

ПРОЄКТ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ РЕАБІЛІТАЦІЙНОГО ЦЕНТРУ М. ЧЕРКАСИ

Консультант: к.т.н.доц. Когут В. О

1

Рішення кафедри від 28.05.26 протокол №10
Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса – 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«___» _____ р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Парахневича Олександра Сергійовича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Проект системи кондиціювання повітря реабілітаційного центру м. Черкаси

Керівник кваліфікаційної роботи к.т.н. доц. Жихарєва Наталія Віталіївна
(прізвище, ім'я, по батькові)

Затверджена наказом ОНТУ . наказ № 499.03 від 26.09.2025 р.

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи: 28.05.2026 р

3. Вихідні дані роботи: м Черкаси , 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 обв'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. Жихарєва Н.В.		

7. Дата видачі завдання: 20.11.2025

Керівник _____ к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.
Завдання прийняв до виконання _____ Парахневич О.С.

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	24.04-26.04.26	Виконано
6.	Підбір і розрахунок холодильної машини	27.04-28.04.26	
7.	Охорона праці та навколишнього середовища	29.04-30.04.26	Виконано
8.	Економічний розділ	01.05-07.05.26	Виконано
8.	Висновки	10.05-13.05.26	Виконано

Здобувач – дипломник _____ Парахневич О.С.

Керівник роботи _____ к.т.н., доц. Жихарєва Н.В.

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 _____ Парахневич Олександр Сергійович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра Парахневича Олександра тема: Проект системи кондиціювання повітря реабілітаційного центру м. Черкаси складається з 88 стор, 7 рис, 14 табл. , список літератури з джерел 22.

В роботі розроблена сучасна система кондиціювання повітря для реабілітаційного центру, розташованого у місті Черкаси.. Результатом реалізації проекту стане створення сучасної умовної системи, здатної забезпечити комфортний та безпечний середовищ для реабілітаційного процесу та покращити якість обслуговування пацієнтів. Впровадження цієї системи сприятиме підвищенню рівня медичних послуг у реабілітаційному центрі м. Черкаси та зменшенню енергоспоживання. Це основні завдання, які полягли в основу кваліфікаційної праці. Підібрана сучасна установка AEROSMART-18 яка містить в своєму складі вискоефективні і високотехнологічні вентилятори, роторний або пластинчастий теплоутилізатори, блоки фільтрації і вбудовану систему автоматичного управління

Ключові слова: реабілітаційний центр, лікарня, системи кондиціювання, компресор, конденсатор, випарник, фільтрація, моноблок теплоприливи, холодильний агент.

ANNOTATION

Bachelor's qualification work Parakhnevych Oleksandr topic: Design of an air conditioning system for a rehabilitation center in Cherkasy consists of 88 pages, 7 figures, tables, a list of references from sources 22

..

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

Keywords: rehabilitation center, hospital, air conditioning systems, compressor, condenser, evaporator, filtration, monoblock heat pump, refrigerant.

	ЗМІСТ	Стор.
	ВСТУП	5
1	Особливості проектування медичних установ	6
2	ОСОБЛИВОСТІ ПРОЄКТУВАННЯ ЧИСТИХ ПРИМІЩЕНЬ	8
3	РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОЇ ТА ХОЛОДНОЇ ПОРИ РОКУ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	23
3.1.	Характеристика будівельних конструкцій	24
3.2.	Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря	26
3.3.	Розрахунок теплоприпливів	26
3.3.	Тепловиділення від інших джерел	30
4.	Розрахунок вологовиділень	32
4.1	Вологовиділення від людей	32
4.2	Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги	23
5.	ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ	24
6.	РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИДІЛЕНЬ ДЛЯ ХОЛОДНОГО ПЕРІОДУ РОКУ	28
7.	ЗАГАЛЬНЕ ТЕПЛО-ВОЛОГІСНЕ НАВАНТАЖЕННЯ ПРИМІЩЕННЯХ В ХОЛОДНИЙ ПЕРІОД РОКУ	30
8.	ПРОЄКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ	32
9.	ВИБІР І РОЗРАХУНОК УСТАНОВОК КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	38
9.1	Розрахунок поверхневого повітрянагрівача	38
9.2.	Розрахунок повітроохолоджувача	51
9.3	Розрахунок повітряного фільтру	53
10	РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ	56
11	ВИБІР СХЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ	67
12.	ОЦІНКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБКИ НОВОЇ ТЕХНОЛОГІЇ, НОВОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ІНШИХ ІННОВАЦІЙ	73
13	ОХОРОНА ПРАЦІ	78
	ВИСНОВКИ	85
	ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	86

					Проект СКП реабілітаційного центру м. Черкаси				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.		Парахневич			Розрахунково- пояснювальна записка		Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Жихарева						1	55
Реценз.									
Н. Контр.									
Затверд.									

ВСТУП

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

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

Метою даної роботи є дослідження та проектування системи кондиціонування повітря для чистих приміщень реабілітаційного центру при лікарні м.Черкаси .

Фактологічною базою дослідження є типи, види і різні схемні рішення систем комфортного кондиціонування повітря. В якості джерел інформації використані: підручники, методичні рекомендації, періодичні видання за спеціальністю холодильна техніка та веб-сайти фірм виробників.

Задачі дослідження. Розробити систему кондиціонування повітря чистих приміщень, що включає розрахунок параметрів кондиціонування повітря, розрахунок тепло-вологісного навантаження, підбір обладнання системи кондиціонування повітря та повітророзподілення. Розглянути охорону праці для реабілітаційного центру. Особливості систем вентиляції і кондиціонування в реабілітаційних центрах

1. Особливості проектування медичних установ

У медичних установах, до яких відносяться реабілітаційні центри , встановлення

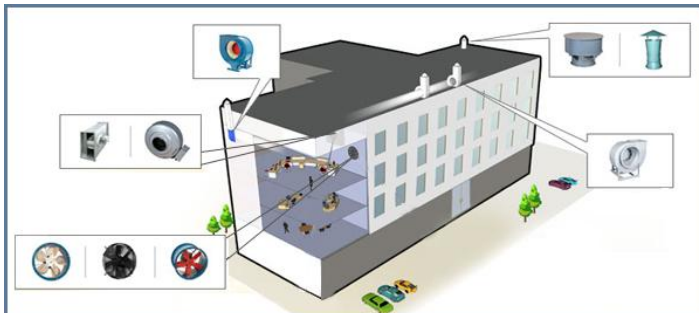


Рис.1. Система кондиціювання в лікарнях

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

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

Найбільшою складністю при проектуванні і монтажу систем вентиляції в лікарнях є те, що в одній будівлі, а часто і на одному поверсі необхідно створити зони з різним мікрокліматом, температурою і вологістю. Загальним для всієї системи вентиляції в лікарні є повна відсутність рециркуляції повітря між усіма приміщеннями, а також усередині них.

Щоб захистити від попадання інфекцій в операційні, необхідно створити систему кондиціювання повітря з надлишкового надмірного тиску вхідного повітря, він переміщається з операційної в примикають приміщення,

потім у коридор і це не дозволяє інфекції потрапити в операційну. Також іонізація повітря.

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



Рис3. Рівномірний розподіл повітря в реабілітаційному центрі

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

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

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

Нами розроблений проект системи кондиціонування реабілітаційного центру 1000м² в місті Черкаси

2. ОСОБЛИВОСТІ ПРОЄКТУВАННЯ ЧИСТИХ ПРИМІЩЕНЬ

Реабілітаційні центри у лікарнях є місцями, де пацієнти отримують комплексне лікування та відновлюють своє фізичне й психічне здоров'я після травм, операцій або хвороб. Чистота повітря і загальне гігієнічне становище приміщень у таких центрах мають вирішальне значення для запобігання поширенню інфекцій та ускладнень. Саме тому розробка та впровадження ефективних систем кондиціонування є обов'язковою умовою для успішної реабілітації пацієнтів.

В цьому вступі розглянемо основні аспекти, пов'язані з системою кондиціонування чистих приміщень у реабілітаційних центрах при лікарнях, важливість цих систем для забезпечення якості медичного обслуговування та фактори, які потрібно враховувати при їх розробці та експлуатації.

Основні принципи створення чистих приміщень

Чисте приміщення — складна й дорогоінвестиційна інженерна система. Для забезпечення заданого класу чистоти потрібен комплексний підхід, що включає:

- розробку концепції з забезпечення чистоти;
 - проектування;
 - будівництво;
 - експлуатацію.

Можна виділити кілька основних принципів створення чистих приміщень:

1. Визначення необхідного виду потоку повітря та принципів його розподілу у зонах з різними рівнями чистоти.
2. Формування потоків повітря. Забезпечення потрібної швидкості односторонніх потоків для приміщень рівнів чистоти 5 ISO і більш чистих.
3. Забезпечення необхідного балансу повітрообміну та частки зовнішнього повітря, а також кратності повітрообміну для приміщень з класами чистоти 5 ISO і меншими.

4. Забезпечення необхідного перепаду тиску між приміщеннями.
5. Використання високоефективних фільтрів і багатоступінчатої фільтрації повітря.
6. Застосування ефективних проектно-конструкційних рішень, матеріалів та обладнання.
7. Контроль параметрів повітря: концентрації частинок і мікроорганізмів, напрямків і швидкості одностороннього потоку повітря, перепаду тиску, цілісності високоефективних фільтрів, часу відновлення параметрів чистого приміщення та інших.
8. Правильна експлуатація чистих приміщень, включаючи вимоги до одягу, порядку очищення і дезінфекції.
9. Навчання персоналу, виконання вимог щодо гігієни, поведінки та переодягання.
10. Атестація чистого приміщення.

