

**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. 028. 000 ДП**

**Степанюк Андрій**  
**Васильович**

**м. Одеса - 2023 р.**

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

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

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**  
**БКВ 04. 009. 000 ДП**

До дипломного проекту на тему:  
Проект системи кондиціонування інфекційної лікарня м. Миколаїв

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

*Дипломник* \_ **Степанюк А. В.** (\_\_\_\_\_)

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

**Консультанти:**

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

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

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

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

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

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

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

Секретар ЕК \_\_\_\_\_ Куриленко В.О.

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

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

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

**ЗАВДАННЯ**

**ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУВАННЯ**

Прізвище, ім'я та по батькові: **Степанюк Андрій Васильович**

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

Тема дипломного проекту **Проект системи кондиціювання повітря інфекційної лікарні м.Миколаїв.**

*Спеціальність* № 142 «Енергетичне машинобудування»  
Стверджена наказом по коледжу                    від « 17 » 10 2022 р. № 235–А2- ОД  
Вихідні дані для проекту: **інфекційної лікарні м.Миколаїв.**  
*Зміст та послідовність виконання дипломного проекту*  
**Вступ**

**1 Загальна частина**

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

**3 Розрахунково-конструкторська частина**

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

**4 Організаційна частина**

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

**5 Економічна частина**

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

**7 Використана література**

## Графічна частина

Графічний Аркуш 1. Аксонометрична схема повітророзподільної мережі системи 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 кафедруою \_\_\_\_\_ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту \_ Когут В.О. \_\_\_\_\_ (\_\_\_\_\_)

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і  
вентиляції повітря»

Група: БКВ - 04

# *Дипломний проєкт*

здобувача освіти денного відділення

БКВ 04. 028. 000 ДП

**Степанюк  
Андрій  
Васильович**

**Степанюк Андрій Васильович**

Проект системи кондиціонування повітря і Проект системи кондиціонування повітря інфекційної лікарні м.Миколаїв.

Керівник доц.. Когут В.О.

## **АНОТАЦІЯ**

Дипломний проєкт складається з: 83 сторінки тексту, 12 рисунків, 11 таблиці, 17 посилання на літературні джерела.

У даній науковій роботі йде мова про розробку системи життєзабезпечення інфекційної лікарні, в м.Миколаїв. Це основна задача, яка полягла в основу написання цієї роботи.

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

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

## **ANNOTATION**

The diploma project consists of: 83 pages of text, 12 figures, 11 tables, 17 references to literary sources.

This scientific work deals with the development of the life support system of the infectious disease hospital in the city of Mykolaiv. This is the main task that formed the basis of writing this work.

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

Key words: air conditioning systems, heat flow, life support system, hospital, filtration

## ЗМІСТ

Стор.

ВСТУП.....	4
1 АНАЛІЗ БАГАТОЗОНАЛЬНИХ СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ ДЛЯ ЧИСТИХ ПРИМІЩЕНЬ .....	11
2 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ.....	13
2.1 Характеристика будівельних конструкцій.....	13
3 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИПЛИВІВ ТЕПЛОГО ПЕРІОДУ РОКУ.....	15
3.1 Характеристика будівельних конструкцій .....	17
3.2 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря. ....	19
3.3 Розрахунок тепло припливів.....	20
4 РОЗРАХУНОК ВОЛОГОВИДІЛЕНЬ .....	23
5 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ.....	28.
РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИПЛИВІВ ТЕПЛОГО ПЕРІОДУ РОКУ.....	29
7.ЗАГАЛЬНЕ ТЕПЛО-ВОЛОГІСНЕ НАВАНТАЖЕННЯ ПРИМІЩЕННЯХ В ХОЛОДНИЙ ПЕРІОД РОКУ .....	32
8 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ,.....	35
9 ВИБІР І РОЗРАХУНОК УСТАНОВОК КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ.....	43
9.1 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача .....	43

					<i>ОНАХТ.ДП 142..00.08 ПЗ</i>							
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>								
<i>Розроб.</i>					<i>Розрахунково- пояснювальна записка</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>		
<i>Перевір.</i>									1	83		
<i>Реценз.</i>												
<i>Н. Контр.</i>												
<i>Затверд.</i>												

9.2 Розрахунок повітроохолоджувача.....	46
9.3 Розрахунок повітряного кишенькового фільтру.....	48
10. РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	50
10.1 Тепловий розрахунок компресора.....	50
10.2 Розрахунок повітряного конденсатора.....	63
11 ВИБІР СХЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ.....	62
12. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	68
13. ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА.....	79
ЛІТЕРАТУРА.....	88
ДОДАТКИ.....	

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ					
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<b>ВСТУП</b> <i>Розрахунково-  пояснювальна записка</i>					
<i>Розроб.</i>								<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>									1	83
<i>Реценз.</i>										
<i>Н. Контр.</i>										
<i>Затверд.</i>										

Лікарні відносяться до медичних закладів, в яких пред'являються підвищені вимоги до мікроклімату, температурному режиму, параметрам якості повітря.

Для забезпечення стерильності в лікарнях, якісні системи кондиціонування - це одна з найважливіших умов. Підвищені технічні та санітарно - гігієнічні вимоги до систем кондиціонування повітря в лікарнях порівняно з офісними, промисловими і житловими приміщеннями, пред'являються для того, щоб забезпечити максимальну чистоту повітря, недопущення поширення мікроорганізмів, максимально знизити кількість частинок пилу. Всі ці підвищені вимоги необхідні для того, щоб забезпечити безпеку здоров'я пацієнтів, відвідувачів, медичних працівників і технічного персоналу, а також виключити ускладнення і поширення різних інфекцій.

Особливості систем вентиляції в лікарнях

У медичних установах, до яких відносяться лікарні, встановлення

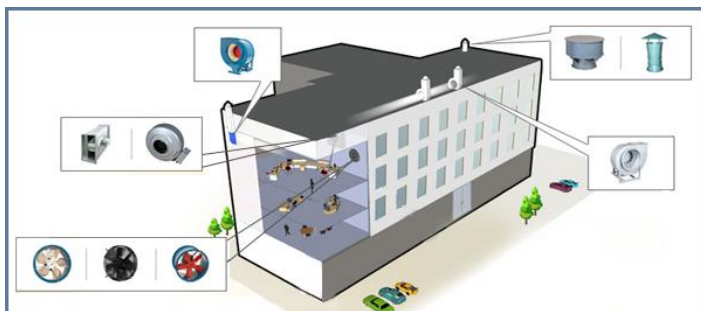


Рис.1. Система кондиціонування в лікарнях

систем вентиляції та кондиціонування повітря відноситься до обов'язкових вимог, які передбачаються спеціально розробленими нормативними документами та стандартами, які передбачають різні параметри якості мікроклімату і повітря в різних відділеннях

і приміщеннях лікарень.

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У будинках лікарень серйозною проблемою стало поширення внутрішньолікарняної інфекції, тому що в третині випадків це відбувається повітряно-крапельним шляхом. А це в свою чергу тягне за собою ускладнення у післяопераційних хворих, простудних захворювань у персоналу і пацієнтів. Тому просто життєво важливо забезпечити стерильність приміщень, хороший повітрообмін і мікроклімат, відповідний кожному з приміщень лікарні.

Найбільшою складністю при проектуванні і монтажу систем вентиляції в лікарнях є те, що в одній будівлі, а часто і на одному поверсі необхідно створити зони з різним мікрокліматом, температурою і вологістю.

Загальним для всієї системи вентиляції в лікарні є повна відсутність рециркуляції повітря між усіма приміщеннями, а також усередині них.



Рис 2. Системи кондиціювання в палатах.

Щоб захистити від попадання інфекцій в операційні, необхідно створити систему кондиціювання повітря з надлишко надмірному тиску вхідного повітря, він переміщається з операційної в примикають приміщення, потім у коридор і це не дозволяє інфекції потрапити в операційну. Також іонізація повітря.

В інфекційних відділеннях надлишковий тиск створюється в приміщеннях коридорів (завдяки припливної вентиляції), а в кожній палаті монтують окрему витяжну вентиляцію. Таким чином не допускається поширення інфекції.

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

У терапевтичних відділеннях також створюється надлишковий тиск повітря в коридорах, а витяжна вентиляція створюється індивідуально.



Рис3. Рівномірний розподіл повітря в лікарнях

Повітря, що подається в усі відділення повинен проходити бактеріологічну очистку спеціальними фільтрами.

При монтажі систем вентиляції необхідно забезпечити, щоб шуми від працюючих систем вентиляції не були чутні в палатах і кабінетах лікарів.

Нами розроблений проект роект системи кондиціювання повітря лікарні площаю 1000м<sup>2</sup> в місті Миколаїв

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2. АНАЛІЗ БАГАТОЗОНАЛЬНИХ СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ ДЛЯ ЧИСТИХ ПРИМІЩЕНЬ

Підвищення енергетичної ефективності систем забезпечення мікроклімату будівель неможливе без застосування багатозональних систем кондиціонування повітря. Ця проблема надзвичайно актуальна зараз, в умовах дефіциту та подорожчання енергоносіїв.

### 2.1. Принципи роботи багатозональних систем кондиціонування повітря.

#### 1. Центральна багатозональна одноканальна СКП

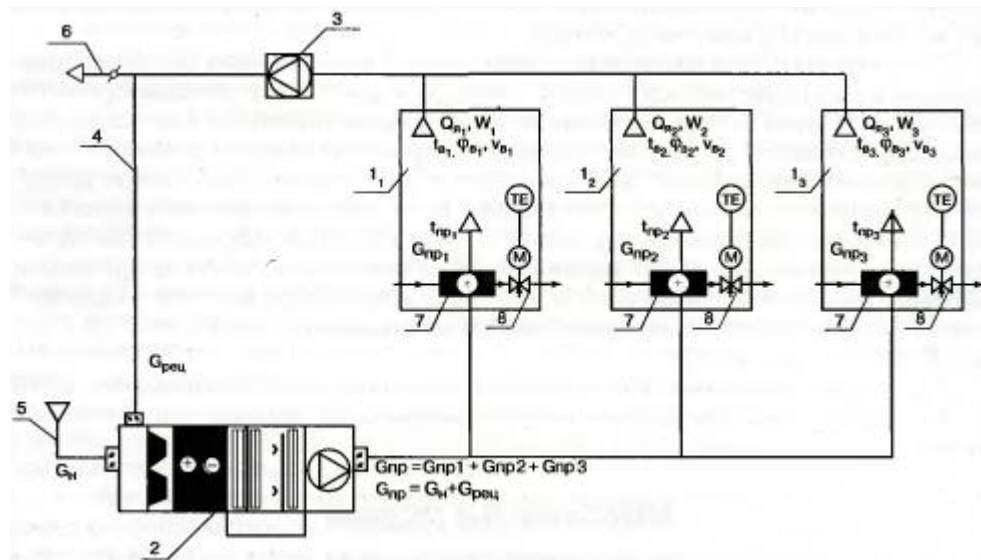


Рис.2.1

#### *Центральна багатозональна одноканальна СКП*

Центральна багатозональна одно канална СКП може працювати повністю на зовнішньому повітрі, з першою або другою рециркуляцією. Зовнішнє повітря обробляється у центральному кондиціонері та поступає на зональні підігрівачі, які встановлені перед кожним приміщенням. Система підходяща для приміщень з великими навантаженнями за схованою теплотою, або для існуючих будівель із водяною системою опалення. Продуктивність центральної СКП визначається загальною витратою припливного повітря, який складається із витрат для кожного окремого приміщення.

В зональних підігрівачах повітря підігрівається до необхідної температури, значення якої визначається навантаженням на СКП для відповідного приміщення. Температура всередині приміщення підтримується за допомогою автоматики. Для кожного приміщення є можливість підтримувати свої окремі параметри повітря, при цьому відносна вологість в приміщенні буде визначатися волого припливом и не зможе підтримуватися на заданому рівні. Використання систем із рециркуляцією дозволяє знизити витрати холоду та теплоти на обробку повітря в центральній системі. У розглянутих системах неминучим є перевитрата припливного повітря в центральному кондиціонері, і в наслідок цього високі показники за річний цикл (витрата теплоти, холоду, води на зволоження) у порівнянні із іншими системами.

## 2.2. Центральна багатозональна прямоточна одноканальна СКП

(Тепла пора року)

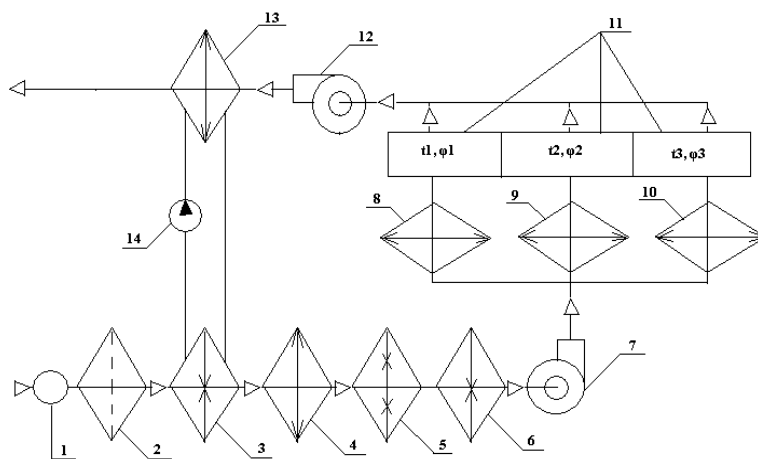


Рис.2.2 – Схема багатозональної одно каналної СКП: 1 – клапан; 2 – фільтр; 3, 13 теплоутилізатор, 6 – повітрянагрівач; 4, 13 – повітроохолоджувач; 5 – камера зрошування; 7, 12 – вентилятори; 8, 9, 10 – зональні підігрівачі; 11 – приміщення; 14 – насос.

Вихідні дані:

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

параметри зовнішнього повітря міста (параметри Б) ;

теплове і вологісне навантаження в приміщеннях:

$Q_{\text{заг1}}$  кВт,  $W_{\text{заг1}}$  кг/с;  $Q_{\text{заг2}}$  кВт,  $W_{\text{заг2}}$  кг/с ;  $Q_{\text{заг3}}$  кВт,  $W_{\text{заг3}}$  кг/с .

Параметри в приміщеннях  $t_1$  °C,  $\varphi_1$  ,  $t_2$  °C,  $\varphi_2$  ,  $t_3$  °C,  $\varphi_3$  .

