

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КОМПЛЕКСНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему «Інноваційні технології проєктування енергоефективної
системи кондиціонування реабілітаційного центру при лікарні м. Одеса»

Частина III

на тему «Проект системи кондиціонування чистих приміщень
реабілітаційного центру при лікарні м. Одеса»

Здобувача Червоного А. О.

IV курсу групи ЕН-ск141

Керівник доцент Жихарєва Н.В.

(посада, прізвище та ініціали)

Консультант доцент Когут В.О.

(посада, прізвище та ініціали)

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 31.05.2024 р., протокол № 12

Завідувач кафедри ХУіКП

(назва кафедри)

Михайло ХМЕЛЬНЮК

(підпис)

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Одеса – 2024 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ ТА
ЕКОЕНЕРГЕТИКИ

ФАКУЛЬТЕТ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ТЕХНІКИ ТА ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ

Кафедра Холодильних установок і кондиціонування повітря

Освітній ступень Бакалавр

Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»

(шифр і назва)

Освітньо- професійна програма «Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря»

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри д.т.н., проф.

Хмельнюк М.Г.

01 березня 2024 р.

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) ЗДОБУВАЧУ

Червоний Артем Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Проект системи кондиціонування чистих приміщень реабілітаційного центру при лікарні м. Одеса»

керівник проекту (роботи) к.т.н. доц. Жихарєва Наталія Віталіївна

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу

№ 602-03 від 19.10.2024

2. Строк подання студентом роботи 01.06.2024 року

3. Вихідні дані до роботи місто Одеса , реабілітаційний центр при лікарні

Параметри повітря в приміщенні влітку $t = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi = 50\%$,

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

Параметри зовнішнього повітря $t = 28,6\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h = 62\text{ кДж/кг}$

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) техніко-економічне обґрунтування, розрахунок процесів

кондиціонування повітря, вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря, розрахунок теплопритоків, обґрунтування вибору обладнання СКП, підбір обладнання.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

План приміщення, повітроводи, схема холодильно системи і фенкойла ; схема кондиціонера в розрізі, кондиціонер

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Жихарєва Н.В.	30.04.2024	28.05.2024

7. Дата видачі завдання: 03.10.2024р

Керівник _____ Жихарєва Н.В.
Завдання прийняв до виконання _____ Червоний А.О.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Аналіз літературних джерел.	27.03-03.04	виконано
2.	Техніко-економічне обґрунтування.	04.04-10.04	виконано
3.	Розрахунок процесів кондиціонування повітря.	11.04-18.04	виконано
4.	Обґрунтування вибору і підбір обладнання.	18.04-27.04	виконано
5.	Розрахунок апаратів систем кондиціонування	29.04-07.05	виконано
6.	Вибір і розрахунок системи повітророзподілення.	08.05-16.05	виконано
7.	Охорона праці.	24.05-27.05	виконано
8.	Висновки.	28.05-31.05	виконано

..
Здобувач-дипломник _____ Червоний А. О.

Керівник роботи _____ 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 _____ Червоний Артем Олегович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра Червоного, тема: “Проект системи кондиціювання чистих приміщень реабілітаційного центру при лікарні м. Одеса” складається з: 97 сторінок тексту, 14 рисунків, 22 таблиці, 22 посилань на літературні джерела.

У даній кваліфікаційній роботі розглянуто розрахунок і підбір кондиціонеру фірми «Веа» марки КЦКП-40А. Працюють системи на холодильному агенті R407C мова про дослідження та розробку системи кондиціювання повітря для чистих приміщень реабілітаційного центру при лікарні м. Одеса .

В роботі проведений розрахунок процесів кондиціювання повітря та підбір холодильного обладнання для збереження виробництва холоду: вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; обґрунтування вибору і підбір обладнання для систем кондиціювання повітря. Це основні завдання, які полягли в основу кваліфікаційної праці.

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

ANNOTATION

Qualification work of the bachelor of Chervony, topic: "Project of the air conditioning system of the clean rooms of the rehabilitation center at the hospital in Odesa" consists of: 85 pages of text, 18 figures, 21 tables, 22 references to literary sources.

In this qualification work, the calculation and selection of the air conditioner of the company "Veza" brand КЦКП-40А is considered. The systems work on the refrigerant R407C. This is about the research and development of the air conditioning system for the clean rooms of the rehabilitation center at the hospital in Odesa.

In the work, the calculation of air conditioning processes and the selection of refrigerating equipment to preserve cold production are carried out: the selection of calculation parameters of internal and external air; calculation of heat inflows and moisture inflows; justification of the choice and selection of equipment for air conditioning systems. These are the main tasks that formed the basis of qualification work.

Keywords: rehabilitation center, hospital, heat waves, air conditioning systems, condenser, compressor, refrigerant, evaporator, filter, heat exchanger.

ЗМІСТ

Стор.

ВСТУП.....	9
1. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОЇ ТА ХОЛОДНОЇ ПОРИ РОКУ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	29
1.1. Характеристика будівельних конструкцій.....	29
1.2. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря....	31
1.3. Розрахунок теплоприпливів.....	31
1.4. Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом.....	32
1.5. Розрахунок надходження теплоти в приміщення.....	32
1.6. Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом.....	33
1.6.1. Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження.....	33
1.6.2. Надходження теплоти через внутрішні огороження.....	34
1.6.3. Надходження теплоти через засклені поверхні за рахунок сонячної радіації і теплопередачі.....	36
1.7. Тепловиділення від інших джерел.....	37
1.7.1. Розрахунок теплоприпливів від людей.....	37
1.7.2. Розрахунок теплоприпливів від устаткування.....	39
1.7.3. Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення.....	40
2. РОЗРАХУНОК ВОЛОГОВИДІЛЕНЬ.....	42
2.1. Вологовиділення від людей.....	42
2.2. Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги....	43
2.3. Вологовиділення від інфільтрації.....	45
3. ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПОВІТРЯ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ	

					КРБ.ХУіКП 602-03.ІІ.3.3							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.		Червоний А. О.			Розрахунково- пояснювальна записка				Літ.	Арк.	Акрушів	
Перевір.		Жихарева Н. В.									4	96
Реценз.		Носенко М. Г.							ЕНск-141гр.			
Н. Контр.		Жихарева Н. В.										
Затверд.												

ПОВІТРЯ.....	50
4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИДІЛЕНЬ ДЛЯ ХОЛОДНОГО ПЕРІОДУ РОКУ...	53
4.1. Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження.....	53
4.2. Надходження теплоти через внутрішні огороження.....	54
4.3. Надходження теплоти через засклені поверхні.....	56
4.4. Надходження теплоти за рахунок інфільтрації.....	57
5. ЗАГАЛЬНІ ТЕПЛО- І ВЛАГОВИДІЛЕННЯ В ПРИМІЩЕННЯХ В ХОЛОДНИЙ ПЕРІОД РОКУ.....	59
6.ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ.....	64
7. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ.....	67
7.1. Розрахунок повітронагрівача.....	67
7.2. Розрахунок повітряного охолоджувача.....	71
7.3. Підбір повітряного фільтру.....	74
8. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	80
8.1. Пожежна профілактика.....	82
8.2. Електробезпека.....	85
8.3. Освітлення.....	89
8.4. Захист від шуму і вібрації.....	89
9. ВИСНОВОК.....	92
10. ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАННОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	94

					КРБ.ХУіКП 602-03.ІІ.3.3			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Червоний А. О.			Розрахунково- пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Жихарєва Н. В.					4	96
Реценз.		Носенко М. Г.				.ЕНск-14 1зр		
Н. Контр.		Жихарєва Н. В.						
Затверд.								

