

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА**

**Проект системи кондиціонування повітря навчально-
виховного комплексу “Веселка”, м.Одеса**

Здобувач Мізернюк Андрій Миколайович

4 курсу ХМ142 - групи

Керівник к.т.н.доц. . Когут В. О.

Консультант: к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.

:

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ протокол №
Завідувач кафедри ХУКП _____ Михайло ХМЕЛЬНЮК

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	Холоду, кріотехнології та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступень вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 «Енергетичне машинобудування»
Освітньо-професійна програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.
«__» _____ р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Мізернюка Андрія Миколайовича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Проект системи кондиціонування повітря навчально-виховного комплексу "Веселка", м.Одеса

Керівник кваліфікаційної роботи к.т.н. доц. Когут Володимир Омелянович
(прізвище, ім'я, по батькові)

Затверджена наказом ОНТУ . наказ № 499.03 від 26.09.2025 р.

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи: 01.06.2026 р

3. Вихідні дані роботи: м Одеса , реабілітаційний центр.

Параметри повітря в приміщенні влітку: $t = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi = 50\%$;

Параметри повітря в приміщенні взимку: $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi = 50\%$;

Параметри зовнішнього повітря влітку: $t = 29\text{ }^{\circ}\text{C}$; ентальпія $h=60\text{ кДж/кг}$

Параметри зовнішнього повітря взимку: $t = -22\text{ }^{\circ}\text{C}$ ентальпія $h=-20\text{ кДж/кг}$

4. Перелік питань, які потрібно розробити: техніко-економічне обґрунтування, розрахунок процесів забезпечення подачі свіжого повітря, розрахунок ефективності, обґрунтування вибору обладнання, підбір обладнання.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень: план приміщення з обов'язкою повітроводів; повітророзподілення, автоматизація , розташування кондиціонера

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н.доц. Когут В.О..		
Економічний розділ	к.т.н.доц. Жихарева Н.В.		

7. Дата видачі завдання:

Керівник _____ к.т.н.доц. Когут В.О.
 Завдання прийняв до виконання _____ Мізернюк А.М..

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ.	01.02-29.02.26	Виконано
2.	Техніко-економічне обґрунтування проекту	02.03-30.03.26	Виконано
3.	Розрахунок процесів кондиціонування повітря	01.04-08.04.26	Виконано
4.	Вибір і розрахунок системи повітророзподілення	08.04-16.04.26	Виконано
5.	Вибір припливно-витяжної установки	24.04-27.04.26	Виконано
6.	Підбір і розрахунок холодильної машини		
7.	Охорона праці та навколишнього середовища	28.04-30.04.26	Виконано
8.	Економічний розділ	01.05-07.05.26	Виконано
8.	Висновки	10.05-13.05.26	Виконано

Здобувач – дипломник _____ Мізернюк А.М..

Керівник роботи _____ к.т.н., доц. Когут В.О.

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник _____ Мізернюк Андрій Миколайович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра Мізернюка Андрія Миколайовича тема: Проєкт системи кондиціювання повітря навчально-виховного комплексу “Веселка”, м.Одеса складається з 77 стор, 18рис7 табл., список літератури з джерел 18..

В роботі розроблена сучасна система кондиціювання повітря для навчально-виховного комплексу “Веселка”, розташованого у місті Одеса.. Результатом реалізації проєкту стане створення сучасної умовної системи, здатної забезпечити комфортний та безпечний середовищ для навчально-виховного процесу та покращити якість обслуговування відвідувачів. Впровадження цієї системи сприятиме підвищенню рівня медичних послуг у реабілітаційному центрі м. Одеси та зменшенню енергоспоживання. Це основні завдання, які полягли в основу кваліфікаційної праці. Підібрана сучасна установка AEROSMART яка містить в своєму складі високоефективні і високотехнологічні вентилятори, роторний або пластинчастий теплоутилізатори, блоки фільтрації і вбудовану систему автоматичного управління

Ключові слова: навчально-виховний комплекс, системи кондиціювання, компресор, конденсатор, випарник, фільтрація, моноблок теплоприливи, холодильний агент.

ANNOTATION

Bachelor's qualification work Parakhnevych Oleksandr topic: Design of an air conditioning system of the educational complex "Veselka", Odessa consists of 77_ pages, 18 figures, 7 tables. , 18 list of references from sources.....

The work develops a modern air conditioning system for the educational complex "Veselka", located in the city of Odessa.. The result of the project will be the creation of a modern conditional system capable of providing a comfortable and safe environment for the educational process and improving the quality of service to visitors. The implementation of this system will contribute to increasing the level of medical services in the rehabilitation center of Odessa and reducing energy consumption. These are the main tasks that formed the basis of the qualification work. The selected modern AEROSMART unit contains highly efficient and high-tech fans, rotary or plate heat exchangers, filtration units and a built-in automatic control system

Keywords: educational complex, air conditioning systems, compressor, condenser, evaporator, filtration, monoblock heat exchanger, refrigerant.

ЗМІСТ		Стор.
ВСТУП		3
1	Техніко-економічне обґрунтування вибору типу СКП	7
2	. Основні вихідні дані проекту	9
3	Розрахунок процесів літнього та зимового кондиціонування повітря	10
3.1.	Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря...	10
3.2.	Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції	10
3.3.	Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом	11
3.4.	Розрахунок теплових виділень від різних джерел	13
3.5	Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів обробки повітря в літній та зимовий періоди...	17
4.	Проектування та розрахунок вентиляційної мережі	22
4.1	. Розрахунок системи розподілу повітря	23
4.2	Аеродинамічний розрахунок системи повітроводів	29
5.	Вибір і розрахунок припливної установки	31
5.1.	Підбір каналного кондиціонера	31
5.2	Розрахунок поверхневого повітрянагрівача	32
5.3.	Розрахунок повітряного фільтру	38
5.4	Розрахунок парового зволожувача	40
5.5	Розрахунок повітроохолоджувача	42
5.6.	Розрахунок повітряного кишенькового фільтру...	48
5.7	Розрахунок системи шумоглушіння	50
6.	Вибір схеми і приладів автоматичного регулювання	54
7	ОХОРОНА ПРАЦІ	59
ВИСНОВКИ		75
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ		76

					Проект системи кондиціонування повітря навчально-виховного					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						
Розроб.		Мізернюк			Розрахунково- пояснювальна записка		Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Когут							1	55
Реценз.										
Н. Контр.										
Затверд.										

ВСТУП

Метою даної дипломної роботи є розробка системи кондиціонування повітря навчально-виховного комплексу “Веселка”, м.Одеса

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

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

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

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

Основні приміщення, ті в яких діти перебувають більшу частину часу - це ігрові кімнати, групові та спальні. Нормативні документи говорять про те, що в таких приміщеннях варто влаштовувати наскрізне провітрювання, витягаючи забруднене повітря із спалень через групові кімнати. У приміщеннях групових і гральних передбачається наскрізний (кутовий) провітрювання, тобто природна витяжка. Приплив організовується механічний, з підігрівом повітря. Приміщення медичного пункту

обладнуються механічною системою видалення повітря. Приплив потрапляє в приміщення за рахунок нещільності віконних прорізів, а також через коридор.