$K_T =$  .  $n =$  .

Знайти :  $Q_{\text{по}}$

Для забезпечення постійної витрати повітря припливного повітря передбачені камери статичного тиску. Розподільчі клапани забезпечують рівномірність витрати теплого та холодного повітря.

Побудова процесу:

1. Наносимо параметри зовнішнього повітря та параметри окремих приміщень або зон. Вибираємо приміщення з найбільшим тепловим навантаженням.
2. Будуємо для приміщення з максимальним тепловим навантаженням процес.( на перетині  $t_{3п}$  та  $\varepsilon_3$ )

Задаємося  $\Delta t_p$  :

$$t_{3i} = t_3 - \Delta t_p \quad (2.1)$$

Знаходимо тепловологісну характеристику процесу:

$$\varepsilon_3 = \frac{Q_{\text{заг3}}}{W_{\text{заг3}}}, \text{ (кДж/кг)} \quad (2.2)$$

3. Проводимо лінію  $d_3 = \text{const}$  до перетину з  $\varphi_k = 0,75 - 0,95$
4. Через інші точки та відповідні параметри тепловологісної характеристики процесу  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_1$  на лінії (Зп, К) визначають параметри припливного повітря  $t_{2п}$ ,  $t_{1п}$ .
5. Визначаємо витрати повітря в приміщеннях за балансами та вибираємо максимальну:

- за надлишками загальної теплоти  $G_1$ , кг/с, в теплий період:

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{1i} = \frac{Q_{загi_0}}{(h_B - h_{пi})}, \quad (2.3)$$

- за вологовиділеннями  $G_3$ , кг/с:

$$G_{2i} = \frac{W_{загi_0}}{(d_B - d_{пi})}, \quad T \quad (2.4)$$

6. Визначаємо середньозважені параметри повітря:

$$h_B = \frac{(h_1 \cdot G_1 + h_2 \cdot G_2 + h_3 \cdot G_3)}{(G_1 + G_2 + G_3)}, \quad \text{кДж/кг} \quad (2.5)$$

$$d_B = \frac{(d_1 \cdot G_1 + d_2 \cdot G_2 + d_3 \cdot G_3)}{(G_1 + G_2 + G_3)}, \quad \text{кг/кг}_{с.п} \quad (2.6)$$

7. Будуємо процес (з'єднуємо Н з К) та визначаємо навантаження на повітроохолоджувач:

$$Q_{по} = G_{заг} \cdot (h_H - h_K), \quad \text{кВт} \quad (2.7)$$

(наприклад зона 3)

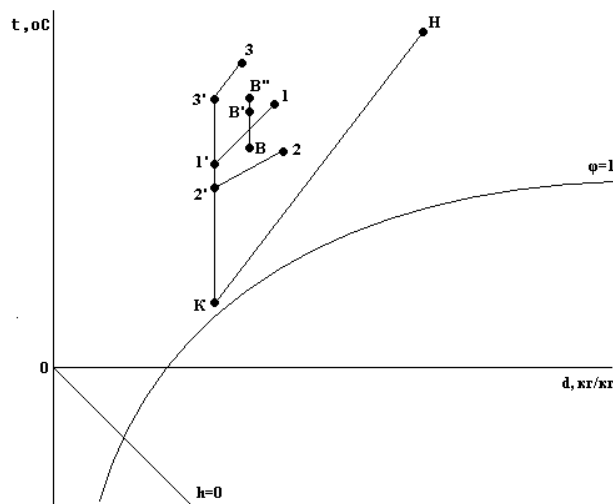


Рис.2.3

Процеси в d-h діаграмі

									Арк.
									11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ				

## 2.3. Центральна багатозональна прямоточна одноканальна СКП.

(Холодна пора року)

Вихідні дані:

параметри зовнішнього повітря міста (параметри Б) ;

теплове і вологісне навантаження в приміщеннях:

$Q_{\text{заг1}}$  кВт,  $W_{\text{заг1}}$  кг/с;  $Q_{\text{заг2}}$  кВт,  $W_{\text{заг2}}$  кг/с ;  $Q_{\text{заг3}}$  кВт,  $W_{\text{заг3}}$  кг/с .

Параметри в приміщеннях  $t_1$  °С,  $\varphi_1$  ,  $t_2$  °С,  $\varphi_2$  ,  $t_3$  °С,  $\varphi_3$  .  $G_1$  кг/с,  $G_2$  кг/с,  $G_3$  =

Знайти :  $Q_{\text{пн1}}$ ,  $Q_{\text{пн2}}$ ,  $W_{\text{вс}}$

Для забезпечення постійної витрати повітря припливного повітря передбачені камери статичного тиску.

Особливістю холодного періоду року є обробка зовнішнього повітря теплою водою.

Побудова процесу:

1. Наносимо параметри зовнішнього повітря та параметри окремих приміщень або зон. Вибираємо приміщення з найменшою відносною вологістю.
2. Будуємо для приміщення з найменшою відносною вологістю процес.( на перетині  $t_{3п}$  та  $\varepsilon_3$  )

Задаємося  $\Delta t_p$  : (наприклад зона 3)

$$h_{3п} = h_3 - \frac{Q_{\text{заг3}}}{G_3} \quad (2.8)$$

Знаходимо тепло-вологісну характеристику процесу:

$$\varepsilon_3 = \frac{Q_{\text{заг3}}}{W_{\text{заг3}}}, \text{ (кДж/кг)} \quad (2.9)$$

3. Проводимо лінію  $d_3 = \text{const}$  до перетину з  $\varphi_k = 0,75 - 0,95$

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Через інші точки та відповідні параметри тепловологісної характеристики процесу  $\varepsilon_2, \varepsilon_1$  на лінії (Зп, К) визначають параметри припливного повітря  $t_{2п}, t_{1п}$ .

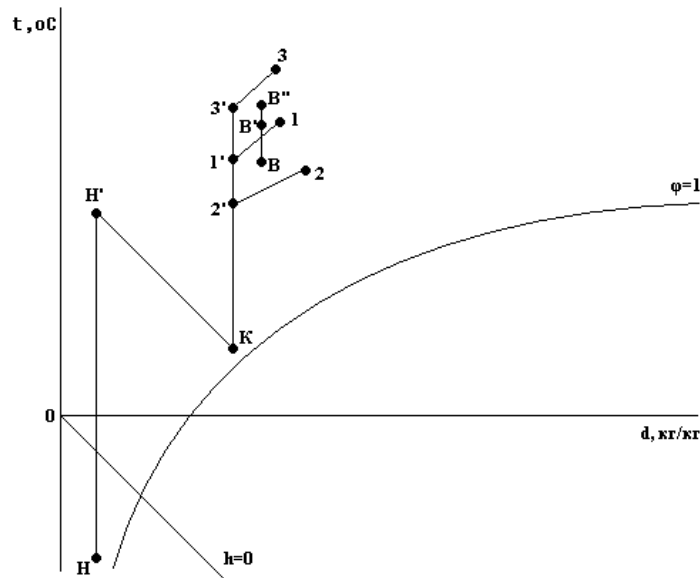


Рис.2.4 – Процеси в d-h діаграмі

5. Визначаємо середньозважені параметри повітря:

$$h_B = \frac{h_1 \cdot G_1 + h_2 \cdot G_2 + h_3 \cdot G_3}{(G_1 + G_2 + G_3)}, \text{ кДж/кг} \quad (2.10)$$

$$d_B = \frac{d_1 \cdot G_1 + d_2 \cdot G_2 + d_3 \cdot G_3}{(G_1 + G_2 + G_3)}, \text{ кг/кг}_{с.п} \quad (2.11)$$

6. Будуємо процес ( на перетині  $h_k = \text{const}$  та  $d_n = \text{const}$  знайдемо точку  $H_1$  на виході з повітрянагрівача першого підігріву) та визначаємо навантаження на повітрянагрівач першого підігріву.

$$Q_{пн1} = G_{зАГ} \cdot (h_{H1} - h_n), \text{ кВт} \quad (2.12)$$

7. Визначаємо кількість засвоєної вологи в камері зрошення

$$W_{\varepsilon\zeta} = G_{зАГ} \cdot (d_k - d_{n1}) \quad (2.13)$$

										Арк.
										13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ					

### 3. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОЇ ТА ХОЛОДНОЇ ПОРИ РОКУ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

#### 3.1. Характеристика будівельних конструкцій

Місцезнаходження об'єкту - місто Миколаїв.

Найменування об'єкту – лікарня площею 1000м<sup>2</sup>

Географічна широта - 48°.

Коефіцієнт теплопередачі для стін дорівнює:

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

де  $\alpha_{вн} = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$  - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря у приміщенні;

$\delta_i$  та  $\lambda_i$  - товщина та теплопровідність і-го шару огороження;

$\alpha_{н} = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$  - коефіцієнт теплопередачі від зовнішньої поверхні стіни.

$$\kappa_{cm} = \left( \frac{1}{8} + \frac{0,5}{0,88} + 2 \cdot \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,02}{0,041} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,78 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (3.2)$$

Коефіцієнт теплопередачі для внутрішніх стін дорівнює:

$$\kappa_{cm} = \left( \frac{2}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (3.3)$$

де  $\alpha_{вн} = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$  - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря у приміщенні;

$\delta_i$  та  $\lambda_i$  - товщина та теплопровідність і-го шару огороження;

$\alpha_{н} = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$  - коефіцієнт теплопередачі від зовнішньої поверхні стіни.

$$\kappa_{cm} = \left( \frac{2}{8} + \frac{0,5}{0,88} + 2 \cdot \frac{0,02}{0,7} \right)^{-1} = 3,19 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (3.4)$$

									Арк.
									14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ				

Обираємо коефіцієнт теплосвоєння матеріалу  $S$  на межі розподілу з [2]. Потім розраховуємо опір  $R$ , теплову інерцію шару огороження  $D$ , теплову інерцію огороження  $\Sigma D$  за формулами наведеними нижче.

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}, \quad (3.5)$$

де  $\delta$  - товщина шара  $\lambda$  - теплопровідність матеріалу шару.

$$D = R \cdot S \quad (3.6)$$

Результати розрахунку зводимо до таблиці 3.1.

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1. - Теплова інерція матеріалів

Конструкція та матеріал	Щільність, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Товщина, $\delta$ , 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, $D$
Вікна металопластикові					0,6	
Зовнішня стіна						
штукатурка	1600	0,025	0,9	9,7	0,0295	0,277
пінополістирол	80	0,02	0,05	0,7	2,4	1,68
пінобетон	400	0,4	0,15	2,42	2,66	6,43
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
Внутрішні перегородки						
штукатурка	1600	0.02	0.7	9.7	0.029	0.2813
цегла	1400	0.3	0.88	10.12	0.35	3.54
штукатурка	1600	0.02	0.7	9.7	0.029	0.2813

Висновок: В цьому розділі я розраховував коефіцієнт теплопередачі стіни і перекриття з врахуванням всіх їхніх шарів.

### 3.2. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря.

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б:

барометричний тиск -  $P = 970$  мм. рт. стовпа;

В теплий період року:

ентальпія зовнішнього повітря -  $h = 62,0$  кДж/кг;

температура зовнішнього повітря -  $t = 31,0$  °С;

розрахункова швидкість руху повітря -  $1,0$  м/с.

В холодний період року:

ентальпія зовнішнього повітря -  $h = -18,6$  кДж/кг;

температура зовнішнього повітря -  $t = -20^{\circ}\text{C}$ ;

Керуючись нормами проектування, приймаємо наступні значення температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в приміщенні.

Розрахункові параметри повітря у приміщенні:

температура повітря у приміщенні влітку -  $t_{п} = 23^{\circ}\text{C}$ ;

температура повітря у приміщенні взимку -  $t_{п} = 20^{\circ}\text{C}$ ;

відносна вологість повітря у приміщенні влітку -  $\varphi_{п} = 50\%$ ;

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

амплітуда добових коливань температури  $\Delta t = 12,5^{\circ}\text{C}$ .

### 3.3.Розрахунок теплоприпливів

У лікарні підтримується постійна температура повітря  $23^{\circ}\text{C}$  Відносна вологість  $\varphi=60\%$ , і швидкість повітря в робочій зоні не більше  $0,2$  м / с. характеристика огорожуючих конструкцій приміщення приведена в таблиці 3.

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

### 3.3.1 Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом

Усі розрахунки проводимо для приміщення №2 Для інших приміщень рахуємо за аналогічним розрахунком і отримані данні заносимо в таблиці.

### 3.3.2. Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження

### 3.3 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  $Q_{т}$ .

$$Q=Q_{огр}+Q_{інф}+Q_{т}, \text{ Вт},=12034 \text{ Вт} \quad (3.1)$$

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

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

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаються рівнянням:

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

$$Q_{огор} = 2743.8 + 423 + 152,45 + 2086,4 = 5226.3 \text{ Вт}$$

де

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

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

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

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

Теплоприпливи через покрівлю визначають за формулою:

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

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

$$Q_{кр} = 1 \cdot 2 \cdot 102,4 \cdot 13,4 = 2743,8 \text{ Вт}$$

$k_1$  – 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);

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

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

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

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаємо за формулою:

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

$$Q_{н.с} = 1,1 \cdot 0,7(39 + 31,5)7,6 = 423 \text{ Вт}$$

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.  $\theta_{ст} = f(t_{н}, t_{н} - t_{в}, \Delta t_{ст}, \text{м.огр., колір.стін.})$ .

### 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:

$$Q_B = k_{B,CT} \cdot F_{B,CT} \cdot (t_{CM,П} - t_{П}), \text{ Вт}, \quad (3.5)$$

$$Q_B = 1.4 \cdot 18.4 \cdot 2 = 51.52 \text{ Вт}$$

де

$k$ -коефіцієнт теплопередачі перегородок або перекриттів.

Температура в суміжних приміщеннях, які не кондиціонуються приймається:

а)  $t_{CM,П} = 0,5 \cdot (t_H + t_B)$ , [°C], - у суміжному приміщенні за малі збитки теплоти;

б)  $t_{CM,П} \approx t_H$ , [°C], - у суміжному приміщенні за малих явних теплоприпливів;

в)  $t_{CM,П} = t_H + \Delta t$ , [°C], - у суміжному приміщенні за великих явних теплоприпливів;

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

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

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 °C.

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

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

$$Q_{CP} = 2038 \text{ Вт}$$

де

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

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

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

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

### 3.3. 4 Тепловиділення від інших джерел

#### *. Розрахунок теплоприпливів від людей.*

Кількість теплоти, що виділяє людина, залежить:

- 1) від категорії роботи;
- 2) від температури усередині приміщення.

