varepsilon, кДж/кг \cdot \hat{E}$	Масова Витрата Воздуха $G, кг/с$
Ідальня	9786	0.0025	9300	0,0025	3853	3,76

#### 4.5 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  $\Delta t_{роб} = 5$  °С. Точка П' характеризує стан

									Арк.
									19
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ				

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 у залі взимку

Зовнішня температура повітря  $t_n = -20^\circ\text{C}$  [3];

Ентальпія зовнішнього повітря  $h_n = -18,9$  кДж/кг [3].

$$G_x = G_T, \text{ кг/с} \quad (3.21)$$

$$G_x = 0.76 \text{ кг/с}$$

Розрахунок тепловиділень від огороджуючих конструкцій

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

$$Q_{\text{ст}} = k_{\text{ст}} F (t_n - t_b), \text{ Вт} \quad (3.27)$$

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

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

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

$$Q_{\text{ст}} = 0,346 \cdot 45 \cdot (-20 - 20) = -622,8 \text{ Вт},$$

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

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,  $^\circ\text{C}$ .

$$Q_{\text{пер}} = 4 \cdot 96 \cdot (18 - 20) = -768 \text{ Вт}$$

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

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де  $F_{ок}$  – площа вікон,  $m^2$ ;

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

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

$$Q_{ок} = 19,3 \cdot 0,61 \cdot (-20 - 20) = -470,92 \text{ Вт},$$

$$Q_{огр} = -622,8 - 768 - 470,92 = 1861,72 \text{ Вт}.$$

Розрахунок вологовиділень від різних джерел

Тепловиділення від людей.

$$Q_{л}^3 = Q_{л}^л, \text{ Вт} \quad (3.24)$$

$$Q_{л}^3 = 3480 \text{ Вт}.$$

Тепловиділення від освітлення

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

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

Повний теплоприплив

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

$$Q_{пол} = 4176 + 2378 - 0,4 \cdot 1861,72 = 5809,312 \text{ Вт}$$

Повний вологоприплив

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

$$W_{пол}^3 = 0,97 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с},$$

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		21

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

$$\Delta h_p = \frac{5,8}{0,29} = 20,0 \text{ кДж/кг},$$

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

$$\Delta t_p = \frac{5,8 - 1,044}{0,29 \cdot 1,018} = 16,0 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{пол}^3}{W_{пол}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.40)$$

$$\varepsilon = \frac{9,786}{2,54 \cdot 10^{-3}} = 3853 \text{ кДж/кг}$$

Розрахунок решти приміщень зведено до таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 - Підсумки розрахунків тепловтрат.

Таблиця 3.3 - Підсумки розрахунків теплоприпливів

Кімната	Сумарний Тепло- приплив (літо) $Q_{пол}, \text{кВт}$	Суммарні Вологови ділення (літо) $W_{пол}, \text{кг/с}$	Суммарний тепло- приплив (зима) $Q_{пол}, \text{кВт}$	Суммарні Вологови ділення (зима) $W_{пол}, \text{кг/с}$	Тепло- вол. Хар-ка (літо) $\varepsilon, \text{кДж/}$ $\text{кг} \cdot \hat{E}$	Масова Витрата Воздуха $G, \text{кг/с}$
Ідаляня	7860	0.0035	7786	0,0025	8853	0,76

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

кімната						
---------	--	--	--	--	--	--

Будуємо процес обробки повітря у СКП для холодної 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. Точка К відображує стан повітря на виході з повітронагрівача першого ступеня та знаходиться на перетині ліній  $d = \text{const}$  проведеної від точки Н та ізоентальпи  $h = \text{const}$  проведеної від точки О.

Висновок: В цьому розділі я розраховував теплопритоки через огороження і вологовиділення, побудував процеси обробки повітря в холодний і теплий період на  $d, h$  діаграмі.

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		23

#### 4. ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Підбираємо сім припливних установок, що складаються з:

- повітрозабірний клапан;
- фільтр;
- нагрівач водяний (фірми OSTBERG);
- вентилятор (фірми OSTBERG);
- шумоглушник;
- система автоматики.

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;

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- витрата повітря й довжини ділянок;
- характеристик повітроводу (кінцевий, магістральний);
- задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без обліку коефіцієнта місцевих опорів трійників і хрестовин.

#### 4.1. Розрахунок системи розподілу повітря

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

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L = \frac{G \cdot 3600}{\rho}, \text{ м}^3 / \text{год} \quad (4.1)$$

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

Для системи П2-П5:

$$L_2 = \frac{3600 \cdot 2,762}{1,2} = 8400 \text{ м}^3 / \text{г}$$

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

для системи П1:

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

$$L_2^n = 1,04 \cdot 83200 = 83257 \text{ м}^3 / \text{г}$$

Для кожної ділянки магістрального повітря визначаємо довжину і витрату повітря і заносимо в таблицю № 4.1

4.1.2. Визначаємо площу з рівняння суцільності

$$F' = \frac{V}{v}; \text{ м}^2 \quad (4.3)$$

де

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		25

$V$  - об'ємна витрата повітря на ділянці;  $м^3 / с$

Задаємо швидкість  $\omega = 5 м/с$  на магістральній ділянці

Решта ділянок є всмоктувальними повітропроводами. Їх виконують за допомогою гнучких повітропроводів. Це виконується з метою зменшення аеродинамічних втрат і рівня шуму, а також для швидкості монтажу. Швидкість слід приймати в 2-3 рази менше ніж в магістральному повітроводі.

Приймаємо швидкість  $\omega = 2,5 м/с$

По [3, табл. 12.1] визначаємо нормовані розміри круглих гнучких повітропроводів

$d_{гост}$ , мм; і  $F_{гост}$ ,  $м^2$

#### 4.1.3. Визначаємо дійсну швидкість

$$\omega = \frac{V}{F_{гост}}; м/с \quad (4.3)$$

#### 4.1.4. Визначаємо втрати тиску по довжині на ділянках мережі повітропроводу

$$\Delta P_l = R \cdot l; Па \quad (4.4)$$

де

$R$  - питомі втрати тиску на тертя на одному погонному метрі повітропроводу, Па/м

$l$  - довжина кожної ділянки повітропроводу; м

Розрахунок питомих втрат по довжині виконаємо за формулою :

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho_g}{2 \cdot g} \cdot 9,8, Па / м \quad (4.5)$$

де  $\lambda$  коефіцієнт опору на тертя

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{k}{d_{гост}} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (4.6)$$

$Re$  – число Рейнольдса

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{зост}}}{\gamma}, \quad (4.7)$$

$\gamma$  – в'язкість повітря, м<sup>2</sup>/с

#### 4.1.5. Визначаємо втрати тиску в місцевих опорах

$$Z = \Sigma \xi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}; \text{ Па} \quad (4.8)$$

де

$\Sigma \xi$  - сумарний коефіцієнт місцевих опорів;

$\rho$  - щільність повітря; кг/м

По [3, табл. 12.35] для поворота при  $\alpha=90^\circ$ :  $\xi = 0,3$

По [3, табл. 12.39] для трійника:  $\xi = 0,1$

#### 4.1.6. Обчислюємо загальні втрати на ділянках мережі воздуховода

$$\Delta P_o = \Delta P_1 + Z; \text{ Па} \quad (4.9)$$

Всі розрахунки зводимо в таблицю № 4.1

№	$\omega, \text{ м/с}$	$L, \text{ м}^3/\text{ч}$	$F, \text{ м}^2$	$d, \text{ м}$	$d', \text{ м}$	$\omega', \text{ м/с}$	Re	$\lambda$	$l, \text{ м}$	$\Delta P_{\text{тр}}, \text{ Па}$	$\zeta$	Z, Па	$\Delta P_{o, \text{ П}}$
1	3,5	500	0,063	0,284	0,280	3,6	67133	0,021	3	0,49	4	31,29	35,78
2	3,6	800	0,123	0,396	0,400	3,5	93986	0,019	3	0,31	0	0,00	0,31
3	3,5	1400	0,188	0,490	0,500	3,4	112783	0,019	9	0,68	0,33	2,28	3,29

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ				Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата					27

4	3,4	600	0,065	0,289	0,280	3,6	67133	0,021	2	0,33	4	31,29	35,62
5	3,6	1200	0,123	0,396	0,400	3,5	93986	0,019	2	0,21	0	0,00	0,21
6	3,5	2400	0,188	0,490	0,500	3,4	112783	0,019	2	0,15	0	0,00	0,15
7	3,4	3200	0,262	0,577	0,560	3,6	134266	0,018	2	0,14	0	0,00	0,14
8	3,6	4000	0,308	0,626	0,630	3,6	149184	0,017	2	0,12	0	0,00	0,12
9	3,6	3800	0,374	0,690	0,710	3,4	158849	0,017	2	0,10	0	0,00	0,10
10	3,4	5600	0,462	0,767	0,800	3,1	164475	0,017	2	0,08	0	0,00	0,08
11	6,0	8000	0,370	0,687	0,710	5,6	264749	0,016	8,1	0,60	2,3	43,52	46,42
													122,2 1

#### 4.1.7. Підбір вентиляторного агрегату

Вентиляторна установка підбирається по аеродинамічним втратам у кондиціонері, знешумлювачі та у найбільш напруженій гілці.

$$\Delta P_c = \Delta P_{кон} + \Delta P_{ш.зл} + \Delta P_o; Па \quad (4.10)$$

де  $\Delta P_{кон}$  – втрати напору в кондиціонері; Па

$\Delta P_{ш.зл}$  – втрати напору в знешумлювачі; Па

$\Delta P_o$  – втрати напору в повітропроводі; Па

Втрати напору в кондиціонері визначаються за формулою :

$$\Delta P_{кон} = \Delta P_{пр.блока} + \Delta P_{ф} + \Delta P_{вн}^{II} + \Delta P_{к} + \Delta P_{прис.бл}; Па,$$

де

$\Delta P_{пр.бл.} = 25$  Па – втрати напору в приймальному блоці; Па

$\Delta P_{ф} = 176$  Па – опір повітряного фільтра; Па

$\Delta P_{вн}^{II} = 42$  Па – аеродинамічний опір нагрівача II підігріву

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ				Арк.
									28
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата					

$\Delta P_k = 280 \text{ Па}$  – т втрати напору в камері зрошення; Па

$\Delta P_{\text{пр.бл.}} = 35 \text{ Па}$  - потери напора в присоединительном блоке; Па

$$\Delta P_{\text{кон}} = 25 + 176 + 42 + 280 + 35 = 558 \text{ Па}$$

Загальні втрати у мережі :

$$\Delta P_c = 558 + 140 + 122,21 = 820,21 \text{ Па}$$

По [3, рис. 1.22] підбираємо вентилятор  $\eta = 0.83$   $N_y = 30 \text{ кВт}$

$n = 1120 \text{ об/мин}$

#### 4.2. Аеродинамічний розрахунок системи повітроводів

$$L_{\text{участок\#1}} = \frac{L_1^{\text{II}}}{8} = \frac{3852}{3} = 1077 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (4.11)$$

Задаємо швидкість повітря  $V = 7 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітропроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0.785 \cdot V))^{0.5} \quad (4.12)$$

$$d = (L / (3600 \cdot 0.785 \cdot V))^{0.5} = 0.23 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровод діаметром:  $d = 0.2 \text{ м}$

Знайдемо площу перетину:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ м}^2 \quad (4.13)$$

$$F = \frac{3.14 \cdot 0.2^{0.2}}{4} = 0.031 \text{ м}^2$$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$V_{в.факт} = \frac{L}{F \cdot 3600}, м/с \quad (4.15)$$

$$V_{в.факт} = \frac{1077}{0,031 \cdot 3600} = 9,6 м/с.$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{V_{в.факт} \cdot d_{екв}}{\nu} = \frac{9,6 \cdot 0,2}{0,000156} = 12,307 \quad (4.16)$$

де  $d_{екв} = d$

$\nu$  - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним  $\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left( \frac{м^3}{с} \right)$ .

