

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теплоенергетики

«До захисту допущено»

Завідувачка кафедри

Ольга ЧЕРНОУСЕНКО

(підпис)

(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

“ ” \_\_\_\_\_ 2022 р.

**Дипломний проект  
на здобуття ступеня бакалавра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Вентиляція і кондиціонування повітря бізнесцентру в м. Дніпро»

Виконав: студент IV курсу, групи ТП - 81

Алтин Владислав Іванович

(прізвище, ім'я, по батькові)

\_\_\_\_\_

(підпис)

Керівник доцент, к.т.н. Михайло БОЖЕНКО

(посада, науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище)

\_\_\_\_\_

(підпис)

Консультант з охорони праці доцент, к.т.н. Сергій КАШТАНОВ

(назва розділу)

(посада, вчене звання, науковий ступінь, ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

\_\_\_\_\_

(підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

\_\_\_\_\_

(підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті  
немає запозичень з праць інших авторів без  
відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_

(підпис)

Київ – 2022 року

**Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут  
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теплоенергетики

Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувачка кафедри

Ольга ЧЕРНОУСЕНКО

\_\_\_\_\_

(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

“ \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2022 р.

**ЗАВДАННЯ  
на дипломний проект студенту**

Алтину Владиславу Івановичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту «Вентиляція і кондиціонування повітря бізнесцентру в м. Дніпро»

керівник проекту Боженко Михайло Федорович, к.т.н., доцент,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 р. № \_\_\_\_

2. Термін подання студентом проекту 17.06.2022 р.

3. Вихідні дані до проекту 1) Кількість поверхів в будівлі – 6.

2) Світлопрозорі конструкції – однокамерні склопакети по 3 на північному і південному фасадах та по 12 на західному і східному фасадах.

3) У приміщеннях кожного поверху знаходяться по 35 чоловіків і по 40 жінок.

4) На кожному поверсі знаходяться по 75 комп'ютерів потужністю по 200 Вт кожного і електроосвітлювальна апаратура потужністю по 6 кВт.

5) Система вентиляції – припливно-витяжна з утилізацією теплоти вентиляційних викидів в холодний період року.

6) Система кондиціонування повітря – місцево-центральна.

4. Зміст пояснювальної записки : 1) Розрахунки надходжень теплоти та вологи до приміщень.

2) Система вентиляції:

2.1) Розрахунки повітрообміну приміщень.

2.2) Розрахунки та вибір обладнання центральних припливних камер ( утилізатори теплоти вентиляційних викидів; повітронагрівачі; повітроохолоджувачі; вентилятори на основі аеродинамічних розрахунків повітропроводів).

3) Система кондиціонування повітря: 3.1) Вибір фанкойлів.

3.2) Холодопостачання фанкойлів.

4) Охорона праці.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо)

1) Схема системи вентиляції – 1 арк.

2) Розташування обладнання припливних камер в підвалі будівлі – 1 арк.

3) Розташування обладнання системи КП на одному з поверхів – 1 арк.

4) Загальний вигляд припливної камери – 1 арк.

6. Консультанти розділів проекту\*

Розділ	Ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
охорона праці	Сергій КАШТАНОВ, доцент		

7. Дата видачі завдання 30.05.22 р.

#### Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Розрахунки надходжень теплоти та вологи до приміщень	02.06.2022 р.	
2	Розрахунки повітрообміну	03.06.2022 р.	
3	Розрахунки та вибір обладнання системи МВ:		
	- утилізатори теплоти;	04.06.2022 р.	
	- повітроохолоджувачі;	05.06.2022 р.	
	- повітронагрівачі;	06. 06.2022 р.	
	- вентилятори	07.06.2022 р.	
4	Розрахунки системи КП:	08.06.2022 р.	
	- вибір фанкойлів;	09.06.2022 р.	
	- холодопостачання фанкойлів	10.06.2022 р.	
5	Охорона праці	12.06.2022 р.	
6	Графічна частина:	10.06.2022 р.	
	- схема системи вентиляції;	11.06.2022 р.	
	- розміщення обладнання МВ в підвалі;	12.06.2022 р.	
	- розміщення обладнання КП на поверсі;	13.06.2022 р.	
	- припливна камера	14.06.2022 р.	
7	Оформлення пояснювальної записки	17.06.2022 р.	

Студент

\_\_\_\_\_

(підпис)

Владислав АЛТИН

(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

Керівник проекту

\_\_\_\_\_

(підпис)

Михайло БОЖЕНКО

(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

\* Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту.

**Пояснювальна записка**  
**до дипломного проєкту**

на тему: «Вентиляція і кондиціонування повітря бізнесцентру в м. Дніпро».

## АНОТАЦІЯ

Дипломний проект першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Система вентиляції і кондиціонування повітря бізнесцентру у м. Дніпро»: пояснювальна записка на 63 с., 15 рис., 9 табл., 18 бібліографічних найменувань; 1 дод.; 4 кресленики ф. А1.

Об'єкт розробки – будівля бізнесцентру.

Мета роботи – забезпечення нормованих параметрів повітря усередині приміщень бізнесцентру будівлі в теплий та холодний періоди року за рахунок встановлення санітарно-технічного обладнання, що є актуальною задачею.

Наведені розрахунки втрат теплоти приміщеннями у холодний період року та надходження теплоти і вологи до них (від людей, офісної техніки, сонячної радіації, електричного освітлення) у теплий період року.

Система вентиляції – припливно-витяжна з механічним спонуканням і роторним теплоутилізатором витяжного повітря. Розрахунки повітрообміну виконані за нормативною кратністю повітрообміну для кожного з офісних приміщень. За результати розрахунків обрані високоефективні припливно- витяжні камери, до складу яких входять повітряні фільтри, калорифери для нагрівання повітря в холодний період року, роторні теплоутилізатори, повітроохолоджувачі, припливні та витяжні вентилятори.

Для створення і підтримання температурного режиму в літній період в багатофункціональному комплексі згідно діючих нормативних документів передбачається кондиціонування повітря фанкойлами (кондиціонерами - доводчиками). Канальні фанкойли монтується за підвісною стелею в приміщеннях, що охолоджуються. Рециркуляційне повітря, яке забирається з приміщення, за допомогою дифузорів та повітроводів проходить очистку в фільтрі фанкойлу, а потім підігрів (в холодний період) або охолодження (в теплий період) в теплообміннику та подається в приміщення.

Для охолодження повітря в припливних установках та системі фанкойлів запроектовані дві холодильні машини (чілери) з повітряним охолодженням конденсаторів, які розташовані на покрівлі. При виході з ладу одного з чілерів передбачена безперебійна подача холоду споживачам на 50%.

Передбачені заходи з охорони праці працівників будівлі.

На кресленнях наведені схеми систем припливної та витяжної вентиляції, компоновка обладнання систем вентиляції та кондиціонування 1 - 6 поверхів.

Ключові слова: повітря, вентиляція, кондиціонування, нагрівання, охолодження, вентилятор, фанкойл, повітрообмін, температура.

## ANNOTATION

Diploma project of the first (bachelor's) level of higher education on the topic: "Ventilation and air conditioning system of the business center in Dnipro": explanatory note for 63 pages, 15 figures, 9 tables, 18 bibliographic titles; 1 add. ; 4 drawings f. A1.

The object of development is the business center building.

The purpose of the work is to provide standardized air parameters inside the business center of the building in the warm and cold periods of the year by installing sanitary equipment, which is an urgent task.

The calculations of heat losses in the premises in the cold period of the year and the inflow of heat and moisture to them (from people, office equipment, solar radiation, electric lighting) in the warm period of the year are given.

Ventilation system - supply and exhaust with mechanical stimulation and rotary exhaust heat extractor. Calculations of air exchange are performed according to the normative multiplicity of air exchange for each of the office premises. According to the results of calculations, high-efficiency supply and exhaust chambers were selected, which include air filters, heaters for heating air in the cold period of the year, rotary heat exchangers, air coolers, supply and exhaust fans.

In order to create and maintain the temperature regime in the summer in the multifunctional complex according to the current regulations, air conditioning is provided by fan coils (air conditioners - closers). Duct fan coils are mounted behind the suspended ceiling in cooled rooms. Recirculated air, which is removed from the room, with the help of diffusers and air ducts is cleaned in the fan coil filter, and then heated (in the cold period) or cooled (in the warm period) in the heat exchanger and fed into the room.

Two refrigeration machines (chillers) with air cooling of condensers, which are located on the roof, are designed for air cooling in supply units and fan coil system. In the event of failure of one of the chillers, uninterrupted cold supply to consumers by 50% is provided.

Measures for labor protection of building employees are provided.

The drawings show diagrams of supply and exhaust ventilation systems, equipment layout of ventilation and air conditioning systems 1 - 6 floors.

Key words: air, ventilation, air conditioning, heating, cooling, fan, fan coil, air exchange, temperature.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ.....	7
ВСТУП.....	9
1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА ПРОЕКТУВАННЯ.....	11
2 РОЗРАХУНКИ НАДХОДЖЕНЬ ТЕПЛОТИ ТА ВОЛОГИ ДО ПРИМІЩЕНЬ.....	12
2.1 Надходження теплоти від сонячної радіації.....	12
2.2 Надходження теплоти від людей.....	14
2.3 Надходження теплоти від обладнання.....	15
2.4 Надходження вологи до приміщень.....	15
2.5 Висновки за розділом 2.....	16
3 СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦІЇ.....	17
3.1 Опис схеми.....	17
3.2 Розрахунки повітрообміну приміщень.....	18
3.3 Розрахунки та вибір обладнання центральних припливних камер.....	20
3.4 Висновки за розділом 3.....	40
4 СИСТЕМА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	41
4.1 Вибір фанкойлів.....	41
4.2 Холодопостачання припливних установок і фанкойлів.....	43
4.3 Висновки за розділом.....	51
5 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	52
5.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації технологічного обладнання.....	52
5.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії.....	55
5.3 Висновки за розділом 5.....	59
ВИСНОВКИ.....	60
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	61
Додаток А	
Список наукових праць.....	62
Додаток Б	
Перевірка дипломного проєкта на академічну доброчесність.....	63

					<b>ТП 81 10 001 ПЗ</b>			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Вентиляція і кондиціонування повітря. Пояснювальна записка	Стадія	Аркуш	Аркушів
Студент	Алтин						6	63
Керівник	Боженко					КПІ імені Ігоря Сікорського, ТЕФ, кафедра ТЕ		
П.контр								
Н.контр								
Зав. каф.	Черноусенко							



л – люди;  
с.р. – сонячна радіація;  
е.о. – електричне освітлення;  
п – повітря;  
пр – припливне;  
вн – внутрішнє;  
зовн – зовнішнє;  
інф – інфільтрація;  
охл – охолоджувач;  
втр – втрати;  
річ – річні;  
к – калорифер;  
д – дійсна;  
под – подавальний;  
пов – поворотний;  
м – мережа;  
прот – протиструминна;  
із – ізоляція;  
сист – система;  
екв – еквівалентні.

**Верхні:**

осн – основні;  
дод – додаткові.

**Скорочення**

ГДК – гранично допустима концентрація;  
ОНТП - Общесоюзные нормы технологического проектирования;  
ВСН – Ведомственные строительные нормы;  
ПВУ – припливна вентиляційна установка;  
СНиП – Строительные нормы и правила;  
ДБН – Державні будівельні норми;  
ДСН – Державні санітарні норми;  
ГОСТ – Государственный стандарт.

					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВСТУП

Основною умовою нормальної життєдіяльності людини є відповідний стан навколишнього середовища і, в першу чергу, повітря [1].

Накопичення надлишків шкідливих газів, теплоти та вологи і зміна температури повітря суттєво впливають на самопочуття людей. Так, зміна температури навколишнього середовища з 20 до 36 ° С призводить до зменшення продуктивності роботи людини у 5 разів. Особливо це має місце в промислових містах, де повітря забруднене відходами виробництва, відхідними газами автомобілів, пилом і т. ін. Для нормального протікання технологічних процесів у багатьох галузях промисловості також необхідно забезпечувати відповідний стан повітряного середовища [1].

Найпростішим способом вентиляції є природне провітрювання, яке забезпечується надходженням повітря через нещільності в огороженнях. Такий спосіб вентиляції можна забезпечити у невеликому об'ємі приміщення і він носить назву неорганізованого повітрообміну. До способів організованого повітрообміну відноситься природна та вимушена вентиляція [1].

Для промислових та громадських будівель найбільш поширеною є вимушена вентиляція, при якій повітря переміщується зовнішніми пристроями – вентиляторами. Системи механічної вентиляції поділяються на припливні та витяжні, які можуть бути місцевими, загальнообмінними та комбінованими [1].

Завданням вентиляційних пристроїв полягає у створенні повітряного середовища у приміщеннях, яке б задовольняло умовам виробництва, а також санітарно-гігієнічним вимогам. Щоб створити необхідний повітрообмін, забруднене повітря видаляється з приміщення і подається зовнішнє, свіже повітря. Воно проходить декілька етапів перед подаванням припливними вентиляторами, а саме: очистка, охолодження, нагрівання – у теплий і холодний періоди відповідно. А саме в цей час, за допомогою витяжних вентиляторів забруднене повітря видаляється з приміщень [1].

При проектуванні системи припливно-витяжної вентиляції забезпечується продуктивна діяльність підприємств, дотримання вимог протипожежних, санітарно-гігієнічних та інших норм [1].

Стан вологого повітря у приміщеннях змінюється в залежності від надходження до них теплоти та вологи і параметрів зовнішнього повітря. Для ряду приміщень необхідно забезпечувати постійність температури та відносної вологості незалежно від параметрів зовнішнього повітря та надходжень теплоти і вологи до цих приміщень. Це може бути забезпечено за допомогою систем кондиціонування повітря [1].

					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Під кондиціюванням повітря будемо вважати процеси тепло- вологісного оброблення повітря (охолодження, осушки, нагрівання та зволоження), очистка його від пилу, іонізація, дегазація, автоматичне підтримання необхідних параметрів повітря у приміщенні.

З метою забезпечення оптимальних температурних і мікрокліматичних умов, які найбільш сприяють для ведення технологічного процесу і самопочуття людей розраховано систему кондиціювання повітря, яка підтримує в закритих приміщеннях всі або окремі параметри повітря [1].

В даному дипломному проекті бакалавра використовується неавтономна місцева система кондиціонування. В неавтономних системах кондиціювання повітря є окрема холодильна станція (чилер), де охолоджується вода. Чилер зазвичай розташовується на даху будівлі. Охолоджена вода розподіляється серед місцевих повітроохолоджувачів (фанкойлів), які встановлюються усередині приміщень [1].

Задля створення оптимального для людини складу повітряного середовища в приміщенні видаляють волого- газо- і теплонадлишки, пил, та подають необхідне свіже, попередньо підготовлене, повітря. Це все відбувається за допомогою систем вентиляції та кондиціонування.