У розрахунку теплоприпливів від людей необхідно враховувати явні  $Q_{явн}$ , скриті  $Q_{скр}$  та повні  $Q_{пол}$  теплоприпливи :

$$Q_{л}^{я} = n \cdot q_{я}, Вт \quad Q_{л}^{п} = n \cdot q_{п}, Вт \quad Q_{л}^{ск} = n \cdot q_{ск}, Вт \quad (3.7)$$

де

$q_{я}$ ,  $q_{п}$ ,  $q_{ск}$  – питомі кількості теплоти, відповідно, явної, повної, скритої, що виділяються однією людиною,  $Вт/чол$ ;

$n$  - кількість людей.

$$Q_{л}^{п} = 2 \cdot 100 = 200 Вт$$

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

№ приміщення	n, чол.	q <sub>я</sub> , Вт/чол	Q <sub>п</sub> , Вт
1	10/3	100/150	1450
2	10/3	100/150	1450
3	2	100	186
4	2	100	186
6	2	100	186
7	2	100	186
8	3	58	279
9	3	58	279

### *Розрахунок теплоприпливів від устаткування*

Кількість теплоти, яка виділяється механічним устаткуванням, визначається за формулою:

$$Q_{об} = k_{од} \cdot k_{загр} \cdot \xi \sum_{i=1}^n N_y, \text{ Вт} \quad (3.8)$$

де

$k_{од} = 0,8$  – коефіцієнт одночасності;

$k_{загр} = 0,4$  – коефіцієнт навантаження, що характеризує відношення дійсної потужності до номінальної або встановленої;

$\sum N_y = 2000$  – номінальна потужність, [Вт];

$\xi = 0,5$  – витрачена частина потужності і теплоти, яка приймається:

$$Q_{об} = 0,8 \cdot 0,4 \cdot 0,5 \cdot 2000 = 320 \text{ Вт}$$

Данні тепловиділення  $Q_{об}$  розраховуємо тільки для приміщення №2.

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3.5.3. Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення

Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення визначають за формулою:

$$Q_{\text{осв.}} = \beta \cdot \Sigma \cdot N_{\text{осв.пр.}}, \text{ Вт} \quad (3.9)$$

де

$N_{\text{осв.пр.}}$  – потужність лампи, [Вт] ;

$\Sigma$  – сума освітлювальних приладів;

$\beta$  – коефіцієнт, що враховує частку теплоти, яка передається у вищерозташоване приміщення, приймають:

1) для люстр  $\beta = 1$ ;

2) для світильників, розташованих на стелі,  $\beta = 0,5$

$$Q_{\text{осв.}} = 0,5 \cdot 4 \cdot 20 = 40 \text{ Вт} \quad (3.10)$$

### 3.5.4. Розрахунок основних теплоприпливів з відкритої поверхні гарячої води

Для розрахунку явних теплоприпливів:

$$Q_{\text{явн}}^{\text{от.п.в.}} = (5.6 + 4v) \cdot (t_w - t_{\text{п}}) \cdot F, \text{ Вт} \quad (3.11)$$

де  $F = 0,5$  – площа поверхні гарячої води, [м<sup>2</sup>];

$v = 0,2$  – швидкість руху повітря над поверхнею води, [м/с];

$t_w = 60$  – температура обробки водою, [°C];

$t_{\text{п}} = 40$  – температура поверхні, [°C].

$$Q_{\text{явн}}^{\text{от.п.в.}} = (5.6 + 4 \cdot 0,2) \cdot (60 - 40) \cdot 0,5 = 64 \text{ Вт}$$

Данні тепловиділення  $Q_{\text{явн}}^{\text{от.п.в.}}$  розраховуємо тільки для приміщення №6

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

#### 4. Розрахунок вологовиділень

Розрахунок вологовиділень проводимо для приміщення №2. Для інших приміщень рахуємо за аналогічним розрахунком і отримані данні заносимо в таблиці.

##### 4.1. Вологовиділення від людей

Вологовиділення від людей визначають за формулою:

$$W_{л} = n \cdot w_{п}, \text{ кг/с}, \quad (4.1)$$

де

$w_{п}$  – питомі вологовиділення, що залежать від температури приміщення, [кг/с];

$n$  - кількість людей.

$$W_{л} = (3 \cdot 4,17 + 10 \cdot 1,39) \cdot 10^{-5} = 26,41 \cdot 10^{-5} \text{ кг/с}$$

№ приміщення	n	$w_{п}$ , кг/с	$W_{л}$ , кг/с
1	3/10	150/50	$26,41 \cdot 10^{-5}$
2	3/10	150/50	$26,41 \cdot 10^{-5}$
3	2	50	$2,78 \cdot 10^{-5}$
4	2	50	$2,78 \cdot 10^{-5}$
6	2	50	$2,78 \cdot 10^{-5}$
7	2	50	$2,78 \cdot 10^{-5}$
8	3	50	$4,17 \cdot 10^{-5}$
9	3	50	$4,17 \cdot 10^{-5}$

##### 4.2. Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги

Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги визначають за рівнянням:

$$W_{в} = \sigma \cdot F \cdot (d''_{в} - d_{в}), \text{ кг/с}, \quad (4.2)$$

де

$\sigma = \alpha_{y}/C_{p} = 0,007 / 1,023 = 0,0068$  - співвідношення Л' юіса;

$C_{p} = C_{c} + C_{п} d_{cp} = 1,006 + 1,86 \cdot 0,009 = 1,023$  [кДж/(кг·К)] - теплоємність

вологого повітря,

$F = 0,3$  - площа відкритої поверхні води, [м<sup>2</sup>];

									Арк.
									24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ				

$d''_y = 0,018$  - вологовміст насиченого повітря в приміщенні, [кг/кг];  
 $d_b = 0,01$  - вологовміст повітря в приміщенні, [кг/кг];

$$W_b = 0,0068 \cdot 0,3 \cdot (0,018 - 0,01) = 0,000016 \text{ кг/с}$$

Данні вологоділення  $W_n$  розраховуємо тільки для приміщення №2

#### 4.3. Вологовиділення від інфільтрації

Вологовиділеннями від інфільтрації можна знехтувати, так як людинопотік в приміщення не великий і з урахуванням розмірів дверей об'єм повітря, проникаючого при відкриванні, також не суттєвий.

№ приміщення	$Q_{кр},$ Вт	$Q_{зс},$ Вт	$Q_{ср},$ Вт	$Q_{п},$ Вт	$Q_{об},$ Вт	$Q_{осв},$ Вт	$Q_{нп},$ Вт	$Q_i,$ Вт	$\Sigma Q,$ Вт
1	0	10,1	96,16	1365	320	240	7875	502,5	10408,8
2	0	10,1	96,16	1365	320	240	7875	502,5	10408,8
3	0	9,79	46,08	186	0	40	0	0	281,9
4	0	9,98	46,08	186	0	40	0	0	282
6	47,02	8,81	46,08	186	0	40	0	0	327,9
7	47,82	1,4	46,08	186	0	40	0	0	321,3
8	76,11	7,28	46,08	279	0	160	0	0	568,5
9	56	8,99	46,08	279	0	120	0	0	510,1
Всього									23109,1

№ приміщення	$W_{л}, \text{кг/с}$	$W_{в}, \text{кг/с}$	$W_{і}, \text{кг/с}$	$\Sigma W, \text{кг/с}$
1	$26,41 \cdot 10^{-5}$	$1,6 \cdot 10^{-5}$	$1,83 \cdot 10^{-5}$	$29,81 \cdot 10^{-5}$
2	$26,41 \cdot 10^{-5}$	$1,6 \cdot 10^{-5}$	$1,83 \cdot 10^{-5}$	$29,81 \cdot 10^{-5}$
3	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$
4	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$
6	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$
7	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$
8	$4,17 \cdot 10^{-5}$	0	0	$4,17 \cdot 10^{-5}$
9	$4,17 \cdot 10^{-5}$	0	0	$4,17 \cdot 10^{-5}$
Всього				$79,08 \cdot 10^{-5}$

$$Q_{\text{явн}} = \Sigma Q - Q_{\text{скр}} \quad (4.3)$$

$$Q_{\text{явн}} = 12701 - 1212 = 11489 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{скр}} = \Sigma W \cdot (r_0 - 2,3 \cdot t_w) \quad Q_{\text{скр}} = 49,27 \cdot 10^{-5} \cdot (2500 - 2,3 \cdot 17,5) = 1212 \text{ Вт}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{\Sigma Q}{\Sigma W}, \text{ кДж/кг} \quad (4.5)$$

$$\varepsilon = \frac{23,109}{0,0007927} = 29251 \text{ кДж/кг}$$

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

№ приміщення	Q <sub>пов</sub> , Вт	W <sub>пов</sub> , кг/с	ε, кДж/кг	G, кг/с
1	10408,8	29.81 · 10 <sup>-5</sup>	34917	1,89
2	10408,8	29.81 · 10 <sup>-5</sup>	34917	1,89
3	281,9	2,78 · 10 <sup>-5</sup>	10140	0,042
4	282	2,78 · 10 <sup>-5</sup>	10140	0,042
6	327,9	2,78 · 10 <sup>-5</sup>	11799	0,051
7	321,3	2,78 · 10 <sup>-5</sup>	11547	0,049
8	568,5	4,17 · 10 <sup>-5</sup>	13633	0,091
9	510,1	4,17 · 10 <sup>-5</sup>	12230	0,080

$$\varepsilon_{\text{сред}} = 16915 \text{ кДж/кг}$$

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

## 5. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

Для розрахунку продуктивності систем кондиціонування повітря величина  $G_{\text{п}}$  приймається максимальною з розрахованих за різними балансами:

- за надлишками загальної теплоти в теплий період:

$$G_1 = \frac{Q_{\text{об}}}{(h_{\text{в}} - h_{\text{п}})}, \text{ кг/с} \quad (5.1)$$

$$G_1 = \frac{23,109}{(45-40)} = 4,62 \text{ кг/с}$$

- за надлишками явної теплоти в теплий період:

$$G_2 = \frac{Q_{\text{явн}}}{(t_{\text{в}} - t_{\text{п}}) \cdot C_{\text{вв}}}, \text{ кг/с} \quad (5.2)$$

$$G_2 = \frac{19,489}{(25-20) \cdot 1,023} = 3,89 \text{ кг/с}$$

- за вологовиділеннями:

$$G_3 = \frac{W_{\text{об}}}{(d_{\text{в}} - d_{\text{п}})}, \text{ кг/с} \quad (5.3)$$

$$G_3 = \frac{0,00079}{(9-8,5)} = 3,2 \text{ кг/с}$$

де

$Q_{\text{общ}}$ ,  $Q_{\text{явн}}$  - повні і явні надлишки тепла в теплий період, кВт;

$t_{\text{в}}$ ,  $h_{\text{в}}$ ,  $d_{\text{в}}$  - температура, ентальпія і вологовміст у приміщенні, відповідно, [ $^{\circ}\text{C}$ ], [кДж/кг], кг/кг;

$t_{\text{п}}$ ,  $h_{\text{п}}$ ,  $d_{\text{п}}$  - те ж припливного повітря;

$W$  - надходження вологи в приміщення, кг/с;

$G_{\text{вр}}$  - розрахункова кількість газових шкідливостей, кг/год;

$C_{\text{пдк}}$  - припустима концентрація шкідливостей у робочій зоні, кг/м<sup>3</sup>;

$C_{\text{н}}$  - концентрація шкідливостей в зовнішньому повітрі, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_{\text{вр}}$  - щільність шкідливих речовин, кг/м<sup>3</sup>.

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

$$L_{к\partial} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_v}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (5.4)$$

$$L_{к\partial} = \frac{3600 \cdot 4,6}{1,185} = 14033 \text{ м}^3/\text{год}$$

Продуктивність систем кондиціонування повітря обумовлюється необхідною кількістю повітря, яка подається в приміщення для асиміляції шкідливостей і забезпечення заданих параметрів повітря в робочій зоні

$$G = k \cdot \Sigma G_{\max} = 14453 [\text{кг/с}] \quad (5.5)$$

де

$G$  – витрата повітря, [кг/год];

$\Sigma G_{\max}$  – кількість припливного повітря в окреме приміщення, [кг/год];

$k$  - коефіцієнт запасу.

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{ки} = \frac{\rho_v \cdot L_{к\partial}}{3600} = 4,17, \text{ кг/с}, \quad (5.6)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

## 6. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИДІЛЕНЬ ДЛЯ ХОЛОДНОГО ПЕРІОДУ РОКУ

*Для холодного періоду року перераховуємо тільки теплоприливи через зовнішні масивні огороження.*

### 6.1. Розрахунок теплоприливів через зовнішні масивні огороження

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Усі розрахунки проводимо для **приміщення №2**. Для інших приміщень рахуємо за аналогічним розрахунком і отримані данні заносимо в таблиці.

Теплоприпливи через покрівлю визначають за формулою:

$$Q_{кр} = k_{кр} \cdot F_{кр} \cdot \Delta t, \text{ Вт}, \quad (6.1)$$

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

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

$\Delta t = t_{вн} - t_{зов} = 20 - (-18) = 38^{\circ}\text{C}$  – різниця між температурою повітря в приміщенні та зовнішньою температурою

$$Q_{кр} = 0,231 \cdot 23,6 \cdot 38 = 207,16 \text{ Вт}$$

№ приміщення	$K_{кр}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$F_{кр}, \text{ м}^2$	$\Delta t, (^{\circ}\text{C})$	$Q_{кр}, \text{ Вт}$
6	0,231	23,6	38	-207,16
7	0,231	24	38	-210,67
8	0,231	38,2	38	-335,32
9	0,231	28,1	38	-246,66

Теплоприпливи через зовнішні огородження визначаємо за формулою:

$$Q_{з.с} = k_{ст} \cdot F_c \cdot \Delta t, \text{ Вт}, \quad (6.2)$$

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

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$Q_{з.с} = 0,145 \cdot 34,4 \cdot 38 = 189,54 \text{ Вт}$$

№ приміщення	$K_{ст},$ Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$F_c, \text{ м}^2$	$\theta_{кр}, (^\circ\text{C})$	$Q_{з.с.}, \text{ Вт}$
1	0,145	47	38	-258,97
2	0,145	47	38	-258,97
3	0,145	34,4	38	-189,54
4	0,145	35,9	38	-197,81
6	0,145	34,4	38	-189,54
7	0,145	11,8	38	-65,02
8	0,145	31,8	38	-175,22
9	0,145	35,9	38	-197,81

## 6.2. Надходження теплоти через внутрішні огороження

Так як різниця температур між кондиційованим приміщенням і коридором менша  $5^{\circ}\text{C}$ , а температуру у суміжних кондиційованих приміщеннях приймаємо однаковою, то теплоприливами  $Q_{\text{в}}$  через внутрішні стіни і огороження нехтуємо.