ВСТУП

У сучасному світі питання забезпечення здоров'я та комфорту людей набуває все більшого значення. Зокрема, розвиток медичної індустрії вимагає створення оптимальних умов для швидкого та ефективного відновлення пацієнтів. Одним із ключових аспектів цього процесу є створення та підтримка чистих приміщень у реабілітаційних центрах при лікарнях. Системи кондиціонування чистих приміщень грають важливу роль у забезпеченні необхідних умов для швидкого одужання та здоров'я пацієнтів.

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

У цьому вступі розглянемо основні аспекти, пов'язані із 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 – складне і дороге інженерне спорудження. Для забезпечення заданого класу чистоти потрібен комплексний підхід. Треба слідувати основним принципам забезпечення чистоти на всіх етапах створення чистого приміщення, які включають:

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

Можна умовно виділити наступні основні принципи створення чистих приміщень:

1. Визначення необхідного виду потоку (односпрямований, неоднострумований, змішаний) і принципів розподілу зон із різними класами чистоти.
2. Формування потоків повітря. Забезпечення необхідної швидкості однострумованих потоків повітря для приміщень класів 5 ISO і більш чистих.
3. Забезпечення необхідного балансу повітрообміну, необхідної долі зовнішнього повітря, а для приміщень класів 5 ISO і менш чистих – кратності повітрообміну.
4. Забезпечення необхідного перепаду тиску повітря між приміщеннями.
5. Використання високоефективних фільтрів і багатоступінчатої фільтрації повітря.
6. Використання ефективних проектно-конструкторських рішень, належних матеріалів і обладнання.
7. Контроль параметрів повітря: концентрації частинок, концентрації мікроорганізмів, однострумованості і швидкості однострумованого потоку повітря, перепаду тиску, цілісності високоефективних фільтрів, часу відновлення параметрів чистого приміщення тощо.
8. Правильна експлуатація чистих приміщень, включаючи вимоги до одягу, порядку очистки і дезінфекції тощо.
9. Навчання персоналу, виконання ним вимог власної гігієни, поведінки, переодегання тощо.
10. Атестація чистого приміщення.

Забезпечення чистоти повітря в приміщеннях засобами вентиляції і кондиціонування направлено на вирішення наступних задач:

–захист хворого – приміщення операційних і палат з однострумованим і без однострумованого потоків повітря;

–захист хворого і навколишнього середовища – приміщення для інфекційних хворих (ізолятори).

Методи забезпечення чистоти різними потоками повітря

Чисті зони класу 5 ISO у високоасептичних операційних і палатах інтенсивної терапії створюються за рахунок однострумованого потоку повітря, що проходить через високоефективні фільтри HEPA, які забезпечують стерилізуючу фільтрацію повітря. Такі зони можуть бути

створені і в інших операційних та приміщеннях для інфекційних хворих (ізоляторів). Односпрямований потік повітря не дозволяє рухатися забрудненням назустріч потоку і перешкоджає попаданню їх у зону потоку з навколишнього середовища. Чистота повітря в решті приміщень забезпечується неодностороннім 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 створення асептичних операційних

Основним засобом захисту від забруднення в цих приміщеннях є місцевий захист. Це дозволяє суттєво зменшити витрати при створенні та експлуатації приміщень і забезпечити гнучкість рішень при внесенні 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, які імплантуються, що знаходиться у відкритому вигляді;
- ❖ персонал, одягнений у стерильну одяг, який бере участь у виконанні операції.

Ціллю місцевого захисту є запобігання попаданню в рану забруднень з повітря, одягу персоналу тощо.

Площа поперечного перерізу вертикального односпрямованого потоку повітря (дифузора односпрямованого потоку повітря) повинна бути не менше

9 м², а швидкість односпрямованого потоку повітря – в межах від 0,24 до 0,3 м/с. Унаслідок значних витрат повітря для формування односпрямованого потоку з ціллю економії застосовують місцеву рециркуляцію повітря. При цьому використовується тільки повітря приміщення, або до нього додається визначена доля зовнішнього повітря, за умови його знезараження з ефективністю інактивації мікроорганізмів і вірусів не менше 95 % (рис. 1).

Зони з односпрямованим потоком повітря обмежують завісами (щитками) по всьому периметру, 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 (рис. 2).

Розділення 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. При використанні принципу перепаду тиску передбачають безперервний (візуальний або автоматичний) контроль тиску.

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

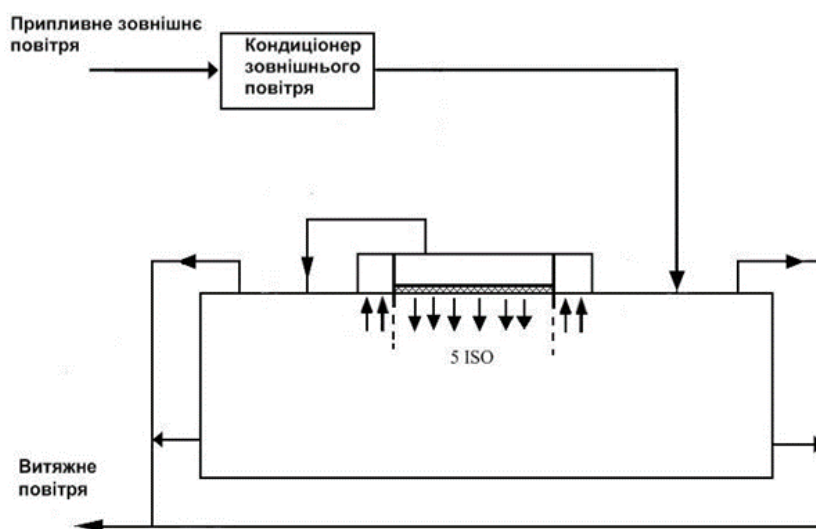
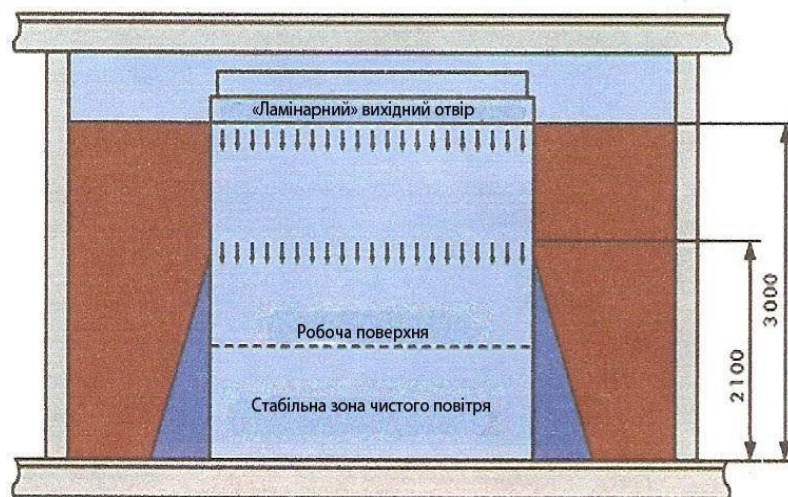


Рис. 1 Приклад СКВ з місцевою рециркуляцією повітря



Блакитний -Зона чистого повітря

Синій -Зона змішаного повітря

Червоний -Забруднене повітря з периферії

Рис. 2 Схема подачі односпрямованого потоку повітря з фартухом

Принципи створення палат інтенсивної терапії

У таких приміщеннях ліжко хворого знаходиться в зоні односпрямованого потоку повітря, який має швидкість 0,24-0,3 м/с. Більш економічним рішенням є вертикальний потік, але допускається використання і горизонтального потоку повітря. Можливість використання рециркуляції повітря визначається відповідно до призначень приміщень (палат).

Зона з односпрямованим потоком повітря обмежується завісами (щитками) по всьому периметру. Завіси (щитки) виготовляються з прозорих матеріалів, стійких до засобів дезінфекції, довжиною, як правило, не менше 0,1 м.

Розділення палат інтенсивної терапії та інших приміщень здійснюється за принципом перепаду тиску, при цьому передбачається безперервний (візуальний або автоматичний) контроль перепаду тиску.