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0.3164 / Re^{0.25} = 0.3164 / 12,307^{0.25} = 0.03 \quad (4.17)$$

Динамічний натиск розраховуємо по формулі:

$$\Delta p_{дин.} = \frac{\rho \cdot v_{в.факт}^2}{2} = \frac{1.2 \cdot 9,6^2}{2} = 55,296 \quad (4.18)$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{екв.}} \cdot \Delta p_{дин.} = \frac{0.03}{0.2} \cdot 55,296 = 8,294 \quad (4.19)$$

Втрати тиску по довжині повітроводів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l = 8,294 \cdot 2.7 = 22,394 \quad (4.20)$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\zeta} = \zeta \cdot \Delta p_{дин.} + \Delta p_{реш} = 0,3 \cdot 55,296 + 17 = 22,8 \quad (4.21)$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно  $\xi = 0,24$ ; - 2

- конфузор  $\xi = 0,25$ .

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

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} = 5 + 22,8 = 27,8 \quad (4.22)$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії Арктос 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\*150 ,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:  $\Delta p=17 \text{ Па}$ .

Таким чином, у цьому розділі розроблено та розраховано розведення повітроводів по приміщеннях.

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		31

## 5. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

### 5.1 Підбір каналного кондиціонера

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max} = 0,76 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера:

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_v} = \frac{3600 \cdot 0,76}{1,2} = 3286 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (5.1)$$

для виставкового залу № 1

Повна корисна продуктивність кондиціонера з врахуванням протічок в мережі повітроводів :

$$L_{\text{кд}}^{\text{повн}} = L_{\text{кд}} \cdot 1,04 = 8617 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (5.2)$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Підбираємо каналні кондиціонери, фірми Mitsubishi-electric :

-для системи K1-Mitsubishi - electric MXZ-8A142VA,

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\text{кд}} = \frac{\rho_v \cdot L_{\text{кд}}^{\text{повн}}}{3600} = \frac{1,2 \cdot 8286}{3600} = 2,76 \text{ кг/с,} \quad (5.3)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

## 5.2 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря  $t_{зоб} = -23^{\circ}C, t_{к} = 10^{\circ}C$ , витрати повітря  $G_{в} = 2286 м^3 / год$ , початкова та кінцева температура теплоносія  $t_1 = 110^{\circ}C, t_2 = 70^{\circ}C$ .

Приймаємо повітрянагрівач кондиціонера Mitsubishi - electric MXZ-8A140VA площа

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера Mitsubishi - electric MXZ - 8A140VA  $кг/(с \cdot м^2)$ . Керуючись [3]

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

де  $F_f$  – площа фронтального перетину кондиціонера,  $м^2$ ;

$G_{в}$  – витрата повітря,  $кг/с$ ;

$$v\rho = \frac{3286}{3600 \cdot 0.96} = 1.39 кг/(с \cdot м^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0.278 \cdot C_{в} \cdot G_{в} \cdot (t_{к} - t_{зоб}) \quad (5.5)$$

де  $C_{в}$  – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1,006 \cdot 2,762 \cdot (10 - (-23)) = 23490 Вт$$

Витрата теплоносія,  $кг/ч$ :

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

де  $C_w$  – теплоємність води;

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$C_w = \frac{3.6 \cdot 25490}{(4.187 \cdot (110 - 70))} = 547 \text{ кг/год}$$

Задаючись швидкістю руху теплоносія в трубах  $w = 1.2..1.5 \text{ м/с}$ , визначаємо число ходів та площу живого перетину для проходу води.

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

Загальна кількість трубок:

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

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

$h$  – крок труб по висоті, м, для Mitsubishi - electric MXZ-8A140VA  $h = 0.06 \text{ м}$ .

Приймаємо  $p = 1$ ; при  $H_{mp} = 0.6 \text{ м}$ , загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 0.6 / 0.06 = 10$$

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  $\text{м}^2$ ;

Приймаємо швидкість руху води в трубках  $w = 1.8 \text{ м/с}$ .

Тоді

$$m = \frac{547}{3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 1.8} = 0.76$$

Приймаємо  $m = 2$  та визначаємо число ходів

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

$$n = \frac{12}{0.76} = 15.7$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

$$w = \frac{547}{3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 0.76} \approx 1.8 \text{ м/с}$$

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

$$k = A \cdot (v\rho)^{0.37} \cdot w^{0.18} \quad (5.11)$$

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

$$k = 23.11 \cdot (2.39)^{0.37} \cdot 1.8^{0.18} = 35.46 Bm/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

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

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

$$\Delta t_{cp} = \frac{110 + 70}{2} - \frac{-23 + 10}{2} = 96.5^\circ C.$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

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

$$F = \frac{25490}{35.46 \cdot 96.5} = 7.44 \text{ м}^2$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

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

де  $B, m$  – емпіричні коефіцієнти;

$$\Delta P_a = 2.104 \cdot 1.51^{1.64} = 4.14 \text{ кПа}$$

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.

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot (1.02 \cdot 6) \cdot 2^{1.69} = 38 \text{ кПа}$$

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

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

Вихідні дані:

- $t_1 = -21 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура повітря на вході;
- $t_2 = 12 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура повітря на виході;
- $t_{\omega 1} = 69,9 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура води на вході;
- $t_{\omega 2} = 49,9 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура води на виході.

Визначаємо кількість теплоти, необхідну для нагріву повітря:

$$Q_T = Gc_p(t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}), \quad (5.16)$$

де  $G = 2,762 \text{ кг/с}$  – витрата припливного зовнішнього повітря яке нагрівається;

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

$t_{\text{вх}}, t_{\text{вих}}$  - початкова та кінцева температура повітря яке нагрівається,  $^\circ\text{C}$ .

$$Q_m = 2,76 \cdot 1,006(10 + 23) = 91,6 \text{ кВт}.$$

Розраховуємо масову витрату теплоносія:

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$G_w = \frac{G \cdot c_p \cdot (t_{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВХ}})}{c_w \cdot (t_{\text{WBB}} - t_{\text{WBBY}})}, \text{ кг/с}, \quad (5.17)$$

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

$t_{\text{WBX}}, t_{\text{WBBY}}$  - початкова та кінцева температура гарячої води на вході та виході з теплообмінника,  $^{\circ}$ С.

$$G_w = \frac{2,76 \cdot 1,006 \cdot (10 + 23)}{4,19 \cdot (69,9 - 49,9)} = 1,09 \text{ кг/с.}$$

При виборі режимів нагріву повітря необхідно оцінити енергетичну доцільність прийнятих рішень. Для такої оцінки рекомендується використовувати метод термодинамічної ефективності процесів. Відносно до режимів нагріву в теплообміннику з нескінченно-розвиненою поверхнею нагріву  $F_H = \infty$  повітря з початковою температурою  $t_{\text{ВХ}}$  і початковою температурою гарячої води  $t_{\text{WBX}}$ , максимально-можливий нагрів витрати повітря при теплоємності  $c_p$  визначається виразом:

$$Q_{f \text{ max}} = G \cdot c_p \cdot (t_{\text{WBB}} - t_{\text{ВХ}}), \text{ кВт}. \quad (5.18)$$

Реальна поверхня теплообмінника  $F_H$  завжди менше, а повітря не може бути нагріте до початкової температури гарячої води  $t_{\text{WBX}}$ . Тому реальний нагрів в повітрянагрівачі визначається виразом:

$$Q_T = G c_p (t_{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВХ}}), \text{ кВт}. \quad (5.19)$$

Термодинамічний показник ефективності теплообміну визначається співвідношенням реального процесу підігріву повітря до максимально можливого.

$$\theta_t = \frac{Q_T}{Q_{f \text{ max}}} = \frac{t_{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВХ}}}{t_{\text{WBB}} - t_{\text{ВХ}}}, \quad (5.20)$$

$$\theta_t = \frac{10 + 23}{69,9 + 23} = 0,35.$$

Визначаємо показник співвідношень теплоємностей потоків:

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		37

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w}, \quad (5.21)$$

$$W = \frac{2,76 \cdot 1,006}{0,18 \cdot 4,19} = 3,68.$$

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

Знаходимо потрібну поверхню теплообмінника:

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K}, \text{ м}^2, \quad (5.22)$$

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

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника:

$$K = A \cdot (\nu\rho)^{0,37} \cdot \omega^{0,18}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (5.23)$$

$$K = 23,11 \cdot (1,6 \cdot 1,2)^{0,37} \cdot 1,2^{0,18} = 30,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

$$F = \frac{0,28 \cdot 0,77 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{30,4} = 7,14 \text{ м}^2.$$

Величина аеродинамічного опору визначається за формулою:

$$\Delta P_{\text{воз}} = B(\nu\rho)^m \quad (5.24)$$

де  $B$  – вільний член, що відображає конструктивні особливості теплообмінника [12];

$\nu$  - швидкість руху повітря;

$m$  – показник ступеня [12];

$\omega$  - швидкість руху води.

$$\Delta P_{\text{воз}} = 1,034 \cdot (1,6 \cdot 1,2)^{1,81} = 3,36 \text{ Па.}$$

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Гідравлічний опір при проходженні води по трубкам теплообмінника:

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot \omega^{1,69}, \text{ кПа}, \quad (5.25)$$

де  $l_{\text{хода}}$  - приведена довжина ходу води в трубках, м.

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot 1,83 \cdot 4 \cdot 1,2^{1,69} = 19,4 \text{ кПа}.$$

### 5.3. Розрахунок повітряного фільтру

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

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

У кишенькових фільтрів поверхню фільтруючого матеріалу збільшено шляхом його кишенькового розташування. Це дозволяє значно збільшити фронтальний перетин і поверхню фільтра для проходження через нього повітря, що очищається. Розвиток фільтрувальної поверхні дає можливість знизити питомі повітряні навантаження на фільтр.

В якості фільтрувального матеріалу в кишенькових фільтрах застосовуються полотна з гнучких пов'язаних волокон або матеріал з голкопробивний отворами.

Ступінь очищення повітря від пилу оцінюється показником ефективності очищення:

$$A_m = \left( \frac{C_{\text{вх}} - C_{\text{вых}}}{C_{\text{вх}}} \right) \cdot 100\%. \quad (5.26)$$

Концентрація пилу в припливному зовнішньому повітрі на вході до фільтру  $C_{\text{вх}}$ , мг/м<sup>3</sup>, характеризує початкову запиленість.