## 6.3. Надходження теплоти через засклені поверхні

Теплоприливи через засклені поверхні розраховують за формулою:

$$Q_{\text{заскл.пов.}} = F \cdot k_o \cdot \Delta t, \text{ Вт} \quad (6.3)$$

де

$F = 3,2 \text{ м}^2$  – площа заскленої поверхні;

$k_o$  = коефіцієнт теплопередачі засклених поверхонь, приймається з теплового періоду [ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ];

$$Q_{\text{заскл.пов.}} = 3,2 \cdot 0,6 \cdot 38 = 46,08 \text{ Вт}$$

№ приміщення	F, м <sup>2</sup>	k <sub>o</sub> , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Δt, °С	Q <sub>ср</sub> , Вт
2	6,4	0,6	38	-145,92
3	3,2	0,6	38	-72,96
4	3,2	0,6	38	-72,96
6	3,2	0,6	38	-72,96
7	3,2	0,6	38	-72,96
8	3,2	0,6	38	-72,96
9	3,2	0,6	38	-72,96

## 6.4. Надходження теплоти за рахунок інфільтрації

Теплотою від інфільтрації  $Q_{\text{інф}}$  можна знехтувати, так як людинопотік в приміщення малоресурсного будинку для відпочинку не великий і з урахуванням розмірів дверей об'єм повітря, проникаючого при відкриванні, також не суттєвий.

№ приміщення	Q <sub>кр</sub> , Вт	Q <sub>зс</sub> , Вт	Q <sub>в</sub> , Вт	Q <sub>заскл.пов</sub> , Вт	Q <sub>інф</sub> , Вт	Q <sub>зовн.огор.</sub> , Вт
1	0	-258,97	0	-145,92	0	-404,9
2	0	-258,97	0	-145,92	0	-404,9
3	0	-189,54	0	-72,96	0	-262,5
4	0	-197,81	0	-72,96	0	-270,8
6	-207,16	-189,54	0	-72,96	0	-469,7
7	-210,67	-65,02	0	-72,96	0	-348,7
8	-335,32	-175,22	0	-72,96	0	-583,5
9	-246,66	-197,81	0	-72,96	0	-517,4

## 7. ЗАГАЛЬНЕ ТЕПЛО-ВОЛОГІСНЕ НАВАНТАЖЕННЯ ПРИМІЩЕННЯХ В ХОЛОДНИЙ ПЕРІОД РОКУ

Враховуючи, що в холодний період року приміщення опалюються, компенсація теплоприливів через зовнішні масивні огороження за рахунок опалення складає 45%.

$$\Sigma Q = 0,45 \cdot Q_{\text{зовн.огор.}} \quad (7.1)$$

$$\Sigma Q = 0,45 \cdot (-405,66) = -182,25 \text{ Вт}$$

№ приміщення	Q <sub>зовн.огор.</sub> , Вт	Q <sub>п</sub> , Вт	Q <sub>об</sub> , Вт	Q <sub>осв</sub> , Вт	Q <sub>нп</sub> , Вт	Q <sub>і</sub> , Вт	ΣQ, Вт
1	-404,9	1365	320	240	7875	502,5	9897,6
2	-404,9	1365	320	240	7875	502,5	9897,6
3	-262,5	186	0	40	0	0	-36,5
4	-270,8	186	0	40	0	0	-44,8
6	-469,7	186	0	40	0	0	-243,7
7	-348,7	186	0	40	0	0	-122,7

8	-583,5	279	0	160	0	0	-144,5
9	-517,4	279	0	120	0	0	-118,4
Всього							9187

Вологовиділення в приміщенні для холодного періоду року залишаються такими ж.

№ приміщення	$W_{л}, \text{кг/с}$	$W_{в}, \text{кг/с}$	$W_{і}, \text{кг/с}$	$\Sigma W, \text{кг/с}$
1	$26,41 \cdot 10^{-5}$	$1,6 \cdot 10^{-5}$	$1,83 \cdot 10^{-5}$	$29,81 \cdot 10^{-5}$
2	$26,41 \cdot 10^{-5}$	$1,6 \cdot 10^{-5}$	$1,83 \cdot 10^{-5}$	$29,81 \cdot 10^{-5}$
3	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$
4	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$
6	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$
7	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$
8	$4,17 \cdot 10^{-5}$	0	0	$4,17 \cdot 10^{-5}$
9	$4,17 \cdot 10^{-5}$	0	0	$4,17 \cdot 10^{-5}$
Всього				$49,27 \cdot 10^{-5}$

$$Q_{\text{явн}} = \Sigma Q - Q_{\text{скр}} \quad (7.2)$$

$$Q_{\text{явн}} = 9187 - 1212 = 7975 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{скр}} = \Sigma W \cdot (r_0 - 2,3 \cdot t_w) \quad (7.3)$$

$$Q_{\text{скр}} = 49,27 \cdot 10^{-5} \cdot (2500 - 2,3 \cdot 13) = 1212 \text{ Вт}$$

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{\Sigma Q}{\Sigma W}, \text{ кДж/кг} \quad (7.4)$$

$$\varepsilon = \frac{9,187}{0,007927} = 18646 \text{ кДж/кг}$$

№ приміщення	Q <sub>пов</sub> , Вт	W <sub>пов</sub> , кг/с	ε, кДж/кг	G, кг/с
2	9897,6	29.81·10 <sup>-5</sup>	33202	1,89
3	-36,5	2,78·10 <sup>-5</sup>	10140	0,042
4	-44,8	2,78·10 <sup>-5</sup>	10140	0,042
6	-243,7	2,78·10 <sup>-5</sup>	11799	0,051
7	-122,7	2,78·10 <sup>-5</sup>	11547	0,049
8	-144,5	4,17·10 <sup>-5</sup>	13633	0,091
9	-118,4	4,17·10 <sup>-5</sup>	12230	0,080

$$\varepsilon_{\text{серед}} = 9670 \text{ кДж/кг}$$

## 8.ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

### 8.1. Обґрунтування вибору обладнання СКП

На підставі розрахунку, проведеного вище, отримана потрібна масова кількість повітря для кожного приміщення. Тоді корисний об'єм повітря для систем визначається за формулою.

$$L = \frac{3600 \cdot G_g}{\rho}, \quad (8.1)$$

де  $\rho = 1,185 \text{ кг/м}^3$  – щільність повітря.

Для системи П1 корисний об'єм повітря становить:

$$L_1 = \frac{3600 \cdot 4,173}{1,185} = 6835 \text{ м}^3 / \text{г}$$

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

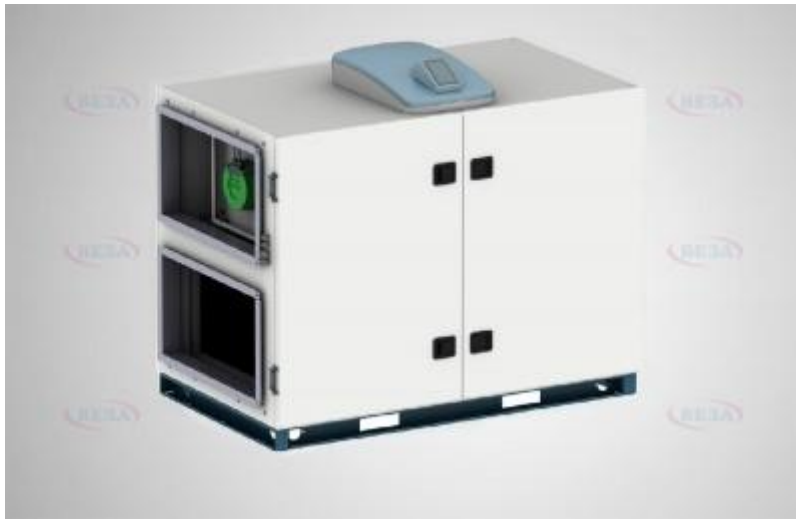
для системи П1:

$$L_1^n = 1,04 \cdot L_1, \text{ м}^3 / \text{г} \quad (8.2)$$

$$L_1^n = 1,04 \cdot 6835 = 7108,5 \text{ м}^3 / \text{г}$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер AEROSMART- RR-1050-BL-H

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



ро лінійка приточно-витяжних систем з функцією теплоутилізації і фільтрації повітря.

Кондиціонер AEROSMART- RR-1050-BL-H є аналогом фірм: SWEGON (Швеція) серія GOLD; Systemair (Швеція), серія TOPVEX; Rosenberg (Німеччина) SupraBox DELUXE; Amalwa (Литва), серії DOMEKT REGO.

Установка AEROSMART містить в своєму складі високоефективні і високотехнологічні вентилятори, роторний або пластинчастий теплоутилізатори, блоки фільтрації і вбудовану систему автоматичного управління. В процесі своєї роботи установка автоматично забезпечує безперервний контроль за Повітрявиробництво вентиляторів і температурою припливного повітря.

Система управління постійно здійснює контроль за параметрами роботи установки, що дозволяє досягти найбільш раціонального співвідношення необхідної продуктивності і енергоспоживання.

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

Розрахунок мережі повітроводів для системи

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L=G \cdot 3600/\rho , \quad (8.3)$$

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

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для системи корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L=8861\text{м}^3/\text{ч} ,$$

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#1} = \frac{L_1}{3} \quad (8.4)$$

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

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

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (8.5)$$

$$d = (2953 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,45 \text{ м}$$

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

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2) \quad (8.6)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 2953 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,45^2) = 3,46 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} \quad (8.7)$$

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

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

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right). \quad (8.8)$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}. \quad (8.9)$$

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

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в. факт.}}^2}{2}. \quad (8.10)$$

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

Величину параметра R визначимо:

									Арк.
									38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ				

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{экв}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} \quad (8.11)$$

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

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l \quad (8.12)$$

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

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} \quad (8.13)$$

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

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно  $\xi = 0,24$ ;

- конфузор  $\xi = 0,25$ .

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

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} \quad (8.14)$$

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

Для ділянки №2 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#2} = L_{\text{П}} - L_{\text{УЧАСТОК}\#1} \quad (8.15)$$

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

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

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (8.16)$$

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

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

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2) \quad (8.17)$$

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

\

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

Арк.

БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ

39

$$Re = \frac{v_{\text{факт.}} \cdot d_{\text{экв.}}}{\nu} \quad (8.18)$$

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

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

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

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} \quad (8.19)$$

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

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{факт.}}^2}{2} \quad (8.20)$$

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

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{екв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} \quad (8.21)$$

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

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l \quad (8.22)$$

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

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} \quad (8.23)$$

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

Коефіцієнти місцевих опорів:

- трійник  $\xi = 0,24$ ;

- конфузор  $\xi = 0,25$ .

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

									Арк.
									40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ				

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} \quad (8.24)$$

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

Для ділянки №3 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК№3}} = L_1^{\text{II}} \quad (8.25)$$

$$L_{\text{УЧАСТОК№3}} = 8861 \text{ м}^3 / \text{с}$$

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

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (8.26)$$

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

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

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2) \quad (8.27)$$

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

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} \quad (8.28)$$

$$Re = (4,33 \cdot 0,85) / 0,0000156 = 245336$$

де  $d_{\text{екв.}} = d$

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

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

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} \quad (8.29)$$

$$\lambda = 0,3164 / 245336^{0,25} = 0,0142$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в. факт.}}^2}{2} \quad (8.30)$$

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1,2 \cdot 4,33^2) / 2 = 11,24$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{екв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} \quad (8.40)$$

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

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l \quad (8.41)$$

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

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} \quad (8.42)$$

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

Коефіцієнти місцевих опорів:

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

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

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} = 0.43 + 22.05 = 22.48 \quad (8.43)$$

$$\Delta P = \sum \Delta P_{\text{уч.}} \quad (8.44)$$

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

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

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи. Приймаємо розподільник повітря марки TSD-630 Diffuser – Дифузор TSD забезпечує комфортну вентиляцію великих високих залів. Завдяки можливості регулювання повітряного струменя дифузор можна використовувати для роздачі охолодженої і нагрітого повітря.

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висота установки становить від 4 до 15 метрів. Форма повітряного струменя регулюється як вручну, так і за допомогою електроприводу. TSD складається з впускного конуса, внутрішнього і зовнішнього корпусів з регульованими лопатями. В режимі охолодження лопаті знаходяться у відкритому положенні (горизонтальна роздача повітря), в режимі обігріву в закритому (вертикальна роздача повітря). TSD приєднується до круглого воздуховоду безпосередньо або через приєднувальну камеру. При рівні звукової потужності:  $L_A \leq 35 \text{дБ}$ , далекобійність струменя приточування  $L_{\text{струменя}} = 4-10 \text{м}$  в залежності від необхідної швидкості в приміщенні  $v$  = від 0,5-0,2 відповідно. Падіння повного тиску через який складає:  $\Delta p = 17 \text{ Па}$

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

## 9. ВИБІР І РОЗРАХУНОК УСТАНОВОК КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

### 9.1 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача

Повітрянагрівачі збирають з базових теплообмінників. Ці теплообмінники виготовляють з біметалевих труб зі спіралью - накатним оребренням. По трубках повітрянагрівачів 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 повітрянагрівача зводиться до визначення числа рядів труб по ходу повітря і температури теплоносія на вході і виході з апарата.

Вихідні дані:

- $t_1 = -20\text{ }^\circ\text{C}$  - температура повітря на вході;
- $t_2 = 20\text{ }^\circ\text{C}$  - температура повітря на виході;
- $t_{w1} = 70\text{ }^\circ\text{C}$  - температура води на вході;
- $t_{w2} = 40\text{ }^\circ\text{C}$  - температура води на виході.

Визначаємо кількість теплоти, необхідну для нагріву повітря:

$$Q_m = Gc_p(t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}), \quad (9.1)$$

де  $G = 4,17\text{ кг/с}$  - 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,  $^\circ\text{C}$ .