Для входу в палати інтенсивної терапії передбачені повітряні шлюзи.

Параметри мікроклімату в приміщеннях

Параметри, які впливають на мікроклімат у приміщеннях, можуть бути розділені на дві групи: параметри забезпечення комфорту і гігієни.

Критеріями комфортних параметрів повітря є:

- ❖ прийнятний температурний діапазон;
- ❖ прийнятна відносна вологість;
- ❖ необхідна витрата припливного повітря;
- ❖ допустимий рівень шуму.

Ці параметри важливі для асиміляції тепловиділень від зовнішніх і внутрішніх джерел, а також для компенсації тепловтрат і для забезпечення комфортних умов у приміщенні.

Критеріями гігієнічних параметрів повітря є:

- ❖ забезпечення концентрації мікроорганізмів у заданих границях;
- ❖ виділення з приміщення забруднюючих речовин, наприклад, таких, як виділяючі гази;
- ❖ контролювання руху повітря в приміщенні.

Параметрами підтримання гігієнічних умов є концентрація мікробів і забруднюючих газів, а також рух повітря між приміщеннями. У зв'язку з цим, концентрація забруднюючих речовин повинна знаходитися на мінімально необхідному рівні, а рух повітря між приміщеннями необхідно контролювати.

У процесі проектування систем вентиляції і кондиціонування для чистих приміщень необхідно розглядати ці параметри в їх сукупності. Для асиміляції надлишків тепла, щоб забезпечити необхідну якість повітря, слід перевіряти кількість кондиціонованого повітря так само, як і кількість витісняючого повітря, яке необхідне для підтримання концентрації мікроорганізмів у приміщенні нижче визначеного рівня.

Тепловий комфорт людини залежить від одягу і ступеня її рухливості, а також параметрів мікроклімату в приміщенні.

У зонах з односпрямованим потоком повітря для забезпечення комфорту медичного персоналу і хворого забезпечується можливість регулювання температури потоку повітря. Діапазон регулювання

температури встановлюється, як правило, в границях від 18 до 24 °С. У педіатричних відділеннях максимальне значення температури може бути 27 °С. Точність підтримання температури $\pm 1^{\circ}\text{C}$ від номінального значення.

Розрахункові температура, відносна вологість і максимальна рухомість повітря для холодного і теплого періоду року в приміщеннях закладів охорони здоров'я визначаються за ДБН В.2.2-10-2001 [6], СанП та Н 5179-90 [16] і ДСанП і Н 6.6.3-150-2007 [5], які наведені в додатку А (табл. А.1, А.2).

Рекомендовані розрахункові параметри повітря в приміщеннях, що відповідають нормативним документам ЄС, а також сучасним результатам наукових досліджень повітряного середовища, які проводяться на базі клінічних закладів, наведено в табл. 1

Клас чистоти приміщення	Розрахункова температура повітря, °С	Відносна вологість повітря при 22 °С, %	Кратність повітрообміну, год ⁻¹	Приплив зовнішнього повітря на одну людину, м³/год
Особливо чисті (А)	18-28	30-60	≥ 25	≥ 80
Чисті (Б)			≥ 10	
Умовно чисті (В)			≥ 5	
Брудні (Г)			≥ 2	
Примітка. Конкретні значення температури і вологості повітря в приміщеннях визначаються замовником спільно з проектною організацією при узгодженні технологічного завдання.				

Табл. 1 Параметри повітря в приміщеннях, що відповідають нормативним документам ЄС

Відносна вологість повітря повинна бути в межах 55-60 %, а в холодний період у палатах з механічною припливно-витяжною вентиляцією – 30- 50 %. У приміщеннях, у яких за медичними показниками необхідно забезпечити зволоження повітря, мінімально допустима відносна вологість повітря складає 30 % при температурі 22°C.

Загальні вимоги до систем кондиціонування і вентиляції повітря

У будинках передбачають установку припливно-витяжної вентиляції з механічним спонуканням (або змішану природну витяжну вентиляцію з механічною припливною) і кондиціонування повітря, які забезпечують повітряно-тепловий баланс приміщень та відділень.

Системи кондиціонування і вентиляції повітря в приміщеннях лікувальних закладів забезпечують:

- ❖ виконання вимог до мікроклімату;
- ❖ подачу в приміщення потрібної кількості зовнішнього повітря;
- ❖ необхідну чистоту повітря залежно від призначення приміщення;
- ❖ видалення шкідливих речовин тощо.

При проектуванні, будівництві (реконструкції) і експлуатації СКВ для РЦ слід користуватися основними положеннями діючих спеціальних нормативних документів [5; 8; 6; 16], тому що ці системи мають ряд особливостей порівняно із системами інших громадських будівель і споруд.

При проектуванні СКВ і чистих приміщень слід приймати рішення, які знижують капітальні і експлуатаційні витрати за рахунок обґрунтованого використання рециркуляції повітря і рекуперації тепла (холоду), правильного вибору кратності повітрообміну, перепадів тиску, площі поперечного перерізу односпрямованого потоку повітря та інше. Слід також визначити витрати зовнішнього, припливного, витяжного, рециркуляційного і видаленого повітря, забезпечити баланс повітро- обміну і вибрати число ступенів фільтрації і класи фільтрів очистки повітря.

Самостійні системи припливно-витяжної вентиляції передбачають для приміщень: операційних блоків (окремо для асептичних і септичних блоків), реанімаційних залів та палат інтенсивної терапії (окремо для дюдей з вулиці, що потрапили до лікарні, та з відділень лікарень), пологових палат (окремо для фізіологічного та обсерваційного відділень), палат в акушерських відділеннях і пологових будинках (окремо для фізіологічного і обсерваційного відділення), палат новонароджених недоношених та травмованих дітей кожного відділення (окремо для фізіологічного та обсерваційного відділень), рентгенівських і радіо-логічних відділень, лабораторій, грязелікування, водолікування, сірководневих і радонових ванн, санітарних вузлів, аптек, а також для приміщень, що визначається технологічною частиною проекту.

Кондиціонування повітря обов'язкове для операційних, наркозних, допологових, пологових, післяопераційних палат, реанімаційних палат та залів, палат інтенсивної терапії, опікових стерильних відділень, палат новонароджених, недоношених та травмованих дітей, неонатальних

відділень, стерильних зон віваріїв для тварин, вільних від патогенної флори, а також для приміщень з технологічним обладнанням, робота якого потребує особливих мікрокліматичних умов.

Повітроводи СКВ мають клас «Щ» (щільні) і після вискоєфективних (бактеріологічних) фільтрів виконуються з нержавіючої сталі.

Зволоження повітря в приміщеннях з нормативною відносною вологістю повітря здійснюється парогенераторним устаткуванням.

Зовнішнє повітря, яке подається системами припливної вентиляції, і повітря, що видаляється з радіологічних відділень з відкритими джерелами випромінювання, мікробіологічних відділень з патогенними матеріалами, віваріїв, очищають у фільтрах. Повітря, що подається до операційних, наркозних, допологових, пологових, післяопераційних, реанімаційних палат та залів, палат інтенсивної терапії, опікових стерильних відділень, палат недоношених та травмованих дітей, а також до віваріїв для тварин, додатково очищають у бактерицидних фільтрах.

Повітря подається до верхньої зони та видаляється з верхньої зони приміщення, а з операційних, наркозних, реанімаційних, пологових, рентгенівських та радіологічних процедурних видалення повітря здійснюється з двох зон: 40 % – з верхньої зони та 60 % – з нижньої зони.

В Україні діючі нормативні документи не допускають у закладах охорони здоров'я рециркуляцію повітря та утилізацію теплоти витяжних установок. Але сучасні стандарти інших країн дозволяють в окремих випадках використовувати рециркуляційне повітря при забезпеченні відповідного ступеня чистоти для зниження капітальних і експлуатаційних витрат. Тому питання можливості використання рециркуляції повітря і утилізації теплоти повинно розглядатися в кожному випадку окремо, відповідно до технологічної частини проекту.