Завдання даного дипломного проекту бакалавра полягає саме в розрахунку цих самих систем бізнесцентру в місті Дніпро, які включають розрахунки надходжень теплоти та вологи до приміщень; розрахунки та вибір обладнання системи механічної вентиляції і кондиціонування повітря.

					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА ПРОЕКТУВАННЯ

Бізнесцентр – це сучасний офісний будинок з необхідною інфраструктурою для ведення ділової діяльності, відноситься до громадської будівлі.

Склад будівлі:

–6 поверхів загальною площею 5725 м<sup>2</sup>;

–загальна кількість приміщень – 132;

–світлопрозорі конструкції – однокамерні склопакети розмірами 2x2 м<sup>2</sup> з кількістю на кожному поверсі:

• північний і південний фасади – по 3 шт.;

• західний і східний фасади – по 12 шт.;

–кількість людей у приміщеннях кожного поверху:

• чоловіків – по 35 шт.;

• жінок – по 40 шт.;

–обладнання на кожному поверсі – по 75 комп'ютерів потужністю по 20 Вт кожного;

–електроосвітлювальна апаратура потужністю по 6 кВт на кожному поверсі.

Система вентиляції представленої будівлі являє собою припливно-витяжну систему з утилізацією теплоти вентиляційних викидів в холодний період року.

Також в будівлі влаштована місцево-центральна система кондиювання повітря з охолодженням повітря в теплий період року до 19 °С - в центральних припливних камерах для кожного поверху, та з 19 до 22 °С - в місцевих доводчиках (фанкойлах).

План будівлі бізнесцентру представлений на рис.2.1.

Свіже повітря подається до приміщень через повітропроводи та стельові дифузори, які розміщені за підвісною стелею (видалення відпрацьованого повітря з приміщень здійснюється аналогічно).

Система вентиляції відповідає, згідно діючих нормативних документів, усім санітарно-гігієнічним нормам.

					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2 РОЗРАХУНКИ НАДХОДЖЕНЬ ТЕПЛОТИ ТА ВОЛОГИ ДО ПРИМІЩЕНЬ

Джерелами надходження теплоти до приміщень будівлі є:

- сонячна радіація;
- офісна техніка (обладнання);
- люди, що працюють у приміщеннях;

Волога до приміщень надходить від людей.

### 2.1 Надходження теплоти від сонячної радіації

В основному теплота сонячної радіації надходить до приміщень через заповнення світлових отворів.

Як було зазначено вище, будівля має 6 однотипних поверхів, на кожному з них встановлені однакові світлопрозорі конструкції (однокамерні склопакети).

План приміщень одного з поверхів з зазначенням заповнень світлових отворів, орієнтації за сторонами свігла наведено на рис. 2.1.

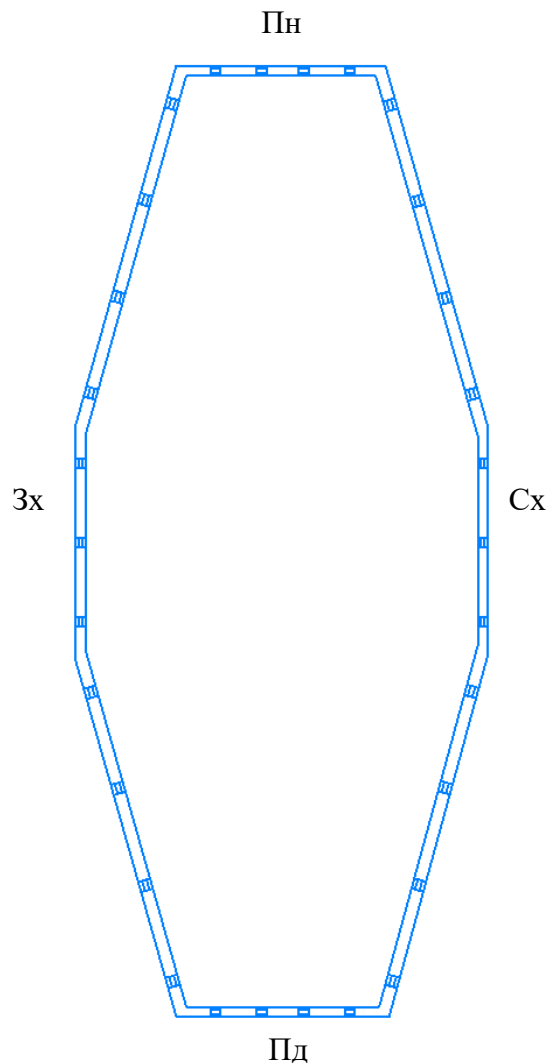


Рисунок 2.1 – План приміщень поверхів

										Арк.
										12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 81 10 001 ПЗ					

Надходження теплоти у приміщення, кВт, розраховую за формулою [1]

$$Q_{cp} = q \cdot F \cdot \beta_{c3} \cdot K_3 \cdot K_a \cdot 10^{-3}, \quad (2.1)$$

де  $q$  – густина теплового потоку сонячної радіації, Вт/м<sup>2</sup>;

$F$  – площа світлових отворів, м<sup>2</sup>;

$\beta_{c3}$  – коефіцієнт теплопропускання сонячнозахисних пристроїв;

$K_3$  – коефіцієнт, який залежить від типу засклення;

$K_a$  – коефіцієнт, яким ураховують акумуляцію теплоти внутрішніми огорожувальними конструкціями приміщення;

Визначаю коефіцієнти, які входять в формулу (2.1):

- При наявності внутрішніх сонцезахисних пристроїв (жалюзі) згідно з [1] коефіцієнт теплопропускання сонячнозахисних пристроїв має значення  $\beta_{c3} = 0,7$ ;

- Заповнення світлових отворів – двокамерні склопакети, тому згідно з [1]  $K_3 = 0,8$ ;

- При наявності внутрішніх сонцезахисних пристроїв (жалюзі) згідно з [1] коефіцієнт, яким ураховують акумуляцію теплоти внутрішніми огорожувальними конструкціями приміщення  $K_a = 1$ .

Використовую формулу для вертикального засклення світлових отворів густина потоку сонячної радіації

$$q = (q_{v,л} + q_{v,р}) K_1 K_2, \quad (2.2)$$

де  $q_{v,л}$  та  $q_{v,р}$  – відповідно густина потоку прямої та розсіяної сонячної радіації для вертикального засклення світлових отворів, Вт/м<sup>2</sup>;

$K_1$  – коефіцієнт, яким ураховують затемнення засклення світлових отворів перетинами та забруднення атмосфери;

$K_2$  – коефіцієнт, яким ураховують забруднення скла.

- Оскільки об'єкт розташовано в непромисловому районі, то згідно з [1] для однокамерних склопакетів коефіцієнт, яким ураховують затемнення засклення світлових отворів перетинами та забруднення атмосфери має значення  $K_1 = 0,72$ ;

- Вміст частинок пилу у повітряному середовищі офісних приміщень незначний, тому беру коефіцієнт, яким враховую забруднення скла зі значенням  $K_2 = 0,95$ ;

- Географічна широта міста, в якому знаходиться об'єкт, що розглядається (м.Дніпро) 48°22' пн.ш., тому згідно з [2] густини потоків прямої та розсіяної сонячної радіації для орієнтації вікон на схід та захід мають значення  $q_{v,л} = 495$  Вт/м<sup>2</sup> та  $q_{v,р} = 163$  Вт/м<sup>2</sup> відповідно. Густина потоку прямої та розсіяної сонячної радіації для орієнтації

									Арк.
									13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					



$n_{ч}$  – кількість чоловіків у приміщенні, осіб;

$n_{жс}$  – кількість жінок у приміщенні, осіб;

• За технічними умовами експлуатації приміщення, в якому температура знаходиться на рівні  $t = 22$  °С, люди в приміщенні знаходяться в стані виконання легкої роботи, тому згідно з [1] надходження повної теплоти від одного дорослого чоловіка  $q = 151$  Вт.

Як було зазначено вище технічним завданням до виконання проекту, кількість людей, що постійно перебувають у приміщенні одного поверху приймаємо: чоловіків – 35; жінок – 40.

$$Q_{\text{л}} = (151 \cdot 35 + 0,85 \cdot 151 \cdot 40) \cdot 10^{-3} = 10,42 \text{ кВт.}$$

### 2.3 Надходження теплоти від обладнання

Дані приміщення будівлі є офісними технологічна частина яких складається з 75 комп'ютерів, з середньою електричною потужністю 200 Вт кожен. В такому випадку надходження теплоти від обладнання, кВт, визначаю за формулою яка наведена в [1]

$$Q_{\text{т}} = \eta_{\text{т}} \cdot N_{\text{т}} \cdot 10^{-3}, \quad (2.5)$$

де  $\eta_{\text{т}}$  – коефіцієнт, який враховує частину потоку енергії, що перетворюється в теплову та передається навколишньому повітрю під час роботи обладнання;

$N_{\text{т}}$  – загальна електрична потужність встановленого в приміщенні обладнання, Вт;

• Згідно з технічними даними комп'ютерів, що встановлені в приміщенні  $\eta_{\text{т}} = 0,4$ .

$$Q_{\text{т}} = 0,4 \cdot 75 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = 6 \text{ кВт.}$$

Надходження теплоти від електричного освітлення

$$Q_{\text{е.о}} = \eta_{\text{е.о}} \cdot N_{\text{е.о}}, \quad (2.6)$$

де  $\eta_{\text{е.о}}$  – коефіцієнт, який враховує частину потоку енергії, що перетворюється в теплову та передається навколишньому повітрю під час роботи електричного освітлення;

$N_{\text{е.о}}$  – потужність електричної освітлювальної апаратури, що складає згідно з завданням 6 кВт.

• Для ламп розжарювання  $\eta_{\text{е.о}} = 0,95$ .

$$Q_{\text{е.о}} = 0,95 \cdot 6 = 5,7 \text{ кВт.}$$

Загальне надходження теплоти від обладнання для одного поверху

					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_c = 6+5,7 = 11,7 \text{ кВт.}$$

#### 2.4 Надходження вологи до приміщення

Надходження вологи від людей розраховують за формулою [1]

$$W_l = \frac{(g \cdot n_q + 0,85 \cdot g \cdot n_{ж}) \cdot 10^{-3}}{3600}, \quad (2.7)$$

де  $g$  – надходження вологи від одного дорослого чоловіка, г/год;

• Згідно з технічними умовами експлуатації приміщення, температура в якому знаходиться на рівні  $t = 22$  °С, люди в приміщенні знаходяться в стані виконання легкої роботи, тому за [1] надходження вологи від одного дорослого чоловіка  $g = 75$  г/год.

$$W_l = \frac{(75 \cdot 30 + 0,85 \cdot 75 \cdot 30) \cdot 10^{-3}}{3600} = 0,00116 \text{ кг/с.}$$

#### 2.5 Висновки за розділом 2

В цьому розділі були визначені надходження теплоти та вологи до приміщень. Надходження теплоти від сонячної радіації, як видно з розрахунків вийшло  $\Sigma Q = 54,2$  кВт для першого поверху.

Надходження теплоти від людей та обладнання становить 10,42 кВт та 11,7 кВт, відповідно.

Стосовно вологи, яка надходить в приміщення від людей, при розрахунку отримав значення  $W_l = 0,00116$  кг/с.

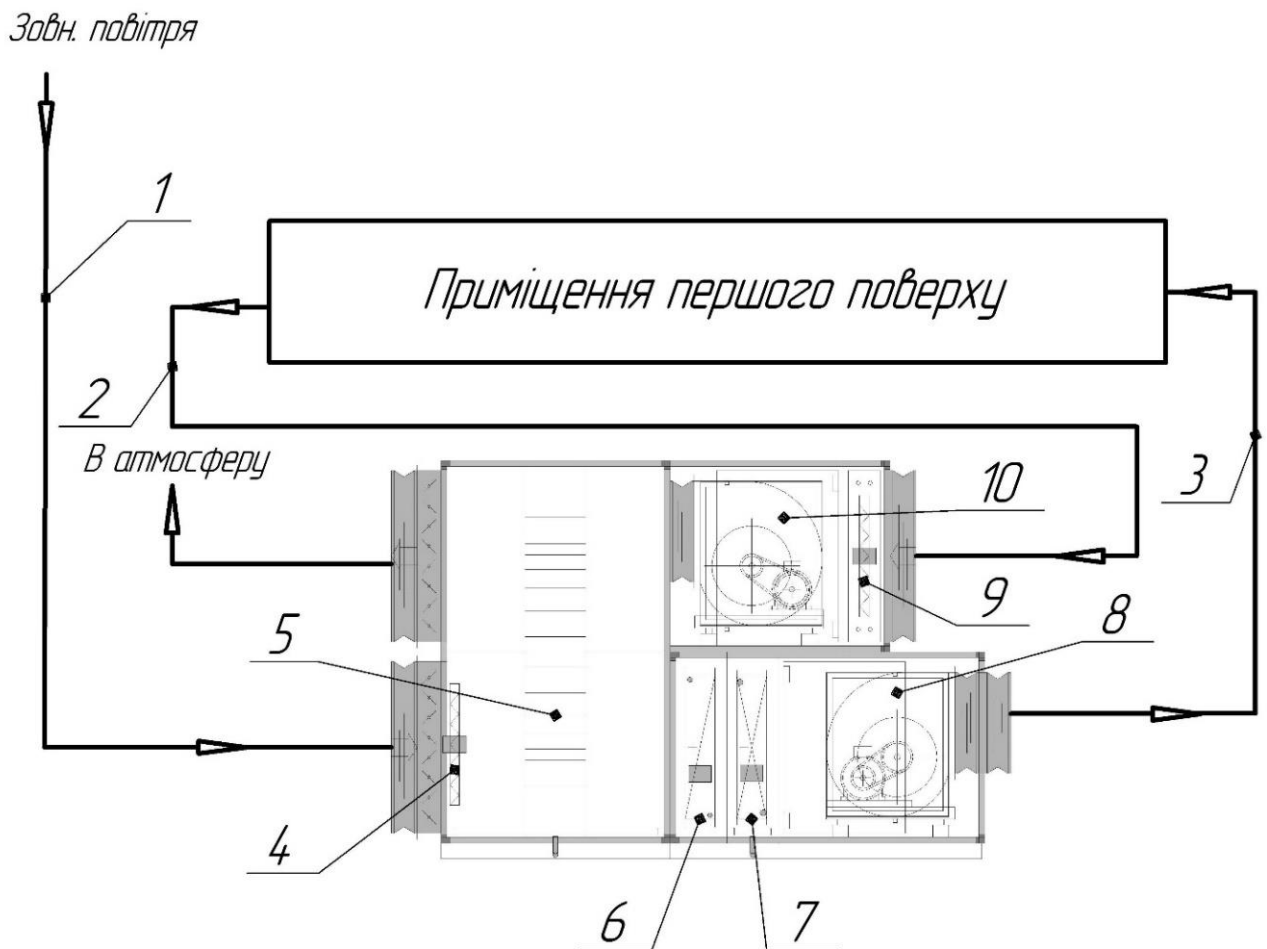
					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 3 СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦІЇ

### 3.1 Опис схеми

Згідно діючих нормативних документів вентиляція офісного комплексу прийнята припливно-витяжна з механічним спонуканням і роторним теплоутилізатором. Для кожного поверху будівлі запроектовані індивідуальні припливно-витяжні установки, що розміщені в вентиляційній камері у підвалі та на технічному поверсі.