Забезпечення чистоти повітря в приміщеннях з допомогою вентиляції та кондиціонування орієнтоване на вирішення таких задач:

- захист від вірусів — приміщення операційних і палат з одностороннім і без одностороннього потоків повітря;
- захист від вірусів і навколишнього середовища — приміщення для інфекційних хворих (ізолятора).

Згідно з описом, у проекті передбачена система вентиляції для чистих приміщень класу 5 ISO і вище, яка має три ступені фільтрації попереднього (приточного) повітря та один ступінь фільтрації витяжного повітря. В системі також передбачені блоки утилізації тепла, три гучники для попереднього та витяжного повітря, а також повітропроводящий пристрій зі змінною витратою повітря.

Основні положення, які важливо врахувати при проектуванні такої системи:

1. Фільтрування повітря:

- Ступені фільтрації приточного повітря: три рівні з класами, не нижчими за F9 для забезпечення низького рівня вибіркості частинок у чистих приміщеннях.

- Витяжне повітря фільтрується на один рівень — ступінь не нижчий за клас H12-H14 для забезпечення високої чистоти.

2. Обсяг зовнішнього повітря:

- Мінімальний обсяг зовнішнього повітря на одну людину у приміщенні, що не потребує спеціальних заходів з охорони здоров'я, становить 80 м³/год.

- Для операційних та палат інтенсивної терапії цей обсяг збільшується до не менш ніж 100 м³/год.

- В приміщеннях, де використовуються засоби анестезії, мінімальний обсяг зовнішнього повітря — не менше 800 м³/год на один наркозний апарат.

- У палатах для хворих, що палають, — не менше 72 м³/год на особу.

3. Обсяг зовнішнього повітря у приміщеннях для особливих умов:

Для кімнат із застосуванням наркозних засобів: не менше 800 м³/год.

- Для палат із хворими, що палають: не менше 72 м³/год на одну людину.

4. Контроль і розрахунок витрат:

- Витрата зовнішнього повітря у операційних та палатах має визначатися з урахуванням кількості людей, обсягів циркуляції, технічних вимог та нормативів.

- Витрати повітря можуть бути змінними, залежно від потреби у підтриманні необхідних рівнів чистоти та тиску в приміщеннях.

5. Умови реконфігурації та інші особливості:

- У системі передбачені глушники для зменшення шуму, повітропроводжуча система зі змінною витратою для оптимізації роботи.

- Технології утилізації тепла дозволяють зменшити енергетичні затрати та підвищити ефективність системи.

6. Параметри дотримання стандартів:

- Реабілітаційні приміщення належать до класу 5 ISO і вище, що передбачає необхідність високої ступені чистоти повітря.

У підсумку, при проектуванні системи вентиляції важливо враховувати всі нормативні вимоги, забезпечити правильний рівень фільтрації та обсяги зовнішнього повітря відповідно до функціонального призначення

Враховуючи представлену інформацію, можна зробити кілька ключових висновків щодо систем вентиляції та кондиціювання в будівлях лікувальних закладів з виробленням та обмінами повітря.

1. Основні вимоги та функції систем вентиляції та кондиціювання в лікарнях: забезпечення мікроклімату згідно з нормативами, постачання необхідної кількості зовнішнього повітря, підтримання чистоти повітря, видалення шкідливих речовин. Це важливо для створення безпечного та комфортного середовища для пацієнтів і медичного персоналу.

2. Види систем: передбачають припливно-витяжну вентиляцію з механічним спонуканням або змішану природну витяжну з механічною припливом. Також можливі системи з різними ступенями фільтрації для видалення патогенних і патогенні матеріалів, мікробіологічних агентів, а також додаткове очищення у бактерицидних фільтрах.

3. Проектування систем: слід керуватися нормативними документами і прагнути мінімізувати капіталовкладення і експлуатаційні витрати шляхом раціонального використання вентиляційних і рекупераційних систем, правильного підбору кількості повітря та ступеня фільтрації, а також розрахунку тиску, площі поперечного перерізу та напірних характеристик.

4. Вимоги до чистоти повітря: забезпечують зняття повітря з верхньої і нижньої зон, з урахуванням витрат повітря для операційних, реанімаційних приміщень, палат інтенсивної терапії, пологових палат, відділень

новонароджених, реєстичних і радіологічних кімнат, приміщень для діагностичних процедур, а також враховують особливості технологічного обладнання.

5. Очищення повітря: повітря, що подається до операційних та інших спеціалізованих приміщень, очищується у фільтрах високої ефективності, включаючи бактерицидні та бактерицидно-віруліцидні фільтри. Відходи повітря виводяться через верхню зону і поділяються за зонами (загальна верхня зона - 40 %, нижня зона - 60 %).

6. Внутрішнє і зовнішнє повітря: зовнішнє повітря, що подається системами припливної вентиляції, очищується у фільтрах і має бути належної якості. Повітря з внутрішніх зон також обробляється і очищується, що особливо важливо у чистих приміщеннях для запобігання поширенню інфекцій.

7. Кондиціювання: обов'язково враховує показники вологості та температури, а також використання парогерераторів та інших систем для підтримки мікроклімату відповідно до нормативів. Зволоження повітря здійснюється парогенераторами, які дозволяють підтримувати нормативний рівень вологості.

8. Вихідний вентиляційний повітря: очищується в бактерицидних фільтрах, проходить через верхню і нижню зони

На заміну ДБН В.2.2-10-2001 розроблено, [18] але ще не введено, ДБН В.2.2-10-2017, де встановлені 5 класів чистоти: А, Б, В, Г і Д. Класифікація приміщень для цілей проєктування щодо вимог до чистоти повітря і кратності повітрообміну наведена в табл. 1.1.

**Класифікація приміщень для цілей проектування щодо вимог до
чистоти повітря і кратності повітрообміну [17]**

Клас чистоти	Найменування приміщень	Клас згідно з ДСТУ ISO 14644-1:2009	Рекомендована кратність повітрообміну за годину	Ступені очищення, припливні фільтри
А	Високоасептичні операційні і палати інтенсивної терапії з ламінарним потоком повітря для пересадки органів, імплантації і протезування, для операцій на відкритому серці і великих судинах та інших операцій з великим операційним полем та/або довготривалістю, палати для хворих зі значними опіками, з пониженим імунітетом і т. ін., стерильні зони лабораторій клітинних технологій.	ISO 5 (у зоні ламінарного потоку) ISO 6	За розрахунком, але не менше 15	G4+F7+F9+H14
Б	Інші операційні (у т. ч. малі, акушерські, ангіографічні, для абдомінальної хірургії і т. ін.), родові і реанімаційні зали, післяопераційні палати, палати інтенсивної терапії, у тому числі для опікових хворих, для виходжування новонароджених і недоношених дітей; ембріологічна лабораторія, чисті зони лабораторій клітинних технологій.	ISO 7	За розрахунком, але не менше 10	G4+F7+F9+H13
В	Передопераційна, наркозна та інші приміщення і коридори, що ведуть в операційні; діалізні зали; барозали, маніпуляційні, перев'язувальні і процедурні відділень реанімації та інтенсивної терапії; асистентські і фасувальні аптек; бокси мікробіологічних лабораторій (окрім перерахованих в класах А і Б); стерильні зони ЦСО.	ISO 8	За розрахунком, але не менше 6	G4+F7+F9+H11 – H13

Г	Палати для дорослих і дітей, у т. ч. післяродові, маніпуляційні, перев'язувальні, процедурні, барозали, лаборантські (окрім перерахованих в класах А, Б і В), приміщення ендоскопічної і функціональної діагностики, оглядові та інші лікувальні і діагностичні приміщення, приміщення зберігання чистих матеріалів, коридори палатних і інших лікувальних і діагностичних відділень, виробничі приміщення чистої зони ЦСО, секційні і передсекційні.	-	Стандарт ДБН	G4+F7+F9
Д	Адміністративні і технічні приміщення, коридори (окрім перерахованих в класі В і Г), туалети, душові, санітарні кімнати, приміщення для обробки і тимчасового зберігання використаних матеріалів і відходів.	-	Стандарт ДБН і відповідні норми проєктування	G4+F7 (для приміщень з організованим припливом)

У табл. 1.2 показана класифікація чистих приміщень відповідно ДСТУ ISO 14644-1:2009 «Чисті приміщення та пов'язані з ними контрольовані середовища. Частина 1. Класифікація чистоти повітря». У відповідності до стандарту чисте приміщення (чиста зона) – це приміщення (простір), у якому контролюється концентрація завислих у повітрі частинок, що побудоване і використовується так, щоб звести до мінімуму надходження, виділення і утримання частинок усередині приміщення, і яке дозволяє, за необхідності, контролювати інші параметри, наприклад, температуру, вологість і тиск. А клас чистоти – рівень чистоти щодо завислих у повітрі частинок, який застосовується до чистого приміщення або чистої зони, і виражається в термінах «Клас № ISO», що визначає максимально допустимі концентрації (частинок/м³) для заданих діапазонів розмірів частинок.

Класифікація чистих приміщень і чистих зон за ISO 14644-1:1999

Клас ISO	Гранично допустимі концентрації частинок на 1 м ³ повітря, розмір яких дорівнює чи перевищує					
	0,1 мкм	0,2 мкм	0,3 мкм	0,5 мкм	1 мкм	5 мкм
1 ISO	10	2	—	—	—	—
2 ISO	100	24	10	4	—	—
3 ISO	1 000	237	102	35	8	—
4 ISO	10 000	2 370	1 020	352	83	—
5 ISO	100 000	23 700	10 200	3 520	832	29
6 ISO	1 000 000	237 000	102 000	35 200	8 320	293
7 ISO	—	—	—	352 000	83 200	2 930
8 ISO	—	—	—	3 520 000	832 000	29 300
9 ISO	—	—	—	35 200 000	8 320 000	293 000

Позначення класу чистоти щодо завислих у повітрі частинок для чистих приміщень і чистих зон включає:

- класифікаційне число, виражене як «Клас № ISO»;
- стан чистого приміщення;
- задані розміри частинок і відповідні концентрації, де кожен заданий граничний розмір частинок знаходиться в межах 0,1–5 мкм.