Для чистого повітря  $C_{\text{вх}} = 0,15 \text{ мг/м}^3$ .

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

**Визначимо запиленість припливного повітря на виході з кишенькового фільтру при  $A_m = 80\%$**

$$C_{\text{ВЫХ}} = C_{\text{ВХ}} - \frac{A_m \cdot C_{\text{ВХ}}}{100}, \text{ мг/мг}^3, \quad (5.27)$$

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

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник питомого навантаження :

$$УФ = \frac{L}{F_{\phi}}, \text{ м}^3 / \text{г} \cdot \text{м}^2, \quad (5.28)$$

де  $F_{\phi}$  – фронтальна поверхня фільтруючого матеріалу,  $\text{м}^2$ .

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

Визначаємо час роботи фільтру:

$$\tau_{\phi} = ПФ \cdot 1000 \cdot \frac{F_{\phi}}{[(C_{\text{вх}} - C_{\text{ввых}}) \cdot L]}, \text{ г}, \quad (5.29)$$

де  $L$  – витрата повітря що очищається проходячи через фільтр,  $\text{м}^3/\text{г}$ ;

$F_{\phi}$  – фронтальна поверхня фільтруючого матеріалу,  $\text{м}^2$ ;

$C_{\text{ВХ}}, C_{\text{ВЫХ}}$  – концентрація маси пилу до та після фільтру,  $\text{мг/м}^3$ .

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\tau_{\phi} = 540 \cdot 1000 \cdot \frac{5,3}{[[0,15 - 0,03] \cdot 4900]} = 5029,8 \text{ з}$$

Тривалість у робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів:

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

$$\tau = \frac{5029,8}{12} = 419 \text{ днів}$$

#### 5.4 Розрахунок парового зволожувача

Розрахунок парового зволожувача зводиться до наступного. Абсолютний тиск вологого сиченого пари, що йде на зволоження повітря, становить  $p_1 = 0,3 \div 0,6 \text{ МПа}$ , а ступінь сухості пара  $x_1 = 0,95 \div 1,0$ . Пар з такими параметрами проходить через, в результаті чого тиск знижується до  $p_2 = 0,103 \text{ МПа}$  і він ставати перегрітим.

Розраховують витікання водяної пари з отворів у зволожувальній трубці в повітряний потік при перепаді тисків від  $p_2 = 0,103$  до  $p_3 = 0,098 \text{ МПа}$ .

Розраховуємо витрату пару :

$$G_n = G_g \cdot \Delta d, \text{ кг/с}$$

$$G_n = 2,76 \cdot (9 - 6.7) = 3.68 \text{ кг/с} \quad (5.30)$$

Необхідна площа отворів ( $\text{мм}^2$ )

$$f_{\text{отв}} = \frac{10^6 \cdot G_n}{\sqrt{2 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{P_2}{V_2} \cdot \left[ \left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{2}{n}} - \left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}}, \text{ мм}^2 \quad (5.31)$$

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		41

$$f_{отв} = \frac{10^6 \cdot 3.68 / 3600}{\sqrt{2 \cdot \frac{1.02}{1.02-1} \cdot \frac{0.103 \cdot 10^6}{1.694} \cdot \left[ \left( \frac{0.098 \cdot 10^6}{0.103 \cdot 10^6} \right)^{\frac{2}{1.02}} - \left( \frac{0.098 \cdot 10^6}{0.103 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1.02+1}{1.02}} \right]}} = 1763,2 \text{ мм}^2$$

$$n_{отв} = \frac{f_{отв}}{0.785 \cdot d_{отв}^2} = \frac{1763.2}{0.785 \cdot 4^2} = 140 \text{ шт} \quad (5.32)$$

де  $d_{отв}$  - діаметр отворів, зазвичай приймається 3–4 мм.

Отвори розташовуються з твірною трубки. Довжину трубок приймають конструктивно за внесок у посилення потоку повітря.

- висота парових трубок:

$$h_{пар.тр.} = 800 - 120 + 100 - 60 \cdot 2 = 460 \text{ мм}, \quad (5.33)$$

- кількість отворів на одній паровій трубці з конструктивно ухвалених 4 шт :

$$n_{отв.1} = n_{отв} / 4 = 140 / 4 = 35 \text{ шт} \quad (5.34)$$

- сумарна довжина парової трубки:

$$L_{тр} = h_{пар.тр.} \cdot 4 = 0,46 \cdot 4 = 184 \text{ см} \quad (5.35)$$

Живий перетин з урахуванням довжини та діаметру труб колекторних і парових:

$$F_{ж.пер} = 0,4256, \text{ м}^2 \quad (5.36)$$

При конструктивному розрахунку парового зволожувача за основу конструктивного виконання був узятий MultiPipe - зволожувач Strim Grid Humidifer (за матеріалами компанії Corel), а також схема підведення пари Live Strim.

де К-фактор - коефіцієнт визначається по номограмі, в залежності від початкових параметрів ( $t, d$ ), необхідного приросту  $\Delta d$ , і швидкості повітряного потоку  $w_g$ .

$$t = 9^\circ\text{C}; \Delta d = 2.3 \text{ кг} / \text{кг}; K = 7; G_n = 3,68 \text{ кг} / \text{год}$$

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$w_g = \frac{L}{F_{ж.пер}} = \frac{5040}{0,4256} = 3,1 м/с \quad (5.37)$$

ділянка асиміляції пара повітрям (SAD):

$$L_{SAD} = K \cdot (G_n \cdot l_{mp})^{0,5} = 7 \cdot (3,68/184)^{0,5} = 0,985, м, \quad (5.38)$$

## 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 ребрення, в місцях, де ребра примикають до поверхні трубок, в тих рядах повітроохолоджувача, де охоложене повітря зустрічається з поверхнею ребрення, 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 ребрення, отримуємо суміш з відносною вологістю порядку 90 %.

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:

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

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

$G_g = 2,76 \text{ кг/с}$  – 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;

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

$d_{\text{вн}} = 0,008 \text{ м}$  – 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.

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

$$Q_{\text{н.ов.ох}} = 2,76 \cdot (57 - 37) = 55 \text{ кВт};$$

Коефіцієнт живого перетину:

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

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

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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;

$$f'_B = \frac{2,76}{1,05 \cdot 0,855} = 3,07 м^2$$

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 :

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

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

$$t_{ср.} = 0,5 \cdot (t_{\theta 1} + t_{\theta 2}) = 0,5 \cdot (25 + 13) = 19^\circ C, \quad (5.45)$$

$$C_{\theta 1} = 1,006 кДж/(кгК)$$

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

Температурний натиск:

$$\theta_H = \frac{t_{B1} - t_{B2}}{2,31g \frac{t_{B1} - t_H}{t_{B2} - t_H}}, ^\circ C \quad (5.46)$$

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\theta_n = \frac{26-16}{2,31g \frac{26-11}{16-11}} = 4,94^\circ C$$

Необхідна поверхня теплообміна:

$$F_n = \frac{10^3 \cdot Q_0}{\alpha_n \cdot \xi_n \cdot \theta_n}, m^2 \quad (5.47)$$

$$F_n = \frac{10^3 \cdot 16,75}{23 \cdot 0,68 \cdot 4,94} = 216,8 m^2$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

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

$$B = \frac{2 \cdot \alpha_n \xi}{\delta_p \cdot \lambda_n}, m^{-2} \quad (5.49)$$

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

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

Коефіцієнт ефективності ребристої поверхні:

$$E_n = \frac{t_n - t_k}{t_n - t_w} \quad (5.51)$$

$$E_n = 0,63$$

Питоме теплове навантаження на внутрішню поверхню повітроохолоджувача:

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

$$\beta = 16,9;$$

де  $\beta$  - міра обрешітки,

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

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		46

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:

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

Витрата фреону:

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

$$G_0 = \frac{16.75}{(392 - 207)} = 0.094 \text{кг/с}$$

Оптимальна масова швидкість фреону:

$$\omega_a \rho_a = 19.3 \cdot q_{Fa}^{0.24}, \text{кг/м}^2\text{с} \quad (5.57)$$

$$\omega_a \rho_a = 19.3 \cdot 1018^{0.24} = 107.98 \text{кг/м}^2\text{с}$$

Витрата фреону через трубку:

$$G_a = 0.785 \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot \omega_a \rho_a, \text{кг/с} \quad (5.58)$$

$$G_a = 0.785 \cdot 0.01^2 \cdot 107.98 = 0.008 \text{кг/с}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від трубок до киплячого фреону:

$$\alpha_a = A \cdot q_{Fa}^{0.6} \cdot (\omega_a \rho_a)^{0.2} \cdot d_{\text{вн}}^{-0.2}, \text{Вт/м}^2 \quad (5.59)$$

$$\alpha_a = 5.83 \cdot 1305.7^{0.6} \cdot (107.98)^{0.2} \cdot 0.008^{-0.2} = 2892 \text{Вт/м}^2$$

Повний температурний натиск:

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		47

$$\theta = \frac{t_{B1} - t_{B2}}{2.31 \lg \frac{t_{B1} - t_0}{t_{B2} - t_0}} \quad (5.60)$$

$$\theta = \frac{26 - 16}{2.31 \lg \frac{26 - 10}{16 - 10}} = 7.8$$

Коефіцієнт теплопередачі:

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

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{23 \cdot 0.68 \cdot 216.8} + \frac{1}{2892} \cdot 16.9} = 162.9 \text{ Вт} / \text{ м}^2 \text{ К}$$

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:

$$F_{n1} = \pi \cdot d_n \cdot L \cdot n_1 \cdot \beta', \text{ м}^2 \quad (5.63)$$

$$F_{n1} = 3.14 \cdot 0.01 \cdot 0.3 \cdot 9.5 \cdot 50 = 4.413 \text{ м}^2$$

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:

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

Осушуюча здатність повітроохолоджувача:

$$W_0 = \frac{Q_0}{q} \left( 1 - \frac{1}{\xi_n} \right), k\kappa / c \quad (5.66)$$

$$W_0 = \frac{16.75}{2188} \left( 1 - \frac{1}{0.68} \right) = 0.004 k\kappa / c$$

## 5.6 Розрахунок повітряного кишенькового фільтру

В припливних агрегатах першими по ходу повітря встановлюються повітряні фільтри, що дозволяє оберегти поверхню подальших технологічних блоків від забруднення пилом.

Робота повітряних фільтрів характеризується такими показниками: ефективністю очищення, пилоємністю, питомим повітряним навантаженням. У кишенькових фільтрів поверхня матеріалу, що фільтрує, збільшена шляхом його кишенькового розташування. Це дозволяє значно збільшити фронтальний перетин і поверхню фільтру для проходження через нього повітря, що очищається. Розвиток поверхні, що фільтрує, дає можливість знизити питомі повітряні навантаження на фільтр.