На рис. 3.1, як приклад, наведена схема системи вентиляції першого поверху. Для 2 – 6 поверхів будівлі схеми систем будуть аналогічні.



- 1 – повітрязабірна шахта; 2 – витяжна шахта; 3 – припливна шахта,  
4 – припливний фільтр, 5 – рекуператор, 6 – повітронагрівач,  
7 – повітроохолоджувач, 8 – припливний вентилятор, 9 – витяжний фільтр,  
10 – витяжний вентилятор

Рисунок 3.1 – Принципова схема системи вентиляції першого поверху

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Зовнішнє повітря забирається на відмітці 18 м, надходить в повітрязабірну шахту 1, яка розташована по всій висоті будівлі.

Після цього повітря поступає на припливну установку, послідовно проходить через припливний фільтр 4, в якому очищується від пилу; в рекуператорі 5 попередньо нагрівається за рахунок теплоти вентиляційних викидів в холодний період року.

Подальша робота припливної камери залежить від періоду року:

–в теплий період повітря охолоджується в повітроохолоджувачі 7;

–в холодний період повітря догрівається після рекуператора в повітронагрівачі 6.

Надалі за допомогою припливного вентилятора 8 повітря подається в припливну шахту 3, з якої здійснюється розподілення в приміщення поверху.

Витяжне повітря в холодний період року з кожного приміщення 1 – 6 поверхів спрямовується у витяжну шахту 2 і далі надходить на рекуператор, де охолоджується і викидається в атмосферу.

Забір свіжого повітря передбачений з покрівлі будинку, викид відпрацьованого повітря загальнообмінної вентиляції здійснюється в вертикальну шахту.

Розподіл та забір повітря за приміщеннями на кожному поверсі здійснюється через систему припливних повітропроводів і дифузорів, які розташовані у підшивних стелях. Дифузори під'єднуються за допомогою гнучких повітропроводів.

За допомогою системи витяжних повітропроводів і витяжних решіток, які також розташовані у підшивній стелі, здійснюється видалення повітря з приміщення кожного поверху.

Припливна, витяжна і повітрязабірна шахти проходять по всій висоті будівлі.

Витяжна вентиляція з приміщень санвузлів та приміщень інвентарю запроектована індивідуальною для кожного поверху. При вході в вертикальну шахту передбачено встановлення індивідуальних вентиляторів, зворотних та вогнезатримуючих клапанів.

Слід зазначити про те, що це повітря не спрямовується на припливну установку для утилізації теплоти.

На системах припливної та витяжної вентиляції передбачена установка шумоглушників. Також в місцях під'єднання повітропроводів та при переході крізь протипожежні стіни до вертикальних шахт встановлюються вогнезатримуючі клапани з електроприводом, які забезпечені автоматичним, дистанційним та ручним управлінням.

### 3.2 Розрахунки повітрообміну приміщень

Визначення повітрообміну приміщень виконую за нормативною кратністю повітрообміну для офісних приміщень.

										Арк.
										18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Повітрообмін, який необхідний для приміщення при заданому внутрішньому об'ємі ( $V_B, \text{м}^3$ ) та нормативній кратності ( $m, 1/\text{год}$ ),  $\text{м}^3/\text{год}$ :

$$V = mV_B, \quad (3.1)$$

• Згідно з ДБН «Опалення, вентиляція і кондиціонування» [3] нормативна кратність повітрообміну для офісних приміщень складає  $m = 3 1/\text{год}$ .

Згідно з конструктивними характеристиками розрахунковий внутрішній об'єм офісних приміщень одного поверху складає  $3000 \text{ м}^3$ .

Тоді для одного поверху витрата повітря складе

$$V = 3 \cdot 3000 = 9000 \text{ м}^3/\text{год}$$

Процес зміни стану повітря для холодного періоду року показаний в  $h-d$  діаграмі (див. рис. 3.2).

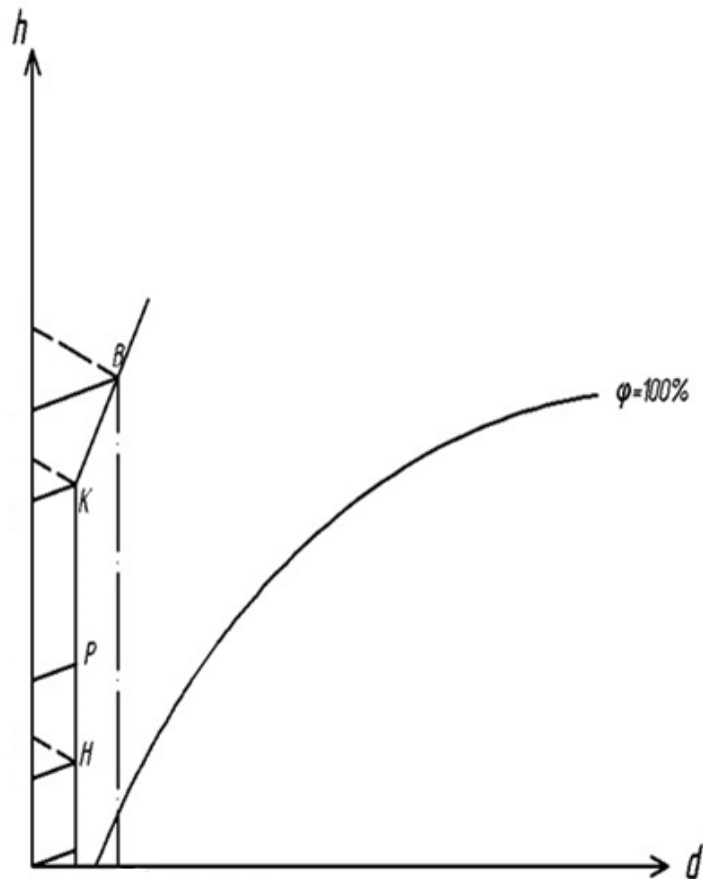


Рисунок 3.2 – Процес зміни стану припливного повітря в приміщенні в  $h-d$  діаграмі для холодного періоду

Як видно з рис. 3.2 зовнішнє повітря з параметрами в точці Н нагрівається спочатку в теплоутилізаційному рекуператорі до температури  $6 \text{ }^\circ\text{C}$  (розрахунок цієї температури наведений нижче), а далі – в калорифері до температури  $t_k$ , після чого надходить до приміщення.

									Арк.
									19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 81 10 001 ПЗ				



- Втрата тиску: 150 Па;
- Ефективність очищення: 85%.

Зовнішній вигляд повітряного фільтра наведено на рисунку 3.3.



Рисунок 3.3 – Зовнішній вигляд повітряного фільтра

### 3.3.2 Рекуператор

Для утилізації теплоти витяжного повітря і використання її для попереднього підігріву припливного у холодний період року, що загалом спричиняє зменшення витрат теплоти на вентиляцію, використовуються теплоутилізатори, найпоширенішими серед яких є пластинчасті рекуператори, рекуператори з проміжним теплоносієм і роторні регенератори. В пластинчастих рекуператорах потоки витяжного і припливного повітря рухаються вузькими каналами, причому передача теплоти між цими потоками здійснюється через тонкі стінки. Регенеративні теплоутилізатори є найбільш ефективними. Роторна насадка цих регенераторів утворена плоскими і гофрованими стрічками, що чергуються, виконаними з тонкої алюмінієвої фольги [1].



Тоді за формулою (3.7)

$$\rho_n = \frac{1700}{461(273 + 25)} = 0,012 \text{ кг/м}^3.$$

Густина витяжного повітря в холодний період року

$$\rho_b = \frac{0,012}{11 \cdot 10^{-3}} (1 + 11 \cdot 10^{-3}) = 1,1 \text{ кг/м}^3.$$

Об'ємна витрата припливного повітря  $V_n = 9000 \text{ м}^3/\text{год}$  (визначено вище). На рекуператор надходить витяжне повітря з об'ємною витратою  $V_b = 8100 \text{ м}^3/\text{год}$ .

$$L_n = \frac{9000 \cdot 1,42}{3600} = 3,55 \text{ кг/с},$$

$$L_b = \frac{8100 \cdot 1,1}{3600} = 2,475 \text{ кг/с}.$$

Витрата повітря, що надходить на калориферну установку після рекуператора

$$L_p = \frac{9000 \cdot 1,26}{3600} = 3,15 \text{ кг/с}.$$

Розраховую масову швидкість повітря, що видаляється, у фронтальних перерізах рекуператора,  $\text{кг/с} \cdot \text{м}^2$ :

$$(\rho g_\phi)_b = \frac{L_b}{f_b}, \quad (3.8)$$

де  $f_b$  – площа фронтального перерізу за видалюваним повітрям (згідно з даними регенератора  $f_b = 1,01 \text{ м}^2$ ) [1].

$$(\rho g_\phi)_b = \frac{3,55}{1,01} \approx 3,52 \text{ кг/ (с} \cdot \text{м}^2).$$

Знаходжу відношення водяних еквівалентів припливного і видалюваного повітря:

$$\omega = \frac{c_3 \cdot L_n}{c_b \cdot L_b}, \quad (3.9)$$

де  $c_3$  і  $c_b$  – теплоємності припливного і видалюваного повітря ( $c_3 = c_b$ ).

$$\omega = \frac{3,55}{2,475} = 1,43.$$

Визначаю кількість одиниць перенесення теплоти за потоком видалюваного повітря:

									Арк.
									23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$N_B = 10,95 \cdot (\rho \vartheta_{\phi})_B^{-0,45}, \quad (3.10)$$

$$N_B = 10,95 \cdot (3,52)^{-0,45} = 6,2.$$

За величинами  $N_B$  і  $\omega$  з рис. 3.4 обчислюю коефіцієнт температурної ефективності утилізатора за потоком припливного повітря, що нагрівається:

$$\eta_{th} = 0,63.$$

Визначаю кінцеву температуру повітря, що нагрівається, °C:

$$t_{h2} = t_{h1} + \eta_{th}(t_{b1} - t_{h1}), \quad (3.11)$$

$$t_{h2} = -24 + 0,63(25 - (-24)) = 7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

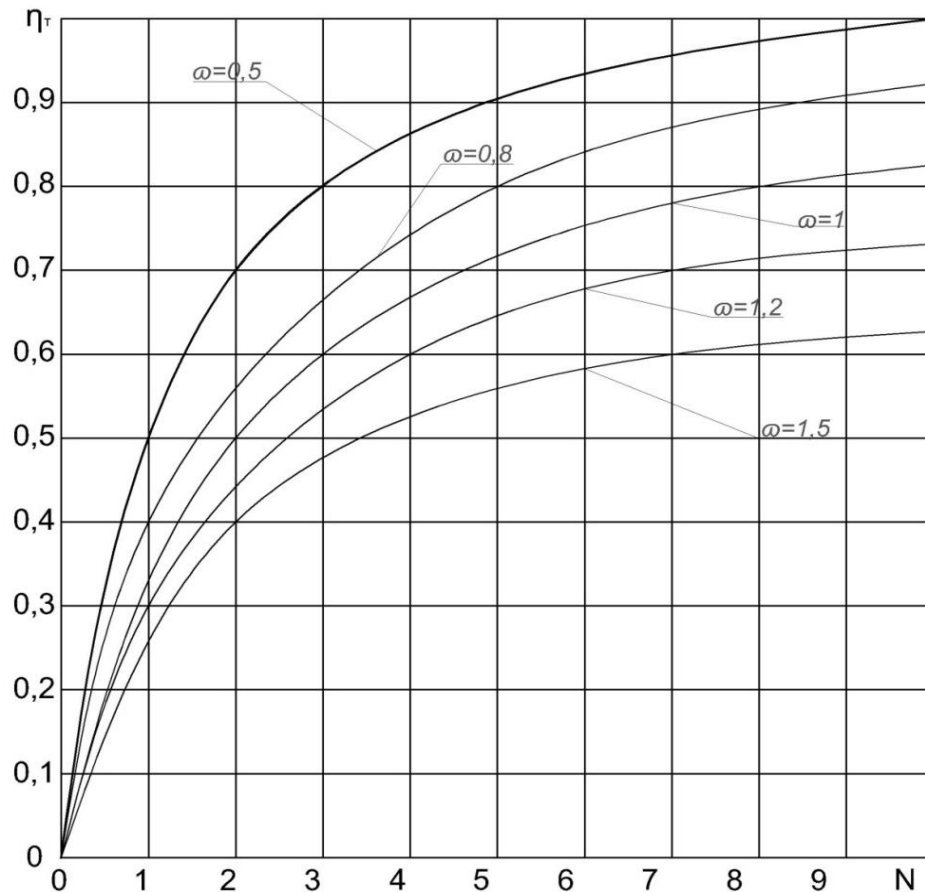


Рисунок 3.4 – Графік для визначення коефіцієнта температурної ефективності за потоком повітря, що нагрівається

Таким чином, обираю роторний рекуператор, зовнішній вигляд якого наведений на рис. 3.5, з наступними характеристиками (див. табл. 3.1).