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_m = 4,17 \cdot 1,006(20 + 20) = 166,8 \text{ кВт}.$$

Розраховуємо масову витрату теплоносія:

$$G_w = \frac{G \cdot c_p \cdot (t_{\text{ввх}} - t_{\text{вх}})}{c_w \cdot (t_{\text{wвв}} - t_{\text{wввх}})}, \text{ кг/с}, \quad (9.2)$$

де  $c_w = 4,19$  - кДж/кг<sup>°</sup>С - теплоємність води;

$t_{\text{wвх}}$ ,  $t_{\text{wввх}}$  - початкова та кінцева температура гарячої води на вході та виході з теплообмінника, <sup>°</sup>С.

$$G_w = \frac{4,17 \cdot 1,006 \cdot (12 + 18)}{4,19 \cdot (70 - 40)} = 1,33 \text{ кг/с}.$$

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  $F_n = \infty$  повітря з початковою температурою  $t_{\text{вх}}$  і початковою температурою гарячої води  $t_{\text{wвх}}$ , максимально-можливий нагрів витрати повітря при теплоємності  $c_p$  визначається виразом:

$$Q_{f \text{ max}} = G \cdot c_p \cdot (t_{\text{wвг}} - t_{\text{вх}}), \text{ кВт}. \quad (9.3)$$

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

$$Q_T = G c_p (t_{\text{ввх}} - t_{\text{вх}}), \text{ кВт}. \quad (9.4)$$

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

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\theta_t = \frac{Q_m}{Q_{f \max}} = \frac{t_{\text{облх}} - t_{\text{ох}}}{t_{\text{всб}} - t_{\text{ох}}}, \quad (9.5)$$

$$\theta_t = \frac{22+18}{70+18} = 0,45.$$

Визначаємо показник співвідношень теплоємностей потоків:

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w}, \quad (9.6)$$

$$W = \frac{4,17 \cdot 1,006}{1,33 \cdot 4,19} = 0,75.$$

По графіку залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць переносу тепла:  $N_t = 0,32$  [12].

Знаходимо потрібну поверхню теплообмінника:

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K}, \text{ м}^2, \quad (9.7)$$

де  $K$  - коефіцієнт теплопередачі для оребреної стінки, Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника:

$$K = A \cdot (\nu\rho)^{0,37} \cdot \omega^{0,18}, \text{ Вт/(м}^2\text{·К)} \quad (9.8)$$

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

$$F = \frac{0,32 \cdot 0,77 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{30,4} = 8,16 \text{ м}^2.$$

Величина аеродинамічного опору визначається за формулою:

$$\Delta P_{\text{воз}} = B(\nu\rho)^m \quad (9.9)$$

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

$\nu$  - швидкість руху повітря;

$m$  - показник ступеня [12];

$\omega$  - швидкість руху води.

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

$$\Delta P_{\text{воз}} = 1,034 \cdot (1,6 \cdot 1,2)^{1,81} = 3,46 \text{ Па.}$$

Гідрравлічний опір при проходженні води по трубкам теплообмінника:

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot \omega^{1,69}, \text{ кПа,} \quad (9.10)$$

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

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot 1,63 \cdot 4 \cdot 1,2^{1,69} = 17,4 \text{ кПа.}$$

## 9.2. Розрахунок повітроохолоджувача

$$Q_x = G \cdot (h_n - h_k), \text{ кВт;} \quad (9.11)$$

де  $G$  - витрата зовнішнього повітря, кг/с;

$h_n, h_k$  - початкова й кінцева ентальпія охолоджуваного повітря, кДж/кг.

$$Q_x = 4,17 \cdot (62 - 15) = 196 \text{ кВт;}$$

З рівняння теплового балансу треба, що витрата холодної води по трубках теплообмінника обчислюється з рівняння:

$$G_w = \frac{G \cdot (h_n - h_k)}{c_w \cdot (t_{w.\text{вых.}} - t_{w.\text{вх.}})}, \text{ кг/с.} \quad (9.12)$$

де  $c_w = 4,19$  - кДж/кг<sup>°С</sup>- теплоємність води;

$t_{w.\text{вх.}}, t_{w.\text{вых.}}$  - початкова й кінцева температура холодної води на вході й виході з теплообмінника, °С.

$$G_w = \frac{4,17 \cdot (62 - 15)}{4,19 \cdot (31 - 10)} = 2,24 \text{ кг/с.}$$

Термодинамічний показник ефективності теплообміну визначається відношенням реального процесу нагрівання повітря  $K$  максимального-можливого:

$$\Theta_r = \frac{31 - 9,2}{31 - 3} = 0,78$$

Визначаємо показник відносин теплоємностей потоків:

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w}, \quad (9.13)$$

$$W = \frac{4,17 \cdot 1,006}{2,221 \cdot 4,19} = 0,47.$$

За графіком залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць переносу тепла:  $N_t = 2,15$ .

Знаходимо необхідну поверхню теплообмінника:

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K}, \text{ м}^2 \quad (9.14)$$

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

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника:

$$K = A \cdot (\gamma\rho)^{0,37} \cdot \varpi^{0,18} \quad (9.15)$$

$$K = 20,94 \cdot (6 \cdot 1,2)^{0,37} \cdot 1,3^{0,18} = 45,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

$$F = \frac{2,15_t \cdot 2,2 \cdot c_p}{K} = 107,5 \text{ м}^2$$

Величина аеродинамічного опору обчислюється по формулі:

$$\Delta P_{\text{воз}} = B(\nu\rho)^m \quad (9.16)$$

де  $B$  - вільний член, що відбиває конструктивні особливості теплообмінника;

$\nu$  - швидкість повітря;

$m$  - показник ступеня, вибирається по таблиці.

$$\Delta P_{\text{воз}} = 7,962 \cdot (6 \cdot 1,3)^{1,55} = 71,7 \text{ Па}$$

Визначаємо гідравлічний опір у трубках теплообмінника:

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1,69} \quad (9.17)$$

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot 1,63 \cdot 9 \cdot 1,3^{1,69} = 45 \text{ кПа}$$

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 9.3. 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:

$$A_m = \left( \frac{C_{вх} - C_{вых}}{C_{вх}} \right) \cdot 100\%. \quad (9.18)$$

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

Для чистого повітря  $C_{вх} = 0,15$  мг/м<sup>3</sup>.

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

$$C_{вых} = C_{вх} - \frac{A_m \cdot C_{вх}}{100}, \text{ мг / мг}^3, \quad (9.19)$$

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

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник  
питомого навантаження

$$U\Phi = \frac{L}{F_{\phi}}, \text{ м}^3 / \text{г} \cdot \text{м}^2, \quad (9.20)$$

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

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

Визначаємо час роботи фільтру:

$$\tau_{\phi} = P\Phi \cdot 1000 \cdot \frac{F_{\phi}}{[(C_{\text{вх}} - C_{\text{вих}}) \cdot L]}, \text{ г}, \quad (9.21)$$

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

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

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

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

Тривалість у робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів:

$$\tau = \frac{\tau_{\phi}}{\tau_{\text{сут}}}, \text{ днів}, \quad (9.22)$$

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

Висновок: в даному розділі розраховували повітрянагрівачі, кишеньковий  
фільтр і вибрали припливну установку.

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 10 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

### 10.1 Тепловий розрахунок компресора

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

Для роботи холодильної машини використовуємо фреон R407C, який має достатньо хороші термодинамічні якості.

Режим роботи холодильної установки визначається температурою кипіння холодильного агента ( $t_0$ ) та температурою конденсації ( $t_k$ ).

Приймаємо  $\Delta t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Температура конденсації визначається за емпіричною залежністю:

$$t_k = t_n + (8 \dots 15) \text{ }^\circ\text{C} \quad (10.1)$$

$t_n = 28.6 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура зовнішнього повітря.

$$t_k = 31 + 10 = 41 \text{ }^\circ\text{C}$$

Задаємо переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

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

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, \text{ }^\circ\text{C}. \quad (10.2)$$

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

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

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

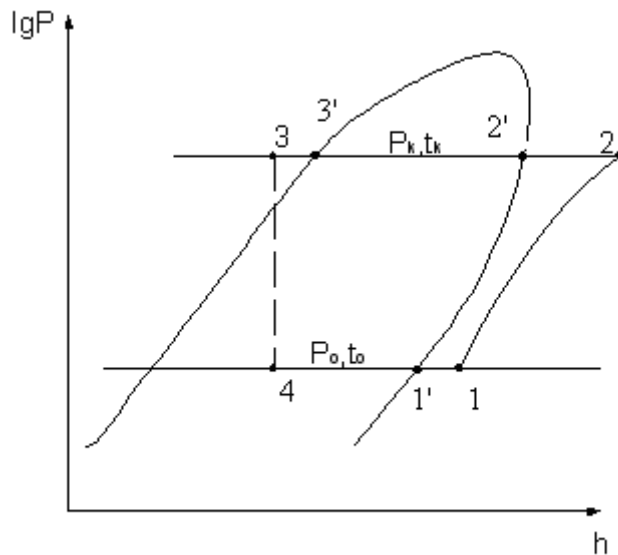
Визначаємо температуру в точці 1:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{bc}, \text{ }^\circ\text{C}. \quad (10.3)$$

$$t_1 = 3 + 5 = 8 \text{ }^\circ\text{C}$$

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

										Арк.
										51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ					



Робочий хол. агент: R-407C;

Холодовидатність:

$$Q_o^H = 1,1G_B(h_B - h_{II}) = 1,1 \cdot 4,47 (62 - 41,5) = 101,56 \text{ кВт}; \quad (10.4)$$

Температура кипіння фреону:  $t_o = +3^\circ\text{C}$ ;

Температура конденсації фреону:  $t_k = +38,6^\circ\text{C}$ ;

Керуючись [9] Будуємо холодильний цикл у lgP-h діаграмі та знімаємо дані з точок циклу, які заносимо в таблицю 6.1

Таблиця 6.1 – Параметри холодильного циклу

	1	2	3	4
P, бар	5,5	16	16	5,5
t, °C	8	52	33,6	3
h, кДж/кг	419	443	255	255
v, м <sup>3</sup> /кг	0,048	-	-	-

Питома масова холодовидатність:

$$q_o = h_1 - h_4 = 419 - 255 = 164 \text{ кДж/кг}; \quad (10.5)$$

Питома робота компресора:

$$l_{\text{км}} = h_2 - h_1 = 443 - 419 = 24 \text{ кДж/кг}; \quad (10.6)$$

Питома теплота конденсації:

$$q_k = h_2 - h_3 = 443 - 255 = 188 \text{ кДж/кг}; \quad (10.7)$$

Питома об'ємна холодовидатність:

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} = \frac{164}{0,048} = 3417 \text{ кДж/м}^3; \quad (10.8)$$

$$Q_k = G_a \cdot q_k = 0,0136 \cdot 188 = 2,56 \quad (10.9)$$

Хол. коефіцієнт Карно:

$$\text{cop}_k = \frac{T_o}{(T_k - T_o)} = \frac{276}{(311,6 - 276)} = 7,75; \quad (10.10)$$

Адіабатний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_a = q_o / l_{\text{км}} = 164 / 24 = 6,83; \quad (10.11)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{стс} = \frac{\text{cop}_a}{\text{cop}_k} = \frac{6,83}{7,75} = 0,88; \quad (10.12)$$

Масова витрата хол. агенту:

$$M_a = Q_o^q / q_o = 46,56 / 164 = 0,284 \text{ кг/с}; \quad (10.13)$$

$$Q_k = m_a \cdot q_k = 0,284 \cdot 184 = 53,4 \text{ кВт}$$

Дійсний об'єм всмоктуваного пару:

$$V_d = M_a \cdot V_{\text{вс}} = M_a \cdot V_1 = 0,284 \cdot 0,048 = 5,9 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (10.14)$$

З графіку залежності виду компресора та співвідношення

$$\left(\frac{P_k}{P_o}\right) = 2,9 \text{ знаходимо коефіцієнт подачі компресора } \lambda = 0,89;$$

Теоретичний об'єм спірального компресора:

$$V_h = \frac{Q_o^q}{(\lambda \cdot q_v)} = \frac{46,56}{(0,89 \cdot 3417)} = 0,01531 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (10.15)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l_{\text{км}} = 0,284 \cdot 24 = 6,816 \text{ кВт}; \quad (10.16)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{6,816}{0,9} = 7,573 \text{ кВт}; \quad (10.17)$$

									Арк.
									53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ				

де  $\eta_i$ - індикаторний к.п.д.;

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{тр} = 7,573 + 0,3 = 7,873 \text{ кВт}, \quad (10.18)$$

де  $N_{тр}$ - потужність тертя, кВт;

Електрична потужність компресора:

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ед}} = \frac{7,873}{0,9} = 8,748 \text{ кВт}, \quad (10.19)$$

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

Дійсний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_d = \frac{Q_0^ч}{N_{ел}} = \frac{101,56}{8,748} = 11,61; \quad (10.20)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{стс} = \frac{\text{cop}_d}{\text{cop}_k} = \frac{11,61}{17,0} = 0,683 ;$$

## 10.2 Розрахунок повітряного конденсатора

Конденсатор служить для передачі теплоти робочої речовини охолоджуючому середовищу або джерелу теплоти високої температури. По роду охолоджуючого середовища конденсатори можна розділити на дві великі групи: з водяним і повітряним охолодженням. У даному розрахунку застосовується конденсатор повітря-охолоджуваній. Завдання теплового розрахунку полягає у визначенні площі тепловіддаючої поверхні апарату і його основних геометричних розмірів. Керуючись [11]

Теплове навантаження

$$Q_k = Q_0 + N_e, \text{ кВт}, \quad (10.21)$$

де  $Q_0$ - холодовидатність, кВт;

$N_e$ - ефективна потужність, кВт.

$$Q_k = 46,56 + 7,87 = 54,43 \text{ кВт}$$

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

$$t_{\text{в2}} = t_{\text{в1}} + \Delta t, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (10.22)$$

де  $t_{\text{в1}}$  – зовнішня температура повітря,  $^\circ\text{C}$ .

$$t_{\text{в2}} = 31 + 5 = 36.0 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура конденсації

$$t_{\text{k}} = \frac{t_{\text{в1}} + t_{\text{в2}}}{2} + 10, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (10.23)$$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta = \frac{\Delta T_{\text{в}}}{\ln \frac{T_{\text{k}} - T_{\text{в1}}}{T_{\text{k}} - T_{\text{в2}}}}, \text{ K},$$

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

Витрата повітря через конденсатор

$$G_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{k}}}{c_p \cdot \Delta T_{\text{в}}}, \text{ кг/с}, \quad (10.24)$$

$$G_{\text{в}} = \frac{54,43}{1.006 \cdot 6} = 9,018 \text{ кг/с},$$

$$V_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (10.25)$$

де  $\rho_{\text{в}} = 1,171 \text{ кг/м}^3$  – щільність повітря при  $T_{\text{в1}} = 314,6 \text{ K}$ .

$$V_{\text{в}} = \frac{9,018}{1.171} = 7,7 \text{ м}^3/\text{с}$$

Живий перетин апарату

$$F_{\text{ж}} = \frac{V_{\text{в}}}{\omega}, \text{ м}^2, \quad (10.26)$$

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

$$F_{\text{ж}} = \frac{7,7}{7} = 1,1 \text{ м}^2,$$

Основні розміри, що характеризують поверхню теплообміну:

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ

Арк.