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

Міра очищення повітря осі пилу оцінюється показником ефективності очищення

$$A_m = ((C_{ex} - C_{вих}) / C_{ex}) \cdot 100\% \quad (5.67)$$

Концентрація пилу в припливному зовнішньому повітрі на вході у фільтр  $C_{ex}, mg / m^3$  характеризує начальну запыленность.

Для чистого повітря  $C_{ex} = 0,15, mg / m^3$ .

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Обчислимо запилену припливного повітря на виході з кишенькового фільтру при  $A_m = 80\%$

$$C_{\text{вих}} = C_{\text{вх}} - (A_m \cdot C_{\text{вх}}) / 100 \text{ мг} / \text{м}^3 \quad (5.68)$$

$$C_{\text{вих}} = 0,15 - (80 \cdot 0,15) / 100 = 0,03 \text{ мг} / \text{м}^3$$

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

$$УФ = L / F_{\phi}, \text{ м}^3 / \text{год} \cdot \text{м}^2, \quad (5.69)$$

де  $F_{\phi}$  – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує,  $\text{м}^2$ ;

$$УФ = 5040 / 3,8 = 1326,3, \text{ м}^3 / \text{год} \cdot \text{м}^2.$$

Обчислюємо час роботи фільтру

$$\tau_{\phi} = ПФ \cdot 1000 \cdot \frac{F_{\phi}}{[(C_{\text{вх}} - C_{\text{вих}}) \cdot L]}, \text{ ч}, \quad (5.70)$$

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

$F_{\phi}$  – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує,  $\text{м}^2$ ;

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

$$\tau_{\phi} = 570 \cdot 1000 \cdot \frac{3,8}{[(0,15 - 0,03) \cdot 5040]} = 3581 \text{ год}$$

Тривалість в робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

$$\tau = \frac{\tau_{\phi}}{\tau_{\text{сут}}}, \text{ днів} \quad (5.71)$$

$$\tau = \frac{3581}{12} = 298 \text{ днів}$$

## 5.7 Розрахунок системи шумоглушіння

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У системах кондиціонування повітря і вентиляції, на нагнітаючій і всмоктуючій сторонах системи повітророзподільника найчастіше встановлюються шумоглушники. Джерелом аеродинамічного шуму є вентиляційні установки. Крім того, шум створюється під час руху повітря в повітроводах, каналах і розподільників повітря. Спектр аеродинамічного шуму вентиляторних установок складається майже з усіх частот діапазону від 63 до 8000Гц. Акустичний розрахунок системи розподілу повітря проводиться по кожній октаві частот. Система шумоглушіння проектується за максимальним значенням необхідної довжини шумоглушника .

Мета акустичного розрахунку системи шумоглушіння полягає у визначенні :

- максимального необхідного значення шуму;
- кількості пластинчастих або загальної довжини трубчастих шумоглушників;
- аеродинамічного опору глушника.

Загальний рівень звукової потужності аеродинамічного шуму вентилятора для всмоктуючої боку .

$$L_{p.обц.} = L + 25 \lg 0.1 \cdot H + 10 \lg Q + \sigma; \text{ (дБ)} \quad (5.72)$$

де  $L$  – критерій галасливості, що залежить від типу і конструкції вентилятора, (дБ);

$Q$  – об'ємна витрата вентилятора, ( $\text{м}^3 / \text{с}$ );

$H$  – повний тиск створюємий вентилятором, ( $\text{кг} \cdot \text{с} / \text{м}^2$ );

$\sigma$  - поправка на режим роботи вентилятора (дБ).

$$L_{p.обц.} = 41 + 25 \lg 0.1 \cdot 113 + 10 \lg 20.5 + 2 = 79.3, \text{ (дБ)}$$

Визначаємо активні рівні звукової потужності шуму вентилятора, випромінюваної в мережу:

$$L_{p.в.} = L_{p.обц.} - \Delta L_1 + \Delta L_2, \text{ (дБ)}; \quad (5.73)$$

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де  $\Delta L_1$  поправка, що враховує розподіл звукової потужності вентилятора за октавними смугами,  $\partial B$ , і яка приймається в залежності від типу вентилятора і частоти обертання ;

$\Delta L_2$  поправка, що враховує акустичне вплив приєднання повітровода до вентилятора,  $\partial B$  ;

$$L_{p.e}^{63} = 79.3 - 1 + 6 = 84.3, (\partial B);$$

$$L_{p.e}^{125} = 79.3 - 1.5 + 2 = 79.8, (\partial B);$$

$$L_{p.e}^{250} = 79.3 - 6 + 0.5 = 73.8, (\partial B);$$

$$L_{p.e}^{500} = 79.3 - 9 + 0 = 70.3, (\partial B);$$

$$L_{p.e}^{1000} = 79.3 - 8 + 0 = 71.3, (\partial B);$$

$$L_{p.e}^{2000} = 79.3 - 6 + 0 = 73.3, (\partial B);$$

$$L_{p.e}^{4000} = 79.3 - 4.5 + 0 = 74.8, (\partial B);$$

$$L_{p.e}^{8000} = 79.3 - 4 + 0 = 75.3, (\partial B);$$

Визначаємо октавні рівні звукового тиску, створюваного одним джерелом шуму.

$$L = 10 \lg B - \Delta - 6, (\partial B); \quad (5.74)$$

де  $B$  – постійна приміщення з джерелом шуму в даній октавній смузі;

$\Delta$  - поправка на розташування джерела (звуку) шуму.

У даному випадку  $\Delta = 0$ , т.к. джерело шуму розташований вище робочої зони.

Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

$$B = \mu \cdot B_{1000}, M^2 \quad (5.75)$$

де  $B_{1000}$  – постійна приміщення на частоті 1000 Гц;

$\mu$  - постійний частотний множник.

$$B = 0,5 \cdot 700 = 350 M^2$$

$$L_z = 10 \lg 350 - 0 - 6 = 19,5, (Дб)$$

$$L_{и.ш.п.} = 10 \lg n + 5 = 23,5, (Дб)$$

де  $n$  – загальне число прийнятих у розрахунках джерел шуму,

$$\Delta L_{зл.тр.} = L_{р.общ.} - L_{доп.окт.} - L_n + L_{и.ш.п.}, (Дб) \quad (5.76)$$

Результати розрахунків для кожної середнегеометрической частоти октавних смуг.

№	визнач. величина	Середньгеометрична частота, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	$L'$	41	41	41	41	41	41	41	41
2	$\Delta L_1$	1	1.5	6	9	8	6	4.5	4
3	$\Delta L_2$	6	2	0.5	0	0	0	0	0
4	$L_{р.общ.}$	79.3	100	100	100	100	100	100	100
5	$L_{доп.окт.}$	78	70	60	55	50	45	42	40
6	$L_{п}$	19.44	19.44	19.44	19.44	19.44	19.44	19.44	19.44
7	$L_{и.ш.п.}$	23.5	23.5	23.5	23.5	23.5	23.5	23.5	23.5
8	$\Delta L_{гл.тр.}$	31.13	39.13	49.13	54.13	59.13	64.13	62.13	64.0

Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

Визначаємо кількість пластинчастих шумоглушників:

$$n_m = \frac{L_{mp}}{E} \quad (5.77)$$

$$n_m = \frac{64.13}{15} = 4.3;$$

де  $E$  – ефективність прийнятого шумоглушника;

Приймаємо число шумоглушників 5 шт.

Визначаємо гідравлічний опір шумоглушника

$$\Delta H = \left( \zeta + \lambda \cdot \frac{L}{d_{згш.}} \right) \cdot \frac{\rho V^2}{2}, \text{ (кПа)}, \quad (5.78)$$

де  $\zeta$  - сумарний коефіцієнт місцевого опору, віднесений до швидкості повітря в живому перетині глушника, % ;

$\lambda$  - коефіцієнт тертя,  $Bm / m^2$  ;

$L$  – довжина глушника,  $m$  ;

$\rho$  - щільність повітря,  $kg / m^3$

$d_r$  - гідравлічний діаметр каналу пластинчастого глушника,  $m$  .

$$d_{zл} = \frac{2AH}{A+H}, m \quad (5.79)$$

$$d_{zл} = \frac{2 \cdot 0.4 \cdot 1}{0.4 + 1} = 0.57, m$$

де  $A$  - відстань між пластинами,  $m$  ;

$H$  - висота глушника,  $m$  .

$$\Delta H = \left( 0.64 + 0.03 \cdot \frac{5}{0.57} \right) \cdot \frac{1.26 \cdot 6.85^2}{2} = 22 \text{ кПа}$$

Отже, у цьому розділі розраховали повітрянагрівачі, кишеньковий фільтр та обрали припливну установку.

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

## 6. ВИБІР СХЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО 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 загоряється аварійна лампочка на щиті. Далі повітря охолоджується в камері зрошення. Регулювання параметрів повітря здійснюється за допомогою датчика 10, встановленого після камери зрошення. Цей датчик через регулятор 13 підтримує витрату води так, щоб забезпечити процес  $H_{л} - П'_{л}$ . Регулятор 22, датчик якого 21 розташований після другого повітрянагрівача, регулює продуктивність повітрянагрівача, нагріваючи повітря до  $t_{III}$ . Таким чином, в теплий період необхідний стан повітря приточування досягається терморегуляторами 13 і 22.

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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  $t = 20$  °С і мінімальній вологості  $\phi = 35\%$ . Визначаємо параметри точки П (приплив).  $t_{п} = 18$ °С,  $d_{п} = 4,2$  г/кг,  $\phi_{п} = 30$  %.

У холодний період зовнішнє повітря з параметрами  $H_3$  необхідно довести до точки Т. Для цього зовнішнє повітря нагрівається в повітрянагрівачі до точки Т, 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  $H_3^3 - P_3$ ) до  $t=18$  °С, а потім подається в приміщення (процес  $H_3 - H_3^1 - H_3^2 - P_3 - B_3$ ).

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.

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

## 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 перемикання режимів в процесі експлуатації теплового насоса;
- 2) регулювання холодопродуктивності в режимі холодильної машини, настроювання системи на задані параметри роботи;
- 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

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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 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;

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- 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 розчіплювачами для великих в електричній схемі управління двигуном компресора;

- налаштування запобіжних клапанів, захищають від надмірного перевищення тиск в замкнених 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 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

## 7. ОХОРОНА ПРАЦІ

Безпека життєдіяльності - це стан діяльності, при якому з певною вірогідністю виключаються потенційні небезпеки, що впливають на здоров'я людини.

Для забезпечення безпеки конкретною діяльністю мають бути вирішене три завдання.

1) Виробити повний детальний аналіз небезпек формованих в діяльності, що вивчається.

2) Розробити ефективні заходи захисту людини і місця існування від виявлених небезпек. Під ефективними мається на увазі такі заходи по захисту, які при мінімумі матеріальних витрат, будуть мати максимальний ефект.

3) Розробити ефективні заходи захисту від залишкового ризику даної діяльності. Вони необхідні, оскільки забезпечити абсолютну безпеку діяльності не можливо.

Забезпеченням безпеки життєдіяльності людини (робітника, обслуговуючого персоналу) займається «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

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.