Проста і наочна класифікація чистих приміщень зроблена за Федеральним стандартом США FS209D. Згідно з нею клас чистого приміщення дорівнює максимально допустимому числу частинок розміром 0,5 мкм і більше в 1 куб. футі повітря. Наприклад, в 1 куб. футі повітря приміщення класу 100 повинно бути не більше 100 частинок розміром 0,5 мкм і більше.

Відповідність класів чистоти за різними стандартами наведено в табл. 1.3.

Класифікація чистих приміщень за різними стандартами

ISO 14644-1:2015	ДСТУ ISO 14644-1: 2009 (Україна)	Стандарт FS 209D (США)
1 ISO	1 ISO	-
2 ISO	2 ISO	-
3 ISO	3 ISO	1
4 ISO	4 ISO	10
5 ISO	5 ISO	100
6 ISO	6 ISO	1000
7 ISO	7 ISO	10000
8 ISO	8 ISO	100000
9 ISO	9 ISO	-

Новий стандарт ISO 14644-1:2015 «Чисті приміщення та пов'язані з ними контрольовані середовища. Частина 1. Класифікація чистоти повітря по концентрації частинок» [13,15,16] (перероблена версія ISO 14644-1:2009) визначає класи чистоти і методи перевірки їхньої відповідності. Він рекомендується до використання всім: замовникам, проєктантам чистих приміщень, будівельникам, дослідникам, виробникам матеріалів і тим, хто експлуатує чисті приміщення.

З таблиці «Класифікація чистих приміщень і чистих зон за ISO 14644-1:2015» виключені гранично допустимі концентрації частинок для класів: 1 ISO – розміром $\geq 0,2$ мкм; 2 ISO – $\geq 0,5$ мкм; 3 ISO – ≥ 1 мкм і 5 ISO – ≥ 5 мкм. Ці зміни пояснюються малою достовірністю статистичної оцінки при невеликому числі частинок у виборці (зазвичай нижня межа 20–30 частинок). Це несуттєво для класів (1–3) ISO, але впливає на клас 5 ISO, де за Правилами GMP ЄС під час виробництва лікарських засобів треба підтверджувати відповідність вимогам для частинок розміром ≥ 5 мкм.

Класифікація чистих приміщень і чистих зон за ISO 14644-1:2015 наведена в табл. 1.4.

Класифікація чистих приміщень і чистих зон за ISO 14644-1:2015

Клас ISO	Гранично допустимі концентрації частинок на 1 м ³ повітря, розмір яких дорівнює чи перевищує					
	0,1 мкм	0,2 мкм	0,3 мкм	0,5 мкм	1 мкм	5 мкм
1 ISO	10	–	–	–	–	–
2 ISO	100	24	10	–	–	–
3 ISO	1 000	237	102	35	–	–
4 ISO	10 000	2 370	1 020	352	83	–
5 ISO	100 000	23 700	10 200	3 520	832	–
6 ISO	1 000 000	237 000	102 000	35 200	8 320	293
7 ISO	–	–	–	352 000	83 200	2 930
8 ISO	–	–	–	3 520 000	832 000	29 300
9 ISO *	–	–	–	35 200 000	8 320 000	293 000

* Клас 9 ISO задається тільки для приміщень у стані експлуатації

Методи забезпечення чистоти різними потоками повітря.

Чисті зони класу 5 ISO у високо асептичних операційних і палатах інтенсивної терапії створюються за рахунок односпрямованого потоку повітря, що проходить через високоефективні фільтри HEPA, які забезпечують фільтрацію повітря. Такі зони можуть бути створені і в інших операційних і приміщеннях для інфекційних хворих (ізоляторах). Односпрямований потік повітря не дозволяє рухатися забрудненням назустріч потоку і перешкоджає попаданню їх в зону потоку з навколишнього середовища. Чистота повітря в решті приміщень забезпечується неодноспрямованим потоком повітря, який пройшов необхідну фільтрацію.

Види захисту від забруднень.

Захист від забруднення може бути двох видів:

- загальний, коли за рахунок подачі чистого повітря забезпечується заданий клас чистоти приміщення;
- місцевий, коли чисте повітря подається у визначену зону для створення більш високого класу чистоти, ніж клас чистоти приміщення.

Місцевий захист широко використовується в операційних і палатах інтенсивної терапії.

Принципи розділення чистих приміщень.

Для розділення приміщень з різними класами чистоти використовують три принципи:

- принцип витісняючого потоку (висока швидкість потоку, низький перепад тиску);
- принцип перепаду тиску (високий перепад тиску, низька швидкість потоку);
- принцип фізичного бар'єра (ізолюючі чи бар'єрні технології).

Вибір принципу розділення приміщень здійснюється у відповідності з вимогами до цих приміщень і не розповсюджується на критичні зони з односпрямованим потоком повітря в операційних і палатах інтенсивної терапії.

Принцип витісняючого потоку. Витісняючий потік повітря напрямлений з більш чистого в менш чисте приміщення і має швидкість не більше 0,2 м/с в місцях розділення приміщень.

Принцип перепаду тиску. Тиск повітря у більш чистому приміщенні вище ніж в менш чистому. В ізоляторах та інших приміщеннях у яких є загроза виділення інфекцій у повітря, підтримується від'ємний тиск щодо відношення до навколишнього середовища. Перепад тиску повітря між суміжними приміщеннями з різними класами чистоти має бути не менше 10–15 Па, а для безперешкодного відчинення дверей – не більше 20 Па.

Принцип фізичного бар'єра. Для запобігання переносу забруднень з менш чистої зони в більш чисту створюють непроникливий бар'єр. Цей принцип використовується, наприклад, в неонатологічних відділеннях.

Основним засобом захисту від забруднення у цих приміщеннях є місцевий захист. Це дозволяє суттєво зменшити витрати у процесі створення експлуатації приміщень та забезпечити гнучкість рішень під час внесення змін у технологію операцій. Місцевий захист передбачає подачу односпрямованого вертикального потоку чистого повітря в критичні зони, якими є:

- операційний стіл;
- стіл (столи) для інструментів та матеріалів, що імплантуються, які знаходяться у відкритому вигляді;
- персонал, який приймає участь у виконанні операції, одягнений в стерильну одягу.

Ціллю місцевого захисту є запобігання попадання в рану забруднень з повітря, одягу персоналу та інше.

Площа поперечного перерізу вертикального односпрямованого потоку повітря (дифузора односпрямованого потоку повітря) має бути не менше 9 м², а швидкість односпрямованого потоку повітря в межах від 0,24–0,3 м/с. З огляду на значну витрату повітря для формування односпрямованого потоку з ціллю економії використовують місцеву рециркуляцію повітря. Проте використовується тільки повітря приміщення, або до нього добавляється визначена доля зовнішнього повітря, за умови їх знезараження з ефективністю інактивації мікроорганізмів і вірусів не менше 95 % (рис. 1.1).

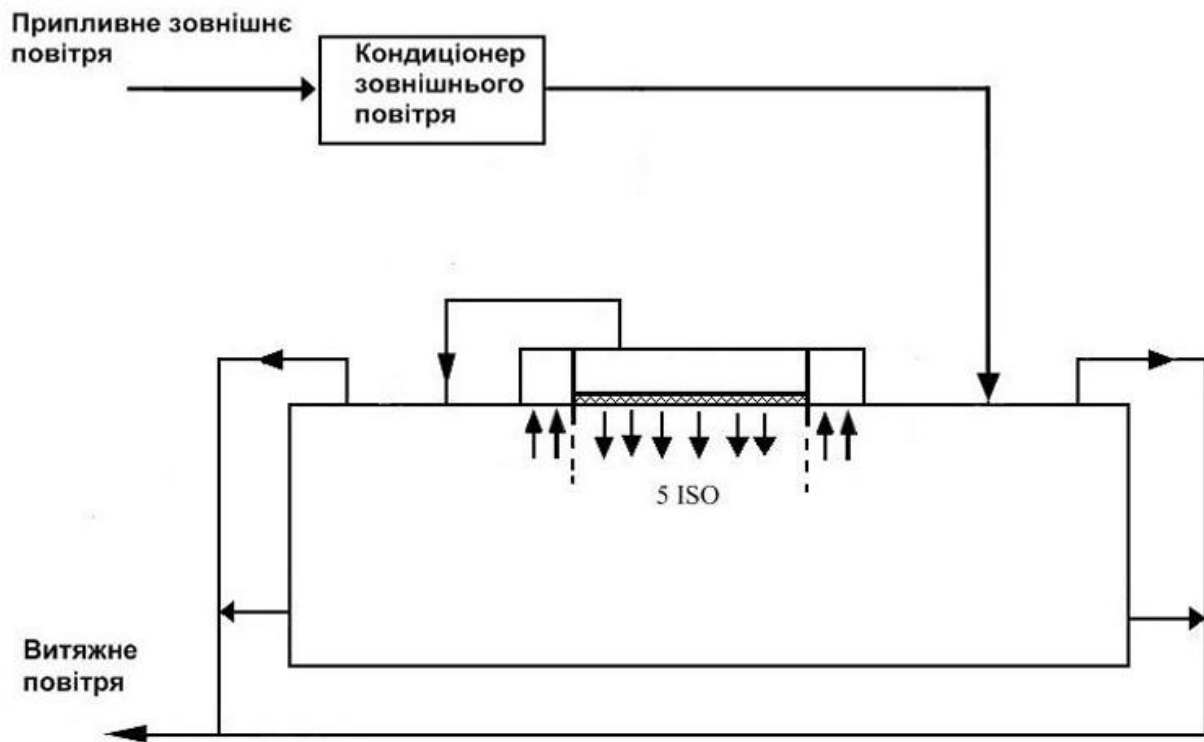


Рис. 1.1 – Приклад СКВ з місцевою рециркуляцією повітря

Зони з односпрямованим потоком повітря обмежують завісами (щитками) усім периметром, які виготовляють з прозорих матеріалів, стійких до засобів дезінфекції, довжиною, як правило, не менше 0,1 м. Відстань від нижнього краю завіс (щитків) до підлоги не менше 2,1 м.