55

Зовнішній діаметр труби  $d_H$ , м -0,012

Внутрішній діаметр труби  $d_{вн}$ , м -0,010

Крок труб по фронту і в глибину  $s$ , м -0,024

Товщина ребер  $\delta_p$ , м 0,00015

Крок ребер  $u$ , м -0,004

Матеріал труб Мідь

Матеріал ребер -алюміній

Ребра Пластинчасті – суцільні

Розташування труб в пучку – Коридорне

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

$$F_{ж} = L_1 \cdot (s - d_H) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right), \text{ м}^2 \quad (10.28)$$

Звідси загальна довжина труби в одній секції конденсатора

$$L_1 = \frac{F_{ж}}{(s - d_H) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right)}, \text{ м}, \quad (10.29)$$

$$L_1 = \frac{1,11}{(0,024 - 0,012) \cdot \left(1 - \frac{0,00015}{0,004}\right)} = 96,104 \text{ м},$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, віднесений до зовнішньої поверхні оребреної труби. При коридорному розташуванні труб з пластинчастим оребренням при  $Re = 500..10000$ ;  $L/d_{эКВ} = 4..50$ ;  $u/d_H = 0,18..0,35$ ;  $s/d_H = 2..5$ ;  $t_{ж} = -40..40$  °C

$$Nu_{ж} = c \cdot Re_{ж}^n \cdot \left(\frac{L}{d_{эКВ}}\right)^m \quad (10.30)$$

$$d_{эКВ} = \frac{2(s - d_H) \cdot (u - \delta_p)}{(s - d_H) + (u - \delta_p)}, \text{ м}, \quad (10.31)$$

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{\text{экв}} = \frac{2(0,024 - 0,012) \cdot (0,004 - 0,00015)}{(0,024 - 0,012) + (0,004 - 0,00015)} = 0,00583 \text{ м.}$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{\omega \cdot d_{\text{экв}}}{\nu}, \quad (10.32)$$

де  $\nu = 15,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, при  $t = 28,6$

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{7 \cdot 0,00583}{15,9 \cdot 10^{-6}} = 2567.$$

$$\frac{u}{d_{\text{н}}} = \frac{0,004}{0,012} \approx 0,333; \quad (10.33)$$

$$\frac{s}{d_{\text{н}}} = \frac{0,028}{0,014} = 2 \quad (10.34)$$

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

$$L = a \cdot s. \quad (10.35)$$

Коефіцієнти

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{\text{экв}}}, \quad (10.36)$$

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

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{\text{Re}_{\text{ж}}}{1000}, \quad (10.37)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{2567}{1000} = -0,075,$$

$$c = A \cdot B, \quad (10.38)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{\text{Re}_{\text{ж}}}{1000}, \quad (10.39)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{2567}{1000} = 0,744,$$

$$A = f\left(\frac{L}{d_{\text{экв}}}\right) = 0,201 \quad (10.40)$$

$$c = 0,201 \cdot 0,744 = 0,15,$$

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Nu_{жс} = 0,15 \cdot 2567^{0,582} \cdot (20)^{-0,075} = 11,556$$

$$\alpha_{вФВН} = \frac{Nu_{жс} \cdot \lambda_{в}}{d_{эКВ}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (10.41)$$

$$\alpha_{вФВН} = \frac{11,556 \cdot 2,63 \cdot 10^{-2}}{0,00583} = 52,13 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

де  $\lambda_{в} = 2,63 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – коефіцієнт теплопровідності повітря.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, приведений до внутрішньої поверхні труби

$$\alpha_{в.тр} = \alpha_{в} \cdot \left( \frac{F_{н}}{F_0} \cdot E + \frac{F'_{тр}}{F_0} \right) \frac{d_{н}}{d_{вн}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (10.42)$$

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

$$F'_{тр} = \pi \cdot d_{н} \cdot \left( 1 - \frac{\delta_p}{u} \right), \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (10.43)$$

$$F'_{тр} = 3,14 \cdot 0,012 \cdot \left( 1 - \frac{0,00015}{0,004} \right) = 0,036 \text{ м}^2 / \text{м},$$

де  $F_p$  – поверхня ребер,

$$F_p = 2 \cdot \left( s^2 - \frac{\pi \cdot d_{н}^2}{4} \right) \frac{1}{u}, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (10.44)$$

$$F_p = 2 \cdot \left( 0,024^2 - \frac{3,14 \cdot 0,012^2}{4} \right) \frac{1}{0,004} = 0,231 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

$F_{н}$  – зовнішня поверхня оребреної труби,

$$F_{н} = F'_{тр} + F_p, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (10.45)$$

$$F_{н} = 0,036 + 0,231 = 0,267 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

$F_0$  – основна поверхня труби,

$$F_0 = \pi \cdot d_{н}, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (10.46)$$

$$F_0 = 3,14 \cdot 0,012 = 0,038 \text{ м}^2 / \text{м}$$

$E$  – ступінь ефективності ребра,

$$E = \frac{\text{th}(m \cdot h')}{m \cdot h'}, \quad (10.47)$$

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_B}{\delta_p \cdot \lambda_p}}, 1/m, \quad (10.48)$$

$\lambda_p = 218 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – коефіцієнт теплопровідності алюмінію;  $h'$  - умовна висота ребра.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 52,13}{0,00015 \cdot 218}} = 56,46 \text{ 1/м},$$

$$h' = \frac{d_H}{2} (\rho' - 1)(1 + 0,805 \lg \rho'), \text{ м}, \quad (10.49)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{s}{d_H} \sqrt{\frac{s_1}{s_2} - 0,2}, \quad (10.50)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{0,024}{0,012} \sqrt{1 - 0,2} = 2,29,$$

$$h' = \frac{0,012}{2} (2,29 - 1)(1 + 0,805 \cdot \lg 2,29) = 0,013 \text{ м},$$

$$E = \frac{th(56,46 \cdot 0,013)}{56,46 \cdot 0,013} = 0,852$$

$$\alpha_{e,np} = 52,13 \cdot \left( \frac{0,267}{0,038} \cdot 0,852 + \frac{0,036}{0,038} \right) \cdot \frac{0,012}{0,010} = 433,75 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{вн} (T_k - T_{cm})}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (10.51)$$

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{170 \cdot 10^3 \cdot 1076,6^2 \cdot 0,01769^3 \cdot 9,81}{2,479 \cdot 10^{-4} \cdot 0,012 \cdot (T - T_{cm})}} = \frac{992}{\sqrt[4]{T_k - T_{cm}}},$$

де  $r$  – теплота конденсації, кДж/кг;

$\rho$  – щільність рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини Па · с.

Питомий тепловий потік в апараті:

з боку робочого тіла

$$q_{aFвн} = 992 \cdot (T_k - T_{cm})^{0,75}, \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

з боку повітря

									Арк.
									59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ				

$$q_{вF_{вн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{в.пр}} + \frac{F_{вн}}{F_{вн} + F_{н}} \sum \frac{\delta}{\lambda}} (T_{ст} - T_{в}), \text{ Вт/м}^2, \quad (10.52)$$

де  $F_{вн} = \pi \cdot d_{вн} = 3,14 \cdot 0,010 = 0,0314 \text{ м}^2/\text{м}$  – внутрішня поверхня труби;

$\lambda = 385 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – коефіцієнт теплопровідності стінки труби (мідь).

$$q_{вF_{вн}} = \frac{1}{\frac{1}{433,75} + \frac{0,031}{0,031 + 0,267} \cdot \frac{0,001}{385}} (T_{ст} - T_{в}) = 434 (T_{ст} - T_{в}) \text{ Вт/м}^2.$$

Таблиця 5.2 – Залежність теплового потіку від температури

$T_{ст}, \text{ К}$	$T_{к} - T_{ст}, \text{ К}$	$q_a, \text{ Вт/м}^2$	$T_{ст} - T_{в}, \text{ К}$	$q_{в}, \text{ Вт/м}^2$
309	5,6	3611	7,4	3212
311	3,6	2593	9,4	4080
313	1,6	1411	11,4	4948
314	0,6	676	12,4	5382

$$T_{к} - T_{ст} = (273 + 41,6) - 309 = 5,6$$

$$T_{ст} - T_{в} = 309 - (273 + 28,6) = 7,4$$

Будуємо графік:  $q_{aF_{вн}} = 992 \cdot (T_{к} - T_{ст})^{0,75}, \text{ Вт/м}^2$

Будуємо графік:  $q_{вF_{вн}} = 434 (T_{ст} - T_{в}) \text{ Вт/м}^2$

Поверхня теплообміну (внутрішня)

$$F_{вн} = \frac{Q}{q_{F_{вн}}}, \text{ м}^2, \quad (10.53)$$

$$F_{вн} = \frac{54,43 \cdot 10^3}{3400} = 16 \text{ м}^2$$

Загальна довжина оребрених труб

$$L = \frac{F_{вн}}{\pi \cdot d_{вн}}, \text{ м}, \quad (10.54)$$

$$L = \frac{16}{3,14 \cdot 0,01} = \frac{16}{0,0314} = 509,5 \text{ м}.$$

Число секцій

									Арк.
									60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ				

$$a = \frac{L_{\text{общ}}}{L_1}, \quad (10.55)$$

$$a = \frac{509,5}{96,1} = 5,302 \approx 5.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa_{\text{ФВВ}} = \frac{q_{\text{ФВВ}}}{\theta_m}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (10.57)$$

$$\kappa_{\text{ФВВ}} = \frac{3400}{9,7} = 350,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

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

$$L_1 = \frac{L_{\text{общ}}}{a}, \text{ м}, \quad (4.2.38)$$

$$L_1 = \frac{509,5}{5} = 101,9 \text{ м}.$$

Живий перетин

$$F_{\text{жс}} = L_1 \cdot (s - d_H) \cdot \left(1 - \frac{\delta p}{u}\right) \quad (10.58)$$

$$F_{\text{жс}} = 101,9 \cdot (0,024 - 0,012) \cdot \left(1 - \frac{0,00015}{0,004}\right) = 1,177 \text{ м}^2.$$

При висоті апарату рівній його ширині число рядів труб по висоті

$$n = \sqrt{\frac{L_1}{s}}, \quad (10.59)$$

$$n = \sqrt{\frac{101,9}{0,024}} = 65,16$$

Тоді висота апарату :

$$H = n \cdot s_1 = 65,16 \cdot 0,024 = 1,564 \text{ м} \quad (10.60)$$

$$l = \frac{L_1}{n} = \frac{101,9}{65,16} = 1,564 \text{ м} \quad (10.61)$$

Температура повітря після конденсатора

$$\Delta T_{\text{в}} = T_{\text{в2}} - T_{\text{в1}} = \frac{Q}{c_p \cdot F_{\text{жс}} \cdot \omega \cdot \rho}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (10.62)$$

										Арк.
										61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ					

$$\Delta T_e = \frac{54430}{1,06 \cdot 10^3 \cdot 1,177 \cdot 7 \cdot 1,169} = 5,331 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

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

Збільшення живого перетину апарату в порівнянні з визначеним в п. 5 повинне зменшити швидкість повітря або змінити ступінь його нагріву. Зменшення перепаду температур на 0,7 є в порівнянні з прийнятим практичного значення не має.

Аеродинамічний опір. Опір коридорного пучка труб з пластинчастим оребренням по формулі Гоголина:

$$\Delta p = A \left( \frac{L}{d_{\text{екв}}} \right) (\omega \cdot \rho)^{1,7}, \text{ Па}, \quad (10.63)$$

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

$$\Delta p = 0,007 (20) (7 \cdot 1,169)^{1,7} = 4,989 \text{ мм вод. ст.} \approx 49,8 \text{ Па}.$$

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 11 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 зрощення. Регулювання параметрів повітря здійснюється за допомогою датчика 10, встановленого після камери зрощення. Цей датчик через регулятор 13 підтримує витрату води так, щоб забезпечити процес  $H_{л} - P'_{л}$ . Регулятор 22, датчик якого 21 розташований після третього повітрянагрівача, регулює продуктивність повітрянагрівача, нагріваючи повітря до  $t_{III}$ . Таким чином, в теплий період необхідний стан повітря приточування досягається терморегуляторами 13 і 22.

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

### Зимовий режим

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Процес в приміщені проходить по лінії ( $P_3 - B_3$ ). Мінімальні витрати по підтриманні параметрів повітря в приміщені відповідає  $t = 20\text{ }^\circ\text{C}$  і мінімальній вологості  $\phi = 30\%$ . Визначаємо параметри точки П (приплив).  $t_{\text{п}} = 16\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $d_{\text{п}} = 3,4\text{ г/кг}$ ,  $\phi_{\text{п}} = 30\%$ .

У холодний період зовнішнє повітря з параметрами  $H_3$  необхідно довести до точки  $P_3$ . Для цього зовнішнє повітря нагрівається в повітрянагрівачі до точки  $H_3^1$ , до  $t=5\text{ }^\circ\text{C}$ , для того щоб не відбулося замерзання конденсату в потоці витяжного повітря при проходженні його через тепло утилізатор (ТУ), це досягається регулюючим клапаном 14, за допомогою датчика 13. Далі припливне повітря нагрівається в ТУ від витяжного повітря до точки  $H_3^2$ , температура цієї точки не буде постійною, тому потім зовнішнє повітря нагрівається в другому повітрянагрівачі до фіксованої  $t=22,5\text{ }^\circ\text{C}$  до точки  $H_3^3$ , це досягається регулюючим клапаном 17, за допомогою датчика 16. Потім зволожується по ізотермі (лінія  $H_3^3 - P_3$ ) до  $t=16\text{ }^\circ\text{C}$ , а потім подається в приміщення (процес  $H_3 - H_3^1 - H_3^2 - H_3^3 - P_3 - B_3$ ).