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		60

Гранично допустима концентрація на робочому місці  
ПДК = 1000 ppm.

Температура самозаймання, 733 ° С.

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

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

Температура кипіння  $t_{\text{кип}} = +8\text{C}$ , ПДК<sub>сс</sub>=0,003мг/м<sup>3</sup>, ПДК<sub>рз</sub>=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. Симптоми ураження - солодкуватий присмак в роті, нудота, кашель, задуха, ніяковість в грудях, загальна слабкість. Газоподібний фосген потрапляє в організм через органи дихання і викликає набряк легенів. Потрапляючи в легені фосген, наводить до певних біохімічних і структурних змін в легеневій тканині і капіляри, підвищуючи проникних останніх, що наводить до заповнення легенів плазмою крові (набряк легенів). Токсичний набряк легенів розвивається швидко. При цьому з'являється часте і поверхневе дихання, болісний кашель з рясним виділенням пінявої мокроти, синюшність обличчя та рук. Подальше наростання кисневого голодування і ослаблення серцево-судинної діяльності погіршує стан людини. У цьому періоді за відсутності необхідної невідкладної допомоги настає, смерть.

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

*Класифікація виробництва за мірою вибухової, взривопожарної і пожежної небезпеки згідно ОНП24-86*

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		61

Виробництва по вибухопожежній і пожежній небезпеці, згідно з ОНТП24-86 розподіляються на категорії А, Б, В, Г і Д.

Дане приміщення відноситься до категорії Д, тобто в приміщенні знаходяться негорючі речовини і матеріали в холодному стані. Всі машинні й 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

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		62

випадків показує, що на долю поразок електричним струмом доводиться на виробництві до 40%, в енергетиці - до 60 % ; велика частина поразок (до 80 %) відбувається в електроустановках напругою до 1000 В (110- 380 В).

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

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

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

#### *Електробезпека устаткування*

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

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

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		63

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

2) Приміщення з підвищеною небезпекою - сирі, з  $\phi > 75\%$ , температурою повітря більше  $30^{\circ}\text{C}$ , 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.

### **Захист від шуму і вібрації**

Механічні коливання устаткування і його вузлів, комунікацій і споруд при дозвукових і частково звукових частотах називають вібрацією.

Розрізняють локальну (місцеву) вібрацію, що передається через руки і загальну вібрацію, що передається через опорні поверхні на тіло людини.

Методи захисту від шуму і вібрації підрозділяють на архітектурно-планувальні і організаційно-технічні. До архітектурно-планувальних належать раціональне акустичне планування будівель і генеральних планів об'єктів. Раціональне розміщення устаткування.

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

Засоби захисту від шуму і вібрації розділяють на такі види:

- засоби, що знижують шум в джерелі його виникнення;
- засоби, що знижують шум на дорозі його поширення;
- засоби індивідуального захисту.

Шум і вібрацію в джерелі його виникнення зменшують, замінюючи ударні процеси ненаголошеними, застосовуючи деталі з не звучних матеріалів,

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

підтримуючи оптимальні зазори у вузлах, покращуючи умови обтікання деталей і вузлів повітряними, газовими і рідинними потоками.

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

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

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

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

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

Вібропоглинання забезпечують нанесенням на віброуючі поверхні обгороджувальних, 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.

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

### **Долікарська допомога.**

*Перша допомога* - це комплекс заходів, направлений на відновлення здоров'я людини, або по можливості збереження його життя, потерпілого в результаті нещасного випадку, травмування, ударів, поразки електричним струмом, переломів і інше.

### **Перша допомога при поразці електричним струмом.**

Перш за все необхідно швидко звільнити людину, що потерпіла від дії струму, і потім негайно приступити до надання першої допомоги.

Звільнити людину, що потерпіла від дії струму, можна декількома засобами. Найбільш простий спосіб - відключення відповідної частини електроустановки. Окрім того, при напрузі до 1000 В можна перерізувати або перерубати дроти або відтягнути потерпілого від струмоведучої частини, відкинути від нього дріт і так далі. При напрузі вище 1000 В застосовують ті ж способи, але при цьому обов'язково застосовують діелектричні рукавички, боти. Після звільнення потерпілого від дії струму, йому надають необхідну медичну допомогу тут же на місці.

Заходи першої медичної допомоги залежать від його стану. Якщо потерпілий в свідомості, але до цього був в непритомності або нетривалий час знаходився під впливом струму, йому необхідно створити повний спокій. За відсутності свідомості, але якщо збереглося дихання слід укласти потерпілого на м'яку підстилку, забезпечити приплив свіжого повітря, давати нюхати нашатирний спирт.

Якщо потерпілий дихає насилу - необхідно робити штучне дихання і масаж серця. За відсутності ознак життя, тобто за відсутності дихання серцебиття,

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

пульсу, не можна вважати потерпілого мертвим. В цьому випадку також треба робити штучне дихання і масаж серця.

### **Перша допомога при поразці хладагентами.**

Перш за все при отруєнні хладагентом необхідно негайно вивести потерпілого на свіже повітря. Якщо дихання припинилося, треба провести штучне дихання. За наявності дихання проводять інгаляцію теплою парою лимонної кислоти.

При попаданні рідкого аміаку на шкіру обережно розтирають обморожену ділянку стерильною ватяною кулькою або марлевою серветкою до почервоніння шкіри. Обморожене місце після цього обтирають спиртом і накладають на нього марлеву пов'язку. В разі утворення на тілі міхурів шкіру розтирати не можна - на обморожену ділянку тіла необхідно також накласти стерильну пов'язку.

При попаданні в очі негайно промивають їх струменем води кімнатної температури, а потім пускають в очі декілька крапель 2-4 % - ного розчину борної кислоти.

При задусі, викликаній недоліком кисню в приміщенні, заповненому газоподібним хладомом, необхідно негайно вивісь пострадавшего на свіже повітря. Рекомендується пиття, вдихання кисню в течії 30 -45 мин. В разі припинення дихання слід робити штучне дихання до приходу лікаря.

При попаданні хладону в очі їх промивають струменем води кімнатної температури під невеликим тиском і закачують в очі стерильне вазелінове масло, після чого необхідно звернутися до лікаря.

### **Перша допомога при опіках і обмороженні**

Обморожену частину тіла обережно розтирають сухою шерстяною ганчіркою або сукниною, аби відновити кровообіг і відігріти її до нормальної температури тіла. Після почервоніння шкіри, що свідчить про відновлення кровообігу, її змащують борним вазеліном або несолоним харчовим жиром, накладають стерильну пов'язку і вкривають пострадавшего теплим одягом або ковдрою.

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При опіках першого ступеня (почервоніння і припухлість шкіри) на уражене місце накладають примочки із слабого розчину марганцевий - кислого калія, після чого місце опіку забинтовують. При опіках другої (водяні міхури) і третій (глибокі пошкодження і омертвляння тканин) мірі одяг або взуття краще не знімати, а розрізати, зробити перев'язку, як при пораненнях, і направити пострадавшего в здравпункт.

При дуже сильних опіках викликають швидку допомогу; пострадавший повинен лежати непорушно; уражені місця накривають чистим простиралом.

При опіках міцними кислотами або рідким аміаком уражене місце треба негайно промити сильним струменем води, а потім 5% - ним розчином марганцевий - кислого калія або 10% - ним розчином питної соди; після промивання накладають марлю, просочену сумішшю рослинної олії і вапняної води в рівному співвідношенні. У випадках попадання кислоти або її пари в порожнину рота або в очі їх треба промити 5% - ним розчином питної соди.

Глибокі поразки відбуваються при опіках їдкими лугами. В цьому випадку уражене місце необхідно промити швидкоплинним струменем води, а потім додатково слабким розчином оцетової кислоти або розчином борної кислоти.

### Розрахунок вентиляції приміщення

Розрахувати продуктивність системи вентиляції приміщення пультовою, для однієї людини.

Вихідні дані:  $a=4\text{ м}$  – довжина,  $b=2\text{ м}$  – ширина,  $c=3\text{ м}$  – висота

Розраховуємо об'єм приміщення по формулі:

$$V=a \cdot b \cdot c \quad (7.18)$$

$$V=4 \cdot 2 \cdot 3 = 24 \text{ м}^3$$

Далі визначимо максимальну кількість робочих станцій для приміщення

$$n_{\text{max}}=S_{\text{пом}}/S_{\text{норм}}, \quad (7.19)$$

де  $S_{\text{норм}}=6\text{ м}^2$  – площа для одного робочого місця;

$$S_{\text{пом}}=a \cdot b \quad (7.20)$$

$S_{\text{пом}}=4 \cdot 2=8 \text{ м}^2$  – площа приміщення;

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$n_{\max}=8/6=1$  – к-ть робочих місць.

Витрата повітря під час надходження надлишкового тепла визначається по формулі:

$$L=\sum Q/(c_{\text{возд}} \cdot \rho_{\text{возд}} \cdot (t_{\text{уд}}-t_{\text{пр}})), \quad (7.21)$$

де  $L$  – продуктивність системи вентиляції,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$c_{\text{возд}}=1,005$  кДж/кг·С – питома теплоємність повітря при постійному тиску;

$\rho_{\text{возд}}=1,2$  кг/м<sup>3</sup> - щільність повітря;

$t_{\text{уд}}=24^\circ\text{C}$  - температура повітря, що видаляється. Для теплого періоду року і робіт «легка 1б» температура має бути від (22...24)°С;

$t_{\text{пр}}$  – температура припливного повітря. Обчислюється за формулою:

$$t_{\text{пр}}= t_{\text{уд}} - \Delta t_{\text{раб}} \quad (7.22)$$

$$t_{\text{пр}}= 24 - 5=19^\circ\text{C}$$

$$\sum Q= Q_{\text{людей}}+ Q_{\text{компьютера}}+ Q_{\text{освещ.}}+ Q_{\text{оборуд.}}=170+300+80+350=900 \text{ Вт} \quad (7.23)$$

$$Q_{\text{людей}}=q_{\text{л}} \cdot n=170 \cdot 1=170 \text{ Вт} \quad (7.24)$$

$$Q_{\text{компьютера}}=q_{\text{к}} \cdot n=300 \cdot 1=300 \text{ Вт} \quad (7.25)$$

$$Q_{\text{освещ.}}=160 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{оборуд.}}=350 \text{ Вт}$$

$$L=0,9/(1,005 \cdot 1,2 \cdot (24-19))=0,149 \text{ м}^3/\text{с} = 537 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Визначаємо настановну потужність електродвигуна для вентиляції по формулі:

$$N=k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}/(3,6 \cdot \eta_{\text{вент}} \cdot \eta_{\text{прив}}), \quad (7.26)$$

де  $k$  – коефіцієнт запасу ( $k= 1,05 \dots 1,5$ );

$H$  – аеродинамічний опір вентилятора,  $H=300\text{Па}$ ;

$\eta_{\text{вент}}$  – ККД вентилятора;

$\eta_{\text{прив}}$  - ККД приводу, який при клиноремонной передачі рівний 0,95;

$$N=1,2 \cdot 537 \cdot 300 \cdot 10^{-6}/(3,6 \cdot 0,6 \cdot 0,95)=0,1 \text{ кВт}$$

Приймаємо для нормальної вентиляції нашого приміщення продуктивність системи вентиляції рівну  $L=537 \text{ м}^3/\text{ч}$ , осьовий вентилятор потужністю  $N=0,1 \text{ кВт}$ .