Розподілення операційної та інших приміщень здійснюється за одним з принципів: перепаду тиску або витісняючого потоку повітря. В останньому випадку чистота суміжних приміщень забезпечується за рахунок перетоку повітря з операційної і повітряні шлюзи не передбачаються. Під час використання принципу перепаду тиску передбачають безперервний (візуальний або автоматичний) контроль тиску.

У асептичних операційних забезпечують відвід повітря, яке видихає хворий, що містить відпрацьовані гази і мікробні забруднення.

На сьогодні, з точки зору вентиляції операційні приміщення діляться на два типи: загальної хірургії і спеціальної хірургії. До другої групи відносяться приміщення, у яких виконуються кардіологічні, ортопедичні, нейрохірургічні і деякі інші операції, а до першої – решта. При цьому і ті, і інші розміщуються в стандартному приміщенні з розмірами 6х6х3 м. Вимоги до цих операційних наведені в табл. 1.5

Таблиця 1.5

Вимоги до приміщень

Тип операційної	Клас чистоти	Кратність повітрообміну	Кінцевий фільтр	Потік повітря
Загальної хірургії	7 ISO	20	H13	Неоднострумований (турбулентний)
Спеціальної хірургії	5 ISO	250	H14	Однострумований (ламінальний)

Як видно з табл. 1.5, для забезпечення потрібної кратності повітрообміну 250 необхідно зменшити область контролю класу 5 ISO, обмеживши її робочою зоною (зазвичай площа цієї зони 2,8 м х 2,8 м), а в решті простору операційної підтримувати клас чистоти 7 ISO. Для досягнення класу 5 ISO необхідно підтримувати однострумований потік повітря зі швидкістю після кінцевого фільтра 0,3–0,4 м/с. Щоб гарантувати стерильність робочої зони (розмір 2,8х2,8 м) розміри ламинальної стелі мають бути більші. Експериментально встановлено, що оптимальними є розміри 3,2х3,2 м. Відповідно до рекомендацій щодо проектування, які використовуються в Швейцарії і Німеччині, площа ламинальної стелі лежить в діапазоні 9–10 м², що за швидкості потоку повітря 0,3 м/с дає витрату 10800 м³/год. Таку кількість повітря недоцільно подавати свіжим, оскільки витрати на його фільтрацію, охолодження/нагрів і зволоження будуть неймовірно високими. Рекомендації з проектування вимагають подавати 1500–2000 м³/год. свіжого повітря для запобігання забруднення повітря газами-анестетиками, а решту об'єму повітря за рахунок рециркуляції. Грошові витрати на підготовку повітря під час використання ламинальної стелі прямо пропорційні витратам повітря, які, в

свою чергу, при фіксованій швидкості потоку пропорційні площині ламінарної стелі.

Міжнародні стандарти дозволяють рециркуляцію повітря за дотриманням трьох умов:

- рециркуляція відбувається в межах одного ізолюваного приміщення, перемішування повітря з різних приміщень не допускається;
- рециркуляційне повітря має проходити ті ж ступені очистки, що і свіже (фільтри F9 і H14);
- рівень звукової потужності в центрі приміщення не повинен бути більше 48 dB(A).

3. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОЇ ТА ХОЛОДНОЇ ПОРИ РОКУ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1. Характеристика будівельних конструкцій

Місцезнаходження об'єкту - місто Черкаси

Найменування об'єкту – реаліабіліційний 1000м²

Географічна широта - 48°.

Коефіцієнт теплопередачі для стін дорівнює:

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

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

δ_i та λ_i - товщина та теплопровідність і-го шару огороження;

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

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

Коефіцієнт теплопередачі для внутрішніх стін дорівнює:

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

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

δ_i та λ_i - товщина та теплопровідність і-го шару огороження;

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

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

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

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

де δ - товщина шара λ - теплопровідність матеріалу шару.

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

Результати розрахунку зводимо до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1. - Теплова інерція матеріалів

Конструкція та матеріал	Щільність, ρ , кг/м ³	Товщина, δ , м	Коефіцієнти			
			Питома теплопровідність, λ , Вт/(мК)	Теплота своєння, S , Вт/(м ² К)	Термічний опір, R , (м ² К/Вт)	Теплова інерція, D
Вікна металопластикові					0,6	
Зовнішня стіна						
штукатурка	1600	0,025	0,9	9,7	0,0295	0,277
пінополістирол	80	0,02	0,05	0,7	2,4	1,68
пінобетон	400	0,4	0,15	2,42	2,66	6,43
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
Внутрішні перегородки						
штукатурка	1600	0.02	0.7	9.7	0.029	0.2813
цегла	1400	0.3	0.88	10.12	0.35	3.54
штукатурка	1600	0.02	0.7	9.7	0.029	0.2813

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

3.2. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря.

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б:

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

В теплий період року:

ентальпія зовнішнього повітря - $h = 60,0$ кДж/кг;

температура зовнішнього повітря - $t = 29,0$ °С;

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

В холодний період року:

ентальпія зовнішнього повітря - $h = -20$ кДж/кг;

температура зовнішнього повітря - $t = -22$ °С;

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

Розрахункові параметри повітря у приміщенні:

температура повітря у приміщенні влітку - $t_{\text{п}} = 23$ °С;

температура повітря у приміщенні взимку - $t_{\text{п}} = 20$ °С;

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

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

амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 12,5$ °С.

3.3.Розрахунок теплоприпливів

У реабілітаційному центрі підтримується постійна температура повітря 23°С Відносна вологість $\varphi=50\%$, і швидкість повітря в робочій зоні не більше 0,2 м с. характеристика огорожуючих конструкцій приміщення приведена в таблиці 3.

3.3.1 Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом

. 3.3.2. Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження

3.3 Розрахунок надходження теплоти в приміщення

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

$$Q = Q_{огр} + Q_{інф} + Q_{т}, \text{ Вт}, = 12038 \text{ Вт} \quad (3.1)$$

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

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

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаються рівнянням:

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

$$Q_{огор} = 2743.8 + 423 + 152,45 + 2086,4 = 5228.7 \text{ Вт}$$

де

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

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

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

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

Теплоприпливи через покрівлю визначають за формулою:

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

$$Q_{кр} = 1 \cdot 2 \cdot 102,4 \cdot 13,4 = 2743.8 \text{ Вт}$$

k_1 – коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості покрівлі, приймається: для двосхилої покрівлі (без вентиляції горища – 1, з гарною

вентиляцією горища – 0,75), для плоскої покрівлі (білого кольору – 1, інших кольорів – 1,5);

$k_{кр}$ – коефіцієнт теплопровідності покрівлі, $[Вт/(м^2 \cdot К)]$;

$F_{кр}$ – площа горизонтальної проекції покрівлі, $[м^2]$;

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

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаємо за формулою:

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

$$Q_{н.с} = 1.1 \cdot 0.7(39 + 31.5)7.6 = 423 \text{ Вт}$$

де

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

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

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

F_3 – площа затінених стін, включаючи північну, $[м^2]$;

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

3.3.2 Надходження теплоти через внутрішні огороження

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

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

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

де

k – коефіцієнт теплопередачі перегородок або перекриттів.

Температура в суміжних приміщеннях, які не кондиціонуються приймається:

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

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

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

Δt – приймають від 3 до 10°C.

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

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

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

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

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

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

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.

Таблиця 1.2. - Теплоприливи через зовнішні огороження

№	tн, °C	tв, °C	Δtc, °C	k ₁	α _н , Вт/(м ² ·К)	α _{вн} , Вт/(м ² ·К)	а	θст	Fс, м ²	Fз, м ²	k _{ст} , Вт/(м ² ·К)	Qн.с, Вт
1	28,6	22	8,8	1,5	23,3	8	0,7	6	0	27	0,39	22,1
2	28,6	22	8,8	1,5	23,3	8	0,7	6	0	11,4	0,39	9,3
3	28,6	22	8,8	1,5	23,3	8	0,7	6	0	12,6	0,39	10,3
4	28,6	22	8,8	1,5	23,3	8	0,7	6	0	22,28	0,39	18,25
5	28,6	22	8,8	1,5	23,3	8	0,7	6	0	12,6	0,39	10,32
6	28,6	22	8,8	1,5	23,3	8	0,7	6	0	39,6	0,39	32,4
7	28,6	22	8,8	1,5	23,3	8	0,7	6	11,4	16	0,39	31,8
8	28,6	22	8,8	1,5	23,3	8	0,7	6	11,8	0	0,39	19,3
9	28,6	22	8,8	1,5	23,3	8	0,7	6	7,4	0	0,39	12,1

3.3. 4 Тепловиділення від інших джерел

. Розрахунок теплоприпливів від людей.

Кількість теплоти, що виділяє людина, залежить:

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

У розрахунку теплоприпливів від людей необхідно враховувати явні

Q_{явн}, скриті Q_{скр} та повні Q_{пол} теплоприливи :

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

де

q_я, q_п, q_{ск} – питомі кількості теплоти, відповідно, явної, повної, скритої, що виділяються однієї людиною, Вт/чол;

n - кількість людей.