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.

#### 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

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 відносяться:

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

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

3) підтримка постійної температури конденсації, щоб не допустити підвищення і пониження тиску в конденсаторі вище за допустимі значення; при підвищенні температури конденсації знижується продуктивність компресора і збільшується споживана потужність, що приводить до перевантаження електродвигуна компресора і передчасного виходу його з

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ладу. При пониженні температури і тиску конденсації сповільнюється переміщення рідкого хладагента у випарник, погіршується його робота і

4) відбуваються втрати продуктивності. В цьому випадку, щоб не допустити пониження температури конденсації, застосовуються наступні 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;

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

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

- 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 замкнутих контурах.

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

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

Таймер блоку управління компресором дозволяє вводити тимчасові параметри, що визначають надійну роботу холодильної машина: кількість запусків в годину, інтервал часу між включенням насоса і запуском компресора, а так само час затримки відключення насоса після відключення компресора, мінімальний час роботи компресора після запуску.

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

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

## 12. ОХОРОНА ПРАЦІ

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

### Токсичність робочої речовини

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

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

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

### Гранично допустима концентрація на робочому місці

ПДК = 1000 ppm.

### Температура самозаймання, 733 ° C.

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

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

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

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

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

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

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проектованої установки

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

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

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

#### Електробезпека

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

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

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

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

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

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

#### Електробезпека устаткування

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

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

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

Дане приміщення холодильної установки відноситься до першої категорії.

Розрахунок системи штучного заземлення

Виконаємо розрахунок системи заземлення.

Розрахункове значення питомого опору ґрунту визначаємо по формулі:

$$\rho_p = \rho_\phi \cdot y, \quad (12.1)$$

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

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

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

В результаті підстановки числових значень у формулу отримуємо:

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

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

Вертикальні заземлювачі розташовуємо в ряд.

Рядна система розподілу вертикальних заземлювачів.

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$L=l'/2, \text{ м} \quad (12.2)$$

$$L = 5/2 = 2,5 \text{ м}$$

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

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

$$t = 2,5/2 + 0,5 = 1,75 \text{ м}$$

Опір одного вертикального заземлювача визначимо по формулі:

$$R_o = \rho_p / (2 \cdot p \cdot l) \cdot (\ln(2 \cdot l/d) + 1/2 \cdot \ln((4 \cdot t + 1)/(4 \cdot t - 1))), \quad (12.3)$$

Тоді

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

$$R_o = 14,6 \text{ Ом}$$

Необхідну кількість вертикальних заземлювачів визначаємо по формулі

$$n = R_o / R_{\text{тр}}, \quad (12.4)$$

де  $R_o$  – опір одного вертикального заземлювача;

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

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

В результаті отримуємо:

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

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

Тепер визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{\text{св}} = R_o / (n' \cdot h_b), \quad (12.5)$$

де  $R_o$  – опір одного вертикального заземлювача;

$n'$  – число заземлювачів;

$h_b$  – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів

вибираємо  $h_b=0,83$ . Тоді

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

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$L = (n' - 1) \cdot l', \text{ м} \quad (12.6)$$

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

Опір сполучної смуги знаходимо по формулі:

$$R_{\Pi} = \rho_p / (2 \cdot p \cdot L \cdot h_r) \cdot \ln(L^2 / (d \cdot t_o)), \quad (12.7)$$

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

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

Опір всієї системи визначається вираженням:

$$R_c = R_{\Pi} \cdot R_{св} / (R_{\Pi} + R_{св}), \quad (12.8)$$

де  $R_{\Pi}$  – опір сполучної смуги

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

Після підстановки числових значень отримуємо

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

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

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

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

Пожежна профілактика

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

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

									Арк.
									74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ				

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

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

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

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

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

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

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

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

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

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$n = S/S' = \frac{254}{12} = 21 \quad (12.9)$$

Приймаємо  $n=21$

Визначимо витрату води на пожежогасінню для розеток:

$$G = n \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 21 \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 2268 \text{ (м}^3\text{/ч)} \quad (12.10)$$

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

										Арк.
										76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ					

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

### **10.1. Освітлення**

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

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

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

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

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

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

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

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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

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

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

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

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

Звукоізоляцію забезпечують вживанням ефективних по ізоляції шуму конструкцій обгороджувальних; ущільненням вікон, дверей, отворів і місць проходів 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.

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

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

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

## Література

1. Аверкин, А. Г. Примеры и задачи по курсу кондиционирование воздуха и холодоснабжение. — М.: Издательство ассоциации строительных вузов. 2003— 125с
2. Богословский В. Н., Поз М. Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. — М.: Стройиздат, 1983. — 320 с.
3. Кокорин О. Я. Отечественное оборудование для создания систем вентиляции и кондиционирования воздуха / О. Я. Кокорин, — М.: «Экстропечать», 2005. — 99 с.
4. Богданов С. Н., Иванов О. П., Куприянова А. В. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. — М.: Агропромиздат, 1985. — 208 с.
5. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов и др.; Под общ. ред. Г. Н. Даниловой. — Л.: Машиностроение. 1986. — 303 с
6. Мигай В. К., Назаренко В. С., Новожилов И. С., Добряков Т. С. Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели. Л.: Энергия, 1971. — 168
7. Липа, А. И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха.. — Одесса: ОГЦНТЭИ, 2010. — 607 с.
8. Бронштейн, И. Н., Семяндев К. А. — Справочник по математике (для инженеров и учащихся ВТУЗОВ). М.: Наука, 1986. — 544с.
9. Жуковський С. С., Возняк О. Т., Довбуш О. М., Люльчак. З. С Вентилювання приміщень: Навч. посібник. - Л.: Львівська політехніка, 2007. - 476с.
10. Грачев Ю. Г. Основы оптимизации систем кондиционирования микроклимата. — Пермь: Издательство. Перм. политехн. ин-та, 1987. - 80с. + 1 вкл.

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Жихарева Н.В. Моделирование та оптиміація систем кондиціювання повітря. . Учебный посібник.-: О: ТЭС, 2016.- 170 с + додатки с..
12. Жихарева Н.В. Розрахунок теплоутилізаторів. . Методичні вказівки .-: ОНАХТ: 2016.-40 с.
13. Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г. Повышение эффективности системы охлаждения плодоовощехранищ. – Вестник международной академии холода 2013.Сб т– Вып 4 – с. 16 – 20.
14. Мудров, А.Е. Численные методы для ПЭВМ. [Текст] / А.Е. Мудров //– Томск: Раско, 1991. – 270с.
15. Кафаров В.В. Оптимизация теплообменных аппаратов и систем. – М.: Энергоиздат, 1988. – 192 с.
16. Кафаров В.В, Глебов М.Б. Математическое моделирование основных процессов химических производств: Учебн. пособие для вузов. —М.: Высшая школа .1991 – 400 с
17. Курылев Е.С. ., Оносовский В.В, . Румянцев Ю.Д. Холодильные установки– СПб.: Политехника, 2002. – 576 с.
18. Лабай , В.Й., Тепломасообмін+., Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
19. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов - Одесса: Студия «Негоциант», 2006. - 712с., с приложением
20. Оносовский В.В. Моделирование и оптимизация холодильных установок. – Л.: Издательство Ленинградского университета, 1990. – 208 с
21. Перепека В.И., Жихарева Н.В. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. Учебное пособие.-: О: ТЭС, 2014.-240 с.
22. Погорелов, А.І. Тепломасообмін: Навчальний посібник для вузів.– Львів. –: «Новий світ-2000». – 2004. – 144 с.

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

23. Табунщиков Ю.А. Бродач. М.М. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий. – М.: АВОК-ПРЕСС. – 2002. – 194 с
24. Тсатсаронис Д. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации энергосберегающей системы. – Одесса: Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.
25. Чумак И.Г. Холодильные установки. Проектирование. – Учеб. Пособие. – 3-е изд., перераб. и доп. – Одесса: Друк, 2007. – 480 с.
26. Экономическая эффективность энергосбережения в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха: Учебное пособие // А.И. Еремкин, Т.И. Королева, Г.В. Данилин, В.В. Бызеев, А.Г. Аверкин. – М.: АСВ, 2008. – 184 с.
27. 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.
28. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат, 2006. – 640 с.: ил. – (Библиотека климатехника).
29. Белова Е.М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. 2003, 400 с.
30. Жихарева Н.В. Особенности расчета теплопритоков в помещении при кондиционировании // Н.В. Жихарева / Холодильная техника и технология – 2015 Том.51 . – № 6 – С. 17–20.
31. Жихарева Н.В. Экономически-целесообразная толщина изоляции современных изоляционных материалов плодоовощехранилища // Н.В. Жихарева, М.Г. Хмельнюк, О.В. Ольшевская / Холодильная техника и технология 2015. – №3 Том.51 – Одесса: «ТЭС», 2016. – 171 с.

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

32. Жихарева Н.В. Метод расчета годового потребления холода систем кондиционирования воздуха // Н.В.Жихарева/ Холодильная техника и технология 2016. –Том.52 №4. –С. 42 – 47.
33. Оносовский В.В. Моделирование и оптимизация холодильных установок. – Ленинград: Издательство Ленинградского университета, 1990.
34. Жихарева Н.В. Оценка энергетической эффективности системы охлаждения плодоовощехранищ // Н.В.Жихарева, Хмельнюк М.Г. / Холодильная техника . 2015. – №3 Том.51 –С. 53 – 57
35. Жихарева Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря. / Жихарева Н.В. – Одеса: «ТЭС», 2016. – 172с.
36. Голубков Б.Н. Проектирование и эксплуатация установок кондиционирования воздуха и отопления .М.: Энергоатомиздат, 1988. – 190 с.: ил.
37. Рекомендации по проектированию систем утилизации тепла удаляемого воздуха в теплоутилизаторах типа «воздух-воздух» (вращающиеся регенераторы). М.: ГПИ Сантехпроект МНИИТЭП, ТашЗНИИЭП, ЦНИИпромзданий, 1983.
38. Селиванов М.Н., Фридман А.Э., Кудряшова Ж.Ф. Качество измерений. Метрологическая справочная книга. Л.: Лениздат, 1987. — 296 с.
39. Сотников А.Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. С.-Петербург, 2006, Том II, 416 с.
40. Сотников А.Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. С.-Петербург, 2005, Том I, 504 с.
41. Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем.- СПб.: АНО НПО «Мир и семья», 2002. -1154 с.
42. Стефанов Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Общая часть. Л.: ВВИТКУ, 1970. - 544 с.

					БКВ 04. 028. 001 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

# ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ НА

ТЕМУ:ПРОЕКТ СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ  
ШНФЕКЦІЙНОЇ КЛІКАРНІ В МІСТІ МИКОЛАЇВ

Керівник : к.т.н., доц. Когут В.О.

Виконав: студ. Степанюк Андрій  
Васильович

# ВИХІДНІ ДАНІ:

- ✘ Розрахункові літні параметри зовнішнього повітря категорії :
  - ✘ барометричний тиск  $P=970$  гПа;
  - ✘ ентальпія зовнішнього повітря  $h=62$  кДж/кг;
  - ✘ температура зовнішнього повітря  $t=31^{\circ}\text{C}$ ;
  - ✘ розрахункова швидкість вітру  $2,8$  м/с;
  - ✘ амплітуда добових коливань температури  $\Delta t = 12,9^{\circ}\text{C}$ .
- ✘ Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря:
  - ✘ барометричний тиск  $P=970$  гПа;
  - ✘ ентальпія зовнішнього повітря  $h=-20$  кДж/кг;
  - ✘ температура зовнішнього повітря  $t=-18^{\circ}\text{C}$ ;
  - ✘ розрахункова швидкість вітру  $5,2$  м/с.



**КЕРУЮЧИСЬ НОРМАМИ ПРОЕКТУВАННЯ ,  
ПРИЙМАЛИ НАСТУПНІ ЗНАЧЕННЯ  
ПІДТРИМАННЯ ПАРАМЕТРІВ:**

**Теплий період року -  $t = 23 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $\varphi = 50\%$ ;**

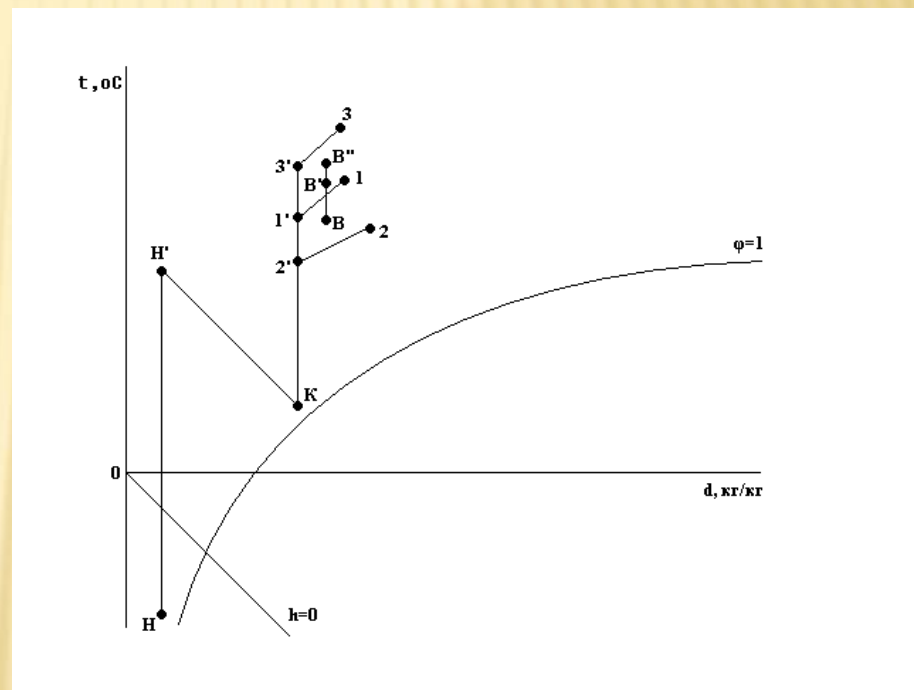
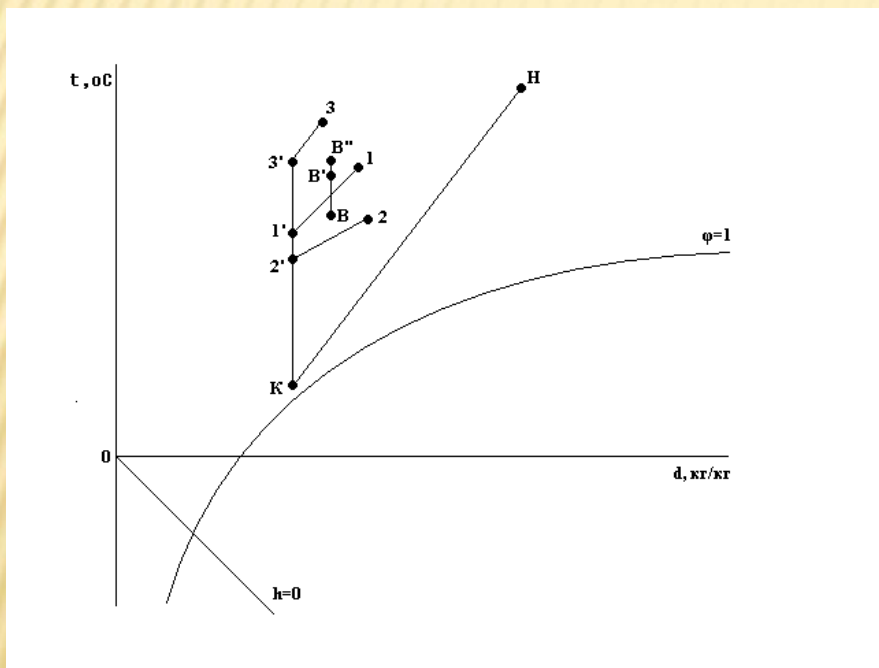
**Холодний період року -  $t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $\varphi = 50\%$ ;**