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		69

Якщо розрахунок вентиляції проводиться по декількох напрямках, за кінцевий результат береться найбільше значення

Таким чином, Завдяки охороні праці можливо забезпечити безпеку життєдіяльності людини, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Здійснення заходів щодо зниження виробничого травматизму і професійної захворюваності, а також поліпшення умов роботи праці ведуть до професійної активності трудящих, зростанню продуктивності праці і скорочення втрат при виробництві.

### ВИСНОВКИ

Після проведення розрахунку були враховані усі особливості кондиціонування дошкільного навчально-виховного комплексу на 63 людини м.Миколаїв. 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 офісних 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 каналній кондиціонер після чого на базі обраного каналного кондиціонера був розрахований поверхневий повітронагрівач та кишеньковий фільтр. Після основного розрахунку була розглянута охорона праці на підприємстві виходячи з цього можна зробити висновок що дана споруда відповідає усім нормам пожежо- та електро безпеки.

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Стомахина Г.И., Бобровицкий И.И., Малявина Е.Г., Плотникова Л.В. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: Жилые здания со встроенно-пристроенными помещениями общественного назначения и стоянками автомобилей. Коттеджи: Справочное пособие. - М.: Пантори, Москва. 2003. - 308 с.: ил.
2. СНиП 2.04.05-91\*
3. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат, 2006. – 640 с.: ил. – (Библиотека климатехника).
4. Белова Е.М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. 2003, 400с.
5. Кокорин О.Я. Отечественное оборудование для создания систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Москва 2005.-97с.
6. ДБН В.2.6.-31:2006
7. Липа, А.И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха.. – Одесса: ОГЦНТЭИ, 2010. – 607 с.
8. Ананьев В.А., Балувев Л.Н., Гальперин А.Д. и др. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. – М.: Евроклимат, 2001. – 416с.
9. Штокман Е.А. и др. Вентиляция, кондиционирование и очистка воздуха на предприятиях пищевой промышленности. – М.: Изд-во АСВ, 2001 – 687с.
10. Холодильная техника. Различные области применения холода. Справочник под редакцией Быкова А.В. - М.: Агропромиздат, 1985 -272 с.
11. Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленности, общественных и жилых зданиях. – М.: Стройиздат, 1982. – 406с.
12. Жихарева Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря. Навчальний посібник.-: О: ТЭС, 2016.- 170 с + додатки с.

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		71

- 13.Перепека В.И., Жихарева Н.В. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. Учебное пособие.-: О: ТЭС, 2014.-240 с
- 14.Юдин Е.Я., Белов С.В., Баланцев С.К. Охрана труда в машиностроении.- М.: Машиностроение, 1983.- 432с.: ил.
- 15.В.Н. Богословський, «Тепловой режим здания», Стройиздат, 1977г.
- 16.БНіП 2.04.05-91б
- 17.БНіП II-3-79
- 18.Р.В. Щекін, «Справчник по теплоснабженію и вентиляции», Будівельник, 1976г.

					БКВ 04. 002. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		72



- **Бойко Володимир Тарасович**
- Проект системи кондиціювання повітря їдальні дитячого закладу на 63 відвідувача, м. Миколаїв
- Керівник проф. Хмельнюк М.Г.

## Актуальність теми:

- Рішення проблеми зменшення втрати енергії
- Вибір оптимальних теплоізоляційних конструкцій для економії електроенергій в літній і зимовий період при кондиціонування і опалення приміщень
- Рішення проблеми осушення зовнішнього повітря при його обробці в зимовий період
- Підбір оптимального обладнання для підтримки необхідних параметрів клімату в приміщень

# ВИХІДНІ ДАНІ:

Місто Харків

Миколаїв

Географічна широта –  $48^\circ$  ;

Амплітуда коливань добової

температури повітря –  $\Delta t = 11.6^\circ\text{C}$  ;

## Літній період:

Температура зовнішнього повітря-  $t = 29,4^\circ\text{C}$  ;

Питома ентальпія зовнішнього повітря –  $h = 56.1$  Кдж/кг ;

## Зимовий період:

Температура зовнішнього повітря-  $t = (-23)^\circ\text{C}$

Питома ентальпія зовнішнього повітря–  $h = (-22.2)$  Кдж/кг



**РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО  
ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ  
ПОВІТРЯ**

**ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК  
ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ**

**ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ  
УСТАНОВКИ**

# Параметри повітря підтримувані в приміщенні:

## Літній період:

Температура в приміщенні –  $t = 23 \text{ }^{\circ}\text{C}$

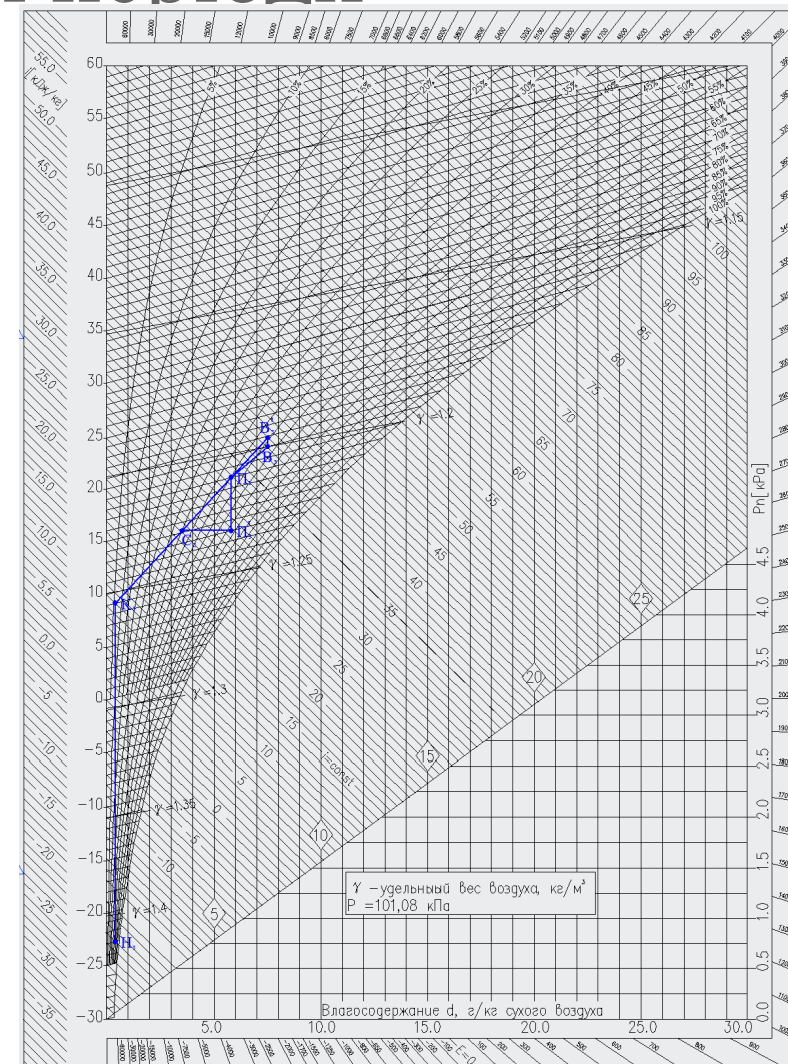
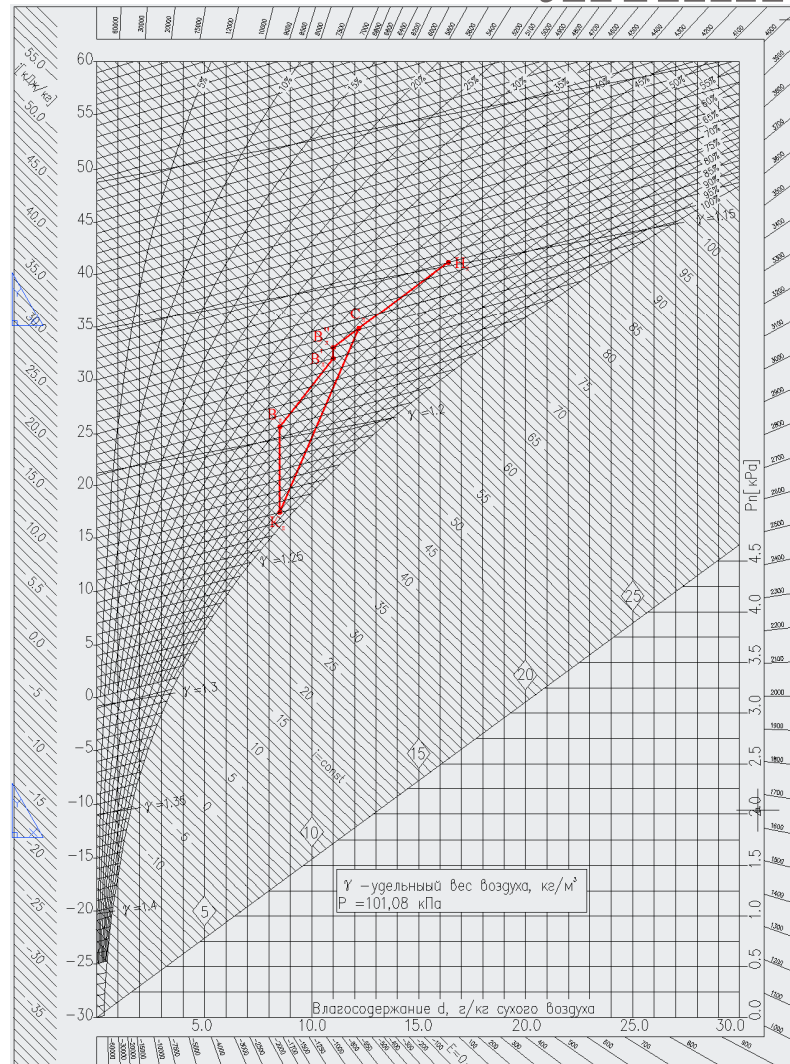
Відносна вологість –  $\varphi = 50 \%$

## Зимовий період:

Температура в приміщенні –  $t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість –  $\varphi = 48 \%$

# Побудова процесів обробки повітря в літній і зимовий періоди



# Підбір каналного кондиціонера

Підбираємо каналний кондиціонер з розрахунку повної корисної продуктивності кондиціонера з урахуванням витоків в системі повітропроводів а так само з урахуванням загальної навантаженні на систему кондиціонування повітря:

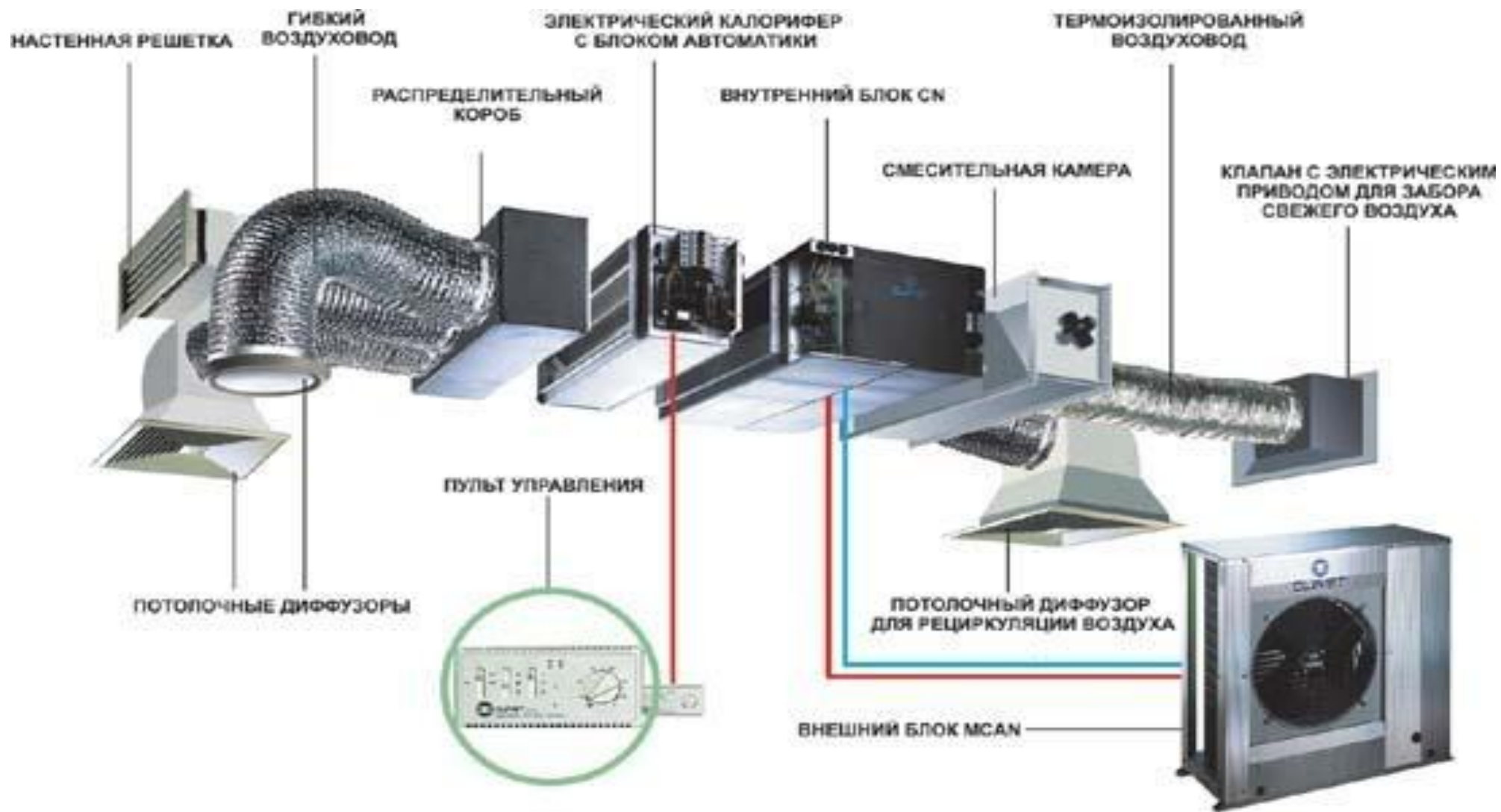
$$L_{\text{пол}}^{\text{кд}} = (3600 * G_{\text{об}} / 1,2) * 1.04 = (3600 * 2,47 / 1,2) * 1.04 = 7706 \text{ М}^3/\text{год}$$

$$Q_{\text{заг}} = 80 \text{ кВт}$$

Після проведеного розрахунку з каталогу фірми << Mitsubishi - electric >> був обраний високонапірний каналний кондиціонер MXZ-4A80VA



# Канальный кондиционер Mitsubishi



## Переваги:

Внутрішній блок прихованої установки не впливає на дизайн приміщення;

Внутрішній блок кондиціонера можна розмістити в технічному приміщенні, а не в обслуговується;

Мінімальний рівень шуму в приміщенні при правильному проектуванні і монтажі;

За допомогою каналного кондиціонера можна обслуговувати одночасно кілька приміщень для зменшення витрат на обладнання;

Можливість подачі (підмішування) свіжого повітря;

Система кондиціонування на базі каналного кондиціонера може працювати спільно з системою вентиляції.

## Недоліки:

Для досягнення необхідних параметрів мікроклімату потрібно більш високий рівень проектування і монтажу, ніж для звичайних настінних кондиціонерів;

Для розміщення обладнання і повітроводів необхідно пристрій фальш-стелі;

Неграмотне проектування і монтаж системи призводить до підвищеного рівня шуму при роботі системи і некомфортно розподілення повітря;

Необхідно звертатися до фахівців, для проектування та підрахунку параметрів кондиціонера;

Ціна трохи вище, ніж у звичайних кондиціонерів;

Потрібно займатися проектуванням та монтажем об'єктів, ще до початку ремонту в приміщенні, а краще на стадії будівництва.

# Тепло-влажностная характеристика

Летний период:  $\varepsilon = 5221$  кДж/кг

	$t_{Вл}$	$t_{Вл}'$	$t_{Вл}''$	$t_{Нл}$	$t_{Кл}$	$t_{Сл}$
$t_i, (^{\circ}C)$	21	26	27	32	13	27,9
$h_i, (кДж/кг)$	42,4	53,8	54,8	74,3	34,3	58,45
$d_i, (г/кг)$	8,6	11	11	16,7	8,6	12,2

Зимний период  $\varepsilon = 3508$  кДж/кг

	$t_{Вз}$	$t_{Вз}'$	$t_{Пз}$	$t_{Пз}'$	$t_{Сз}$	$t_{Кз}$	$t_{Нз}$
$t_i, (^{\circ}C)$	20	21	18	13	13	9	-23
$h_i, (кДж/кг)$	38,6	40	31,4	25,2	19,1	10	-22
$d_i, (г/кг)$	7,8	7,8	5,8	5,8	2,5	0,45	0,45

# Показники енергоефективності СКП

## EER

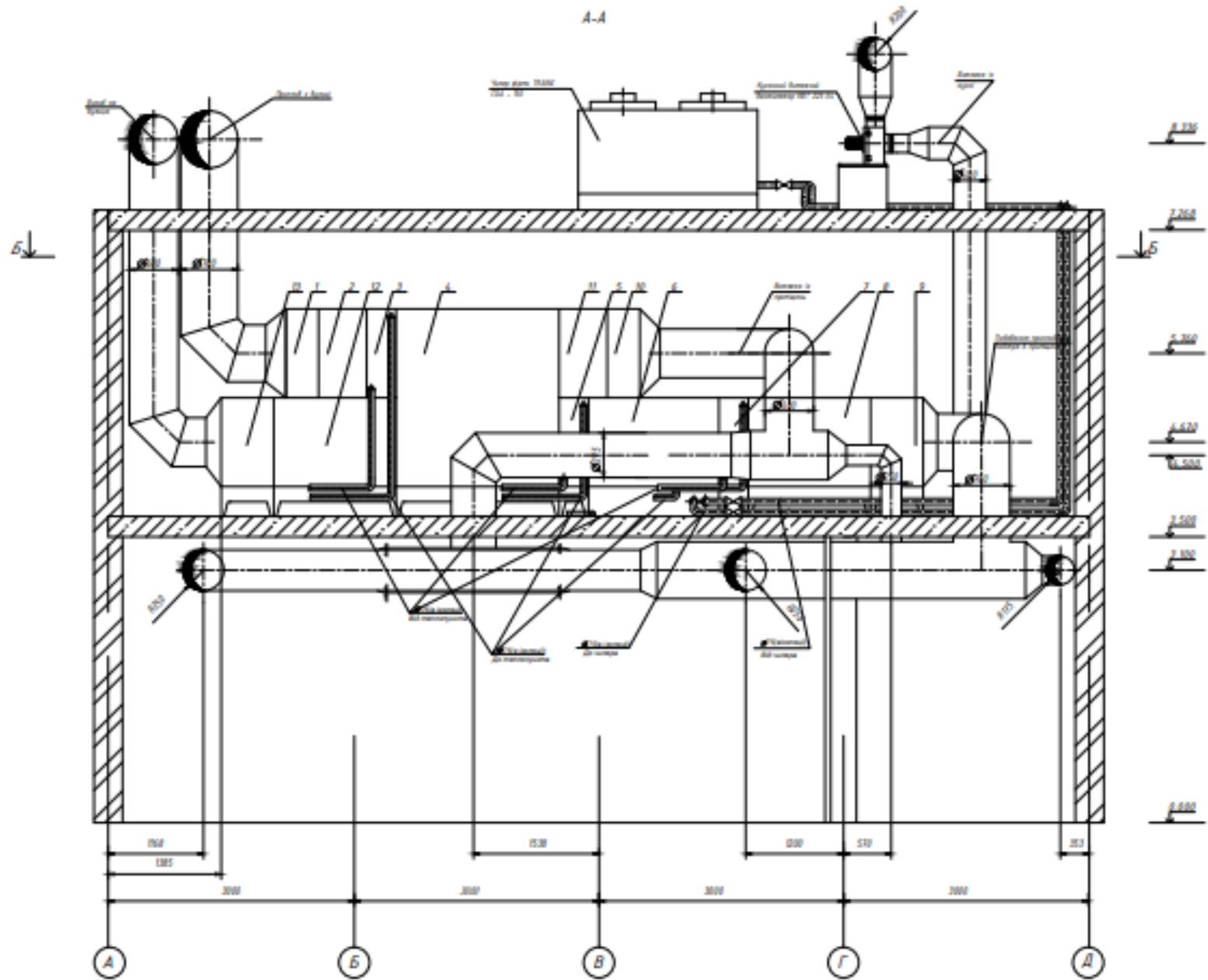
Категорія	A	B	C	D	E	F	G
	$3,2 \geq$	3,2 - 3	3 – 2,8	2,8 - 2,6	2,6 - 2,4	2,4 - 2,2	$<2,2$

## COP

Категорія	A	B	C	D	E	F	G
	$3,6 \geq$	3,6 - 3,4	3,4 – 3,2	3,2 - 2,8	2,8 - 2,6	2,6 - 2,4	$<2,2$