Таблиця 32 Розраїунок тепло припливів від людей

№ приміщення	п, чол.	q _я , Вт/чол	Q _п , Вт
1	10/3	100/150	1450
2	10/3	100/150	1450
3	20	100	2000
4	20	100	2000
6	20	100	2000
7	20	100	2000
8	3	58	2000
9	3	58	2000

3.4. Розрахунок теплоприпливів від устаткування

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

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

де

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

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

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

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

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

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

3.5.3. Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення

Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення визначають за формулою:

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

де

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

Σ – сума освітлювальних приладів;

β – коефіцієнт, що враховує частку теплоти, яка передається у вищеразташоване приміщення, приймають:

1) для люстр $\beta = 1$;

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

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

3.5.4. Розрахунок основних теплоприпливів з відкритої поверхні гарячої води

Для розрахунку явних теплоприпливів:

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

де $F = 0,5$ – площа поверхні гарячої води, [м²];

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

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

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

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

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

4. Розрахунок вологовиділень

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

4.1. Вологовиділення від людей

Вологовиділення від людей визначають за формулою:

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

де

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

n - кількість людей.

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

Таблиця 4.1 Розрахунок волого виділення від людей

№ приміщення	n	$w_{\text{п}}, \text{кг/с}$	$W_{\text{л}}, \text{кг/с}$
1	3/10	150/50	$26,42 \cdot 10^{-5}$
2	3/10	150/50	$26,33 \cdot 10^{-5}$
3	20	50	$1,41 \cdot 10^{-4}$
4	20	50	$1,41 \cdot 10^{-4}$
6	20	50	$1,41 \cdot 10^{-45}$
7	20	50	$2,68 \cdot 10^{-5}$
8	3	50	$1,41 \cdot 10^{-4}$
9	3	50	$1,41 \cdot 10^{-4}$

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

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

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

де

$$\sigma = \alpha_{\text{в}} / C_{\text{п}} = 0,007 / 1,023 = 0,0068 - \text{співвідношення Л'юїса};$$

$$C_{\text{п}} = C_{\text{с}} + C_{\text{п}} d_{\text{ср}} = 1,006 + 1,86 \cdot 0,009 = 1,023 \text{ [кДж/(кг} \cdot \text{K)]} - \text{теплоємність}$$

вологого повітря,

$$F = 0,3 - \text{площа відкритої поверхні води, [м}^2\text{]};$$

$$d''_{\text{в}} = 0,018 - \text{вологовіміст насиченого повітря в приміщенні, [кг/кг]};$$

$$d_{\text{в}} = 0,01 - \text{вологовіміст повітря в приміщенні, [кг/кг]};$$

$$W_{\text{в}} = 0,0068 \cdot 0,3 \cdot (0,019 - 0,01) = 0,000018 \text{ кг/с}$$

Данні вологовиділення $W_{\text{п}}$ розраховуємо тільки для приміщення №2

4.3. Вологовиділення від інфільтрації

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

5. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

Врахлюючи розрахунки розділ 3, 4 ханосим данні в таблицю

Таблиця 5.1 Зазальний тепло приплив в палатах

№ приміщення	$Q_{кр},$ Вт	$Q_{зс},$ Вт	$Q_{ср},$ Вт	$Q_{п},$ Вт	$Q_{об},$ Вт	$Q_{осв},$ Вт	$\Sigma Q,$ Вт
1	0	10,1	96,16	1368	329	240	10418,1
2	0	10,1	96,16	1368	330	240	10408,8
3	0	9,79	46,08	186	0	40	281,9
4	0	9,98	46,08	186	0	40	282
6	47,02	8,81	46,08	186	0	40	327,9
7	47,82	1,4	46,08	186	0	40	321,3
8	76,11	7,28	46,08	279	0	160	568,5
9	56	8,99	46,08	279	0	120	510,1
Всього							2231091

Таблиця 5.2 Волошовиділення в палатах

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

Визначаємо явний теплрприплив

$$Q_{явн} = \Sigma Q - Q_{скр} \quad * 5..1)$$

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

Визначаємо схований тепло приплив

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

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{\Sigma Q}{\Sigma W}, \text{ кДж/кг} \quad (5.2)$$

Таблиця 5.2 Тепло-вологісне навантаження в палатах

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

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

тепловлажностной характеристики и значения массовой витры

			№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9
Сумарний теплоприток	Q _{пр}	Вт	6281,293	2692,633	2515,2934	4831,4505	2777,0934	5376,6364	2916,439	2908,0164	2416,523
Сумарні вологовиділення	W _{сум}	кг/с	8,96E-04	3,59E-04	3,66E-04	6,06E-04	3,66E-04	7,22E-04	3,59E-04	3,61E-04	2,44E-04
Прихований теплоприток	Q _{прих}	Вт	2,21E+00	8,84E-01	9,03E-01	1,49E+00	9,03E-01	1,78E+00	8,84E-01	8,90E-01	6,02E-01
Явний теплоприток	Q _{явн}	Вт	6279,08395	2691,749	2514,3902	4829,9583	2776,190239	5374,856135	2915,556	2907,12627	2415,921
Тепловологісна х-ка процесу	E _{ps}	кДж/кг.К	1,40E+04	1,50E+04	1,37E+04	1,60E+04	1,52E+04	1,49E+04	1,63E+04	1,61E+04	1,98E+04

Рис 5.1 Розрахунок тепло припливів за програмою

Для розрахунку продуктивності систем кондиціонування повітря величина G_п приймається максимальною з розрахованих за різними балансами:

- за надлишками загальної теплоти в теплий період:

$$G_1 = \frac{Q_{об}}{(h_g - h_n)}, \text{ кг/с} \quad (5.3)$$

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

- за надлишками явної теплоти в теплий період:

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{(t_g - t_n) \cdot C_{вв}}, \text{ кг/с} \quad (5.4)$$

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

- за вологовиділеннями:

$$G_3 = \frac{W_{об}}{(d_в - d_n)}, \text{ кг/с} \quad (5.5)$$

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

де

$Q_{обш}$, $Q_{явн}$ – повні і явні надлишки тепла в теплий період, кВт;

$t_в$, $h_в$, $d_в$ – температура, ентальпія і вологовміст у приміщенні, відповідно, [$^{\circ}\text{C}$], [кДж/кг], кг/кг;

t_n , h_n , d_n – те ж припливного повітря;

W – надходження вологи в приміщення, кг/с;

$G_{вр}$ – розрахункова кількість газових шкідливостей, кг/год;

$C_{пдк}$ – припустима концентрація шкідливостей у робочій зоні, кг/м³;

C_n – концентрація шкідливостей в зовнішньому повітрі, кг/м³;

$\rho_{вр}$ – щільність шкідливих речовин, кг/м³.

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

$$L_{к\partial} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_в}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (5.6)$$

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

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

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

де

G – витрата повітря, [кг/год];

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

k - коефіцієнт запасу.

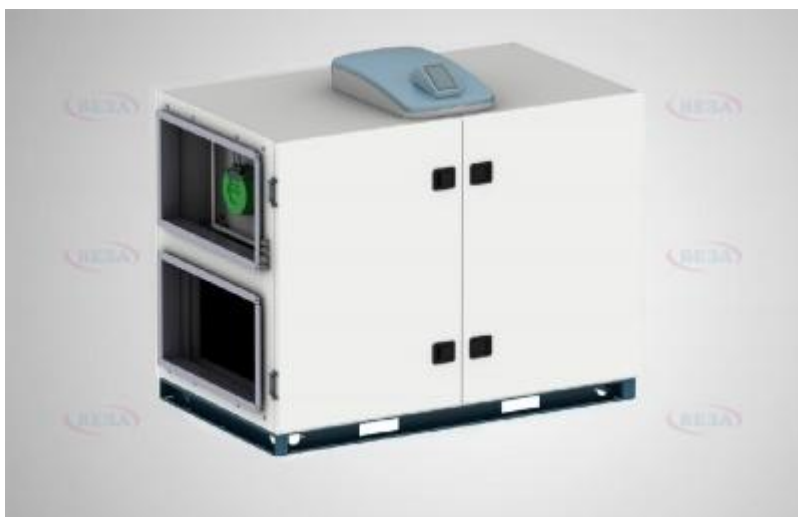
За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

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

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

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



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

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

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

6. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИДІЛЕНЬ ДЛЯ ХОЛОДНОГО ПЕРІОДУ РОКУ

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

6.1. Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження

Теплоприливи через покрівлю визначають за формулою:

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

$k_{кр}$ – коефіцієнт теплопровідності покрівлі, приймається з теплового періоду $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$;

$F_{кр}$ – площа горизонтальної проекції покрівлі, $[\text{м}^2]$;

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

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

Теплоприливи через зовнішні огороження визначаємо за формулою:

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

Де $k_{ст}$ – коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни, приймається з теплового періоду $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$;

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

6.2. Надходження теплоти через внутрішні огороження

Так як різниця температур між кондиційованим приміщенням і коридором менша 5°C , а температуру у суміжних кондиційованих приміщеннях приймаємо однаковою, то теплоприливами Q_v через внутрішні стіни і огороження нехтуємо.