Душові, умивальні і санітарні вузли повинні мати індивідуальні системи витяжної вентиляції. Витрата повітря на один унітаз становить 100 м³/год, на одну душову кабінку - 75 м³/год. У приміщеннях роздягалень повинні бути обладнані шафи для сушіння дитячого одягу, при цьому витрата повітря, необхідний для однієї шафи становить 10 м³/год. У приміщеннях харчоблоку в дитячих садах, як і в інших цивільних і адміністративних будівлях, передбачається часткове видалення повітря місцевими відсмоктувачами безпосередньо над місцями виділення шкідливих речовин, тобто над плитами для приготування їжі, столами для оброблення продуктів і над мийками для миття посуду. Паралельно організовують витяжку з цих приміщень виходячи з розрахунку по тепловиділення з кожного приготованого блюда і теплопритоків, які виділяються в приміщення. Приплив з коридору організовується природним шляхом, або організованим припливом

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

- -Воздуховоди і елементи всіх систем повинні відповідати нормативним значенням по вогнестійкості та пожежної безпеки;
- -транзитні повітроводи інших систем не повинні проходити через такі приміщення, як ігрові, групові та спальні;
- -При підвищеній температурі теплового періоду року наскрізне або кутове провітрювання також використовується і для таких приміщень, як постірочніє, сушильні, кухні, туалетні приміщення;
- -не допускається застосування азбестоцементних повітропроводів;
- -необхідно провітрювати приміщення з постійним перебуванням там дітей, відбуватися це повинно в той час, коли діти знаходяться в

іншому приміщенні або на вулиці і займає воно від 3 до 20 хв залежно від температури зовнішнього повітря.

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

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

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

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

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

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

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

1.ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ СКП

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

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

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

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

2. ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

Характеристика будівельних конструкцій :

Місцезнаходження об'єкту - місто

Найменування об'єкту – дитячо-розважальний центр.

Географічна широта - 48°.

Визначаємо необхідну товщину теплоізоляції стін та покрівлі.

Початкові дані:

Місто : Одеса

$t_n=29,4^{\circ}\text{C}$, $h_n=56,1$ кДж/кг, $A_{m.c}=11,6^{\circ}\text{C}$.

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

Висота приміщення: 6 м.

Напрямок фасаду : Захід

Стіна: штукатурка $\delta=25$ мм; залізобетон $\delta=60$ мм; Rookwool $\delta=?$ мм, залізобетон $\delta=45$ мм.

Кровля: безгорищне покриття: залізобетона плита $\delta=150$ мм Rookwool $\delta=?$ мм;

вирівнюючий слой (цементно-пісчаний) $\delta=20$ металлочерепиця $\delta=0,45$ мм.

Визначаємо необхідну товщину термоізоляції стін:

Стіни виконані з таких матеріалів:

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

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

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

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

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

Товщина шару ізоляції стіни

$$\delta_{ec} = \lambda_{ec} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{ai}} \right) \right] = 0.0037 \left[\frac{1}{0.04} - \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{7} + 2 \cdot \frac{0.025}{0.7} + \frac{0.06}{2.04} \right) \right] = 0.0072 \text{ м}$$

(2.1)

,приймаємо 0,1м.

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

δ_i и λ_i - товщина и теплопровідність і-го слою огородження;

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

Кровля плоска, виконана із наступних матеріалів:

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

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

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

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

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

$$\delta_{ec} = \lambda_{ec} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{ai}} \right) \right] = 0.0037 \left[\frac{1}{0.35} - \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{7} + \frac{0.002}{0.93} + \frac{0.45}{27} \right) \right] = 0.0097 \text{ м}$$

(2.2)

Толщина слою ізоляції кровлі

$$\delta = 0,047 \left[\frac{1}{0,5} - \left(\frac{1}{7} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,12}{2,04} + \frac{0.001}{0.17} + \frac{1}{23} \right) \right] = 0,081$$

(2.3)

Опір теплопередачі приймаємо з ДБН В2.6-31:2006. $R=0.25 \text{ м}^2\text{К}/\text{В}$ для стіни та $R=0.3 \text{ м}^2\text{К}/\text{В}$ для покрівля. Обираємо коефіцієнт теплозасвоєння матеріалів S із БНіП. Потім розраховуємо опір R , теплову інерцію шару огородження D , теплову інерцію огородження ΣD за формулами наведеними нижче:

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

де δ - товщина слою огороження;

де δ - товщина шару огороження;

λ - теплопровідність матеріалу шару.

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

Результати розрахунку зводимо до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Теплова інерція матеріалів

Конструкція та матеріал	Щільність ρ, кг/м³	Товщина, δ, м	Коефіцієнти			
			Питома теплопровідність, λ, Вт/(мК)	Теплозасвоєння, S, Вт/(м²К)	Термічний опір, R, (м²К/Вт)	Теплова інерція, D
Металевопластикові вікна					0,36	0,9
Зовнішня стіна						
штукатурка	1600	0,025	0,7	8,69	0,035	0,304
RookWool	100	0,01	0,037	9,2	2,7	24,84
залізобетон	400	0,15	2,04	17,98	0,073	1,31
штукатурка	1600	0,025	0,7	8,69	0,035	0,304
Безгорищне покриття						
металочерепиця	800	0,45	27	45	0,001	0,045
цементно-пісчаний шар	1800	0,02	0,93	8,69	0,021	0,18
RookWool	80	0,12	0,05	9,2	2,7	24,84

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

3. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б :

барометричний тиск - $P = 970$ мм. рт. стовпа;
ентальпія зовнішнього повітря - $h = 58,9$ кДж/кг;
температура зовнішнього повітря - $t = 28,4$ °C;
розрахункова швидкість руху повітря - $1,0$ м/с.

Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря.

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

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

3.2 Розрахунок надходження теплоти в приміщення

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

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

Теплота в приміщення може надходити через: зовнішні непрозорі огородження $Q_{огр.}$, внутрішні огородження $Q_{в.}$, 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:

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

де

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

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

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

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

3.3. Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом

3.3.1. Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження

Теплоприпливи через покрівлю визначають за формулою:

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

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

$k_{\text{кр}}$ – коефіцієнт теплопровідності покрівлі, [Вт/(м²·К)];

$F_{\text{кр}}$ – площа горизонтальної проекції покрівлі, [м²];

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

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаємо за формулою:

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

де

$k_{\text{ст}}$ - коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни, $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$;

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

F_c – площа зовнішніх стін, освітлюваних сонцем, крім північної, $[\text{м}^2]$;

F_3 – площа затінених стін, включаючи північну, $[\text{м}^2]$;

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

3.3.2 Надходження теплоти через внутрішні огороження

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

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

де

k -коефіцієнт теплопередачі перегородок або перекриттів.

Температура в суміжних приміщеннях, які не кондиціонуються приймається:

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

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

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

Δt – приймають від 3 до 10 $^{\circ}\text{C}$.

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

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

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

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

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

$$Q_{\text{ср}} = F \cdot [q_{\text{с}} \cdot k_{\text{п}} \cdot k_{\text{заб}} \cdot k_{\text{зат}} + k_{\text{о}} \cdot (t_{\text{з}} - t_{\text{в}})], \text{ Вт}, \quad (3.6)$$

де

$q_{\text{с}}$ - питомий тепловий потік внаслідок сонячної радіації (прямої та розсіяної) через чисте одинарне скло, [Вт/м²], визначається по таблиці 3.

F – площа заскленої поверхні, що піддається прямій радіації, [м²];

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

3.4 Розрахунок вологовиділень від різних джерел

Вологовиділення від людей

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

де n – кількість людей у приміщенні;

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

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

Визначаємо вологовиділення від вологого прибирання

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

де σ - коефіцієнт вологообміну, кг/(м²с).

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^B} = \frac{\alpha}{c_p^{c.B.} + c_p^{\Pi} \cdot d_{cp}}, \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)} \quad (3.9)$$

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

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

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

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

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

де r - прихована теплота пароутворення.

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

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

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

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

Визначаємо повне вологовиділення:

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

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

Визначаємо тепловологісну характеристику

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

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

Визначаємо звичайну приховану теплоту:

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

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

Визначаємо загальну явну теплоту

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

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

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

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

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

$$G_2 = \frac{W_{\text{пол}}}{d_e - d_n}, \text{ кг/с} \quad (3.17)$$

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

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

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

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

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

Обираємо $G = 2,76 \text{ кг/с}$.