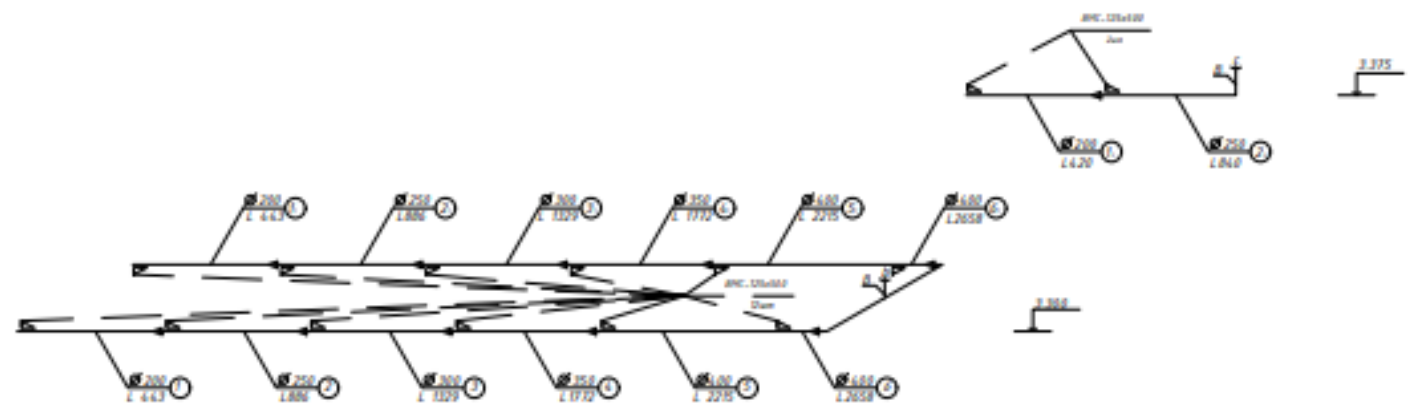
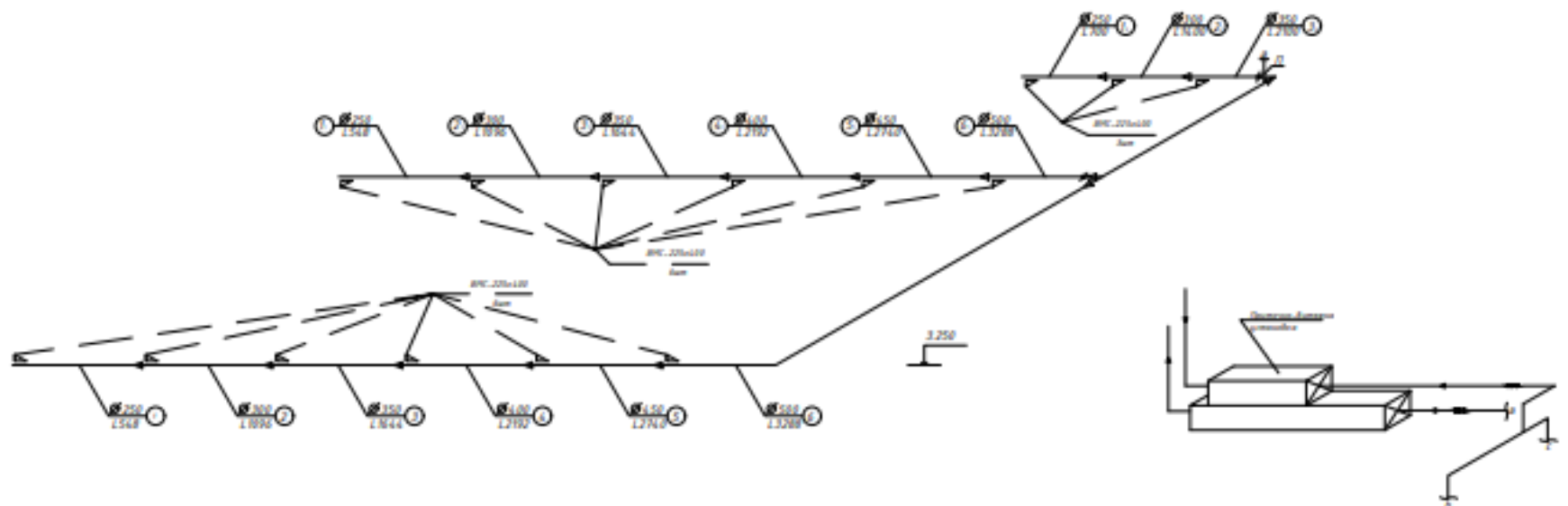
## Шкали енергоефективності SEER і SCOP.

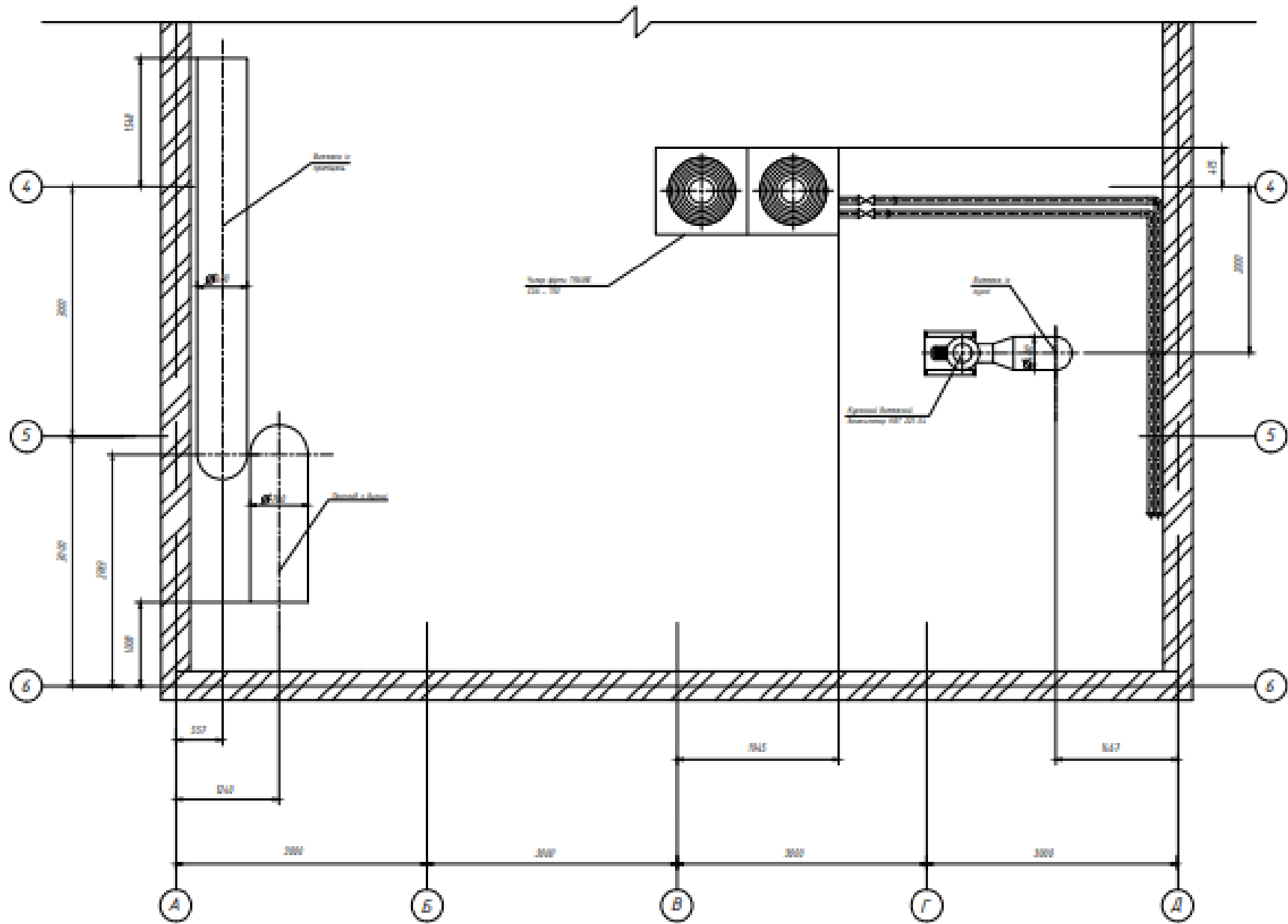
Клас енергоефективності	SEER	SCOP
A+++	$SEER \geq 8,5$	$SCOP \geq 5,1$
A++	$6,1 \leq SEER < 8,5$	$4,6 \leq SEER < 5,1$
A+	$5,6 \leq SEER < 6,1$	$4,0 \leq SEER < 4,6$
A	$5,1 \leq SEER < 5,6$	$3,4 \leq SEER < 4,0$
B	$4,6 \leq SEER < 5,1$	$3,1 \leq SEER < 3,4$
C	$4,1 \leq SEER < 4,6$	$2,8 \leq SEER < 3,1$
D	$3,6 \leq SEER < 4,1$	$2,5 \leq SEER < 2,8$



## Висновок

У висновку, необхідно відзначити, що більшість країн прагнуть виробляти енергоефективні СКП, для потреб. Для цього створюються різні стандарти, директиви, урядові програми, що регулюють показники енергоефективності. Однак, більшість нормативних документів, розглядають показники тільки при постійних умовах навколишнього середовища, не беручи до уваги зміни параметрів зовнішнього повітря з плином часу, що характерно для всіх регіонів України.

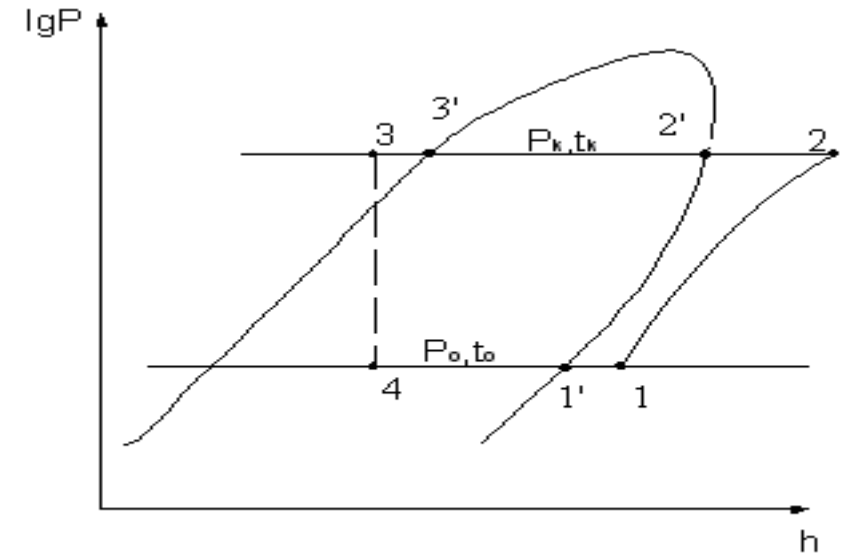




# Холодильна машина

Для роботи холодильної машини використовуємо фреон R407C,

Режим роботи холодильної установки визначається температурою кипіння холодильного агенту ( $t_o = 12,5^\circ\text{C}$ ) та температурою конденсації ( $t_k = 40^\circ\text{C}$ ).



## Висновки

Метою дипломного проекту являється спроектувати систему кондиціонування повітря таким чином щоб було комфортно відвідувачам, а також персоналу в даному приміщенні яка буде автоматично регулювати задані параметри мікроклімату. При цьому ми дотримувались основних техніко-економічних вимог, а це, на самперед, мінімальна вартість устаткування й будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла й особливо дорогого холоду. Першим етапом розрахунку стало підбір будівельної конструкції, розрахунок теплопередачі стін та кровлі.

- **Дякую за увагу!!!**