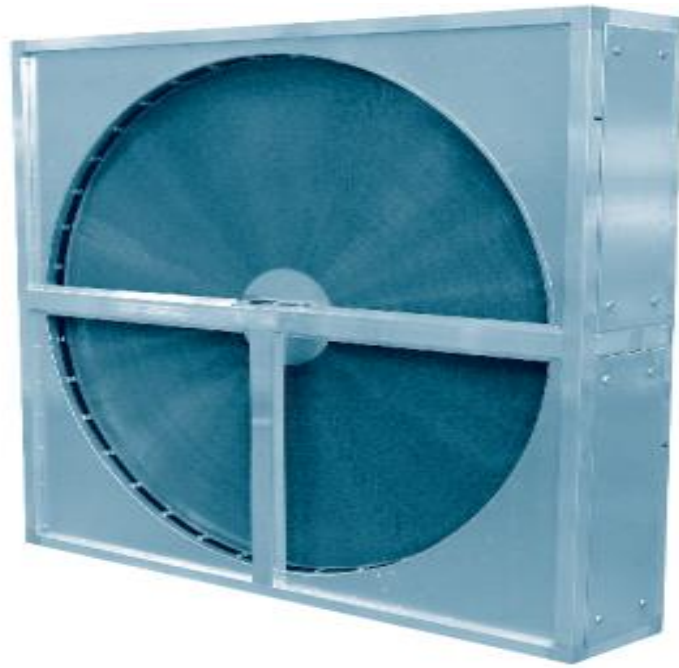


Рисунок 3.5 – Зовнішній вигляд роторного рекуператора

Таблиця 3.1 – Основні технічні характеристики роторного рекуператора

Найменування параметра	Одиниця	Значення
Матеріал	-	Al
Загальна ефективність	%	66
Потужність	кВт	125
Тиск	Па	100
Модель	-	ST1-N-W-CS-200
Припливне повітря		
Витрата	м <sup>3</sup> /год	9000
Температура на вході	°C	-24
Температура на виході	°C	7
Відносна вологість на вході	%	86
Витяжне повітря		
Витрата	м <sup>3</sup> /год	8100
Температура на вході	°C	25
Відносна вологість на вході	%	55

### 3.3.3 Повітронагрівач

Калорифери (повітронагрівачі) призначені для нагрівання повітря в системах механічної вентиляції, повітряного опалення, кондиціювання в холодний період року, а також і в сушильних установках. Конструктивно калорифер є поверхневим кожухотрубчастим теплообмінним апаратом з оребренням зовнішньої поверхні, тобто зі сторони повітря, яке має менший коефіцієнт тепловіддачі. Теплоносієм, що використовується для обігріву поверхні нагріву, може пара (парові калорифери) або вода (водяні калорифери). Водяні калорифери – найбільш поширені через можливість регулювання температури повітря, що нагрівається, залежно від температури зовнішнього повітря. Це забезпечується шляхом зміни температури нагрівальної води [1].

Вихідні дані до розрахунку:

- масова витрата повітря  $L = 3,55$  кг/с ;
- необхідна потужність повітропідігрівача  $Q_k = 50,6$  кВт;
- температура повітря на вході в повітронагрівач (т. Р)  $t_p = 6$  °С;
- температура припливного повітря (т. К)  $t_k = 22$  °С;
- температура теплоносія (води) на вході в калорифер  $t_{пр} = 90$  °С;
- температура теплоносія (води) на виході з калорифера  $t_{пов} = 70$  °С.

Розрахунок:

Масову швидкість руху повітря  $(\rho g)_{пв}$  беру  $7$  кг/ (с·м<sup>2</sup>) і визначаю орієнтовну площу фронтального перерізу для проходження повітря:

$$f_1 = \frac{L}{(\rho g)_{пв}}, \quad (3.12)$$

$$f_1 = \frac{3,55}{7} = 0,507 \text{ м}^2.$$

За орієнтовною площею живого перерізу для проходження повітря за таблицями технічних характеристик [1] вибираю один калорифер КВС 9Б-П-У3 з технічними характеристиками:

- дійсна площа фронтального перерізу за рухом повітря  $f_d = 0,455$  м<sup>2</sup>,
- дійсна площа поверхні нагрівання  $F_d = 22,02$  м<sup>2</sup>,
- площа живого перерізу по теплоносію  $f_T = 0,00087$  м<sup>2</sup>.

Визначаю дійсну масову швидкість повітря у фронтальному перерізі калорифера:

$$(\rho g)_{пв}^d = \frac{L}{f_d \cdot N}, \quad (3.13)$$

									Арк.
									26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 81 10 001 ПЗ				

де  $N$  – кількість калориферів, установлених паралельно руху повітря.

$$(\rho g)_{\text{пв}}^{\text{л}} = \frac{3,55}{0,455 \cdot 1} = 7,8 \text{ кг/ (с} \cdot \text{м}^2\text{)}.$$

Визначаю масову витрату води, кг/с, яка проходить через калорифер:

$$m_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{к}}}{c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{пр}} - t_{\text{пов}}) \cdot n_{\text{к}}}, \quad (3.14)$$

де  $c_{\text{в}}$  – теплоємність води, (4,187 кДж/кг·К),

$t_{\text{пр}}$  і  $t_{\text{пов}}$  – температура прямої і поворотної мережевої води відповідно, °С;

$n_{\text{к}}$  – кількість паралельно ввімкнутих калориферів відносно теплоносія,  $n_{\text{к}} = 1$ .

$$m_{\text{в}} = \frac{50,6 \cdot 10^3}{4187 \cdot (90 - 70) \cdot 1} = 0,6 \text{ кг/с.}$$

Знаходжу швидкість води в трубках калорифера, м/с:

$$v_{\text{в}} = \frac{m_{\text{в}}}{f_{\text{т}} \cdot \rho_{\text{в}}}, \quad (3.15)$$

де  $\rho_{\text{в}}$  – густина води, що визначено в залежності від її середньої температури, згідно з [5]  $\rho_{\text{в}} = 971,8 \text{ кг/м}^3$ .

Знаходжу середню температуру води, °С:

$$t_{\text{в}} = \frac{t_{\text{пр}} + t_{\text{пов}}}{2} \quad (3.16)$$

$$t_{\text{в}} = \frac{90 + 70}{2} = 80 \text{ °С}$$

$$v_{\text{в}} = \frac{0,6}{0,00087 \cdot 971,8} = 0,7 \text{ м/с}$$

За табл. 3.2 [1] за масовою швидкістю руху повітря  $(\rho g)_{\text{пв}}$  та швидкістю води  $v_{\text{в}}$  визначаю коефіцієнт теплопередачі  $k = 43,48 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ .

Розраховую середній температурний напір у калорифері, °С:

$$\Delta t = \Delta t_{\text{прот}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}, \quad (3.17)$$

де  $\Delta t_{\text{прот}}$  – середній температурний напір для протиструминної схеми руху теплоносіїв, °С, (див. рис. 3.6);

									Арк.
									27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$\varepsilon_{\Delta t}$  – поправка на перехресну течію,  $\varepsilon_{\Delta t} = 0,97$ .

Для визначення середнього температурного напору для протиструминної схеми руху теплоносіїв (див. рис. 3.6) визначаю більшу та меншу різниці температур, °С, відповідно:

$$\Delta t_M = t_{\text{пов}} - t_H, \quad (3.18)$$

$$\Delta t_M = 70 - 6 = 64 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t_6 = t_{\text{II}} - t_{\text{ВН}}, \quad (3.19)$$

$$\Delta t_6 = 90 - 22 = 68 \text{ }^\circ\text{C}.$$

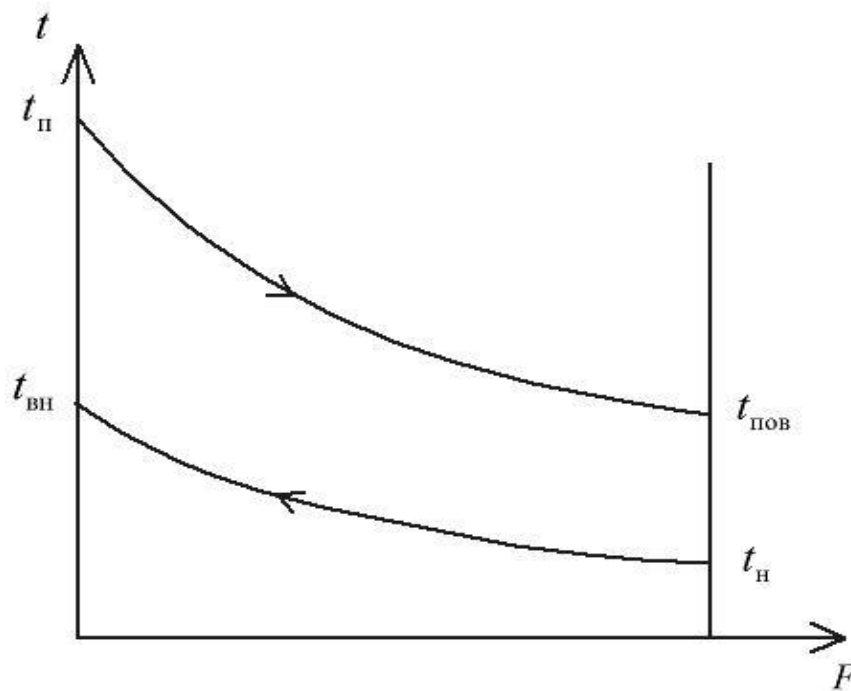


Рисунок 3.6 – Графік зміни температур теплоносіїв у повітрянагрівачі

Оскільки  $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} = 1,1 < 2$ , то середній температурний напір для протитечійної схеми руху

теплоносіїв визначаю наступним чином:

$$\Delta t_{\text{прот}} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_M}{2}, \quad (3.20)$$

$$\Delta t_{\text{прот}} = \frac{68 + 64}{2} = 66 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\Delta t = 66 \cdot 0,97 = 64,02 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Потрібна поверхня нагрівання калориферної установки, м<sup>2</sup>:

					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F = \frac{Q_k}{k \cdot \Delta t}, \quad (3.21)$$

$$F = \frac{50,6 \cdot 10^3}{43,48 \cdot 64,02} = 18,2 \text{ м}^2.$$

Визначаю запас дійсної поверхні нагрівання відносно теоретичної, %:

$$\delta F = \frac{F_0 - F}{F_0} \cdot 100, \quad (3.22)$$

$$\delta F = \frac{22,02 - 18,2}{22,02} \cdot 100 = 17,35\%.$$

Оскільки  $10\% < \delta F < 20\%$ , то калориферну установку вибрано правильно.

Водяний повітрянагрівач представляє собою теплообмінник, виготовлений з мідних труб з алюмінієвими ребрами і забезпечений патрубками з міді для під'єднання водяного контуру. Корпус повітрянагрівача виконаний з оцинкованої сталі. Зовнішній вигляд повітрянагрівача показано на рис. 3.7. Основні технічні дані повітрянагрівача наведені у табл. 3.2.

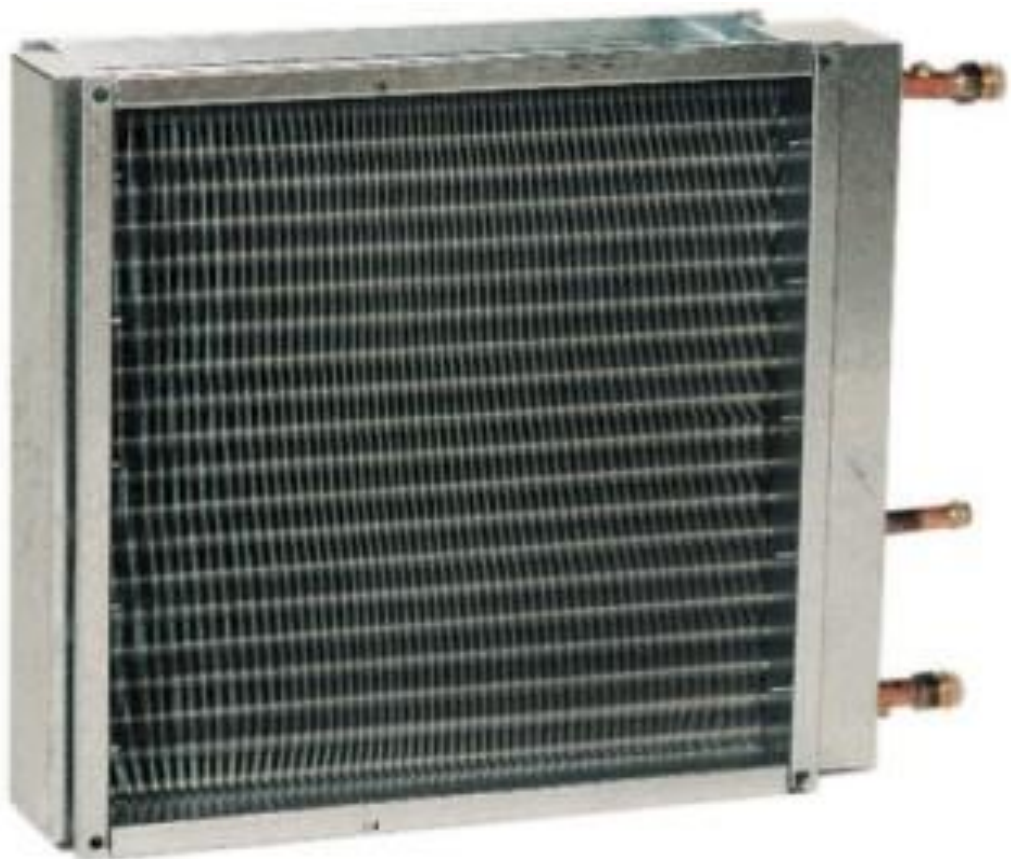


Рисунок 3.7 – Зовнішній вигляд повітрянагрівача

					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29



Водяний охолоджувач представляє собою теплообмінник типу вода-повітря, повітря проходить в міжтрубному просторі, а вода циркулює по трубах.

Процес зміни стану повітря в повітроохолоджувачі в  $h-d$  діаграмі наведено на рис. 3.8.

Як видно з рис. 3.8 зовнішнє повітря з параметрами в т.Н (температура  $t_n = 29\text{ }^\circ\text{C}$  і ентальпія  $h_n=70,43\text{ кДж/кг}$ ) охолоджується і осушується в повітроохолоджувачі до температури  $22\text{ }^\circ\text{C}$  (ентальпія  $h_n = 50,07\text{ кДж/кг}$ ), після чого надходить до приміщення (т.П). В приміщенні повітря змінює свій стан до значення параметрів повітря в т.В.

Необхідна потужність повітроохолодника визначається за формулою [1]:

$$Q_{\text{охл}} = L \cdot (h_n - h_{\text{п}}), \quad (3.23)$$

де  $h_n$  та  $h_{\text{п}}$  – ентальпії навколишнього та припливного повітря відповідно, кДж/кг.

В теплий період температура повітря найжаркішої доби забезпеченістю 0,95 становить  $t_{\text{нл}} = 26\text{ }^\circ\text{C}$ .

Визначаю температуру зовнішнього повітря

$$t_n = t_{\text{нл}} + 3 = 26 + 3 = 29\text{ }^\circ\text{C}.$$

За  $t_n = 29\text{ }^\circ\text{C}$  та  $\varphi_n = 64\%$  визначаю ентальпію  $h_n = 70,43\text{ кДж/кг}$  та вологовміст  $d_n = 16,2\text{ г/кг с.п}$  зовнішнього повітря.