Результати розрахунку решти приміщень зведені до таблиці 3.2

Таблиця 3.2 - Підсумки розрахунків теплоприпливів

комната	суммарний Тепло- приток (лето) $Q_{пол, кВт}$	Суммарни е Влагови деления (лето) $W_{пол, кг/с}$	Суммарни й тепло- приток (зима) $Q_{пол, кВт}$	Суммарни е Влагови деления (зима) $W_{пол, кг/с}$	Тепло- влажн. Хар-ка (лето) $\varepsilon, кДж/кг \cdot \hat{E}$	Массовий Расход Воздуха $G, кг/с$
Зал для занять	9786	0.0025	9786	0,0025	3853	2, 76

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

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

Будуємо процес обробки повітря у СКП для теплої пори року.

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

відносної вологості $\phi=90\%$ (відрізок ОП' характеризує підігрів повітря у другому нагрівачі). Точка В' характеризує стан повітря, що виходить із приміщення, та знаходиться на 1К вище по лучу процесу від точки В.

Розрахунок тепловиділень у залі взимку

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

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

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

$$G_x = 2.76 \text{ кг/с}$$

Розрахунок тепловиділень від огорожуючих конструкцій

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

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

де $F_{ст}$ – площа стін, м^2 ;

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

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

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

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

де $F_{пер}$ – площа перегородки, м^2

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

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

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

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

де $F_{ок}$ – площа вікон, м^2 ;

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

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

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

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

Розрахунок вологовиділень від різних джерел

Тепловиділення від людей.

$$Q^3_{л} = Q^л_{л}, \text{ Вт} \quad (3.24)$$

$$Q^3_{л} = 3480 \text{ Вт}.$$

Тепловиділення від освітлення

$$Q^3_{осв} = Q^л_{осв} + Q^{местное}_{осв}, \text{ кВт} \quad (3.25)$$

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

Повний теплоприплив

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

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

Повний вологоприплив

$$W^3_{пол} = W^л_{пол}, \text{ кг/с} \quad (3.27)$$

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

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

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

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

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

Визначаємо тепловологісну характеристику

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

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

Розрахунок решти приміщень зведено до таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 - Підсумки розрахунків тепловтрат.

кімната	суммарний Тепло- приток (лето) $Q_{\text{пол,кВт}}$	Суммарни е Влагови деления (лето) $W_{\text{пол,кг/с}}$	Суммарни й тепло- приток (зима) $Q_{\text{пол,кВт}}$	Суммарни е Влагови деления (зима) $W_{\text{пол,кг/с}}$	Тепло- влажн. Хар-ка (лето) $\varepsilon, \text{кДж/кг} \cdot \hat{E}$	Массовий Расход Воздуха $G, \text{кг/с}$
Зад для заеять	9786	0.0025	9786	0,0025	3853	2,76

Будуємо процес обробки повітря у СКП для холодної пори року.

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

4. ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Підбираємо сім припливних установок, що складаються з:

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

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

Мета аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення полягає :

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

При розрахунку систем розподілення повітря потрібне виконання таких умов:

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

По кожній розраховуваній системі задаємося такими вихідними даними:

- максимальна швидкість повітря, що допускає на окремих ділянках;

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

4.1. Розрахунок системи розподілу повітря

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

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

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

(4.1)

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

Для системи П2-П5:

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

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

для системи П2-П5:

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

$$L_2^n = 1,04 \cdot 8400 = 8852 \text{ м}^3 / \text{г}$$

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

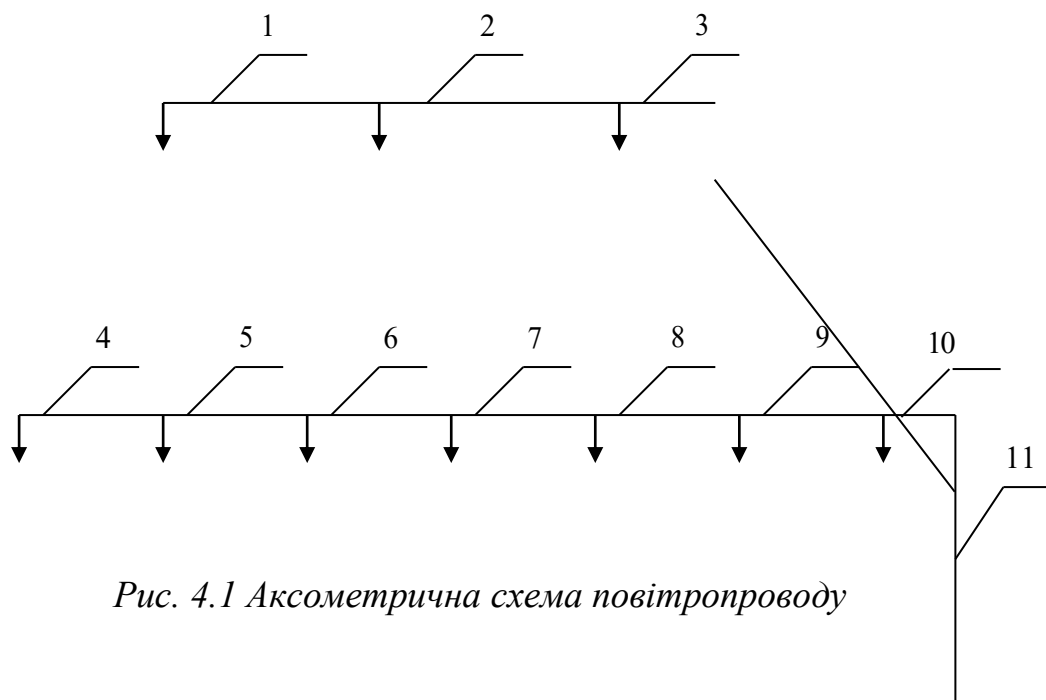


Рис. 4.1 Аксометрична схема повітропроводу

4.1.2. Визначаємо площу з рівняння суцільності

$$F' = \frac{V}{v}; \text{ м}^2$$

(4.3)

де

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

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

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

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

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

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

4.1.3. Визначаємо дійсну швидкість

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

4.1.4. Визначаємо втрати тиску по довжині на ділянках мережі повітропроводу

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

де

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

l - довжина кожної ділянки повітропроводу; м

Розрахунок питомих втрат по довжині виконаємо за формулою :

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

де λ коефіцієнт опору на тертя

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

Re – число Рейнольдса

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

γ – в'язкість повітря, м²/с

4.1.5. Визначаємо втрати тиску в місцевих опорах

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

де

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

ρ - щільність повітря; кг/м

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

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

4.1.6. Обчислюємо загальні втрати на ділянках мережі воздуховода

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

Всі розрахунки зводимо в таблицю № 4.1

№	$\omega, \text{м/с}$	$L, \text{м}^3/\text{ч}$	$F, \text{м}^2$	$d, \text{м}$	$d', \text{м}$	$\omega', \text{м/с}$	Re	λ	$l, \text{м}$	$\Delta P_{\text{тр}}, \text{Па}$	ζ	$\Delta P_o, \text{Па}$
1	3,5	800	0,063	0,284	0,280	3,6	67133	0,021	3	0,49	4	35,78
2	3,6	1600	0,123	0,396	0,400	3,5	93986	0,019	3	0,31	0	0,31
3	3,5	2400	0,188	0,490	0,500	3,4	112783	0,019	9	0,68	0,33	3,29
4	3,4	800	0,065	0,289	0,280	3,6	67133	0,021	2	0,33	4	35,62
5	3,6	1600	0,123	0,396	0,400	3,5	93986	0,019	2	0,21	0	0,21
6	3,5	2400	0,188	0,490	0,500	3,4	112783	0,019	2	0,15	0	0,15
7	3,4	3200	0,262	0,577	0,560	3,6	134266	0,018	2	0,14	0	0,14
8	3,6	4000	0,308	0,626	0,630	3,6	149184	0,017	2	0,12	0	0,12
9	3,6	4800	0,374	0,690	0,710	3,4	158849	0,017	2	0,10	0	0,10
10	3,4	5600	0,462	0,767	0,800	3,1	164475	0,017	2	0,08	0	0,08
11	6,0	8000	0,370	0,687	0,710	5,6	264749	0,016	8,1	0,60	2,3	46,42
												122,2 1