В операційних без односпрямованого потоку повітря, приміщеннях, які не потребують спеціальних заходів захисту хворого, персоналу та інших хворих, та ізоляторах з ціллю збільшення кратності повітрообміну, зниження навантаження на центральний кондиціонер і забезпечення перепаду тиску повітря (додатного чи від'ємного) між приміщеннями можуть використовуватися автономні пристрої очистки повітря з фінішними фільтрами класу не нижче F9, а для забезпечення більш високого рівня чистоти у приміщенні – класів H12–H14 (див. рис. 2).

Мінімальна витрата зовнішнього повітря залежить від виділення шкідливих речовин, кількості людей у приміщенні і необхідності підтримання потрібного перепаду тиску в приміщеннях. Кількість

припливного зовнішнього повітря приймають з розрахунку не менше 80 м³/год на одну людину, а за стандартом – не менше 100 м³/год для операційних і палат інтенсивної терапії. Витрата зовнішнього повітря в приміщеннях, у яких використовують засоби анестезії, повинна бути не менше 800 м³/год з розрахунку на один наркозний апарат, а в палатах для хворих, що палять, – не менше 72 м³/год з розрахунку на одну людину.

За сучасною класифікацією операційні належать до чистих приміщень класу 5 ISO і вище.

Основні елементи системи кондиціонування повітря для чистого приміщення наведено на рис. 3. Система має три ступеня фільтрації припливного повітря і один ступінь фільтрації витяжного повітря, систему утилізації теплоти, три глушника на припливі і два на витяжці, повітророзподільник зі змінною витратою повітря.

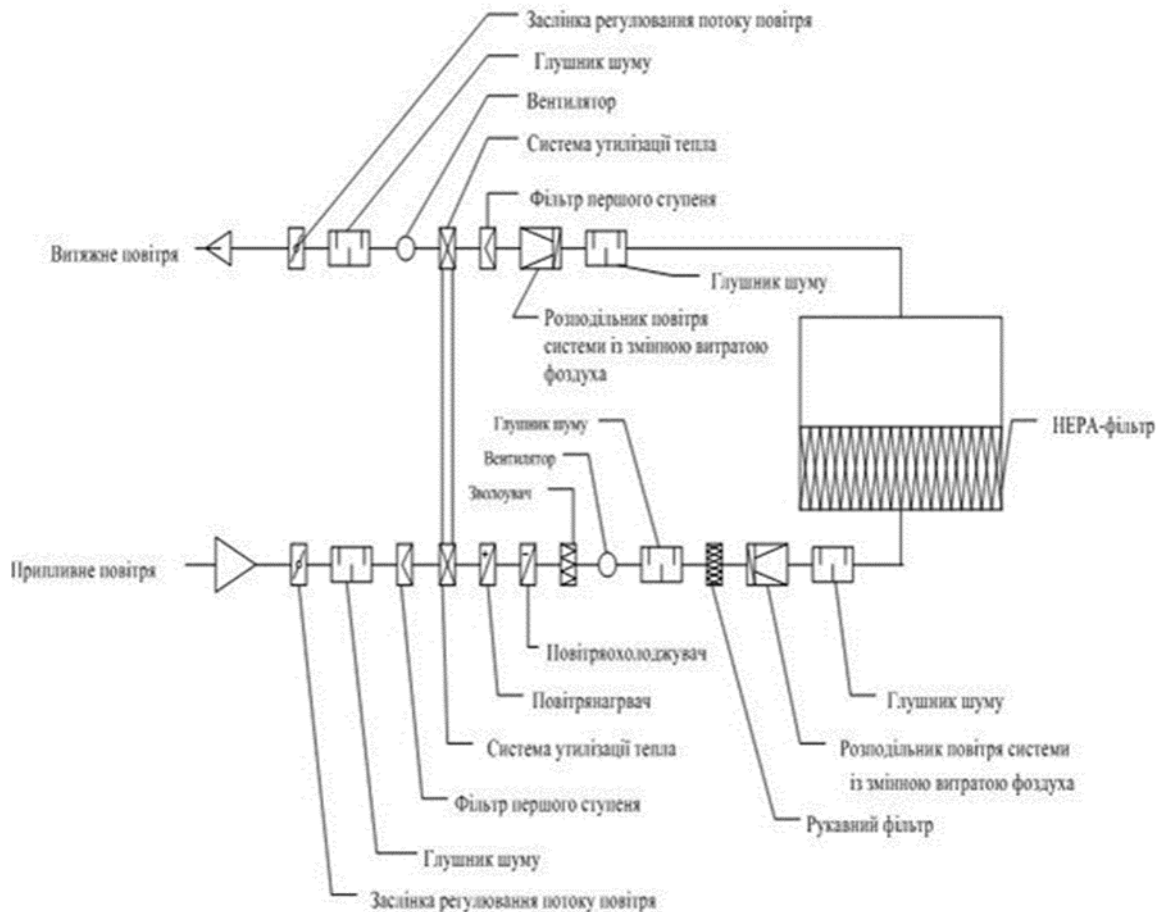


Рис. 3. Основні елементи системи кондиціонування повітря для чистого приміщення

Схема скв за енергозберігаючою технологією для операційної

Система складається з трьох конструктивних елементів: припливно-витяжного агрегату А для цілорічної обробки припливного зовнішнього повітря $L_{пз}$; сумішно-очисного припливного агрегату Б для подачі в приміщення операційної припливного повітря L_n ; настінного припливного повітророзподільного пристрою В із вбудованим фільтром 16 високої ефективності очистки повітря (HEPA-фільтр) і повітророзподільника 17.

Припливно-витяжний агрегат А включає апарати для цілорічної підготовки припливного зовнішнього повітря $L_{пз}$ за енергозберігаючою технологією згідно з умовами формування теплового режиму у приміщенні операційної, що контролюється за датчиком 4, який сприймає температуру видаленого з приміщення витяжного повітря $L_{вв}$, температура якого дорівнює температурі повітря в операційній.

У холодний період року датчик 3 контролю температури зовнішнього повітря включає помпу 5 установки утилізації 6. У цьому режимі теплота витяжного видаленого повітря $L_{вв}$ буде передаватися на нагрів припливного зовнішнього повітря. Датчик 9 контролю температури припливного зовнішнього повітря діє на пускач електродвигуна компресора і автоматичний перемикач режиму (клапан). У режимі нагріву припливного зовнішнього повітря холодильна машина працює за циклом теплової помпи, забезпечуючи надходження гарячої пари холодильного агенту в трубки теплообмінника 7, який у цьому режимі є конденсатором. Теплота конденсації передається в теплообміннику 7 на нагрів припливного зовнішнього повітря. Витяжне видалене повітря охолоджується в теплообміннику 8, який у цьому режимі є випарником холодильної машини. Охолоджене видалене повітря викидається по повітроводу 14 через устрій 15 в атмосферу