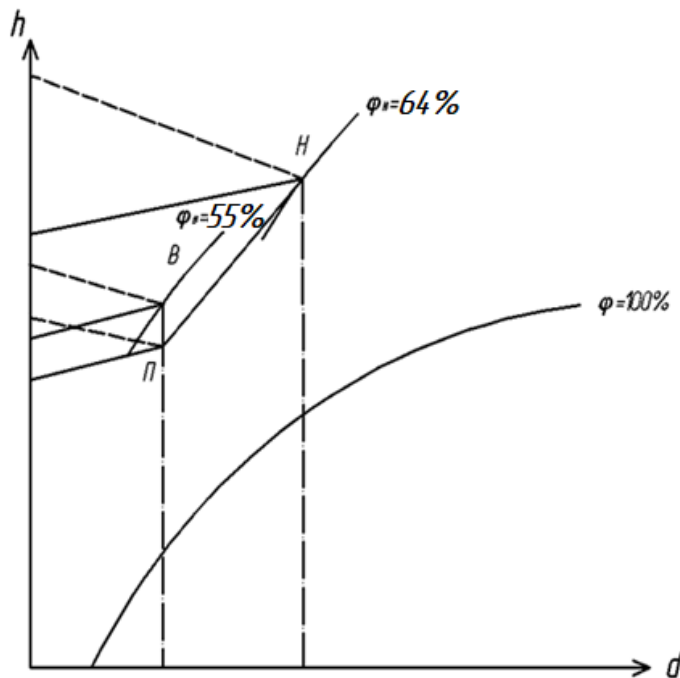


Рисунок 3.8 – Процес зміни стану припливного повітря в приміщенні в  $h-d$  діаграмі для теплого періоду

Температура внутрішнього повітря (точка В)

$$t_B = 25 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура припливного повітря (точка П)

$$t_{II} = t_B - 3 = 25 - 3 = 22 \text{ }^\circ\text{C}.$$

В  $h-d$  діаграмі (див. рис. 3.8) за температурою  $t_B = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  та відносною вологістю  $\phi_B = 55 \%$  знаходжу точку В (внутрішнє повітря). Для цієї точки визначаю ентальпію  $h_B = 52,86$  кДж/кг та вологовміст  $d_B = 11$  г/кг с.п.

В  $h-d$  діаграмі (див. рис. 3.8) за температурою  $t_{II} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$  та вологовмістом  $d_B = 11$  г/кг с.п. знаходжу точку П (припливне повітря). Для цієї точки визначаю ентальпію  $h_{II} = 50,07$  кДж/кг.

Значення витрати повітря на повітроохолоджувач  $L_{II} = 3,55$  кг/с (див. пункт 3.3.2.)

Тоді потужність повітроохолодника за формулою (3.22)

$$Q_{охл} = 3,55 \cdot (70,43 - 50,07) = 72,3 \text{ кВт}.$$

Зовнішній вигляд повітроохолоджувача представлений на рис. 3.9, основні характеристики наведені в табл. 3.3.



Рисунок 3.9 – Зовнішній вигляд повітроохолоджувача

					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32



$\Delta P_{\phi}$  – опір фільтра, дорівнює 150 Па (див. технічні характеристики підрозділ 3.3.1);

$\Delta P_p$  – опір рекуператора, дорівнює 100 Па (див. табл. 3.1);

$\Delta P_{\text{пн}}$  – опір повітронагрівача, дорівнює 34 Па (див. табл. 3.2);

$\Delta P_{\text{по}}$  – опір повітроохолоджувача, дорівнює 67 Па (див. табл. 3.3);

$\Delta P_{\text{ш}}$  – опір шумоглушника, дорівнює 90 Па.

Схема повітропроводів системи припливної вентиляції наведена на рис.3.10. Схема системи повітропроводів 4-6 поверхів аналогічна 1-3 поверхам.

Згідно з методикою наведеною в [1] на схемі позначаю ділянки, обираю магістраль, для якої розраховую втрати тиску на тертя та місцеві опори.

Питомі втрати тиску на тертя для сталевих повітропроводів визначаю за формулою:

$$R = \lambda \cdot \frac{\rho_{\text{пв}} \cdot U_{\text{пв}}^2}{2} \cdot \frac{1}{d_{\text{екв}}}, \quad (3.26)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт опору тертя;

$d_{\text{екв}}$  – еквівалентний діаметр повітропроводу, м (для прямокутних повітропроводів

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b}).$$

Коефіцієнт опору тертя при числі Рейнольдса > 2300 визначаю за формулою Альштуля:

$$\lambda = 0,11 \left[ \left( \frac{k_{\text{екв}}}{d_{\text{екв}}} \right) + \left( \frac{68}{\text{Re}} \right) \right]^{0,25}, \quad (3.27)$$

де  $k_{\text{екв}}$  – абсолютна еквівалентна шорсткість стінок повітропроводів, м (для сталевих повітропроводів  $k_{\text{екв}} = 0,0001$  м).

Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{v_{\text{пв}} \cdot d_{\text{екв}}}{\nu}, \quad (3.28)$$

де  $\nu$  – кінематична в'язкість повітря, м<sup>2</sup>/с (згідно з [5]  $\nu = 1,5 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/с).

Втрати тиску на місцеві опори визначаю за формулою

$$Z = \sum \xi \cdot \frac{\rho_{\text{пв}} \cdot U_{\text{пв}}^2}{2}, \quad (3.29)$$

де  $\sum \xi$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів на розрахунковій ділянці.

Об'ємна витрата повітря становить  $V = 9000$  м<sup>3</sup>/год.

									Арк.
									34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

### 3.3.5.1 Втрати тиску на ділянці 1

Згідно з розрахунками витрата повітря через 1 дифузор складає  $V_1 = 410 \text{ м}^3/\text{год}$ .

На ділянці 1 розташований один дифузор, тоді  $V_1 = 410 \text{ м}^3/\text{год}$ .

Приймаю швидкість повітря на ділянці  $v_1 = 2,3 \text{ м/с}$ , тоді з рівняння суцільності переріз повітропровода ділянки

$$f_1 = \frac{V_1}{3600 \cdot v_1}, \quad (3.30)$$

$$f_1 = \frac{410}{3600 \cdot 2,3} = 0,049 \text{ м}^2$$

За [1] обираю повітропровід круглого поперечного перерізу діаметром 250 мм, дійсна площа перерізу якого  $f_{д1} = 0,049 \text{ м}^2$ ;

$$v_1^д = \frac{V_1}{3600 \cdot f_{д1}},$$

$$v_1^д = \frac{410}{3600 \cdot 0,049} = 2,3 \text{ м/с}$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{2,3 \cdot 0,25}{1,5 \cdot 10^{-5}} = 38333.$$

Коефіцієнт опору тертя при числі Рейнольдса  $38333 > 2300$  визначаю за формулою Альштуля:

$$\lambda = 0,11 \left[ \left( \frac{0,0001}{0,25} \right) + \left( \frac{68}{38333} \right) \right]^{0,25} = 0,0238.$$

Питомі втрати тиску на тертя за формулою (3.26)

$$R = 0,0238 \cdot \frac{1,21 \cdot 2,3^2}{2} \cdot \frac{1}{0,25} = 0,3 \text{ Па/м}.$$

Коефіцієнти місцевих опорів: дифузор  $\xi_д = 1$ ; трійник  $\xi_{тр} = 0,25$ ; поворот  $\xi_{пов} = 0,6$ , вентиль  $\xi_{пов} = 0,25$ .

Сума коефіцієнтів місцевих опорів для ділянки 1:  $\Sigma \xi = 1 + 0,6 = 1,6$ .

Втрати тиску на місцеві опори для ділянки 1 розраховую за формулою (3.29)

$$Z = 1,6 \cdot \frac{1,21 \cdot 2,3^2}{2} = 5,12 \text{ Па}.$$

					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сумарні втрати тиску на ділянці

$$\Delta P_1 = Rl + Z,$$

$$\Delta P_1 = 0,3 \cdot 4,1 + 5,12 = 6,35 \text{ Па.}$$

3.3.5.2 Втрати тиску на ділянці 2

Витрата повітря на ділянці  $V_2 = 820 \text{ м}^3/\text{год.}$

Приймаю швидкість повітря на ділянці магістралі  $v_2 = 3,05 \text{ м/с}$ , тоді з рівняння суцільності переріз повітропроводу ділянки

$$f_2 = \frac{820}{3600 \cdot 3,05} = 0,075 \text{ м}^2.$$

За [1] обираю повітропровід прямокутного поперечного перерізу з розмірами сторін  $250 \times 300 \text{ мм}$ , дійсна площа перерізу якого  $f_{д2} = 0,075 \text{ м}^2$ ;

$$v_2^д = \frac{820}{3600 \cdot 0,075} = 3,05 \text{ м/с.}$$

Визначаю еквівалентний діаметр повітропроводу

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot 0,25 \cdot 0,3}{0,25 + 0,3} = 0,273 \text{ м.}$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{3,05 \cdot 0,273}{1,5 \cdot 10^{-5}} = 55510.$$

Коефіцієнт опору тертя при числі Рейнольдса  $55510 > 2300$  визначаю за формулою Альштуля:

$$\lambda = 0,11 \left[ \left( \frac{0,0001}{0,273} \right) + \left( \frac{68}{55510} \right) \right]^{0,25} = 0,022.$$

Питомі втрати тиску на тертя розраховую за формулою (3.26)

$$R = 0,022 \cdot \frac{1,21 \cdot 3,05^2}{2} \cdot \frac{1}{0,273} = 0,454 \text{ Па/м.}$$

Сума коефіцієнтів місцевих опорів для ділянки 2:  $\Sigma \xi = 1,85$ .

Втрати тиску на місцеві опори для ділянки 2 за формулою (3.29)

$$Z = 1,85 \cdot \frac{1,21 \cdot 3,05^2}{2} = 10,4 \text{ Па.}$$

Сумарні втрати тиску на ділянці №2

					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta P_2 = 0,454 \cdot 4,8 + 10,4 = 12,58 \text{ Па.}$$

### 3.3.5.3 Втрати тиску на ділянці 3

Витрата повітря на ділянці  $V_3 = 1230 \text{ м}^3/\text{год.}$

Приймаю швидкість повітря на ділянці магістралі  $v_3 = 3,25 \text{ м/с}$ , тоді з рівняння суцільності переріз повітропроводу ділянки

$$f_3 = \frac{1230}{3600 \cdot 3,25} = 0,105 \text{ м}^2.$$

За [1] обираю повітропровід прямокутного поперечного перерізу з розмірами сторін  $350 \times 300 \text{ мм}$ , дійсна площа перерізу якого  $f_{д3} = 0,105 \text{ м}^2$ ;

$$v_3^д = \frac{1230}{3600 \cdot 0,105} = 3,25 \text{ м/с.}$$

Визначаю еквівалентний діаметр повітропроводу

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot 0,35 \cdot 0,3}{0,35 + 0,3} = 0,323 \text{ м.}$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{3,25 \cdot 0,323}{1,5 \cdot 10^{-5}} = 69983.$$

Коефіцієнт опору тертя при числі Рейнольдса  $69983 > 2300$  визначаю за формулою Альштуля:

$$\lambda = 0,11 \left[ \left( \frac{0,0001}{0,323} \right) + \left( \frac{68}{69983} \right) \right]^{0,25} = 0,021.$$

Питомі втрати тиску на тертя розраховую за формулою (3.26)

$$R = 0,021 \cdot \frac{1,21 \cdot 3,25^2}{2} \cdot \frac{1}{0,323} = 0,416 \text{ Па/м.}$$

Сума коефіцієнтів місцевих опорів для ділянки 3:  $\Sigma \xi = 1,85$ .

Втрати тиску на місцеві опори для ділянки 3 за формулою (3.29)

$$Z = 1,85 \cdot \frac{1,21 \cdot 3,25^2}{2} = 11,8 \text{ Па.}$$

Сумарні втрати тиску на ділянці №3

$$\Delta P_3 = 0,416 \cdot 3,5 + 11,8 = 13,26 \text{ Па.}$$

					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Аналогічні розрахунки виконаємо для всіх ділянок схеми (рис.3.10), результати зведені в табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Результати аеродинамічного розрахунку

Номер ділянок	Виграта повітря, $V$ , м <sup>3</sup> /год	Довжина дільниці $\ell$ , м	Швидкість повітря $v$ , м/с	Розміри повітропроводів		Втрати тиску на тертя, Па		Швидкісний напір $\rho v^2/2$ , Па	Сума коефіцієнтів місцевих опорів $\Sigma \zeta$	Втрати напору на місцеві опори $Z$ , Па	Загальна втрата напору на дільниці $(R\ell + Z)$ , Па	Сумарні втрати напору на дільниці від початку мережі $\Delta P_m$ , Па
				Круглих $d$ , мм	Прямокут-них $a \times b$ , мм	На 1 м дов-жини, $R$	На всій дільниці, $R\ell$					
1	410	4,1	2,3	250	-	0,3	1,2	3,2	1,6	5,12	6,35	6,35
2	820	4,8	2,76	-	250x300	0,454	2,18	5,62	1,85	10,4	12,58	18,93
3	1230	3,5	2,96	-	350x300	0,416	1,45	6,4	1,85	11,8	13,26	32,19
4	1640	3,9	3,8	-	400x300	0,52	2,03	8,74	1,85	16,2	18,2	50,39
5	2050	9,2	4,22	-	450x300	0,589	5,42	10,8	2,45	26,4	31,82	82,21
6	2460	4,2	5,7	-	500x300	0,98	4,12	19,4	1,85	36,4	40,5	122,71
7	2870	9,4	4,4	-	600x300	0,56	5,26	11,7	2,45	28,7	33,96	156,67
8	3280	3,2	4,67	-	650x300	0,61	1,95	13,2	1,85	24,4	26,36	183,03
9	3690	3,1	4,88	-	700x300	0,645	1,99	14,4	1,85	26,6	28,65	211,68
10	4100	4,2	4,75	-	800x300	0,59	2,48	13,6	1,85	25,2	32,09	243,77
11	4510	11,6	4,64	-	900x300	0,54	6,26	13,1	3,45	44,94	51,2	294,97
12	9000	51,1	6,25	-	800x500	0,65	33,21	23,6	0,25	5,91	39,13	334,1

Оскільки будівля складається з лівого та правого крила, тому згідно схеми 3.10 сумарний опір мережі повітропроводів для одного поверху становить  $\Delta P_m = 267,41$  Па, тоді за формулою (3.24)

$$H_B = 1,1 \cdot 334,1 + 150 + 100 + 34 + 67 + 90 \approx 808,5 \text{ Па.}$$

За величиною  $V = 9000$  м<sup>3</sup>/год та  $H_B = 808,5$  Па обираю радіальний вентилятор, основні технічні дані якого наведені в табл. 3.5.