4.1.7. Підбір вентиляторного агрегату

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

$$\Delta P_c = \Delta P_{\text{кон}} + \Delta P_{\text{ш.зл}} + \Delta P_o; \text{Па}$$

(4.10)

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

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

ΔP_o – втрати напору в повітропроводі; Па

Втрати напору в кондиціонері визначаються за формулою :

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

де

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

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

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

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

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

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

Загальні втрати у мережі :

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

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

$n = 1120 \text{ об/мин}$

4.2. Аеродинамічний розрахунок системи повітроводів

$$L_{\text{участок}\#1} = \frac{L_1^{\text{II}}}{8} = \frac{8852}{8} = 1077 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (4.11)$$

Задаємось швидкістю повітря $V = 7 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

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

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

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

Знайдемо площу перетину:

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

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

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

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

$$V_{\text{в.факт}} = \frac{1077}{0.031 \cdot 3600} = 9.6 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$\text{Re} = \frac{V_{\text{в.факт}} \cdot d_{\text{экв}}}{\nu} = \frac{9.6 \cdot 0.2}{0.000156} = 12,307 \quad (4.16)$$

де $d_{\text{экв}} = d$

ν - 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:

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

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в.факт}}^2}{2} = \frac{1.2 \cdot 9.6^2}{2} = 55,296 \quad (4.18)$$

Величину параметра R визначимо:

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

Втрати тиску по довжині повітроводів визначаються:

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

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\zeta} = \zeta \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{реш}} = 0.3 \cdot 55,296 + 17 = 22,8 \quad (4.21)$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно $\xi = 0.24$; - 2
- конфузор $\xi = 0.25$.

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

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

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії Арктос Україна.

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи П1. Приймаємо розподільник повітря марки ВМС – вентиляційні решітки з вертикальними подвижними пластинами ,розміром 400*150 ,у якого площа живого січення дорівнює $f=0,06 \text{ м}^2$. При рівні звукової потужності: $L_A \leq 35 \text{ дБ}$, далекобійність струменя приточування $L_{\text{струменя}} = 4-10 \text{ м}$ в залежності від необхідної швидкості в приміщенні v =від 0,5-0,2 відповідно. Падіння повного тиску через який складає: $\Delta p=17 \text{ Па}$.

Розрахунок решти гілок магістралі зведено у додаток 2, таблиці 1-2.

Таблиця 4.1 - Характеристика вентиляторних систем

Позначення систем	Вентилятор			Електродвигун		
	Тип	L, м³/ч	P, Па	Тип	N, кВт	n, об/хв
П1	RK 200x200	8286	250	IP44	1,78	1200
B2	RK 600x300	1800	280	IP44	0,158	2500
B3, B5, B7, B9	RK 500x250	1100	260	IP44	0,3	2420
B4, B6, B8, B10	RK 600x300	1800	260	IP44	0,5	915
B11	СК 250С	860	220	IP44	0,1	2480
B12	СР-2-S	2200	180	IP44	0,7	1300

5. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

5.1 Підбір каналного кондиціонера

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max} = 2,76 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера:

$$L_{\kappa\partial} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_v} = \frac{3600 \cdot 2.76}{1,2} = 9000 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (5.1)$$

для виставкового залу № 1

Повна корисна продуктивність кондиціонера з врахуванням протічок в мережі повітроводів :

$$L_{\kappa\partial}^{новн} = L_{\kappa\partial} \cdot 1,04 = 9013 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (5.2)$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Підбираємо каналні кондиціонери, фірми Mitsubishi-electric :

-для системи K1-Mitsubishi - electric MXZ - 8A140VA ,

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\kappa\partial} = \frac{\rho_v \cdot L_{\kappa\partial}^{новн}}{3600} = \frac{1,2 \cdot 8286}{3600} = 9,3 \text{ кг/с} , \quad (5.3)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів

5.2 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_{зов} = -18^{\circ}\text{C}$, $t_{к} = 10^{\circ}\text{C}$, витрати повітря $G_{\text{в}} = 8286 \text{ м}^3 / \text{год}$, початкова та кінцева температура теплоносія $t_1 = 110^{\circ}\text{C}$, $t_2 = 70^{\circ}\text{C}$.

Приймаємо повітрянагрівач кондиціонера Mitsubishi - electric MXZ-8A140VA площа фронтального перетину 0.96 м^2 .

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

$$v\rho = \frac{G_{\text{в}}}{3600 \cdot F_f} \quad (5.4)$$

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

$G_{\text{в}}$ – витрата повітря, $\text{кг} / \text{с}$;

$$v\rho = \frac{9000}{3600 \cdot 0.96} = 2.39 \text{ кг} / (\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

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

де $C_{\text{в}}$ – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1,006 \cdot 2,762 \cdot (10 - (-23)) = 25490 \text{ Вт}$$

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

$$G_{\text{в}} = \frac{3,6 \cdot Q}{c_{\text{в}} \cdot (t_1 - t_2)} \quad (5.6)$$

де $C_{\text{в}}$ – теплоємність води;

$$C_{\text{в}} = \frac{3,6 \cdot 25490}{(4.187 \cdot (110 - 70))} = 547 \text{ кг} / \text{год}$$

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

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

Загальна кількість трубок:

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

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

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

Приймаємо $p = 1$; при $H_{mp} = 0,6$ м, загальна кількість трубок:

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

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

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

де f_w – площа живого перетину мідної трубки м^2 ;

Приймаємо швидкість руху води в трубках $w = 1,8$ м/с.

Тоді

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

Приймаємо $m = 2$ та визначаємо число ходів

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

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

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

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

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

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

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

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

$$k = 23.11 \cdot (2.39)^{0.37} \cdot 1.8^{0.18} = 35.46 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$$

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

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

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

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

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

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

Аеродинамічний опір повітронагрівача:

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

де B, m –емпіричні коефіцієнти;

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

Гідравлічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot l_{хода} \cdot w^{1.69} \quad (5.15)$$

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

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

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

труби застосовується конструктивний метод розвитку зовнішньої поверхні тепловіддачі до повітря методом зовнішнього оребрення трубок.

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

Вихідні дані:

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

Визначаємо кількість теплоти, необхідну для нагріву повітря:

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

де $G = 2,9\text{ кг/с}$ – витрата припливного зовнішнього повітря яке нагрівається;

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

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

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

Розраховуємо масову витрату теплоносія:

$$G_w = \frac{G \cdot c_p \cdot (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})}{c_w \cdot (t_{\text{wвх}} - t_{\text{wвых}})}, \text{ кг/с}, \quad (5.17)$$

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

$t_{\text{wвх}}, t_{\text{wвых}}$ - початкова та кінцева температура гарячої води на вході та виході з теплообмінника, $^{\circ}\text{C}$.