6.3. Надходження теплоти через засклені поверхні

Теплоприпливи через засклені поверхні розраховують за формулою:

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

де

$F = 3.2 \text{ м}^2$ – площа заскленої поверхні;

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

6.4. Надходження теплоти за рахунок інфільтрації

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

Таблиця 6.1 Тепловтрати через огороження

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

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

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

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

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

Таблиця 7.1 Загальні теплові навантаження в холодний період року

№ приміщення	Q _{зовн.огор} , Вт	Q _п , Вт	Q _{об} , Вт	Q _{осв} , Вт	Q _{нп} , Вт	Q _і , Вт	ΣQ, Вт
1	-404,9	1365	320	240	7875	502,5	9897,6
2	-404,9	1365	320	240	7875	502,5	9897,6
3	-262,5	186	0	40	0	0	-36,5
4	-270,8	186	0	40	0	0	-44,8
6	-469,7	186	0	40	0	0	-243,7
7	-348,7	186	0	40	0	0	-122,7
8	-583,5	279	0	160	0	0	-144,5
9	-517,4	279	0	120	0	0	-118,4
Всього							9187

Вологовиділення в приміщенні для холодного періоду року залишаються такими ж.

Таблиця 7.2 Загальні волого виділення в холодний період року

№ приміщення	W _л , кг/с	W _в , кг/с	С _у W _і , кг/с
1	0,00066	0,00024	0,0009
2	0,00026	0,000095	0,000359
3	0,00026	0,000103	0,000367
4	0,00044	0,00017	0,000606
5	0,00026	0,000103	0,000367
6	0,00053	0,0002	0,000722
7	0,00026	0,000095	0,000359
8	0,00026	0,000098	0,000361
Всього			

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

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

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

$$Q_{\text{скр}} = 49.27 \cdot 10^{-5} \cdot (2500 - 2,3 \cdot 13) = 1212 \text{ Вт}$$
(7.3)

Визначаємо тепловологісну характеристику

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

$$\varepsilon = \frac{6,187}{0,007927} = 6993 \text{ кДж/кг}$$

Таблиця 7.3

№ приміщення	Q _{пов} , Вт	W _{пов} , кг/с	ε, кДж/кг
1	6271,1	0,0009	6995,86
2	2682,4	0,000359	7481,12
3	2505,1	0,000367	6835,36
4	4821,3	0,000606	7962,03
5	2766,9	0,000367	7549,7
6	5366,4	0,000722	7428,55
7	2906,2	0,000359	8105,3
8	2897,8	0,000361	8022,67
9	2707,8	0,000304	8904,72

$$\varepsilon_{\text{серед}} = 7698 \text{ кДж/кг}$$

8.ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

8.1. Обґрунтування вибору обладнання СКП

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

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

Розрахунок мережі повітроводів для системи

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

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

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

Для системи корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L=8861 \text{ м}^3/\text{ч} ,$$

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{участок}\#1} = \frac{L_{\text{I}}}{3} \quad (8.4)$$

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

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

Знаходимо діаметр повітроводу:

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

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

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

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

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

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

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$(8.7)$$

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

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

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

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

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

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

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

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

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

Величину параметра R визначимо:

$$R = (0,01 / 0,55) \cdot 14,32 = 2,60 \quad (8.11)$$

Втрати тиску по довжині визначаються:

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

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

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

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

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

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно $\xi = 0,24$;

- конфузор $\xi = 0,25$.

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

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

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

Для ділянки №2 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

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

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

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

Знаходимо діаметр повітропроводу:

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

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

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

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

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

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

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$(8.18)$$

$$Re = (4,27 \cdot 0,7) / 0,0000156 = 191602$$

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:

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

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

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

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

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

Величину параметра R визначимо:

$$(8.21)$$

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

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

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

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

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

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

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

Коефіцієнти місцевих опорів:

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

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

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

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

Для ділянки №3 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

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

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

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

Знаходимо діаметр повітроводу:

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

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

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

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

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

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

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$\text{Re} = \frac{V_{\text{факт.}} \cdot d}{\nu} \quad (8.28)$$

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

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right).$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

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

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

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

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

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1.2 \cdot 4.33^2) / 2 = 11.24$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = (0.0142 / 0.85) \cdot 11.24 = 0.187 \quad (8.40)$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

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

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

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

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

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

Коефіцієнти місцевих опорів:

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

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

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

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

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

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

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

9. ВИБІР І РОЗРАХУНОК УСТАНОВОК КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

9.1 Розрахунок поверхневого повітронагрівача

Повітронагрівачі збирають з базових теплообмінників. Ці теплообмінники виготовляють з біметалевих труб зі спіралью - накатним ребренням. 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 ребрення трубок.

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

Вихідні дані:

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

Визначаємо кількість теплоти, необхідну для нагріву повітря:

$$Q_m = G c_p (t_{вих} - t_{ex}), \quad (9.1)$$

де $G = 4,17\text{ кг/с}$ - витрата припливного зовнішнього повітря яке нагрівається;

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

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

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

Розраховуємо масову витрату теплоносія:

$$G_w = \frac{G \cdot c_p \cdot (t_2 - t_{ex})}{c_w \cdot (t_{w66} - t_{w2})}, \text{ кг/с}, \quad (9.2)$$

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

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

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

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

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

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

$$Q_m = G c_p (t_2 - t_{ex}), \text{ кВт.} \quad (9.4)$$

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

$$\theta_t = \frac{Q_m}{Q_{f \max}} = \frac{t_2 - t_{ex}}{t_{w\infty} - t_{ex}}, \quad (9.5)$$

$$\theta_t = \frac{22 + 18}{70 + 18} = 0,5.$$

Визначаємо показник співвідношень теплоємностей потоків:

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

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

По графіку залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць переносу тепла: $N_t = 0,42$ [12].

Знаходимо потрібну поверхню теплообмінника:

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

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

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника:

$$K = A \cdot (\nu\rho)^{0.37} \cdot \omega^{0.18}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (9.8)$$

$$K = 23,11 \cdot (1,6 \cdot 1,2)^{0.37} \cdot 1,2^{0.18} = 31,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$F = \frac{0,32 \cdot 0,77 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{30,4} = 8,46 \text{ м}^2.$$

Величина аеродинамічного опору визначається за формулою:

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

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

ν - швидкість руху повітря;

m - показник ступеня [12];

ω - швидкість руху води.

$$\Delta P_{\text{воз}} = 1,034 \cdot (1,6 \cdot 1,2)^{1.81} = 3,5 \text{ Па}.$$

Гідравлічний опір при проходженні води по трубкам теплообмінника:

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot \omega^{1.69}, \text{ кПа}, \quad (9.10)$$

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

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot 1,63 \cdot 4 \cdot 1,2^{1.69} = 18,4 \text{ кПа}.$$

9.2. Розрахунок повітроохолоджувача

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

де G - витрата зовнішнього повітря, кг/с;

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

$$Q_x = 4.17 (60 - 13) = 196 \text{ кВт}; \quad (9.12)$$

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

„

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

$t_{w, \text{вх.}}, t_{w, \text{вих.}}$ - початкова й кінцева температура холодної води на вході й виході з теплообмінника, $^{\circ}\text{C}$.

$$G_w = \frac{4,17 \cdot (60 - 15)}{4,19 \cdot (30 - 10)} = 2,34 \text{ кг/с.}$$

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

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

Визначаємо показник відносин теплоємностей потоків:

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

$$W = \frac{4,17 \cdot 1,006}{2,5 \cdot 4,19} = 0,49.$$

За графіком залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць переносу тепла: $N_t = 2,45$.

Знаходимо необхідну поверхню теплообмінника:

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

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

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника:

$$K = A \cdot (\gamma\rho)^{0.37} \cdot \varpi^{0.18} \quad (9.15)$$

$$K = 20,94 \cdot (6 \cdot 1,2)^{0.37} \cdot 1,3^{0.18} = 45,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$$

$$F = \frac{2,15_t \cdot 2,2 \cdot c_p}{K} = 109,5 \text{ м}^2$$

Величина аеродинамічного опору обчислюється по формулі:

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

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

ν - швидкість повітря;

m - показник ступеня, вибирається по таблиці.

$$\Delta P_{\text{аер}} = 7,962 \cdot (6 \cdot 1,3)^{1.55} = 71,7 \text{ Па}$$

Визначаємо гідравлічний опір у трубках теплообмінника:

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1.69} \quad (9.17)$$

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot 1,63 \cdot 9 \cdot 1,3^{1.69} = 45 \text{ кПа}$$

9.3. Розрахунок повітряного фільтру

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

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

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

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

Ступінь очищення повітря від пилу оцінюється показником ефективності очищення:

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

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

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

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

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

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

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

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

де F_ϕ – фронтальна поверхня фільтруючого матеріалу, м².

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

Визначаємо час роботи фільтру:

$$\tau_\phi = P\Phi \cdot 1000 \cdot \frac{F_\phi}{[C_{\text{вх}} - C_2] \cdot L}, \text{ г}, \quad (9.21)$$

де L – витрата повітря що очищається проходячи через фільтр, м³/г;

F_ϕ – фронтальна поверхня фільтруючого матеріалу, м²;

$C_{\text{вх}}$, $C_{\text{вих}}$ – концентрація маси пилу до та після фільтру, мг/м³.

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

Тривалість у робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів:

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

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

Висновок: в даному розділі розрахували повітронагрівачі, кишеньковий фільтр і вибрали припливну установку.