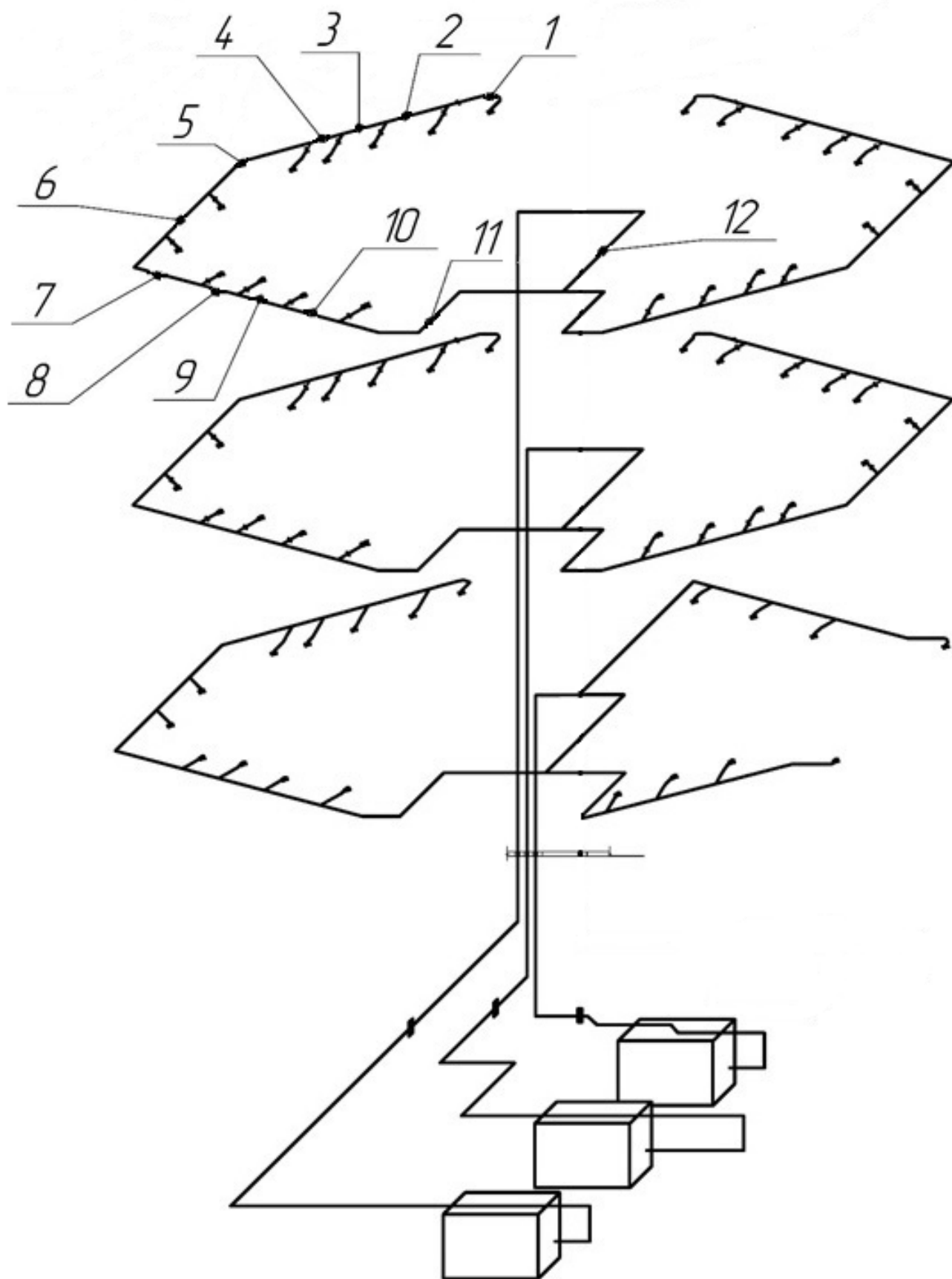


Рисунок 3.10 –Схема повітропроводів системи вентиляції 1 – 3 поверхів

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ТП 81 10 001 ПЗ

Арк.  
39

Таблиця 3.5 – Основні технічні дані вентилятора

Найменування параметра	Одиниці вимірювання	Значення
Модель	-	THLZ 400R
Повна витрата повітря	м <sup>3</sup> /год	10000
Частота обертання	об/хв	2850
Тиск	Па	900
Максимальна потужність	кВт	7,5
ККД	%	75
Тип двигуна	-	Електричний
Електричний захист	-	IP55
Електроживлення	В/-Гц	400/3/50
Повний рівень звукової сили	дБ	90

### 3.4 Висновки за розділом 3

В зазначеному вище розділі, було проведено опис схеми системи вентиляції.

Згідно відповідному ДБН, розраховано повітрообмін приміщень, який дорівнює 9000 м<sup>3</sup>, для одного поверху.

Були проведені розрахунки та вибір обладнання системи, а саме:

- повітряні фільтри класу G4 з ефективністю очищення 85%;
- роторний рекуператор моделі ST1-N-W-CS-200, із загальною ефективністю 66%;
- калорифер КВС 9Б-П-У3;
- повітроохолоджувач, з повною потужністю 72,3 кВт;
- радіальний вентилятор THLZ 400R з ККД 75%.

Також в розділі наведені відповідні рисунки в яких показано процеси зміни повітря в *h-d* діаграмі та їх опис.

## 4 СИСТЕМА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Виходячи з діючих нормативних документів в багатофункціональному комплексі для підтримання температурного режиму в літній період передбачається кондиціонування повітря фанкойлами (кондиціонерами - доводчиками).

Канальні фанкойли монтуються за підвісною стелею в приміщеннях, що охолоджуються. За допомогою дифузорів та повітроводів забирається рециркуляційне повітря з приміщення, для подальшої очистки в фільтрі фанкойлу, а потім підігріву (в холодний період) або охолодження (в теплий період) в теплообміннику та після цього подається в приміщення.

Для охолодження повітря в припливних установках та системі фанкойлів запроєктовані дві холодильні машини (чілери) з повітряним охолодженням конденсаторів, які розташовані на покрівлі. При виході з ладу одного з чілерів передбачена безперебійна подача холоду споживачам на 50%.

### 4.1 Вибір фанкойлів

Фанкойл – це кожухотрубчатий водоповітряний теплообмінник, який складається з повітряного фільтра, теплообмінника з оребреною поверхнею, вентилятора з електродвигуном. Фанкойли можуть встановлюватися на підлозі, навішуватися на стіні або стелі, розташовуватися у підшивній стелі. Фанкойли можуть працювати або тільки на охолодження повітря (двотрубна система), або і на охолодження і на нагрівання повітря (чотиритрубна система). [1]

За розрахунками холодопродуктивності обираю фанкойли для офісних приміщень.

Холодопродуктивність фанкойлів визначаю за формулою

$$Q_{\phi} = \Sigma L_{\phi} (h_e - h_n), \quad (4.1)$$

де  $L_{\phi}$  – масова витрата повітря, кг/с.

Визначаю об'ємну витрату повітря

$$V_{\phi} = V_{\Sigma} \cdot m, \quad (4.2)$$

де  $m$  – кратність циркуляції (беру за практичними рекомендаціями 2,5 1/год), тоді:

$$V_{\phi} = 54000 \cdot 2,5 = 135000 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Масова витрата повітря визначається за формулою

$$L_i = \frac{V_i \cdot \rho_i}{3600}, \quad (4.3)$$

									Арк.
									41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$L_{\phi} = \frac{135000 \cdot 1,2}{3600} = 45 \text{ кг/с.}$$

Процес зміни стану повітря в фанкойлі в  $h-d$  діаграмі наведено на рис. 4.1.

За діаграмою визначені ентальпії припливного та внутрішнього повітря :

$$h_{\text{вн}} = 52,86 \text{ кДж/кг; } h_{\text{п}} = 50,07 \text{ кДж/кг.}$$

Таким чином, холодопродуктивність фанкойлів за формулою (4.1)

$$Q_{\phi} = 45 \cdot (52,86 - 50,07) = 125,6 \text{ кВт.}$$

За отриманою величиною обираю фанкойли у кількості 72 шт.

Технічні характеристики фанкойлів представлені в табл. 4.1 [4].

Зовнішній вигляд фанкойлу предствлений на рис. 4.2.

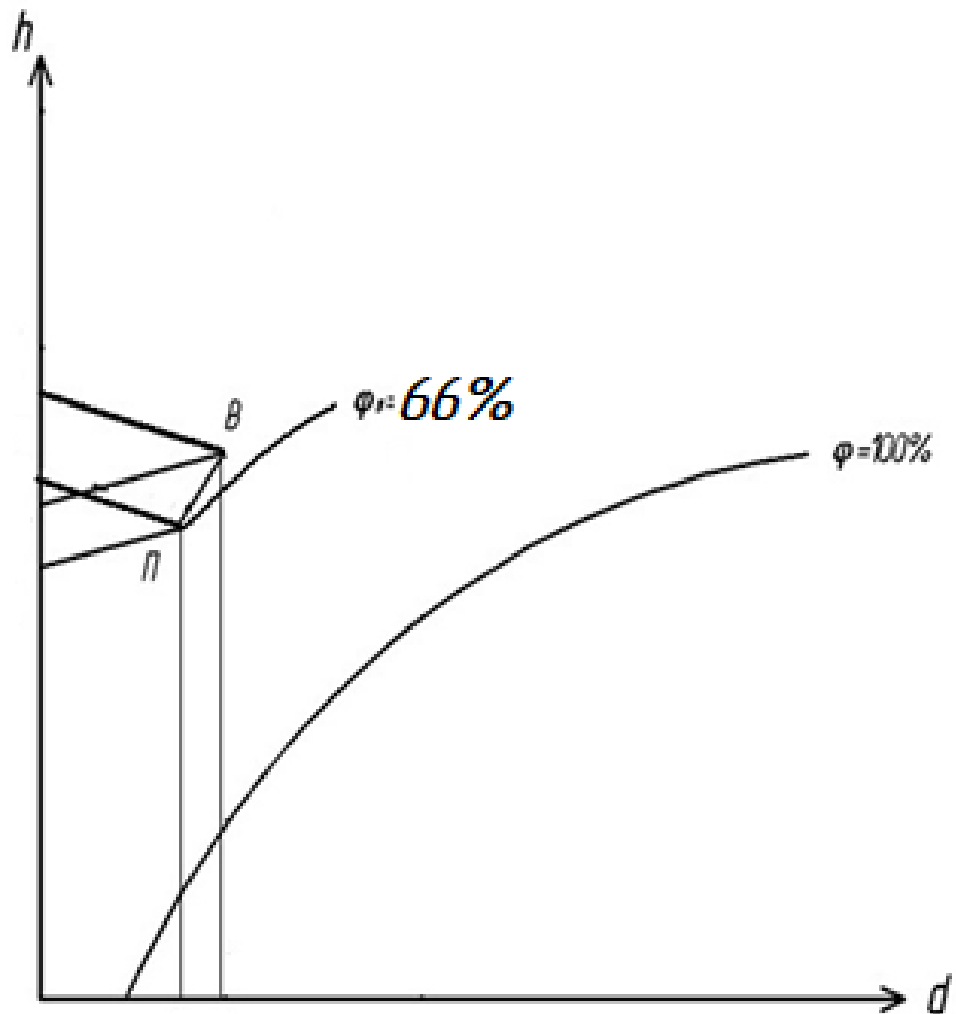


Рисунок 4.1 – Процес зміни стану припливного повітря в системі фанкойлів в  $h-d$  діаграмі

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики фанкойлу FX-CH 230

Модель			FX-CH 230
Продуктивність	Охолодження	кВт	2
	Нагрів	кВт	4,3
Розміри	Довжина*ширина*глибина		мм
Вага		кг	16
Витрата повітря		м <sup>3</sup> /год	1900
Рівень звукової потужності		дБа	42
Холодоносій		Тип	Вода

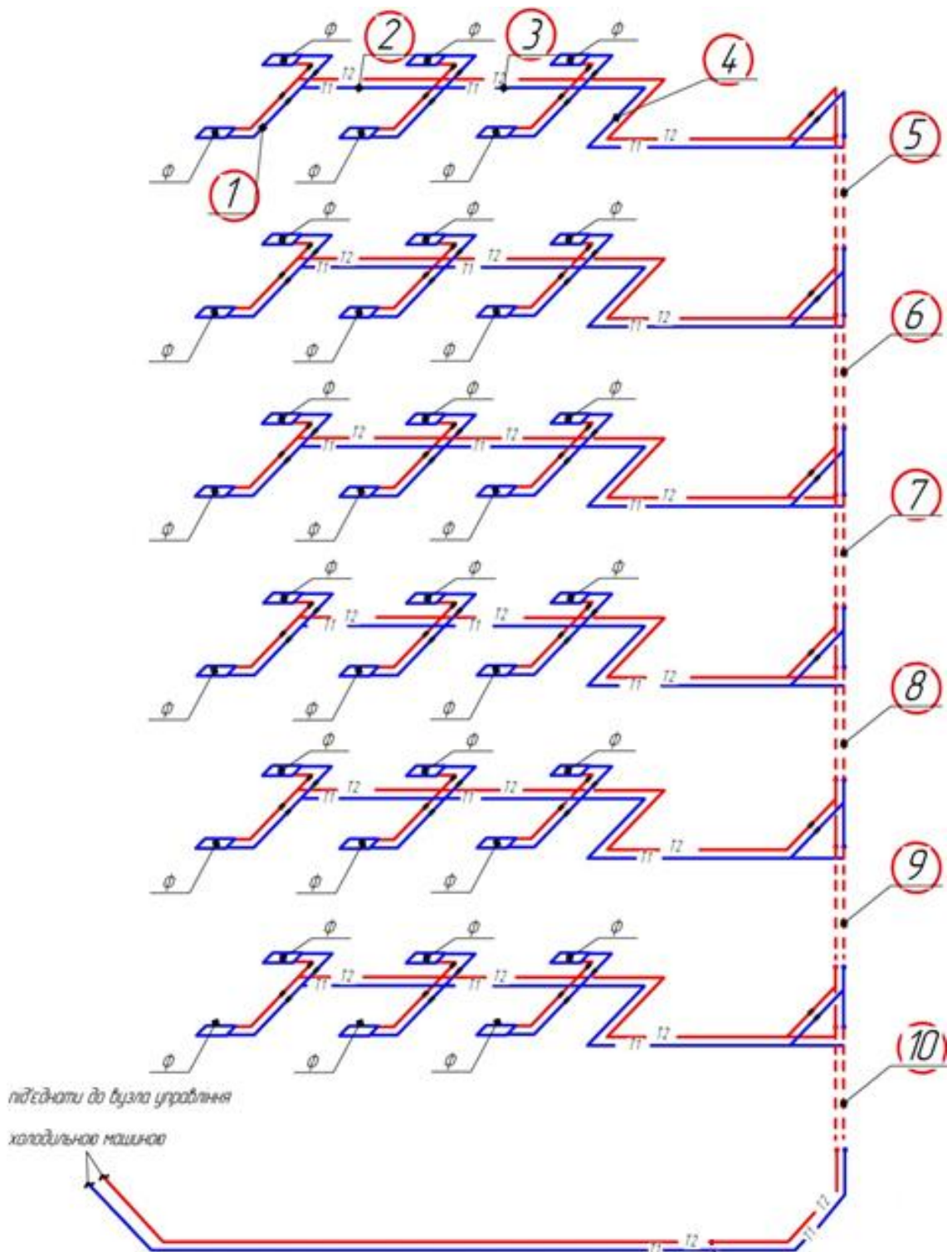


Рисунок 4.2 – Загальний вигляд фанкойла

#### 4.2 Холодопостачання фанкойлів

Метою гідравлічного розрахунку є визначення діаметрів трубопроводів при заданому тепловому навантаженні й вибір циркуляційних насосів. Гідравлічний розрахунок виконується за питомими втратами тиску. Гідравлічна схема холодопостачання фанкойлів наведена на рис. 4.2. Згідно з методикою на схемі позначаю ділянки, обираю магістраль, для якої розраховую втрати тиску на тертя та місцеві опори.