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

При виборі режимів нагріву повітря необхідно оцінити енергетичну доцільність прийнятих рішень. Для такої оцінки рекомендується використовувати метод термодинамічної ефективності процесів. Відносно до режимів нагріву в теплообміннику з нескінченно-розвиненою поверхнею

нагріву $F_H = \infty$ повітря з початковою температурою t_{BX} і початковою температурою гарячої води t_{WBX} , максимально-можливий нагрів витрати повітря при теплоємності c_p визначається виразом:

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

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

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

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

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

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

Визначаємо показник співвідношень теплоємностей потоків:

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

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

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

Знаходимо потрібну поверхню теплообмінника:

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

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

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника:

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

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

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

Величина аеродинамічного опору визначається за формулою:

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

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

ν - швидкість руху повітря;

m – показник ступеня [12];

ω - швидкість руху води.

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

Гідравлічний опір при проходженні води по трубкам теплообмінника:

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

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

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

5.3. Розрахунок повітряного фільтру

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

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

У кишенькових фільтрів поверхню фільтруючого матеріалу збільшено шляхом його кишенькового розташування. Це дозволяє значно збільшити фронтальний перетин і поверхню фільтра для проходження через нього

повітря, що очищається. Розвиток фільтрувальної поверхні дає можливість знизити питомі повітряні навантаження на фільтр.

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

Ступінь очищення повітря від пилу оцінюється показником ефективності очищення:

$$A_M = \left(\frac{C_{вх} - C_{вих}}{C_{вх}} \right) \cdot 100\% \quad (5.26)$$

Концентрація пилу в припливному зовнішньому повітрі на вході до фільтру $C_{вх}$, мг/м³, характеризує початкову запиленість.

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

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

$$C_{вых} = C_{вх} - \frac{A_M \cdot C_{вх}}{100}, \text{ мг / мг}^3, \quad (5.27)$$

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

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник питомого навантаження :

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

де F_{ϕ} – фронтальна поверхня фільтруючого матеріалу, м².

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

Визначаємо час роботи фільтру:

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

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

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

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

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

Тривалість у робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів:

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

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

5.4 Розрахунок парового зволожувача

Розрахунок парового зволожувача зводиться до наступного.

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

Розраховують витікання водяної пари з отворів у зволожувальний трубі в повітряний потік при перепаді тисків від $p_2 = 0,103$ до $p_3 = 0,098$ МПа.

Розраховуємо витрату пару :

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

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

$$(5.30)$$

Необхідна площа отворів (мм²)

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

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

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

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

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

- висота парових трубок:

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

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

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

- сумарна довжина парової трубки:

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

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

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

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

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

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

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

ділянка асиміляції пара повітрям (SAD):

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

5.5 Розрахунок повітроохолоджувача

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

Процес охолодження і осушення повітря в повітроохолоджувачі протікає в наступній послідовності: у перших рядах по ходу повітря охолоджується при постійному вологовмісті ; найбільш інтенсивне охолодження повітря відбувається в нижній частині оребрення, в місцях, де ребра примикають до поверхні трубок, в тих рядах повітроохолоджувача, де охолоджене повітря зустрічається з поверхнею оребрення, що має температуру нижче за точку роси потоку повітря, починається процес конденсації вологи з повітря; найбільша конденсація вологи матиме місце в останніх рядах повітроохолоджувача. По висоті ребра інтенсивність вологовипадіння при осушенні повітря буде різною. Найбільша інтенсивність випадання вологи має місце в підставі ребра і знижується по його висоті. На

виході з повітроохолоджувача при перемішуванні частини охолодженого повітря і частини осушеного повітря в підстави обребрення, отримуємо суміш з відносною вологістю порядку 90 %.

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

Вихідні дані для розрахунку:

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

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

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

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

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

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

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

$S_p = 0.003 \text{ м}$ – крок ребра;

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Коефіцієнт живого перетину:

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

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

Швидкість повітря у фронтальному і вузькому перетинах:

$$\omega_{B.H.} = 1,5..3 \text{ м/с},$$

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

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

Звідси $\omega_B = 0,855 \text{ м/с}.$

Площа фронтального перетину:

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

де γ_B - щільність повітря при початкових параметрах;

$$f'_B = \frac{2,76}{1.05 \cdot 0.855} = 3,07 \text{ м}^2$$

Ентальпія повітря на виході з повітроохолоджувача:

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

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

Знаходимо коефіцієнт вологовипадіння :

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

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

$$t_{\text{ср.}} = 0,5 \cdot (t_{\text{в1}} + t_{\text{в2}}) = 0,5 \cdot (25 + 13) = 19^{\circ}\text{C}, \quad (5.45)$$

$$C_{\text{в1}} = 1,0061 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{K})$$

$$\xi_{\text{н}} = \frac{57 - 46.5}{1.006(25 - 13)} = 0.86$$

Температурний натиск:

$$\theta_{\text{н}} = \frac{t_{\text{в1}} - t_{\text{в2}}}{2.3 \lg \frac{t_{\text{в1}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{в2}} - t_{\text{н}}}}, ^{\circ}\text{C} \quad (5.46)$$

$$\theta_{\text{н}} = \frac{26 - 16}{2.3 \lg \frac{26 - 11}{16 - 11}} = 4.94^{\circ}\text{C}$$

Необхідна поверхня теплообміна:

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

$$F_{\text{н}} = \frac{10^3 \cdot 16.75}{23 \cdot 0.68 \cdot 4.94} = 216.8 \text{ м}^2$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

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

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

$$B = \frac{2 \cdot 23 \cdot 0.68}{0.0003 \cdot 45} = 2317.037 \text{ м}^{-2}$$

$$E_p = \frac{th(0.01 \sqrt{2317.037})}{0.01 \cdot \sqrt{2317.037}} = 1.064 \quad (5.50)$$

Коефіцієнт ефективності ребристої поверхні:

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

$$E_n = 0,63$$

Питоме теплове навантаження на внутрішню поверхню повітроохолоджувача:

$$q_{Fa} = \beta \cdot \alpha_n \cdot \xi \cdot \theta_n, Bm / m^2$$

(5.52)

$$\beta = 16,9;$$

де β - міра обребрення,

$$q_{Fa} = 16.9 \cdot 23 \cdot 0.68 \cdot 4.94 = 1305.7 Bm / m^2$$

Температура кипіння фреону:

$$t_0 = 9^\circ C$$

Температура конденсації :

$$t_k = 26 + 10 = 36^\circ C$$

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

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

Точку 4 знаходимо по величині ентальпії:

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

Витрата фреону:

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

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

Оптимальна масова швидкість фреону:

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

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

Витрата фреону через трубку:

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

$$G_a = 0,785 \cdot 0.01^2 \cdot 107.98 = 0.008 \text{ кг} / \text{с}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від трубок до киплячого фреону:

$$\alpha_a = A \cdot q_{Fa}^{0.6} \cdot (\omega_a \rho_a)^{0.2} \cdot d_{en}^{-0.2}, Bm / m^2 \quad (5.59)$$

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

Повний температурний натиск:

$$\theta = \frac{t_{B1} - t_{B2}}{2.3 \lg \frac{t_{B1} - t_0}{t_{B2} - t_0}} \quad (5.60)$$

$$\theta = \frac{26 - 16}{2.3 \lg \frac{26 - 10}{16 - 10}} = 7.8$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \cdot \xi_n \cdot F_n} + \frac{1}{\alpha_a} \cdot \beta}, Bm / m^2 K \quad (5.61)$$

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{23 \cdot 0.68 \cdot 216.8} + \frac{1}{2892} \cdot 16.9} = 162.9 Bm / m^2 K$$

Знаходимо необхідну поверхню теплообміну:

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

$$F_n = \frac{16.75}{10^{-3} \cdot 162.9 \cdot 7.8} = 13.18 m^2$$

Поверхня теплообміну одного ряду трубок:

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

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

Число рядів трубок по ходу повітря:

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

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

Уточнюємо поверхню теплообміну:

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

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

Осушуюча здатність повітроохолоджувача:

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

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

5.6 Розрахунок повітряного кишенькового фільтру

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

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

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

Міра очищення повітря осі пилу оцінюється показником ефективності очищення

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

Концентрація пилу в припливному зовнішньому повітрі на вході у фільтр $C_{ex}, \text{мг} / \text{м}^3$ характеризує початкову запиленість.