10 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

10.1 Тепловий розрахунок компресора

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

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

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

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

Температура конденсації визначається за емпіричною залежністю:

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

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

$$t_k = 30 + 11 = 41^\circ\text{C}$$

Задаємося переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

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

Визначаємо температуру в точці 3:

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

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

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

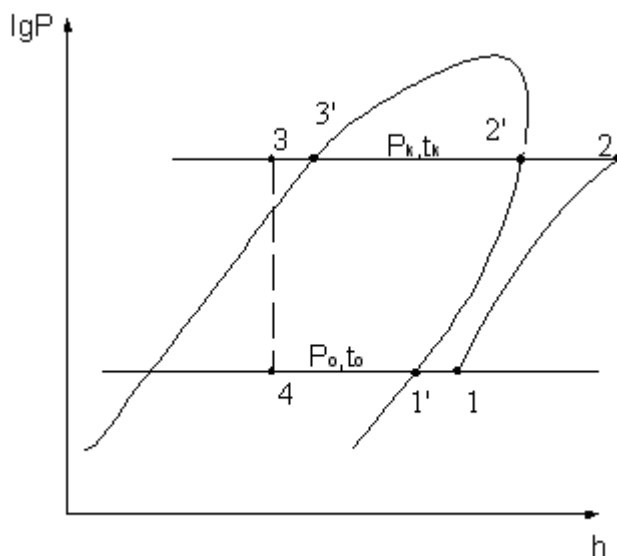
Перегрів в випарнику- $\Delta t_o = 5^\circ\text{C}$.

Визначаємо температуру в точці 1:

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

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

Побудуємо цикл в $\lg p$ - h діаграмі та визначимо параметри точок процесів.



Робочий хол. агент: R-407C;

Холодовидатність:

$$Q_o^ч = 1,1G_B(h_B - h_{п}) = 1,1 \cdot 4,47 (60 - 40,5) = 101,56 \text{ кВт}; \quad (10.4)$$

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

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

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

Таблиця 10.1 – Параметри холодильного циклу

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

Питома масова холодовидатність:

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

Питома робота компресора:

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

Питома теплота конденсації:

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

Питома об'ємна холодовидатність:

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

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

Хол. коефіцієнт Карно:

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

Адіабатний хол. коефіцієнт:

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

Ступінь термодинамічної досконалості:

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

Масова витрата хол. агенту:

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

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

Дійсний об'єм всмоктуваного пару:

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

З графіку залежності виду компресора та співвідношення

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

Теоретичний об'єм спірального компресора:

$$V_h = \frac{Q_o^q}{(\lambda \cdot q_v)} = \frac{46,56}{(0,89 \cdot 3417)} = 0,019 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (10.15)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l_{\text{км}} = 0,284 \cdot 24 = 6,86 \text{ кВт}; \quad (10.16)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{6,816}{0,9} = 7,973 \text{ кВт}, \quad (10.17)$$

де η_i - індикаторний к.п.д.;

Ефективна потужність компресора:

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

де $N_{тр}$ - потужність тертя, кВт;

Електрична потужність компресора:

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

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

Дійсний хол. коефіцієнт:

$$\text{сop}_д = \frac{Q_o^ч}{N_{ел}} = \frac{46,56}{8,748} = 5,32; \quad (10.20)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{стс} = \frac{\text{сop}_д}{\text{сop}_к} = \frac{5,32}{7,75} = 0,686 ;$$

10.2 Розрахунок повітряного конденсатора

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

Теплове навантаження

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

де Q_o - холодовидатність, кВт;

N_e - ефективна потужність, кВт.

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

Приймаємо $\Delta t_{\text{BO3}} = 6^{\circ}\text{C}$,

$$t_{\text{B2}} = t_{\text{B1}} + \Delta t, ^{\circ}\text{C}, \quad (10.22)$$

де t_{B1} – зовнішня температура повітря, $^{\circ}\text{C}$.

$$t_{\text{B2}} = 31 + 5 = 36.0^{\circ}\text{C}.$$

Температура конденсації

$$t_{\text{k}} = \frac{t_{\text{B1}} + t_{\text{B2}}}{2} + 10, ^{\circ}\text{C}, \quad (10.23)$$

.

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta = \frac{\Delta T_{\text{B}}}{\ln \frac{T_{\text{K}} - T_{\text{B1}}}{T_{\text{K}} - T_{\text{B2}}}}, \text{K},$$

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

Витрата повітря через конденсатор

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

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

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

де $\rho_{\text{B}} = 1,171 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря при $T_{\text{B1}} = 314,6 \text{ K}$.

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

Живий перетин апарату

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

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

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

Основні розміри, що характеризують поверхню теплообміну:

Зовнішній діаметр труби d_n , м -0,012

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

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

Товщина ребер δ_p , м 0,00015

Крок ребер u , м -0,004

Матеріал труб Мідь

Матеріал ребер -алюміній

Ребра Пластинчасті – суцільні

Розташування труб в пучку – Коридорне

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

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

Звідси загальна довжина труби в одній секції конденсатора

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

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

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, віднесений до зовнішньої поверхні оребреної труби. При коридорному розташуванні труб з пластинчастим оребренням при $Re = 500..10000$; $L/d_{екв} = 4..50$; $u/d_n = 0,18..0,35$; $s/d_n = 2..5$; $t_{ж} = -40..40$ °C , $d=0.0058$

Число Рейнольдса

$$, \quad (10.32)$$

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

$$Re=2576$$

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

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

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

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

Коефіцієнти

$$(10.36)$$

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

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

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

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

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

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{2567}{1000} = 0,744, \quad (10.40)$$

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

$$\text{Nu}_{\text{жс}} = 0,15 \cdot 2567^{0,582} \cdot (20)^{-0,075} = 11,556 \quad (10.41)$$

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

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

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, приведений до внутрішньої поверхні труби

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

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

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

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

де F_p – поверхня ребер,

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

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

F_n – зовнішня поверхня оребреної труби,

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

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

F_0 – основна поверхня труби,

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

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

E – ступінь ефективності ребра,

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла

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

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

де r – теплота конденсації, кДж/кг;

ρ – щільність рідини, кг/м³;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини Па · с.

Питомий тепловий потік в апараті:

з боку робочого тіла

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

з боку повітря

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

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

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

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

Таблиця 10.2 – Залежність теплового потіку від температури

$T_{\text{ст}}, \text{ К}$	$T_{\text{к}} - T_{\text{ст}}, \text{ К}$	$q_a, \text{ Вт/м}^2$	$T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}, \text{ К}$	$q_{\text{в}}, \text{ Вт/м}^2$
----------------------------	---	-----------------------	---	--------------------------------

309	5,6	3611	7,4	3212
311	3,6	2593	9,4	4080
313	1,6	1411	11,4	4948
314	0,6	676	12,4	5382

$$T_{\kappa} - T_{\text{CT}} = (273 + 41,6) - 309 = 5,6$$

$$T_{\text{CT}} - T_{\text{B}} = 309 - (273 + 28,6) = 7,4$$

Будуємо графік: $q_{aF_{\text{BH}}} = 992 \cdot (T_{\kappa} - T_{\text{CT}})^{0,75}$, Вт/м²

Будуємо графік: $Q_{\text{BF}_{\text{BH}}} = 434 (T_{\text{CT}} - T_{\text{B}}) \text{ Вт} / \text{м}^2$

Поверхня теплообміну (внутрішня)

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

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

Загальна довжина оребрених труб

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

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

Число секцій

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

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

Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa_{F_{\text{BH}}} = \frac{q_{F_{\text{BH}}}}{\theta_{\text{m}}}, \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}, \quad (10.57)$$

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

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

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

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

Живий перетин

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

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

При висоті апарату рівній його ширині число рядів труб по висоті

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

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

Тоді висота апарату :

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

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

Температура повітря після конденсатора

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

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

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

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

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

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

$$\Delta\rho = 0,007(20)(7 \cdot 1,169)^{1,7} = 4,989 \text{ мм вод. ст.} \approx 49,8 \text{ Па. (10.63)}$$

11 ВИБІР СХЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ

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

Літній режим

При запуску системи відкриваються повітряні заслонки, запускаються припливний та витяжний вентилятори. Далі зовнішнє повітря проходить через фільтр. Датчиком перепаду тиску 4 контролюється степінь забруднення

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

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

Зимовий режим

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

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

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

По сигналу загрози замерзання відбувається наступне:

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

Система управління ХМ

Завдання управління холодильної машини діляться на три групи:

- 1) пуск, зупинка, експлуатація в автоматичному режимі, узгодження роботи і управління допоміжним устаткуванням (вентиляторами

конденсатора та ін.), автоматичне перемикання режимів в процесі експлуатації теплового насоса;

2) регулювання холодопродуктивності в режимі холодильної машини, настроювання системи на задані параметри роботи;

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

Перша група завдань включає:

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

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

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

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

До завдань другої групи відносяться:

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

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

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

перевантаження електродвигуна компресора і передчасного виходу його з ладу. При пониженні температури і тиску конденсації сповільнюється переміщення рідкого хладагента у випарник, погіршується його робота і

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

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

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

Третя група завдань забезпечує:

- визначення і індикація експлуатаційних параметрів;
- контроль параметрів, що забезпечують надійну і безпечну роботу холодильної машини, граничне відхилення значень контрольованих

параметрів від заданих приводить до сигналізації і автоматичної зупинки компресора, пуск компресора після аварійного відключення здійснюється уручну або автоматично;

- кодова діагностика несправностей, контролюються наступні параметри;
- високий тиск (тиск конденсації), за допомогою реле високого тиску, при перевищенні тиску понад заданий компресор відключається;

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

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

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

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

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

Для захисту від частих перемикачів компресора по команді терморегулятора передбачений обмежувач частоти перемикачів — 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 перемикачів 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.