При русі реальної рідини по трубах має місце опір двох видів.



Ф – фанкойли, Т1 – подавальний, Т2 – поворотний трубопровід системи холодопостачання, 1 – 10 – ділянки мережі трубопроводів

Рисунок 4.2 – Схема трубопроводів холодопостачання фанкойлів

#### 4.2.1 Втрати тиску на тертя

Втрати тиску на тертя (лінійні втрати), на ділянці трубопроводу з постійною витратою води й незмінним діаметром визначаються по наступній формулі, Па/м

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$R_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\omega^2}{2} \cdot \rho \cdot l = R \cdot l \quad (4.4)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного тертя;

$d$  – діаметр трубопроводу, м;

$\omega$  – швидкість руху рідини, м/с;

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

$l$  – довжина ділянки трубопроводу, м.

#### 4.2.2 Втрати тиску на місцеві опори

Втрати тиску на місцеві опори, Па, визначаються за наступною формулою

$$Z = \sum \xi \frac{\omega^2}{2} \rho_{\text{в}}, \quad (4.5)$$

де  $\sum \xi$  – сумарний коефіцієнт місцевих опорів на даній ділянці трубопроводу;

$\frac{\omega^2}{2} \rho_{\text{в}}$  – динамічний тиск води, Па.

Сумарний коефіцієнт місцевого опору на ділянці трубопроводу

$$\sum \xi = \xi_{\text{нп}} + \xi_{\text{поворот}} + \xi_{\text{трійник}} + \xi_{\text{інше}}. \quad (4.6)$$

Витрати води на ділянках визначаю за формулою

$$G_i = \frac{\sum Q_{\text{фi}}}{c \cdot (t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}})}, \quad (4.7)$$

де  $t_{\text{вх}}$  – температура подавальної води в трубопроводі, °С;

$t_{\text{вих}}$  – температура зворотної води в трубопроводі, °С

$\sum Q_{\text{ф}}$  – сумарна холодопродуктивність фанкойлів на ділянці, кВт;

$c$  – теплоємність рідини (рекомендоване значення 4,19 кДж/(кг·К)).

Гідравлічний розрахунок виконую за витратою води та повним тиском, Па, що визначаю за опором мережі водогазопроводів за формулою

$$\Delta P_{\text{м}} = \sum (R \cdot l + Z), \quad (4.8)$$

де  $R$  – питомі втрати тиску на тертя на розрахованій ділянці мережі, Па/м;

$l$  – довжина ділянки водогазопроводу, м;

$Z$  – втрати тиску на місцеві опори на розрахунковій ділянці, Па.

Згідно з методикою наведеною в [1] на схемі позначаю ділянки на магістралі, для якої розраховую втрати тиску на тертя та місцеві опори.

										Арк.
										45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						



$$G_1 = \frac{2}{4,19 \cdot (12 - 7)} = 0,095 \text{ кг/с};$$

$$G_2 = 0,095 + \frac{4}{4,19 \cdot (12 - 7)} = 0,3 \text{ кг/с};$$

$$G_3 = 0,3 + \frac{8}{4,19 \cdot (12 - 7)} = 0,7 \text{ кг/с};$$

$$G_4 = 0,7 + \frac{12}{4,19 \cdot (12 - 7)} = 1,3 \text{ кг/с};$$

$$G_5 = 1,3 + \frac{12}{4,19 \cdot (12 - 7)} = 1,87 \text{ кг/с};$$

$$G_6 = 1,87 + \frac{12}{4,19 \cdot (12 - 7)} = 2,44 \text{ кг/с};$$

$$G_7 = 2,44 + \frac{12}{4,19 \cdot (12 - 7)} = 3,01 \text{ кг/с};$$

$$G_8 = 3,01 + \frac{12}{4,19 \cdot (12 - 7)} = 3,6 \text{ кг/с};$$

$$G_9 = 3,6 + \frac{12}{4,19 \cdot (12 - 7)} = 4,17 \text{ кг/с};$$

$$G_{10} = 4,17 + \frac{12}{4,19 \cdot (12 - 7)} = 4,74 \text{ кг/с};$$

#### 6.2.2.1 Втрати тиску на ділянці 1

Витрата води на ділянці  $G_1 = 0,095$  кг/с.

Приймаю швидкість води на ділянці магістралі  $v_1 = 0,5$  м/с, тоді з рівняння (4.13)

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,095}{0,5 \cdot 1000 \cdot \pi}} = 0,015 \text{ м.}$$

За [1] обираю сталеву водогазопровідну трубу діаметром  $d = 15$  мм;

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{0,5 \cdot 0,015}{0,1 \cdot 10^{-5}} = 7500.$$

					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт опору тертя при числі Рейнольдса  $7500 > 2300$  визначаю за формулою Альштуля:

$$\lambda = 0,11 \left[ \left( \frac{0,1}{0,015} \right) + \left( \frac{68}{7500} \right) \right]^{0,25} = 0,17.$$

Питомі втрати тиску на тертя розраховую за формулою (4.9)

$$R = 0,17 \cdot \frac{1000 \cdot 0,5^2}{2} \cdot \frac{1}{0,015} = 1416 \text{ Па/м.}$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

–фанкойл  $\zeta_{\phi} = 2,8$ ;

–трійник  $\zeta_{тр} = 1,8$ ;

–поворот  $\zeta_{пов} = 0,5$ .

Сума коефіцієнтів місцевих опорів для ділянки 1

$$\Sigma \zeta_l = 0,5 + 1,8 + 2,8 = 5,1.$$

Втрати тиску на місцеві опори для ділянки 1 за формулою (4.12)

$$Z = 5,1 \cdot \frac{1000 \cdot 0,5^2}{2} = 638 \text{ Па.}$$

Сумарні втрати тиску на ділянці №1

$$\Delta P_1 = 1416 \cdot 3,1 + 638 = 4886 \text{ Па.}$$

#### 4.2.2.2 Втрати тиску на ділянці 2

Витрата води на ділянці  $G_2 = 0,3$  кг/с.

Приймаю швидкість води на ділянці магістралі  $v_2 = 0,5$  м/с, тоді з рівняння (4.13)

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,3}{0,5 \cdot 1000 \cdot \pi}} = 0,032 \text{ м}$$

За [1] обираю сталеву водогазопровідну трубу діаметром  $d = 32$  мм;

Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{0,5 \cdot 0,032}{0,1 \cdot 10^{-5}} = 16000.$$

Коефіцієнт опору тертя при числі Рейнольдса  $16000 > 2300$  визначаю за формулою Альштуля:

									Арк.
									48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					



$$Z = 2,3 \cdot \frac{1000 \cdot 0,5^2}{2} = 288 \text{ Па.}$$

Сумарні втрати тиску на ділянці №3

$$\Delta P_3 = 406 \cdot 5,1 + 288 = 2318 \text{ Па.}$$

Аналогічні розрахунки виконаємо для всіх ділянок магістралі, результати зведемо в табл. 4.2.

Загальна витрата холодоносія, кг/год, визначається за формулою (4.7)

$$G = \frac{144}{4,19 \cdot (12 - 7)} \cdot 3600 = 24745 \text{ кг/год.}$$

Подача насоса, м<sup>3</sup>/год

$$V_n = \frac{G}{\rho_v}, \quad (4.8)$$

де  $\rho_v$  – густина води (рекомендоване значення 1000 кг/м<sup>3</sup>).

Визначаю об'ємну витрату

$$V_n = \frac{24745}{1000} = 24,75 \text{ м}^3/\text{год.}$$

За об'ємною витратою  $V_n = 24,75 \text{ м}^3/\text{год}$  та тиском  $H = 62659 \text{ Па}$  обираю 2 насоси (1 - резервний) з технічними характеристиками, наведеними в табл. 4.3.

Таблиця 4.2 – Результати гідравлічного розрахунку

Номер ділянок	Витрата води, G, кг/с	Довжина ділянки, l, м	Швидкість води, м/с	Діаметри трубопроводів d, мм	Втрати тиску на тертя, Па		Сума коефіцієнтів місцевих опорів	Втрати тиску на місцеві опори Z, Па	Загальна втрата тиску на ділянку (Rl+Z), Па	Сумарні втрати тиску на ділянку від початку
					На 1 м довжини, Па	На всій ділянці, Па				
1	0,095	3,1	0,5	15	1416	4248	5,1	638	4886	4886
2	0,3	5,1	0,5	32	570	2850	0	0	2850	7736
3	0,7	5,1	0,5	40	406	2030	2,3	288	2318	10054
4	1,3	5,1	0,6	50	468	2340	2,3	414	2754	12808
5	1,87	18	0,6	65	332	5976	1,8	324	6300	19108
6	2,44	18	0,7	65	452	8136	1,8	441	8577	27685
7	3,01	18	0,7	80	337	6066	1,8	441	6507	34192
8	3,6	18	0,8	80	480	8640	1,8	576	9216	43408
9	4,17	18	0,8	80	440	7920	1,8	576	8496	51904
10	4,74	18	0,9	80	557	10026	1,8	729	10755	62659

Таблиця 4.3 – Технічні характеристики насосу

Найменування параметра	Одиниці вимірювання	Значення
Виробник	-	Wilo
Тип	-	TOP-S 50/7
Продуктивність	м <sup>3</sup> /год	26
Частота обертання	об/хв	1450
Напір	м	7
Потужність на валу	кВт	0,7
Тип двигуна	-	Електричний



Рисунок 4.3 – Зовнішній вигляд циркуляційного насосу

#### 4.3 Висновки за розділом 4

В даному розділі описано розрахунок системи кондиціонування за допомогою фанкойлів, які були обрані за холодопродуктивністю. Виходячи з отриманої  $Q_{\phi} = 125,6$  кВт, обрав фанкойли FX-CH 230 у кількості 72 шт.

Також був проведений гідравлічний розрахунок, з наведеною схемою трубопроводів, для визначення діаметрів трубопроводів при заданому тепловому навантаженні й вибір циркуляційних насосів. Технічні характеристики насосу наведено в таблиці 6.3

										Арк.
										51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 81 10 001 ПЗ					

## 5 ОХОРОНА ПРАЦІ

Основне завдання охорона праці – це збереження життя і здоров'я працівників у процесі їх трудової діяльності. Охорона праці включає у себе правові, соціально-економічні, організаційно-технічні, санітарно-гігієнічні, лікувально-профілактичні, реабілітаційні та інші заходи.

Згідно існуючого у цій сфері законодавства всі норми трудового права повинні бути спрямовані на захист інтересів працюючих, на забезпечення безпечних для життя й здоров'я робітників умов праці.

Метою охорони праці є вивчення й виявлення можливих причин виробничих нещасних випадків, професійних захворювань, аварій, вибухів, пожеж, і розробка заходів і вимог, спрямованих на усунення цих причин, що дозволяє створити безпечні й сприятливі умови праці для людини.

Комфортні й безпечні умови праці – один з основних факторів, що впливають на продуктивність і безпеку праці, здоров'я робітників.

Охорона праці розглядається з наступних позицій:

- 1 Як основний принцип трудового права і трудових правовідносин;
- 2 Як система законодавчих актів, а також запобіжних і регламентуючих соціально-економічних, організаційних, технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів, технічних засобів і методів, спрямованих на забезпечення безпечних умов праці.

Метою дипломного проекту є розробка системи вентиляції та кондиціонування повітря приміщень бізнесцентру в м. Дніпро.

Основними потенційно шкідливими і небезпечними виробничими факторами, при експлуатації вентиляційної установки є: підвищена напруга електромережі, підвищений рівень шуму і вібрації; недостатнє освітлення тощо.

В даному розділі запропоновані технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації технологічного обладнання, а також визначені основні заходи з гігієни праці, виробничої санітарії та пожежної безпеки і профілактики.

### 5.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації технологічного обладнання

У ході проведення робіт у приміщенні вентиляційної проектом передбачені наступні технічні рішення:

- 1 У вентиляційного обладнання відсутні відкриті частини, що обертаються;

					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 Розміщення обладнання запроектовано з додержанням необхідних проходів між будівельними конструкціями з урахуванням виконання монтажних, ремонтних та експлуатаційних робіт;

3 Монтаж системи вентиляції виконується згідно з ДБН В.2.5 – 67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування» [3] та ДБН В.2.5-27-2006. Інженерне обладнання будинків і споруд. Захисні заходи електробезпеки в електроустановках будинків і споруд [7];

4 Трубопроводи тепlopостачання калориферів вентиляційних установок, що розміщені у вентиляційній покриві теплоізоляцією із кількох мінераловатних шарів на фенольній зв'язці, що не тільки запобігає тепловтратам, але й також виключає можливість одержання опіку персоналу, що знаходиться у приміщенні вентиляційної;

5 Керування вентилятором та іншими складовими вентиляційної установки відбувається з пульта керування, що розміщено у вентиляційній.

6 Кабелі підключення вентиляційної установки до електричної мережі ізолювані. Вибір ізоляції здійснювався з розрахунку 1 кОм на 1В напруги. Таким чином, кабелі вентиляційної установки виконані в ізолюваному корпусі з робочим опором не менше 380 кОм;

7 Опір ланцюга заземлення повинен періодично перевірятися, його значення не повинно перевищувати 0,1 Ом;

8 Автоматичний вимикач і розетка встановлені на панелі захисту і розташовані на стіні поблизу від установки;

9 Експлуатація установки проводиться в приміщенні без підвищеної небезпеки (у приміщенні з допустимим рівнем вологості й без струмопровідного пилу);

10 Всі внутрішні розводки кабелів живлення розташовані за захисними панелями;

11 Всі внутрішні кабелі ізолювані;

12 N-провідник прокладено так, щоб виключити можливість обриву; в N-провіднику забороняється ставити запобіжники, вимикачі й інші прилади, здатні порушити його цілісність. Провідність N-провідника становить не менше 50 % провідності фазного проводу.