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

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

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

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

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

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

де F_{ϕ} – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, м^2 ;

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

Обчислюємо час роботи фільтру

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

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

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

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

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

Тривалість в робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

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

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

5.7 Розрахунок системи шумоглушіння

У системах кондиціонування повітря і вентиляції, на нагнітаючій і всмоктуючій сторонах системи повітророзподільника найчастіше встановлюються шумоглушники. Джерелом аеродинамічного шуму є

вентиляційні установки. Крім того, шум створюється під час руху повітря в повітроводах, каналах і розподільників повітря. Спектр аеродинамічного шуму вентиляторних установок складається майже з усіх частот діапазону від 63 до 8000Гц. Акустичний розрахунок системи розподілу повітря проводиться по кожній октаві частот. Система шумоглушіння проектується за максимальним значенням необхідної довжини шумоглушника .

Мета акустичного розрахунку системи шумоглушіння полягає у визначенні :

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

Загальний рівень звукової потужності аеродинамічного шуму вентилятора для всмоктуючої боку .

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

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

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

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

σ - поправка на режим роботи вентилятора (дБ).

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

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

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

де ΔL_1 поправка, що враховує розподіл звукової потужності вентилятора за октавними смугах, дБ, і яка приймається в залежності від типу вентилятора і частоти обертання ;

ΔL_2 поправка, що враховує акустичне вплив приєднання повітровода до вентилятора, дБ ;

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

$$L_{p.6}^{125} = 79.3 - 1.5 + 2 = 79.8, (\partial B);$$

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

$$L_{p.6}^{500} = 79.3 - 9 + 0 = 70.3, (\partial B);$$

$$L_{p.6}^{1000} = 79.3 - 8 + 0 = 71.3, (\partial B);$$

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

$$L_{p.6}^{4000} = 79.3 - 4.5 + 0 = 74.8, (\partial B);$$

$$L_{p.6}^{8000} = 79.3 - 4 + 0 = 75.3, (\partial B);$$

Визначаємо октавні рівні звукового тиску, створюваного одним джерелом шуму.

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

де B – постійна приміщення з джерелом шуму в даній октавній смузі;
 Δ - поправка на розташування джерела (звуку) шуму.

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

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

де B_{1000} – постійна приміщення на частоті 1000 Гц;
 μ - постійний частотний множник.

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

$$L_z = 10 \lg 350 - 0 - 6 = 19.5, (Дб)$$

$$L_{и.ш.п.} = 10 \lg n + 5 = 23.5, (Дб)$$

де n – загальне число прийнятих у розрахунках джерел шуму,

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

Результати розрахунків для кожної середнегеометрической частоти октавних смуг.

№	визнач. величина	Середньоегеометрична частота, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	L'	41	41	41	41	41	41	41	41
2	ΔL_1	1	1.5	6	9	8	6	4.5	4
3	ΔL_2	6	2	0.5	0	0	0	0	0
4	$L_{р.общ.}$	79.3	100	100	100	100	100	100	100
5	$L_{доп.окт.}$	78	70	60	55	50	45	42	40
6	$L_{п}$	19.44	19.44	19.44	19.44	19.44	19.44	19.44	19.44
7	$L_{и.ш.п.}$	23.5	23.5	23.5	23.5	23.5	23.5	23.5	23.5
8	$\Delta L_{зл.тр.}$	31.13	39.13	49.13	54.13	59.13	64.13	62.13	64.0

Визначаємо кількість пластинчастих шумоглушників:

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

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

де E – ефективність прийнятого шумоглушника;

Приймаємо число шумоглушників 5 шт.

Визначаємо гідравлічний опір шумоглушника

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

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

λ - коефіцієнт тертя, Bm / m^2 ;

L - довжина глушника, m ;

ρ - щільність повітря, kg / m^3

$d_{гг}$ - гідравлічний діаметр каналу пластинчастого глушника, m .

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

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

де A - відстань між пластинами, m ;

H - висота глушника, m .

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

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

6. ВИБІР СХЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ

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

Літній режим

При запуску системи відкриваються повітряні заслонки, запускаються припливний та витяжний вентилятори. Далі зовнішнє повітря проходить через фільтр. Датчиком перепаду тиску 4 контролюється степінь забруднення фільтра і у разі перепаду тиску вище встановленої норми, подається сигнал

на вимкнення системи і загорається аварійна лампочка на щиті. Далі повітря охолоджується в камері зрощення. Регулювання параметрів повітря здійснюється за допомогою датчика 10, встановленого після камери зрощення. Цей датчик через регулятор 13 підтримує витрату води так, щоб забезпечити процес $H_{\text{л}} - \Pi'_{\text{л}}$. Регулятор 22, датчик якого 21 розташований після другого повітрянагрівача, регулює продуктивність повітрянагрівача, нагріваючи повітря до t_{III} . Таким чином, в теплий період необхідний стан повітря приточування досягається терморегуляторами 13 і 22.

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

Зимовий режим

Процес в приміщенні проходить по лінії ($\Pi_3 - B_3$). Мінімальні витрати по підтриманні параметрів повітря в приміщенні відповідає $t = 20^\circ\text{C}$ і мінімальній вологості $\phi = 35\%$. Визначаємо параметри точки Π (приплив). $t_{\text{п}} = 18^\circ\text{C}$, $d_{\text{п}} = 4,2 \text{ г/кг}$, $\phi_{\text{п}} = 30\%$.

У холодний період зовнішнє повітря з параметрами H_3 необхідно довести до точки T . Для цього зовнішнє повітря нагрівається в повітрянагрівачі до точки T , до $t=10^\circ\text{C}$, для того щоб не відбулося замерзання конденсату в потоці витяжного повітря при проходженні його через повітрянагрівач 2-го підігріву, це досягається регулюючим клапаном 14, за допомогою датчика 13. Далі припливне повітря нагрівається в повітрянагрівачеві від витяжного повітря до точки T^* , температура цієї точки не буде постійною, тому потім зовнішнє повітря нагрівається в другому повітрянагрівачі до фіксованої $t=22,5^\circ\text{C}$ до точки Π , це досягається регулюючим клапаном 17, за допомогою датчика 16. Потім зволожується по ізотермі (лінія $H_3^3 - \Pi_3$) до $t=18^\circ\text{C}$, а потім подається в приміщення (процес $H_3 - H_3^1 - H_3^2 - \Pi_3 - B_3$).

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 конденсатора та ін.), автоматичне перемикання режимів в процесі експлуатації теплового насоса;
- 2) регулювання холодопродуктивності в режимі холодильної машини, настроювання системи на задані параметри роботи;
- 3) контроль і забезпечення безпеки установки, діагностика несправностей, сигналізація аварійних режимів і блокування.