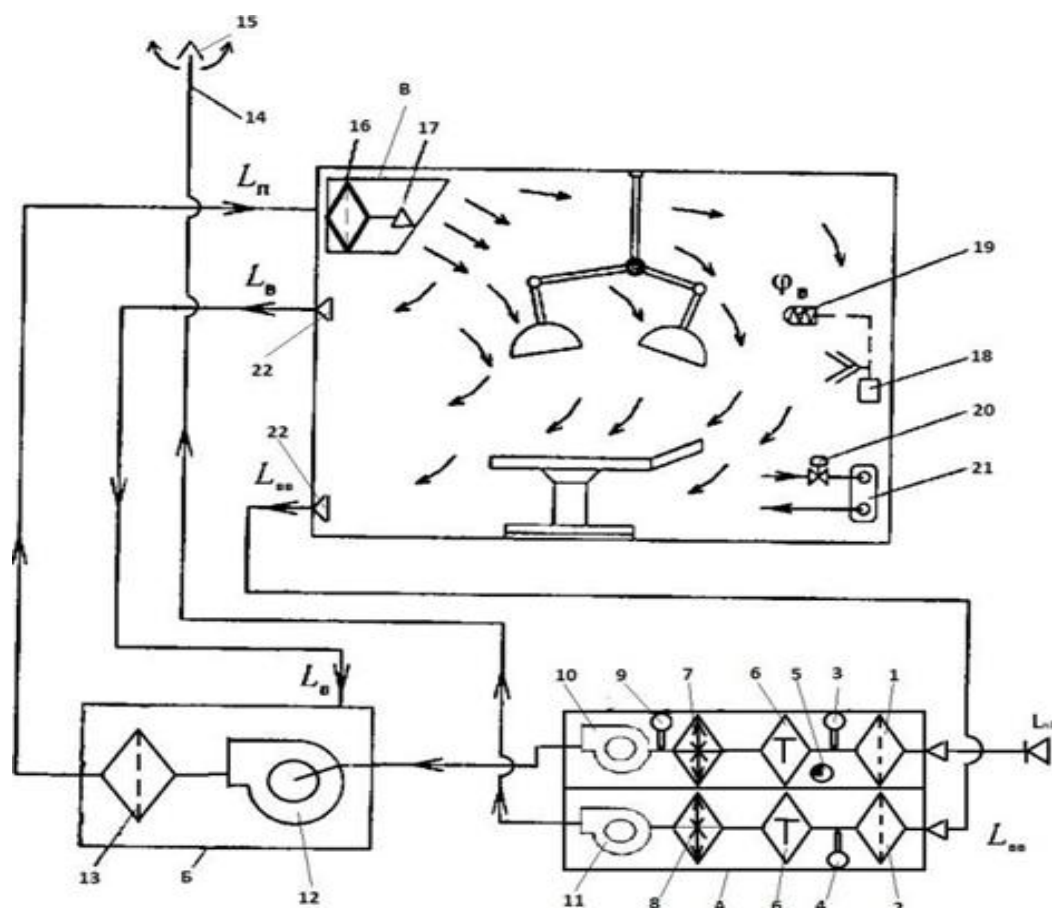


Рис. 4. Схема принципової СКВ приміщення операційної з енергозберігаючими режимами цілорічної роботи:

А – агрегат припливно-витяжний; Б – агрегат сумішно-очисний; В – повітророзподільний пристрій настінний; 1 – фільтр 1-го ступеня очистки; 2 – фільтр витяжного повітря; 3 – датчик температури зовнішнього повітря; 4 – датчик температури повітря, яке видаляється; 5 – помпа; 6 – установка утилізації тепла; 7 – випарник-конденсатор; 8 – конденсатор-випарник; 9 – датчик температури припливного повітря; 10 – вентилятор зовнішнього повітря; 11 – вентилятор витяжного повітря, яке видаляється; 12 – вентилятор припливного повітря; 13 – фільтр 2-го ступеня очистки; 14 – повітровід; 15 – пристрій викиду повітря; 16 – фільтр HEPA припливного повітря; 17 – повітророзподільник; 18 – датчик вологості; 19 – зволожувач; 20 – терморегулятор; 21 – нагрівач.

За наявності в приміщенні операційної вікон раціонально встановити під вікнами нагрівачі 21 з обов'язковим використанням на трубопроводах подачі гарячої води терморегуляторів 20, налаштованих на підтримку в приміщенні мінімального значення температури повітря – 18 °С.

Перепад температур між припливним повітрям і повітрям у робочій зоні проведення операції не повинен перевищувати 6 °С, що потребує використання спеціального повітророзподільника.

Потрібна температура припливного повітря забезпечується змішуванням у припливному агрегаті Б холодного зовнішнього $L_{пз}$ і внутрішнього L_v повітря. Суміш припливного повітря L_n очищується в агрегаті Б у фільтрі тонкої очистки 13 і по повітроводу надходить у повітророзподільний пристрій В, де здійснюється кінцева очистка припливного повітря у фільтрах 16. Завдяки послідовній очистці припливного повітря у фільтрах агрегатів А і Б забезпечується не тільки високий ступінь очистки, але і достатньо тривала робота кінцевого фільтру НЕРА без заміни на новий фільтруючий матеріал.

У холодний період року через низьку вологовмісткість зовнішнього повітря в операційній відносна вологість повітря може бути нижче 40 %. Для регулювання відносної вологості повітря в операційній у припливному агрегаті Б чи в приміщенні операційної необхідно встановити зволожувач 19, робота якого регулюється датчиком 18 контролю рівня вологості внутрішнього повітря.

У теплий період року, коли агрегат А працює в режимі охолодження зовнішнього повітря, в установці утилізації 6 відбувається попереднє охолодження теплого зовнішнього повітря $L_{пз}$ прохолодним (20-22 °С) витяжним видаленим повітрям, що зменшує навантаження на випарник 7. Крім того, конденсатор 8 холодильної машини охолоджується витяжним видаленим повітрям майже незмінної температури, що підвищує надійність і енергетичну ефективність системи кондиціонування і вентиляції.

Подача в операційну зовнішнього повітря здійснюється вентилятором 10, припливного – вентилятором 12, а витяжка видаленого повітря – вентилятором 11.

Систему кондиціонування повітря операційної на базі моноблочного припливно-витяжного автономного кондиціонера наведено на рис. 5.

У конструкції кондиціонера використано двоярусну компоновку. Секція кондиціонера з фреоновим повітроохолоджувачем розташована в нижньому ярусі. Зовнішнє повітря надходить у кондиціонер, охолоджується або нагрівається в ньому, залежно від температури повітря, проходить два ступені очистки і по системі повітроводів надходить у приміщення операційної. Роздача повітря здійснюється у верхню зону через спеціальні ґратки, які оснащені фільтрами тонкої очистки. Витяжні ґратки в приміщенні встановлені у верхній і нижній зонах для видалення з нього легких і важких

наркозних газів. По мережі повітроводів витягне повітря поступає в секції кондиціонера, які розміщені в другому ярусі. Холодильна машина кондиціонера має повітряний конденсатор, для охолодження якого використовується повітря витяжної системи з додатковою добавкою зовнішнього повітря. Видалення витяжного повітря здійснюється через спеціальну шахту на даху будинку.

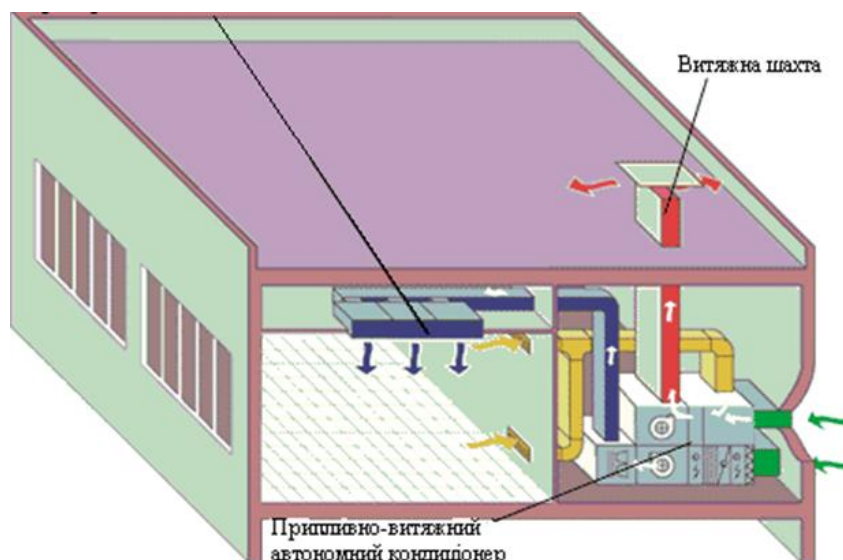


Рис. 5. Система кондиціювання і вентиляції операційної на базі припливно-витяжного автономного кондиціонера

Кондиціонери для РЦ

Кондиціонери є складовою частиною СКВ і призначені для створення і підтримки в приміщеннях штучного повітря, необхідного за технологічними і комфортними умовами, шляхом переміщення, тепло- вологісної обробки і очистки повітря до заданих параметрів. Кондиціонери, які використовуються в чистих приміщеннях, мають свої особливості порівняно з тими, що встановлені в інших системах кондиціювання повітря. Так, кондиціонери для медичних закладів (медичні кондиціонери) не повинні бути джерелом забруднення, дозволяти виконувати очистку і стерилізацію внутрішніх поверхонь повітряного тракту, автоматично керувати підпором і розрядженням у приміщенні.