13 Передбачено тільки сухе прибирання панелей пульта керування;

14 Всі органи керування й контролю на панелях пульта керування підписані й пронумеровані;

15 Заземлення установки здійснюється штепсельною вилкою із заземлюючим контактом.

					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 5.1.2 Електробезпека

Двигуни вентиляторів живляться за допомогою 4-х провідної електромережі з 54їд розрядом54ною нейтраллю та захисним заземленням типу TN-C. Живлення системи керування та автоматизації відбувається за допомогою 5-ти провідної електричної мережі з глухозаземленою нейтраллю та захисним заземленням типу TN-S. Для запобігання електротравмам, які пов'язані з пошкодженням ізоляції та переходом напруги на електропровідні нормально не струмоведучі елементи електроустаткування (аварійний режим його роботи), використовується захисне заземлення (тип TN-S-C) – навмісне електричне з'єднання нормально не струмоведучих елементів електроустаткування із заземленою нейтраллю електромережі за допомогою N-провідника. При пробі робочої ізоляції електрообладнання має місце однофазне коротке замикання (К.З.) – (коло корпус електрообладнання – N-провідник – нейтраль – фазний провідник – корпус електрообладнання). При цьому спрацьовує автомат максимального струмового захисту і пошкоджене електрообладнання відключається від електромережі.

Згідно з ДСТУ ІЕС 61140:2015 «Захист проти ураження електричним струмом. Загальні аспекти щодо установок та обладнання» [8] електрообладнання в приміщенні вентиляційної відноситься до ОІ та І класу за електрозахистом.

Виконаємо розрахунок електромережі на вимикаючу здатність при аварійному режимі роботи системи керування та автоматизації.

Розрахуємо струм короткого замикання при аварійному режимі роботи системи керування та автоматизації

$$I_{кз} = \frac{U_{г}}{\sqrt{(R_{ф} + R_{н})^2 + (x_{ф} + x_{н})^2 + Z_{т/3}}}, \text{ А.} \quad (5.1)$$

де – напруга, В;

- активна складова опору фази, Ом;
- активна складова опору N-провідника, Ом;
- індуктивна складова опору фази, Ом;
- індуктивна складова опору N-провідника, Ом;
- еквівалентний опір трансформатору, Ом.

$$I_{кз} = \frac{380}{\sqrt{(4+4)^2 + (0,5+0,5)^2 + 0,11}} = 46,51 \text{ А.}$$

Обчислимо кратність струму короткого замикання до номінального струму спрацювання автомату максимального струмового захисту

									Арк.
									54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					





штучного освітлення є: величина освітленості, показники засліпленості або дискомфорту, коефіцієнт пульсації освітленості. Нормовані значення штучного освітлення наведено в ДБН В2.5-28-2018 [11]. Згідно з ДБН В2.5-28-2018 робота в приміщенні вентиляційної відноситься до IV категорії зорових робіт, а отже у будь-якій точці приміщення вентиляційної освітленість має складати не менше 300 лк.

В умовах експлуатації вентиляційної установки повинно бути забезпечене загальне освітлення. Для освітлення необхідно застосовувати газорозрядні лампи з рівномірним розподілом плафонів по стелі приміщення, щоб у будь-якій точці освітленість складала не менше 300 лк.

### **5.2.3 Захист від виробничого шуму та вібрацій**

Згідно з ДСН 3.36.037 – 99 [12] проектом передбачаються наступні заходи із захисту від шуму та вібрацій, які створюються опалювально-вентиляційним та компресорно-конденсаторним обладнанням, як приміщень, що проектується, так і існуючої навколишньої забудови.

До них належать:

- припливно-витяжні установки розміщені в спеціальному приміщенні зі звукоізоляцією (венткамері);
- спеціальні опори з віброізоляторами під вентиляційне, насосне та холодильне обладнання;
- холодильні машини та вентиляційне обладнання розташовується на даху;
- обладнання припливних систем, систем кондиціонування, витяжних систем підібране з низьким рівнем шуму та з невисокою швидкістю повітря до 6 м/с;
- обладнання припливних систем, кондиціонерів та витяжних вентиляторів має шумовий захист – ізольовані кожухи;
- на всмоктувальних та нагнітальних повітропроводах встановлені шумоглушники;
- вентилятори з повітропроводами з'єднуються через гнучкі вставки, а насоси і чілери з трубопроводами через вібровставки.

Машини та агрегати у відповідності з планами технічного обслуговування та планово-попереджувальних ремонтів оглядаються своєчасно, для виявлення та усунення усіх дефектів, що можуть викликати збільшення шуму.

### **5.2.4 Пожежна безпека та профілактика**

Пожежна безпека забезпечується: системою запобігання пожежі, системою протипожежного захисту, організаційно-технічними заходами.

					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У приміщенні може виникнути пожежа у випадку порушення ізоляції електропроводів й устаткування при короткому замиканні, при порушенні правил пожежної безпеки, при порушенні правил експлуатації електроустановок. У приміщенні експлуатації знаходяться наступні пожежонебезпечні матеріали: складові частини вентиляційного устаткування – електро- й теплоізоляція установки. Приміщення згідно з ДСТУ Б.В.1.1-36:2016 [13] відноситься до категорії «Д», а робочі зони згідно з НПАОП 40.1-1.32-01 «Правила улаштування електроустановок споживачів» [14]. відносяться до класу П-Па з пожежонебезпеки.

Існує можливість пожежі при короткому замиканні в системі електроживлення. Для усунення можливості запалення, живлення електричною енергією відбувається через щиток, на якому встановлені автоматичні вимикачі. При підвищенні струму вище допустимого значення (5А), відбувається відключення електронної техніки від загальної мережі електроживлення. Кабелі електропроводки захищені негорючою ізоляцією. Згідно вимог ДБН В.2.5-56-2014 [15] у приміщенні вентиляційної передбачена система автоматичної пожежної сигналізації.

У повітрі приміщення немає ніяких вибухонебезпечних паро- і газоповітряних сумішей. Для евакуації людей з приміщення вентиляційної використовується один евакуаційний вихід, розроблена схема шляхів евакуації при пожежі, яка розташована на стіні біля дверей виходу.

Основні заходи щодо забезпечення протипожежної безпеки:

- теплова ізоляція трубопроводів і повітропроводів передбачена з неспалених матеріалів;
- робота систем вентиляції й кондиціонування повітря автоматизовані; автоматичні щити устаткування мають сигналізацію аварійного режиму;
- все устаткування має систему захисного заземлення;
- транзитні повітропроводи виконуються з оцинкованої сталі клас щільності «П» і прокладаються в шахтах з межею вогнестійкості EI 45; Після прокладки повітропроводів і трубопроводів місця їхнього проходу через перегородки, стіни й перекриття герметизується негорючими матеріалами із забезпеченням нормативного ступеня вогнестійкості пересічних перешкод;
- відключення вентиляційного устаткування при пожежі здійснюється автоматично по сигналі датчиків протипожежної автоматики;
- при перетинанні протипожежних перешкод передбачається установка на повітропроводах протипожежних клапанів з межею вогнестійкості EI 45 з електроприводом для запобігання проникнення пожежі в інші приміщення.

					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приміщення, де розташовані кабельні комунікації, має II ступінь вогнестійкості з межею вогнестійкості 0,75 ч відповідно до ДБН 1.1-7-2016 [16].

Відповідно до вимог, розглянуте приміщення категорії «Д» не входить у перелік приміщень, що підлягають устаткуванню автоматичними установками пожежогасіння. Згідно вимог ДСТУ 3675-98 «Пожежна техніка. Вогнегасники переносні. Загальні технічні вимоги та методи випробувань», із засобів пожежогасіння в приміщенні необхідна наявність одного вуглекислотного вогнегасника типу ВВ-8 (1 шт.).

У приміщенні передбачений вільний доступ до виходу на випадок евакуації.

Мінімальний час евакуації, ширина евакуаційних виходів та проходів, максимальна віддаленість робочих місць від евакуаційних виходів відповідають вимогам ДБН 1.1-7-2016 [17].

Система протипожежного захисту відповідає НАПБА.01.001-2004 – Правила пожежної безпеки в Україні [18].

### **5.3 Висновки за розділом 5**

В даному розділі були розглянуті питання, що характерні для систем вентиляції і кондиціонування повітря громадських об'єктів: технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії, технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації технологічного обладнання вентиляційної камери.

Технічні рішення, прийняті в розділу, відповідають умовам екологічних, санітарно-гігієнічних, будвельних та інших діючих норм і забезпечують безпечну для життя та здоров'я людей експлуатацію будівлі.

					ТП 81 10 001 ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВИСНОВКИ

Даний дипломний проект бакалавра є реальним проектом систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря приміщень бізнесцентру у м.Дніпро, що ґрунтується на результатах теплотехнічних розрахунків і технічних рішень, направлених на реалізацію інженерних систем будівлі, яка розглядається. Проект відповідає усім сучасним нормам з енергозбереження та охорони праці експлуатації інженерних систем.

У даному дипломному проекті було виконано наступний обсяг робіт:

1 Розраховано надходження теплоти та вологи до приміщень об'єкта проектування, сумарне значення яких складає відповідно 325,2 кВт та 0,00116 кг/с;

2 Розраховано повітрообмін офісних приміщень об'єкту проектування, що складає для 1 поверху відповідно 9000 м<sup>3</sup>/год;

3 Обрано основне та допоміжне обладнання системи вентиляції офісних приміщень згідно з розрахунками;

4 Розроблено схему системи тепlopостачання калориферів припливно-витяжних установок;

5 Вибрано основне та допоміжне обладнання системи кондиціонування повітря офісних приміщень згідно з розрахунками;

6 У розділі з охорони праці розглянуті питання, що характерні для систем вентиляції і кондиціонування повітря громадських об'єктів: технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії, технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації технологічного обладнання вентиляційної камери.

Графічна частина розроблена згідно вихідних даних та архітектурно-будівельних креслень. Технічні рішення, прийняті в проекті, відповідають умовам екологічних, санітарно-гігієнічних, будвельних та інших діючих норм і забезпечують безпечну для життя та здоров'я людей експлуатацію будівлі.

При розробці проекту були витримані вимоги таких керівних та нормативних документів:

- ДСТУ – Н Б В. 1.1 – 27:2010. «Будівельна кліматологія»;
- ДБН В. 2.5 – 67: 2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування»;
- ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень»;
- ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги»;
- ДБН В.2.5-27-2006 «Інженерне обладнання будинків і споруд. Захисні заходи електробезпеки в електроустановках будинків і споруд»;
- ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень».

										Арк.
										60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 81 10 001 ПЗ					





## Додаток Б

### Перевірка дипломного проєкта на академічну доброчесність



Ім'я користувача:  
Боженко Михайло Федорович

Дата перевірки:  
13.06.2022 20:35:47 EEST

Дата звіту:  
13.06.2022 20:37:09 EEST

ID перевірки:  
1011567485

Тип перевірки:  
Doc vs Internet + Library

ID користувача:  
100005082

Назва документа: Bakalavr\_Altyn\_1

Кількість сторінок: 44 Кількість слів: 8401 Кількість символів: 55226 Розмір файлу: 1.61 MB ID файлу: 1011438354

## 51.2% Схожість

Найбільша схожість: 36.8% з джерелом з Бібліотеки (ID файлу: 7859489)

6.38% Джерела з Інтернету

44

Сторінка 46

49.7% Джерела з Бібліотеки

103

Сторінка 46

## 0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

## 0.4% Вилучень

Деякі джерела вилучено автоматично (фільтри вилучення: кількість знайдених слів є меншою за 10 слів та 0%)

0.05% Вилучення з Інтернету

25

Сторінка 47

0.36% Вилученого тексту з Бібліотеки

313

Сторінка 47

## Модифікації

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

Замінені символи

90

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ТП 81 10 001 ПЗ

Арк.

63



Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Маса од, кг	Примітка
		<i>Документація</i>			
	<i>ТП81 10 01 001 0В</i>	<i>Розташування обладнання</i>	<i>2</i>		
		<i>Обладнання</i>			
1		Фанкойл FX-CH 230	12		
2		Клапан вогнезатримуючий 600x600	9		
3		Дифузор DIMO-600	14		
4		Дифузор DRIM-600	14		
5		Дифузор DBQ-600	17		
6		Дифузор DFZ-600	17		
ПВУ1		Припливно-витяжна установка 1 поверху	1		
ПВУ2		Припливно-витяжна установка 2 поверху	1		
ПВУ3		Припливно-витяжна установка 3 поверху	1		
П1		Дифузор припливний DSQ - 600	20		
П2		Клапан регулювання повітря 250x250	14		
П3		Клапан регулювання повітря 200x200	6		
П4		Калорифер КТ 50-30	2		
П5		Шумоглушник LDR-315	1		
П6		Клапан регулювання повітря SQR-EH	1		
П7		Фільтр FFK 50-30	1		
П8		Клапан вогнезатримуючий 500x800	1		
П9		Вентилятор припливний VBR 50-30	1		
П10		Клапан повітряний SMS-500x300	2		
П11		Клапан повітряний КПВ 600x200	1		
П12		Решітка припливна АМТ-АН-600x150	3		
В1		Дифузор витяжний DSQ-600	20		

*ТП81 10 01 001 0В*

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
Студент		Алтин		
Керівник		Боженко		
П.контр.				
Н.контр.		Боженко		
Зав. каф.		Черноусенко		

*Система вентиляції і кондиціонування повітря.  
Розташування обладнання*

Стадія	Аркцш	Аркцшів
Д П Б	1	2
КПІ ім. Ізоря Сікорського, ТЕФ, кафедра ТЕ		



## ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Примітка
1	A4		Завдання на дипломний проєкт	2	
2	A4	ТП 81 10 01 ПЗ	Пояснювальна записка	63	
3	A1	ТП 81 10 01 001 ВЗ	Припливно-витяжна установка. Креслення загального виду	1	
4	A1	ТП 81 10 01 001 ОВ	Схема системи вентиляції	1	
5	A1	ТП 81 10 01 002 ОВ	Розташування обладнання (підвал)	1	
6	A1	ТП 81 10 01 003 ОВ	Розташування обладнання (1 поверх)	1	
7	A4	ТП 81 10 01 001 ВЗ	Специфікація	1	
8	A4	ТП 81 10 01 001 ОВ	Специфікація	2	

				ТП 81 10 01		
	ПІБ	Підп.	Дата	Відомість дипломного проєкту	Аркуш	Аркушів
Студент	Алтин					1
Керівн.	Боженко					
Консульт.						
Н.контр.	Боженко					
Зав.каф.	Черноусенко				КПІ ім. Ігоря Сікорського, Каф. ТЕ, Гр. ТП – 81	