Перша група завдань включає:

- 1) пуск і зупинка агрегатів із запуском компресора з мінімальним навантаженням і в безпечному режимі, а також з дотриманням тимчасових інтервалів, що забезпечують оптимальну роботу холодильної машини;
- 2) послідовне включення окремих ступенів потужності для інверторних компресорів, щоб зменшити пускові струми і забезпечити захист електродвигуна від перевантаження;
- 3) узгоджений пуск і відключення окремих елементів системи: включення нагрівачів картера в поршневих компресорах при відключенні останніх;

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

До завдань другої групи належать:

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

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

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

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

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

Третя група завдань забезпечує:

- визначення і індикація експлуатаційних параметрів;

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

- кодова діагностика несправностей, контролюються наступні параметри;

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

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

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

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

- перевантаження двигуна компресора, вентилятора конденсатора, плавкі запобіжники для малих моделей і автоматичні вимикачі з магнітними розчіплювачами для великих в електричній схемі управління двигуном компресора;

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

7. ОХОРОНА ПРАЦІ

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

Для забезпечення безпеки конкретною діяльністю мають бути вирішене три завдання.

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

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

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

Забезпеченням безпеки життєдіяльності людини (робітника, обслуговуючого персоналу) займається «охорона праці».

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

Токсичність робочої речовини

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

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

Гранично допустима концентрація на робочому місці
ПДК = 1000 ppm.

Температура самозаймання, 733 ° C.

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.

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

Температура кипіння $t_{\text{кип}} = +8^{\circ}\text{C}$, $\text{ПДК}_{\text{ср}} = 0,003 \text{ мг/м}^3$, $\text{ПДК}_{\text{кр}} = 0,5 \text{ мг/м}^3$.
Погано розчиняється у воді.

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

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

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

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

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

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проекрованої установки

При розміщенні проекрованої установки необхідно забезпечити: зручність монтажу, обслуговування і ремонту установки і її елементів, компактність розташування устаткування, що дозволяє скоротити площу для його установки і протяжність трубопроводів; можливість реконструкції і

розширення без тривалої зупинки устаткування; дотримання вимог техніки безпеки і протипожежного захисту.

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

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

Електробезпека

Електробезпека - система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливої і небезпечної дії електричного струму. Небезпека електричного струму на відміну від інших небезпек посилюється тим, що людина не в змозі без спеціальних приладів виявити напругу дистанційно, а також швидкоплинність поразки - небезпека виявляється, коли людина вже уражена. Аналіз смертельних нещасних випадків показує, що на долю поразок електричним струмом доводиться на виробництві до 40%, в енергетиці - до 60 % ; велика частина поразок (до 80 %) відбувається в електроустановках напругою до 1000 В (110- 380 В).

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

електричним струмом: місцеві електричні травми (електротравми) і електричний удар.

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

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

Електробезпека устаткування

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

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

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

2) Приміщення з підвищеною небезпекою - сирі, з $\phi > 75\%$, температурою повітря більше 30°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:

$$\rho_p = \rho_\phi \cdot y, \quad (7.1)$$

де ρ_ϕ – фактичний питомий опір ґрунту (для чорнозому дорівнює 30 Ом·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 $d=0,045$ м.

Вертикальні заземлювачі розташовуємо в ряд.

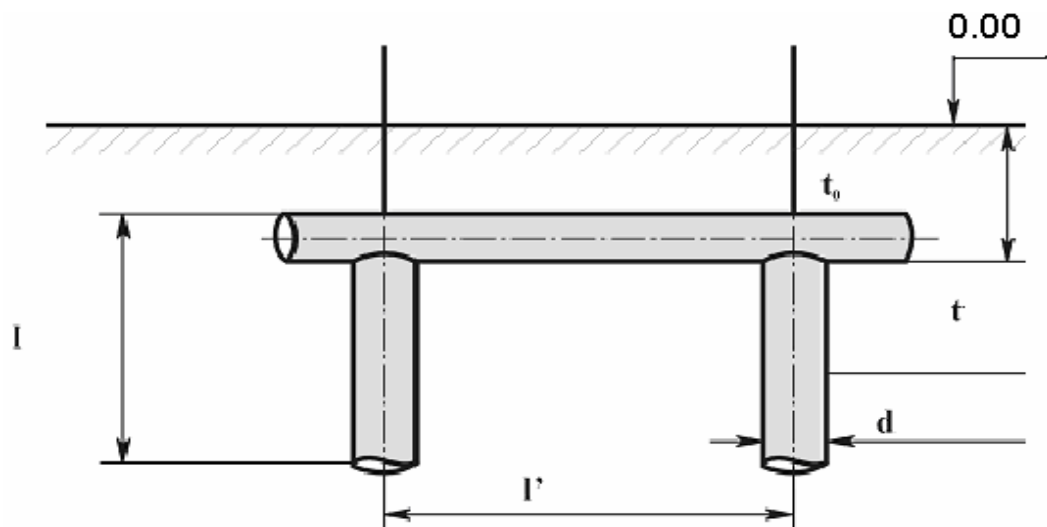


Рисунок 8.1 – Схема розташування заземлювача

Рядна система розподілу вертикальних заземлювачів.

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

$$L=l'/2, \text{м} \quad (7.2)$$

$$L = 5/2 = 2,5 \text{ м}$$

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

$$t = l/2 + t_0, \text{м} \quad (7.3)$$

$$t = 2,5/2 + 0,5 = 1,75 \text{ м}$$

Опір одного вертикального заземлювача визначимо по формулі:

$$R_o = \rho_p / (2 \cdot p \cdot l) \cdot (\ln(2 \cdot l/d) + 1/2 \cdot \ln((4 \cdot t + l)/(4 \cdot t - l))), \quad (7.4)$$

Тоді

$$R_o = 45 / (2 \cdot 3,14 \cdot 2,5) (\ln(2 \cdot 2,5/0,045) + 1/2 \ln((4 \cdot 1,75 + 2,5)/(4 \cdot 1,75 - 2,5))) = 14,6 \text{ Ом}$$

Необхідну кількість вертикальних заземлювачів визначаємо по формулі

$$n = R_o / R_{\text{тр}}, \quad (7.5)$$

де R_o – опір одного вертикального заземлювача;

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

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

В результаті отримуємо: $n = 14,6/4 = 3,65$

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

Тепер визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{\text{св}} = R_o / (n' \cdot h_v), \quad (7.6)$$

де R_o - опір одного вертикального заземлювача;

n' – число заземлювачів;

h_v – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів

вибираємо $h_v=0,83$. Тоді

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

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

$$L = (n' - 1) \cdot l', \text{ м} \quad (7.7)$$

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

Опір сполучної смуги знаходимо по формулі:

$$R_{\pi} = \rho_p / (2 \cdot p \cdot L \cdot h_r) \cdot \ln(L^2 / (d \cdot t_o)), \quad (6.8)$$

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

Тоді

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

Опір всієї системи визначається вираженням:

$$R_c = R_{\pi} \cdot R_{св} / (R_{\pi} + R_{св}), \quad (7.9)$$

де R_{π} – 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

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 °C 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.

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 типа 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 116 м² -дорівнює 2 болон по 5л;
- 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 .

$$n = S/S' = \frac{116}{12} = 9.7 \quad (7.10)$$

Приймаємо n=10

Визначимо витрату води на пожежогасінню для розеток:

$$G = n \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 10 \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 1080 (м^3/ч) \quad (7.11)$$

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

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.

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

Розрахуємо систему освітлення приміщення пультової.

Вихідні дані для розрахунку:

Довжина - 4 м, ширина - 2 м, висота - 3 м.

Для освітлення даного приміщення вибираємо люмінісцентні лампи.

Площа приміщення:

$$S = a \cdot b = 4 \cdot 2 = 8 \text{ (м}^2\text{)} \quad (7.12)$$

Висота світильника над робочою зоною :

$$H_{\text{раб}} = H - h_{\text{раб}} = 3 - 0,8 = 2,2 \text{ (м)} \quad (7.13)$$

Відстань між центрами світильників:

$$\frac{L_k}{H_{\text{раб}}} = 1,4 \text{ – коефіцієнт для люмінісцентних ламп.}$$

$$L_k = 1,4 \cdot 2,2 = 3,08 \text{ (м)}$$

Приблизне число світильників:

$$N = \frac{S}{L_k^2} = \frac{8}{3,08^2} = 0,84 \quad (7.14)$$

Приймаємо приблизно $N=1$.