12.ОЦІНКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

РОЗРОБКИ НОВОЇ ТЕХНОЛОГІЇ, НОВОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ІНШИХ ІННОВАЦІЙ

В умовах відкритої ринкової економіки розширюється діапазон оцінки ефективності науково-технічних розробок, а отже, збільшується кількість основних видів ефективності НДДКР, які необхідно визначити з метою цієї оцінки. До них належать:

– **науково-технічний ефект**, який проявляється у підвищенні науково-технічного рівня, поліпшенні параметрів техніки і технологій, що впливає з відкриття нових законів та закономірностей у природі, а отже, і нових технологічних засобів виробництва речовин, матеріалів та видів продукції;

– **економічний ефект** полягає в отриманні економічних результатів від науково-технічних розробок як в цілому для народного господарства, так і для кожного виробничого суб'єкта. Економічна ефективність науково-технічних розробок за відповідною системою показників має відображати вплив їхньої результативності на розвиток економіки країни в цілому, а також регіонів, галузей, організацій і підприємств, що беруть участь у реалізації технологічних нововведень;

– **соціальний ефект**, що відображає зміни умов діяльності людини в суспільстві. Його прояв спостерігається в змінах характеру та умов праці, підвищенні життєвого рівня населення, поліпшенні побутових його умов, розширенні можливостей духовного розвитку особистості, у змінах стану довкілля;

– **маркетинговий ефект**, що відображає потреби ринку в наукових дослідженнях і розробках та можливість їх реалізації.

Таблиця 12.1

Шкала експертних оцінок для виміру рівня

КРБ.ХУіКП .1.499-03-4.2

Арк.

71

науково-технічної ефективності проектів

№	Групи показників	Характеристика показників	Інтервал рейтингового числа	Коефіцієнт значущості показників
1	Науково-технічний рівень	Перевищує кращі світові аналоги	10	0,35
		Відповідає світовому рівню	7 – 9	
		Нижче кращих світових аналогів	5 – 6	
		Перевищує кращі вітчизняні аналоги	3 – 4	
		Відповідає вітчизняному рівню	1 – 2	
		Нижче вітчизняного рівня	0	
2	Перспективність	Першочергова значущість	8 – 10	0,35
		Значущий	5 – 7	
		Корисний	1 – 4	
3	Потенційний масштаб практичного використання	Світовий ринок	10	0,20
		Галузі національної економіки	7 – 9	
		Галузь (регіон)	3 – 6	
		Окремі підприємства (об'єднання)	1 – 2	
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	Великий	10	0,10
		Середній	5 – 9	
		Малий	1 – 4	

Науково-технічну ефективність (НТЕ) результатів прикладних робіт визначають на основі показників науково-технічного рівня. Оцінка науково-технічної ефективності НДДКР відбувається на основі показника (О_{НТЕ}), який представляє собою ступінь досягнення максимально можливого рівня, значення якого дорівнює 1 (одиниці):

$$O_{НТЕ} = K^{\Phi}_{НТЕ} / K^{\Pi}_{НТЕ} \quad , \quad (12.1)$$

де $K^{\Phi}_{НТЕ}$ – показник (коефіцієнт) фактичного рівня науково-технічної ефективності;

K^{Π}_{HTE} – показник (коефіцієнт) потенціально можливого рівня науково-технічної ефективності (дорівнює одиниці).

Значення показника K^{Φ}_{HTE} визначають на основі шкали експертних оцінок (табл. 12.2).

Примітка: об'єкт оцінки і аналог(и), які порівнюють за однаковими показниками, наведеними у співставленому вигляді відхилення в значеннях кожного з показників, мають бути однаковими для варіантів, що порівнюються.

Проведення оцінки

Визначають K^{Φ}_{HTE} на основі експертної оцінки науково-технічного рівня розробки.

З цією метою:

- розроблюють перелік специфічних показників, необхідних для виміру науково-технічного рівня розробки;
- формують групу аналогів, які реалізовані на світовому і вітчизняному ринках;
- здійснюють відповідні розрахунки для співставлення показників і визначення балів по табл. 10.1.

До числа специфічних показників відносять:

- **для нової техніки:** продуктивність, споживання інженерних ресурсів на виробітку одиниці продукції, потреба в робочих, які обслуговують обладнання, експлуатаційні витрати на одиницю продукції;
- **для нових матеріалів і речовин:** вміст корисних речовин для виробітки готової продукції, питома вага відходів у загальному обсязі переробленої сировини, вартість одиниці ... нового матеріалу;
- **для нових технологій:** якість виробленої продукції, енергоємність і трудомісткість продукції, собівартість одиниці продукції.

З метою спрощення визначення K^{Φ}_{HTE} у табл. 10.2 не введено показника витрат на одиницю продукції.

Порівняльні показники для виконання оцінки НТЕ

ПОКАЗНИКИ	Варіанти технології	
	розробленої	співвідносної (аналога)
Рівень новизни	світовий	-
Якість продукції	найвища	вища
Споживання на 1 т продукції		
– тепла, Гкал	5,14	6,85
– електроенергії, кВт·годину	46,72	54,36
– води, м ³	4,13	3,12
Трудомісткість виробництва, людино-годин/ тонну	17,5	6,17

На основі співставлення даних таблиці встановлюють бали по характеристиках чотирьох груп і на цій основі розраховують значення інтегрального показника НТЕ:

$$\text{НТЕ} = \sum B_i \times K_i^3, \quad (10.3)$$

де $i = 1 \div 4$,

B_i – бали (рейтингове число),

K – коефіцієнт значущості показників.

Рівень науково-технічної ефективності НДДКР розраховано на основі наведених даних прикладу (табл. 10.3).

Таблиця 12.3

Експертна оцінка і розрахунок величини інтегрального показника НТЕ

№	Групи показників	Рейтинг експертів			Середня за експертними оцінками	НТЕ
		1	2	3		
1	Науково-технічний рівень	9	8	9	8,66	3,03 (8,66 x 0,35)
2	Перспективність	7	7	6	6,66	2,33 (6,66 x 0,35)
3	Потенційний масштаб практичного використання	4	5	5	4,67	0,93 (4,67 x 0,20)
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	7	8	7	7,33	0,73 (7,33 x 0,10)
ТОДІ буде:						7,029

$$\text{НТЕ} = 8,66 \cdot 0,35 + 6,66 \cdot 0,35 + 4,67 \cdot 0,2 + 7,33 \cdot 0,1 = 2,91 + 2,21 + 0,93 + 0,73 = 7,029$$

Отриманий результат слід порівняти з максимально можливим значенням, яке дорівнює 10 балам ($10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,2 + 10 \cdot 0,1$).

Отже, оцінка рівня НТЕ може бути зроблена за допомогою інтегрального коефіцієнта оцінки НТЕ ($K_{\text{НТЕ}}$):

$$K_{\text{НТЕ}} = \frac{\text{НТЕ}}{10} \cdot 100 \% .$$

На основі даних табл. 12.3 можна дійти до висновку, що $K_{\text{НТЕ}}$ відповідає 70,29 %, тобто:

$$\frac{7,029}{10} \cdot 100\% = 70,29 \% .$$

В тому випадку, коли значення $K_{\text{НТЕ}}$ перевищує середнє значення, яке дорівнює 5,0, має бути зроблено висновок про достатній рівень НТЕ:

- цілком достатній 5,0 – 6,0;
- достатній 6,1 – 8,0;
- достатньо високий 8,1 – 9,0;
- високий 9,1 – 10.

Таким чином, рівень НТЕ технології можна визнати достатнім. Отже, спроектоване пропонується впроваджувати

13 ОХОРОНА ПРАЦІ

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

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

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

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

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проектованої установки

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

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

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

Токсичність робочої речовини

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

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

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

Гранично допустима концентрація на робочому місці
ПДК = 1000 ppm.

Температура самозаймання, 733 ° C.

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

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

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

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

Для знезараження рекомендується вода, розчини лугів і лужні оксиди виробництва, газоподібним аміаком і його водні розчини. Для нормального

зnezараження 1-ний тонни газоподібного фосгену буде потрібно 1000 тонн води або 100 тонн 10 %-ого розчину лугу. Симптоми ураження - солодкуватий присмак в роті, нудота, кашель, задуха, ніяковість в грудях, загальна слабкість. Газоподібний фосген потрапляє в організм через органи дихання і викликає набряк легенів. Потрапляючи в легені фосген, наводить до певних біохімічних і структурних змін в легеневій тканині і капіляри, підвищуючи проникність 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.

8.1. Пожежна профілактика

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Підвищити вогнестійкість будівель і споруд можна облицюванням або обштукатурюванням металевих конструкцій. Велике значення має

захист дерев'яних конструкцій, оскільки при нагріві їх поверхні до 270 - 280 °С вони спалахують і продовжують горіти самостійно.

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

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 вогнегасячими 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:

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

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.

Захист від шуму і вібрації

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

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

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

Методи захисту від шуму і вібрації підрозділяють на архітектурно-планувальні і організаційно-технічні.

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

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

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

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

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

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

Звукоізоляцію забезпечують вживанням ефективних по ізоляції шуму конструкцій 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 повітровод 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.

ВИСНОВКИ

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

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарєва Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря[Текст] / Н.В.Жихарєва // –Одесса: «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 термоекономічного 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.Бабиш 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
18. ДБН В.2.2-10:2022 "Будівельні норми. Державні будівельні норми України. Опалення, вентиляція та кондиціонування повітря" – К. : Мінрегіон України, 2022.
19. ДСТУ ISO 14644 – 1:2009 (ISO 14644 – 1:1999, IDT). Чисті приміщення та пов'язані з ними контрольовані середовища. Частина 1. Класифікація чистоти повітря – [Чинний від 2012-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 2010. – 23 с. – (Національний стандарт України).

20. ДБН В.2.2-10-2001. Заклади охорони здоров'я. Будинки і споруди: Офіц. вид. – К.: Укрархбудінформ: Держбуд України, 2001. – 164 с. –
(Нормативний документ Держбуд України. Державні будівельні норми).
21. Hospital Units - H Series. CHILLED WATER. *Panasonic - Heating and Cooling solutions*. URL: https://www.tecnair.com/GO_en/product/hospital-units-h-series-chilled-water/