Прикладом сучасних медичних кондиціонерів є кондиціонери серії Н фірми «Tecnair» (Італія) з фреоновим охолоджувачем (серія ОНА) або водяним (серія ОНИ) (рис. 6).



Рис. 6. Загальний вид кондиціонера серії Н

Основною особливістю даної серії є те, що кондиціонери найбільш відповідають Європейським стандартам щодо виключення хімічного і біологічного забруднення повітря. Хімічне забруднення внаслідок використання газів-анестетиків не може бути усунуте фільтрацією і потребує розбавлення до рівня ГДК великою кількістю свіжого повітря. Незважаючи на поступове забруднення фільтрів, незмінна витрата повітря підтримується контролером кондиціонера шляхом інверторного керування припливним вентилятором. У випадку, якщо санітарні норми дозволяють часткову рециркуляцію повітря, то між припливним і витяжним повітроводами може бути встановлений байпасний клапан, що дозволяє скоротити експлуатаційні витрати електроенергії.

Для запобігання забруднення кондиціонера на вході у витяжний повітровід до витяжного вентилятора встановлений фільтр класу G4. Крім того, високий статичний тиск витяжного вентилятора дозволяє використовувати НЕРА-фільтр на вході у витяжний повітровід перед глушником. Даний фільтр у сукупності з контролем розрядження в приміщенні попередить забруднення навколишнього середовища у випадку, якщо відпрацьоване повітря містить токсичні субстанції. Кожний фільтр має диференціальне реле тиску, яке зв'язане з контролером для індикації забруднення фільтра.

Схему устрою СКВ операційної на базі кондиціонерів серії Н показано на рис. 7.

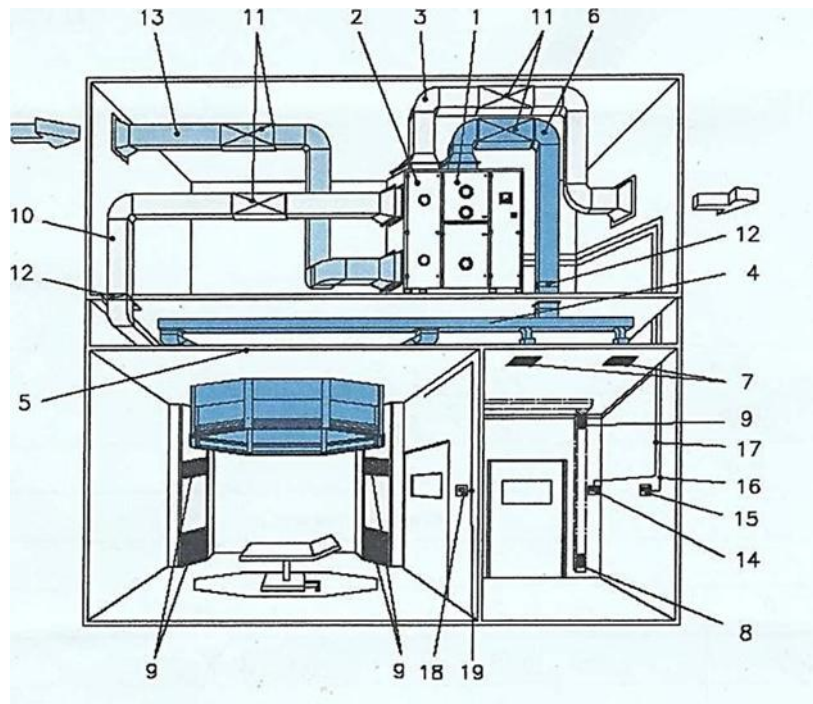


Рис. 7. Схема обладнання СКВ операційної на базі кондиціонерів серії Н:

1 – припливний вентилятор; 2 – витяжний вентилятор; 3 – витяжний повітропровід; 4 – електричний або водяний теплообмінник додаткового нагріву; 5 – фільтр: класу Н12 або Н14; 6 – припливний повітропровід (термічно ізолюваний); 7 – розподільники повітря з НЕРА-фільтром; 8 – верхня витяжна сітка з фільтром класу G4; 9 – нижня витяжна сітка з фільтром класу G4; 10 – всмоктуючий повітропровід; 11 – глушники; 12 – вогнезатримуючий клапан; 13 – повітропровід свіжого повітря; 14 – диференціальний пресостат; 15 – інтерфейс віддаленої диспетчеризації; 16 – екранований кабель для віддаленого пресостату (3 x 0,5 макс. 50 м); 17 – телефонний кабель для віддаленого користувача терміналу (6 жил, макс. 100 м); 18 – датчик температури і вологості; 19 – з'єднувальний кабель між кабелем і агрегатом (6 x 0,5 макс. 50 м).

Спеціальне обладнання

Настінні і стельові повітророзподільники

Фірма «Hidria» (Італія) випускає настінні (AFH) і стельові (AFV) повітророзподільні пристрої, в яких використовуються фільтри класу Н10-Н14 (затримують частинки пилу розміром більше 0,3 мкм), для припливних і витяжних систем вентиляції і кондиціонування повітря.

ПР типу AFH складається з корпусу 1, дворядної випускної ґратки 3 і фільтра 2, які встановлені з ущільненням по всьому прямокутному перерізу (рис. 8.).

Корпус виготовлено зі сталевих листів, які зварені герметично відповідно до DIN 1946 і пофарбовано, а ґратки – з холоднокатаних сталевих профілів, які закріплені до корпусу за допомогою гвинтів. У корпусі є два патрубки для вимірювання перепаду тиску на фільтрі, а також спеціальна ущільнююча рама для перевірки на герметичність.

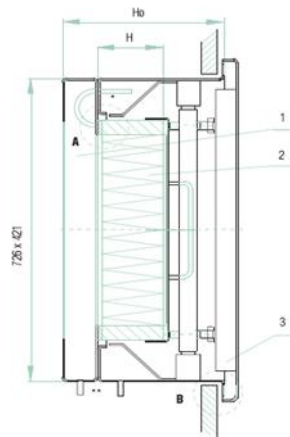
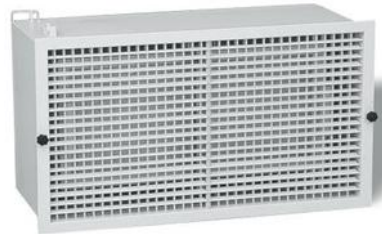


Рис. 8. Загальний вид і схема повітророзподільника типу AFH

Стельовий повітророзподільний пристрій типу AFV показано на рис. 9. Він складається з корпусу 1, фільтра 2, дифузора 3 і клапана запірного. Управління клапаном може відбуватися вручну або за допомогою електроприводу.