Визначаємо світловий потік світильника:

$$\Phi_{\text{л}} = \frac{100 \cdot E_{\text{н}} \cdot S \cdot z \cdot K}{N \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 200 \cdot 8 \cdot 1,1 \cdot 1,4}{1 \cdot 41} = 6010 \text{ (лм)}. \quad (7.15)$$

Приймаємо до установки лампи ЛБ40 в кількості $n = 2$ шт., кожна з яких має світловий потік $\Phi_{л2} = 3120$ лм.

Визначаємо відхилення світлового потоку :

$$\Delta\Phi = \frac{\Phi_{л2} - \Phi_{л1}}{\Phi_{л2}} = \frac{(3120 \cdot 2) - 6010}{3120 \cdot 2} \cdot 100\% = 3,6\% \quad (7.16)$$

Нарешті, визначимо потужність освітлювальної системи:

$$P = n \cdot N \cdot P_i \quad (7.17)$$

У цій формулі n - кількість світильників прийнята;

N – Приблизне число світильників; P_i – потужність однієї лампи (для світильників ЛБ40 $P_i = 40$ Вт). Тоді $P = 2 \cdot 1 \cdot 40 = 80$ Вт

Захист від шуму і вібрації

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

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

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

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

Засоби захисту від шуму і вібрації розділяють на такі види:

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

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

матеріалів, 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 обгороджувань; ущільненням вікон, дверей, отворів і місць проходу комунікацій через конструкції, що захищають; установкою звукоізолюючих кожухів, екранів, обгороджувань і кабін. Матеріал повинен добре відображати звукові хвилі, перешкоджаючи їх поширенню.

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

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

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

Вібропоглинання забезпечують нанесенням на вібруючі поверхні обгороджувань, 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 упругодемпфируючих матеріалів.

Долікарська допомога.

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

Перша допомога при поразці електричним струмом.

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

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

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

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

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

Перша допомога при поразці хладагентами.

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

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

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

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

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

Перша допомога при опіках і обмороженні

Обморожену частину тіла обережно розтирають сухою шерстяною ганчіркою або сукниною, аби відновити кровообіг і відігріти її до нормальної температури тіла. Після почервоніння шкіри, що свідчить про відновлення кровообігу, її змащують борним вазеліном або несолоним харчовим жиром,

накладають стерильну пов'язку і вкривають пострадавшего теплим одягом або ковдрою.

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

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

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

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

Розрахунок вентиляції приміщення

Розрахувати продуктивність системи вентиляції приміщення пультовою, для однієї людини.

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

Розраховуємо об'єм приміщення по формулі:

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

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

Далі визначимо максимальну кількість робочих станцій для приміщення

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

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

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

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

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

Витрата повітря під час надходження надлишкового тепла визначається по формулі:

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

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

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

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

$t_{\text{уд}}=24^\circ\text{С}$ - температура повітря, що видаляється. Для теплого періоду року і робіт «легка 1б» температура має бути від $(22\dots24)^\circ\text{С}$;

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

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

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

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

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

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

$$Q_{\text{освещ.}}=160\text{ Вт}$$

$$Q_{\text{оборуд.}}=350\text{ Вт}$$

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

Визначаємо настановну потужність електродвигуна для вентиляції по формулі:

$$N=k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}/(3.6 \cdot \eta_{\text{вент}} \cdot \eta_{\text{прив}}), \quad (7.26)$$

де k – коефіцієнт запасу ($k= 1,05\dots1,5$);

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

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

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

$$N=1,2\cdot537\cdot300\cdot10^{-6}/(3,6\cdot0,6\cdot0,95)=0,1 \text{ кВт}$$

Приймаємо для нормальної вентиляції нашого приміщення продуктивність системи вентиляції рівну $L=537 \text{ м}^3/\text{ч}$, осьовий вентилятор потужністю $N=0,1 \text{ кВт}$. Якщо розрахунок вентиляції проводиться по декількох напрямках, за кінцевий результат береться найбільше значення

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

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

ВИСНОВКИ

Після проведення розрахунку були враховані усі особливості кондиціонування дитячо-розважального центру м.Одеса. Були підібрані та розраховані необхідні будівельні матеріали та обрано теплоізоляцію. Були розраховані і враховані усі теплопритоки які надходять у приміщення а саме: надходження теплопритоків від сонячної радіації ,теплопритоки від навколишнього середовища, теплопритоки від різних джерел, надходження вологи від людей та різних джерел. Розраховані процеси повітрообміну в офісних приміщеннях також були розраховані процеси обробки повітря у СКП у літній та зимовий період. Були розраховані повітропроводи для усіх

приміщень. Далі був проведений розрахунок обладнання для обробки повітря у СКП. Був підібраний каналний кондиціонер після чого на базі обраного каналного кондиціонера був розрахований поверхневий повітронагрівач та кишеньковий фільтр

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарєва Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря[Текст] / Н.В.Жихарєва // –Одеса: «ТЕС», 2016. – 171 с.
2. Жихарєва, Н. В Інноваційні технології кондиціонування повітря в нестационарних умовах монографія / Н. В. Жихарєва ; Одес. нац. технол. ун-т, Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ТЕС, 2022. — 264 с.
3. Лотошинська Н. Д. Технології 3D-моделювання в програмному середовищі 3ds Max з дисципліни "3D-Графіка" [Текст] : навч. посіб. / Н. Д. Лотошинська, І. В. Ізонін ; Нац. ун-т "Львівська політехніка". — Львів : Вид-во Львів. політехніки, 2020. — 216 с. :
4. Zhang Q. Development of typical year weather data for Chinese locations. [Tekst] // Q.Zhang, J.Huang, S. Lang / ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.
5. Kogut V.. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter [Tekst] / V Kogut. V.Bushmanov, N. Zhykharieva//AIP Conferenc Proceedings 2285, 030087 (2020);
6. Жихарєва Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодoовочесховища. [Текст] / Н.В. Жихарєва.// Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15. .
7. Жихарєва Н.В. Підвищення ефективності активного вентиляування при зберіганні плодoовочевої продукції [Текст] / Н.В. Жихарєва., М.Г. Хмельнюк, В.І.// Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120. .
8. Нимич Г.В. Сучасні системи вентиляції и кондиціонування повітря Нимич [Текст] / Г.В. Нимич, В.А. Михайлов, Е.С. Бондарь. // - К.: ТОВ «Видавничий будинок. Аванпост–Прим». - 2005. – 630 с. 142

9. Лабай В.Й., Тепломасообмін [Текст] / В.Й. Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
- 10.Погорелов А.І. Тепломасообмін [Текст]: Навчальний посібник для вузів.– / А.І. Погорелов Львів. –:«Новий світ-2000». – 2004. – 144 с.
- 11.Джеджула, В. В. Д 40 Вентиляція та кондиціонування громадських об'єктів : навчальний посібник / Джеджула В. В. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 71 с.
- 12.Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 36,087 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.
- 13.Методичні рекомендації ДСНС України з утримання захисних споруд (2022).
- 14.Жихарєва Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. / Н.В. Жихарєва.// Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15.
- 15.Лабай В.Й., Тепломасообмін / В.Й. Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004
- 16.Баби́ч А.І. «Системи повітряного опалення і кондиціонування». — Львів: Вид-во ЛП, 2018-216 с
- 17.Джеджула, В.В.Д 40 Вентиляція та кондиціонування громадських об'єктів: навчальний посібник/Джеджула В.В. – Вінниця: ВНТУ, 2021-237 с