# СУМАРНА ТАБЛИЦЯ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОПРИТОКІВ

№ приміщення	$Q_{\text{пов}}, \text{ Вт}$	$W_{\text{пов}}, \text{ кг/с}$	$\varepsilon, \text{ кДж/кг}$	$G, \text{ кг/с}$
1	10408,8	$29,81 \cdot 10^{-5}$	34917	1,89
2	10408,8	$29,81 \cdot 10^{-5}$	34917	1,89
3	281,9	$2,78 \cdot 10^{-5}$	10140	0,042
4	282	$2,78 \cdot 10^{-5}$	10140	0,042
6	327,9	$2,78 \cdot 10^{-5}$	11799	0,051
7	321,3	$2,78 \cdot 10^{-5}$	11547	0,049
8	568,5	$4,17 \cdot 10^{-5}$	13633	0,091
9	510,1	$4,17 \cdot 10^{-5}$	12230	0,080

# D, H-ДІАГРАМІ ПРОЦЕСІВ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ В ЛІТНІЙ ТА ЗИМОВИЙ ПЕРІОД



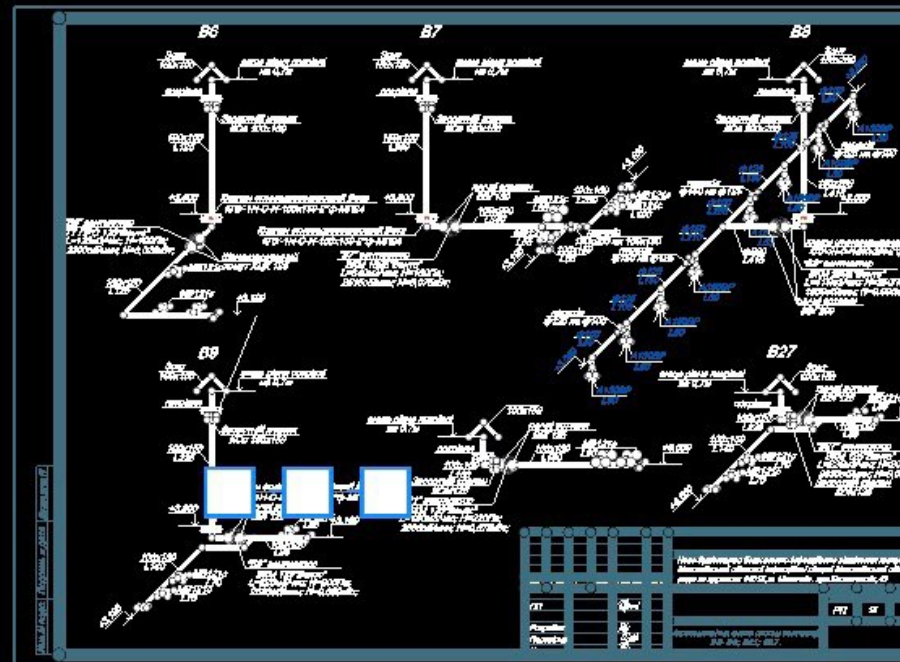
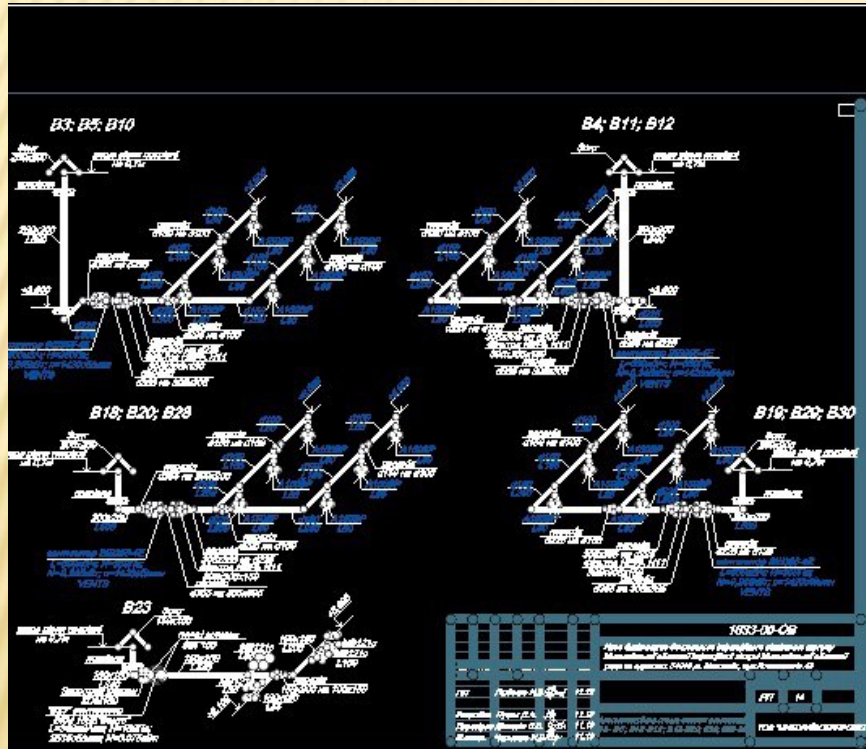
# ПІДБІР КОНДИЦІОНЕРА

- ✘ Кондиціонер AEROSMART- RR-1050-BL-H є аналогом фірм: SWEGON (Швеція) серія GOLD; Systemair (Швеція), серія TOPVEX; Rosenberg (Німеччина) SupraBox DELUXE; Amalwa (Литва), серії DOMEKT REGO.
- ✘ Установка AEROSMART містить в своєму складі високоефективні і високотехнологічні вентилятори, роторний або пластинчастий теплоутилізатори, блоки фільтрації і вбудовану систему автоматичного управління.

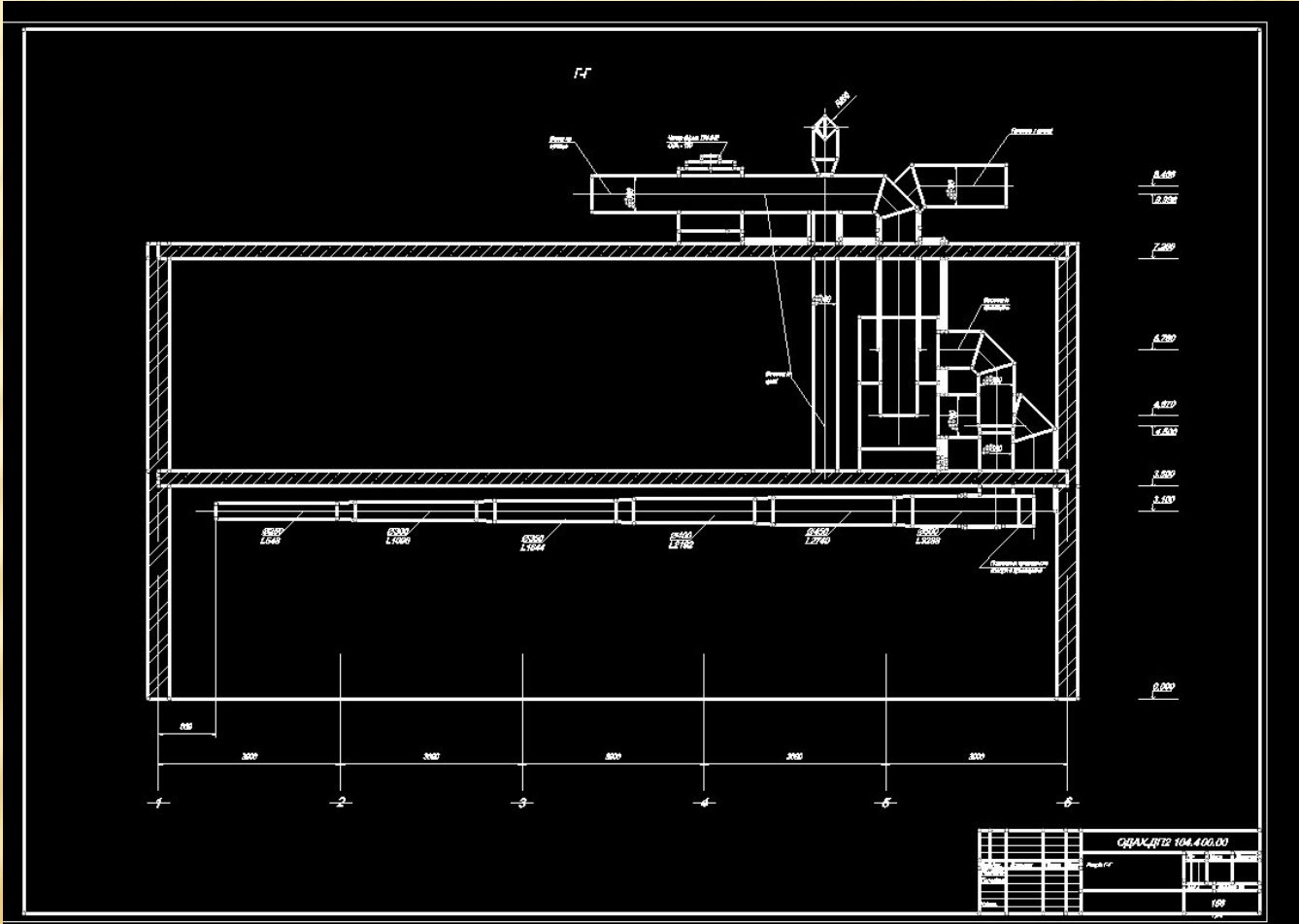




# ПОВІТРОРОЗПОДІЛЕННЯ



# P03PI3

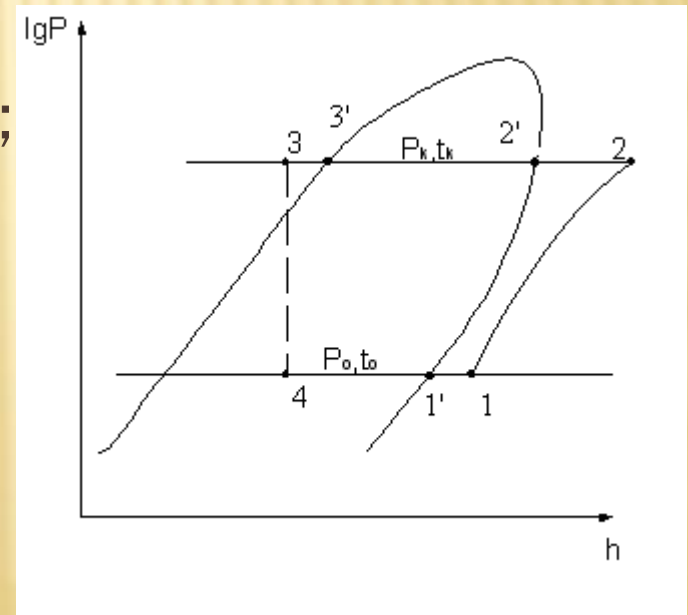




# ХОЛОДИЛЬНА МАШИНА

Для роботи холодильної машини використовуємо фреон R407C, який має достатньо хороші термодинамічні якості. Склад R407C: R32 – 23%; R125 – 25%; R134a – 52%;

Режим роботи холодильної установки визначається температурою кипіння холодильного агента ( $t_o = 11 \text{ }^\circ\text{C}$ ) та температурою конденсації ( $t_k = 37.3 \text{ }^\circ\text{C}$ ).



# КОНДИЦІОНЕР



# ВИСНОВКИ

1. Метою дипломного проекту являється спроектувати систему кондиціонування повітря таким чином щоб було комфортно відвідувачам а також персоналу в даному приміщенні з врахуванням фільтрації. І регулювання заданих параметрів мікроклімату відбувалося автоматично і при цьому підтримувалось. При цьому основні техніко – економічні вимоги дотримувались це на сам перед мінімальна вартість устаткування й будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла й особливо дорогого холоду.
- ✘ 2. Кондиціонер AEROSMART- RR-1050-BL-H є аналогом фірм: SWEGON (Швеція) серія GOLD; Systemair (Швеція), серія TOPVEX; Rosenberg (Німеччина) SupraBox DELUXE; Amalwa (Литва), серії DOMEKT REGO по витраті повітря  $G = k \cdot \Sigma G_{\max} = 14453$  м3/год
- ✘ 3. Установка AEROSMART містить в своєму складі високоефективні і високотехнологічні вентилятори, роторний або пластинчастий теплоутилізатори, блоки фільтрації і вбудовану систему автоматичного управління.
1. 4. З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи. Приймаємо розподільник повітря марки TSD-630 Diffuser – Дифузор TSD забезпечує комфортну вентиляцію великих високих залів. Завдяки можливості регулювання повітряного струменя дифузор можна використовувати для роздачі охолодженої і нагрітого повітря.
2. 5.

.

**ДЯКУЮ ЗА УВАГУ**