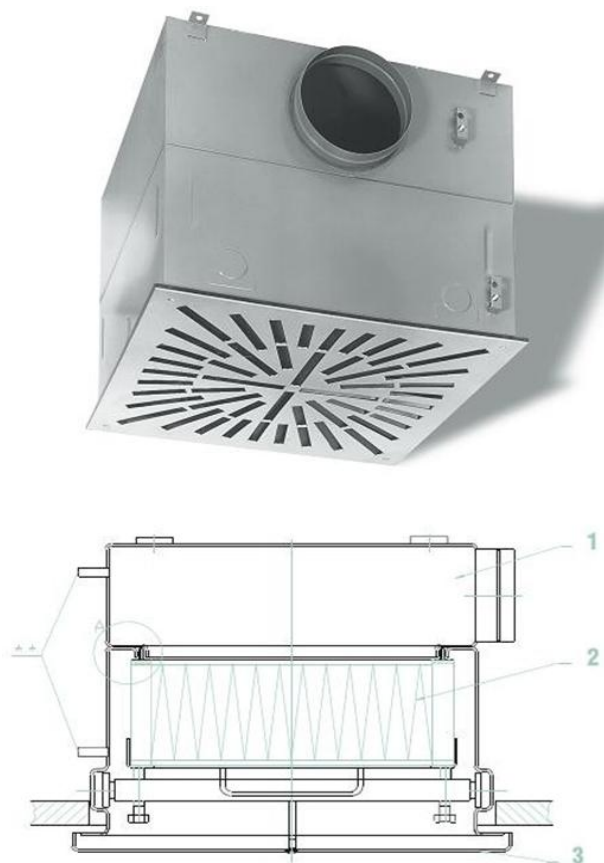


Рис. 9. Загальний вид і схема повітророзподільника типу AFV

Перевага ПР із запірним клапаном, який вбудовано в корпус фільтра, полягає в тому, що є можливість перекрити доступ повітря при заміні фільтра, закривши клапан, і запобігти забрудненню приміщення. При цьому після заміни фільтра не потрібна дезінфекція приміщення, яка необхідна, якщо відсутній запірний клапан, і неочищене повітря при заміні фільтра проникає в чисте приміщення.

Фільтрація повітря

У кінцевих фільтрах СКВ чистих приміщень використовують фільтровані матеріали зі скловолокна, які повинні задовольняти трьом протилежним параметрам: бажана ефективність фільтрації повинна бути досягнута за найменшого перепаду тиску і за можливо найбільшої пилоємності. Це сполучення ефективності фільтрації із тривалим терміном служби і мінімальними витратами енергії є вирішальним фактором у визначенні економічної доцільності використання конкретного фільтра.

Фільтруюче середовище для HEPA- і ULPA-фільтрів, яке відповідає цим вимогам, становить лист товщиною близько 0,5 мм, який складається з хаотичного заплетення тонких волокон (як правило, скла) з діаметром менше

мікрона. Так як швидкість повітря крізь фільтр становить усього 0,01-0,03 м/с, фільтрований матеріал складають в гофри. Для того, щоб забезпечити однакову відстань між складками, використовують сепаратори, які встановлюють між окремими складками, або клеють фільтруючий матеріал. Сучасні фільтри побудовані за принципом мінігофр, що дозволяє забезпечити компактність фільтрів і гнучкість технології їх виробництва.

Використовують два основних види фільтрів з мінігофрами: плоскі фільтри, які оптимізовані для швидкості повітря на вході у фільтр 0,3-0,5 м/с, і фільтровані комірки, в яких гофровані фільтрувальні елементи встановлені у вигляді зигзагу (рис. 10.).

Завдяки компактній конфігурації фільтровані комірки допускають швидкість повітря до 2 м/с і більше і тому добре вбудовуються в обладнання підготовки повітря чи повітроводи з елементами фільтрації.

У процесі фільтрації (очистки) повітря діють чотири механізми утримання частинок волоконними фільтрами. Перший – це ефект сита (рис. 10, а), який діє, коли відстань між двома волокнами менше діаметра частинок.

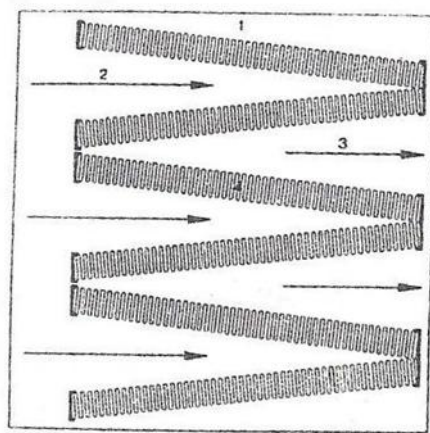


Рис. 10. Будова елементів НЕРА-фільтрів з гофрованого фільтрувального матеріалу у вигляді зигзагу:

1 – фільтрувальний елемент; 2 – повітря до фільтра; 3 – повітря після фільтра; 4 – фільтрувальний матеріал.

Цей ефект небажаний у вискоефективних фільтрах, коли поверхня фільтра блокується частинками, які осіли і заважають проникненню інших частинок у глибину фільтра, що приводить до скорочення його терміну служби. Другий – це ефект зачеплення (рис. 10, б), який проявляється, коли лінія течії, за якою рухається частинка, проходить так близько до

фільтрованого волокна, що частинка чіпляється за нього. Третій – ефект інерції (рис. 10, в), який проявляється для всіх частинок розміром більше 1 мкм. Завдяки більшій інерції такі частинки не можуть відхилитися разом з лінією течії повітря, коли вона минає волокно, і, таким чином, осідають на волокні. Четвертий – це ефект дифузії (рис. 11, г), який має домінуюче значення для надто маленьких частинок (менше 0,1 мкм) з відповідно невеликою масою. У результаті постійної взаємодії з оточуючими їх молекулами газу ці частинки здійснюють хаотичний рух по інерції (броунівський рух) у сторони від лінії течії. Таким чином, збільшується ймовірність торкання волокна частинкою і її утримання поверхневими силами.

Ефект зчеплення і ефект інерції стають більш значущими зі збільшенням діаметру частинок. Протилежну властивість має ефект дифузії, коли рухомість частинок і, відповідно, коефіцієнт дифузії та ймовірність утримання будуть тим більше, чим менше розмір частинок. Отже, для волокнистих фільтрів існує розмір частинок, при якому ефективність утримання є мінімальною, а проскік частинок – максимальним. Цей максимум проскоку, названий розміром частинки з максимальною здібністю проникливості, що, як правило, відповідає діаметру частинки 0,1-0,5 мкм, є функцією швидкості течії повітря крізь фільтр.

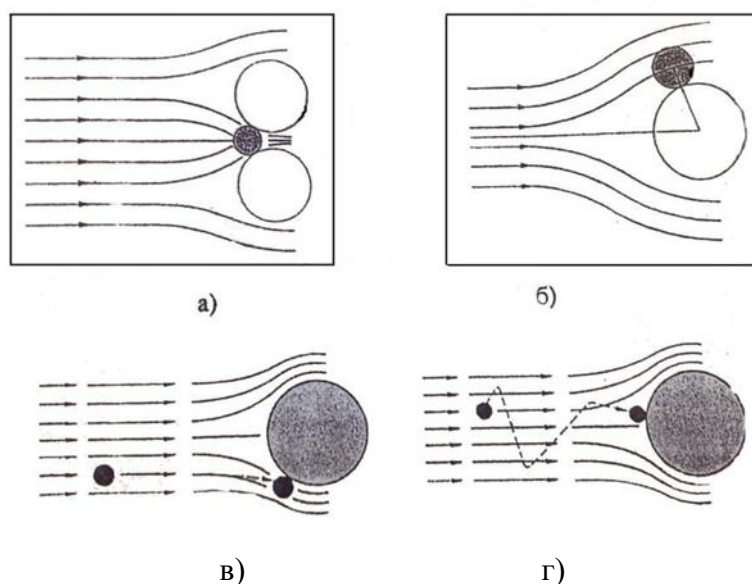


Рис. 11. Механізм фільтрації частинок: а) ефект сита; б) ефект зачеплення; в) ефект інерції; г) ефект дифузії.

1. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОЇ ТА ХОЛОДНОЇ ПОРИ РОКУ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

1.1. Характеристика будівельних конструкцій

Місцезнаходження об'єкту - місто Одеса.

Найменування об'єкту - реабілітаційний центр площею 500 м²

Географічна широта - 48°.

Коефіцієнт теплопередачі для зовнішніх стін дорівнює:

$$\kappa_{cm} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n} \right)^{-1}, \text{Вт/(м}^2\text{К)}, \quad (1.1)$$

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;

$\alpha_n = 23,3 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$ - коефіцієнт теплопередачі від зовнішньої поверхні стіни.

$$\kappa_{cm} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,05}{0,025} + 2 \cdot \frac{0,03}{0,7} + \frac{0,25}{0,8} + \frac{1}{23,3} \right)^{-1} = 0,39 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Коефіцієнт теплопередачі для внутрішніх стін дорівнює:

$$\kappa_{cm} = \left(\frac{2}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)^{-1}, \text{Вт/(м}^2\text{К)}, \quad (1.2)$$

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;

$\alpha_n = 23,3 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$ - коефіцієнт теплопередачі від зовнішньої поверхні стіни.

$$\kappa_{cm} = \left(\frac{2}{8} + \frac{0,1}{2,04} + 2 \cdot \frac{0,01}{0,7} \right)^{-1} = 3,05 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

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

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}, \quad (1.3)$$

де, δ - товщина шара λ - теплопровідність матеріалу шару.

$$D = R \cdot S \quad (1.4)$$

Результати розрахунку зводимо до таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. - Теплова інерція матеріалів

Конструкція та матеріал	Щільність, ρ, кг/м³	Товщина, δ, м	Коефіцієнти			
			Питома теплопровідність, λ, Вт/(мК)	Теплозасвоєння, S, Вт/(м²К)	Термічний опір, R, (м²К/Вт)	Теплова інерція, D
Вікна металопластикові					0,6	
Зовнішня стіна						
штукатурка	1600	0,03	0,7	8,69	0,043	0,374
пінополіуретан	80	0,05	0,025	0,7	2	1,4
цегла	1300	0,25	0,8	7,56	0,31	2,34
штукатурка	1600	0,03	0,7	8,69	0,043	0,374
Внутрішні перегородки						
штукатурка	1600	0.01	0.7	9.7	0.014	0.136
залізобетон	2500	0.1	2.04	18.95	0.049	0.929
штукатурка	1600	0.01	0.7	9.7	0.014	0.136

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

1.2. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря.

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б:

барометричний тиск - $P = 1010$ мм. рт. стовпа;

В теплий період року:

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

температура зовнішнього повітря - $t = 28,6$ °С;

розрахункова швидкість руху повітря - $3,3$ м/с.

В холодний період року:

ентальпія зовнішнього повітря - $h = -18,3$ кДж/кг;

температура зовнішнього повітря - $t = -18$ °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 - $t_n = 22$ °С;

температура повітря у приміщенні взимку - $t_n = 20$ °С;

відносна вологість повітря у приміщенні влітку - $\varphi_n = 50\%$;

відносна вологість повітря у приміщенні взимку - $\varphi_n = 50\%$;

амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 8,8$ °С.

1.3. Розрахунок теплоприпливів

У лікарні підтримується постійна температура повітря 22°С Відносна вологість $\varphi=50\%$, і швидкість повітря в робочій зоні не більше 0,2 м /

с.характеристика огорожующих конструкций приміщення приведена в таблиці 1.1.

1.4. Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом

Усі розрахунки проводимо для **приміщення №1** Для інших приміщень рахуємо за аналогічним розрахунком і отримані данні заносимо в таблиці.

1.5 Розрахунок надходження теплоти в приміщення

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

$$Q=Q_{огр.}+Q_{інф}+Q_{т.}, \text{ Вт} \quad (1.5)$$

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:

$$Q_{огор} = Q_{кр} + Q_{н.ст} + Q_{в.} + Q_{ост}, \text{ Вт} \quad (1.6)$$

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.

1.6 Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом

1.6.1. Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаємо за формулою:

$$Q_{н.с} = k_{ст} \cdot a \cdot (F_c + 0,5 \cdot F_z) \cdot \theta_{ст}, \text{ Вт}, \quad (1.7)$$

$$Q_{н.с} = 0,39 \cdot 0,7(0 + 27)6 = 22,1 \text{ Вт}$$

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

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

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

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

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

Результати розрахунку зводимо до таблиці 1.2.

Таблиця 1.2. - Теплоприливи через зовнішні огороження

№	t_n , °C	t_v , °C	Δt_c , °C	k_1	α_n , Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{вн}$, Вт/(м ² ·К)	a	$\theta_{ст}$	F_c , м ²	F_z , м ²	$k_{ст}$, Вт/(м ² ·К)	$Q_{н.с}$, 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
10	28,6	22	8,8	1,5	23,3	8	0,7	6	9,8	0	0,39	16,1
11	28,6	22	8,8	1,5	23,3	8	0,7	6	9,4	0	0,39	15,4
12	28,6	22	8,8	1,5	23,3	8	0,7	6	11	0	0,39	18,02
13	28,6	22	8,8	1,5	23,3	8	0,7	6	13	0	0,39	21,3
14	28,6	22	8,8	1,5	23,3	8	0,7	6	9,4	0	0,39	15,4
15	28,6	22	8,8	1,5	23,3	8	0,7	6	10,2	0	0,39	16,7
16	28,6	22	8,8	1,5	23,3	8	0,7	6	9,8	0	0,39	16,05
17	28,6	22	8,8	1,5	23,3	8	0,7	6	42	0	0,39	68,8

1.6.2 Надходження теплоти через внутрішні огородження

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

$$Q_B = k_{B,CT} \cdot F_{B,CT} \cdot (t_{cm,II} - t_{II}), \text{ Вт}, \quad (1.8)$$

$$Q_B = 3,05 \cdot 68 \cdot (25,3 - 22) = 684,42 \text{ Вт}$$

де, k-коефіцієнт теплопередачі перегородок або перекриттів.

Температура в суміжних приміщеннях, які не кондиціонуються приймається:

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

б) $t_{cm,II} \approx t_H$, [°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.

Результати розрахунку зводимо до таблиці 1.3.

Таблиця 1.3. - Теплоприпливи через внутрішні перегородки

№	$F_{\text{в.ст}}, \text{ м}^2$	$t_{\text{пер}}, ^\circ\text{C}$	$k, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	$Q_{\text{в}}, \text{ Вт}$
1	68	25,3	3,05	684,42
2	30,4	25,3	3,05	305,98
3	31,6	25,3	3,05	318,05
4	41,28	25,3	3,05	415,5
5	31,6	25,3	3,05	318,05
6	45,6	25,3	3,05	458,96
7	30,4	25,3	3,05	305,98
8	30,8	25,3	3,05	310
9	26,4	25,3	3,05	265,72
10	28,8	25,3	3,05	289,87
11	28,4	25,3	3,05	285,85
12	30	25,3	3,05	301,95
13	32	25,3	3,05	322,08
14	28,4	25,3	3,05	285,85
15	29,2	25,3	3,05	293,9
16	28,8	25,3	3,05	289,87
17	26	25,3	3,05	261,69

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

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

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

$$Q_{\text{ср}} = F \cdot [q_{\text{с}} \cdot k_{\text{п}} \cdot k_{\text{заб}} \cdot k_{\text{зат}} + k_0 \cdot (t_{\text{з}} - t_{\text{в}})], \text{ Вт}, \quad (1.9)$$

$$Q_{\text{ср}} = 142,56 \text{ Вт}$$

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

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

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

Результати розрахунку зводимо до таблиці 1.4.

Таблиця 1.4. - Теплоприпливи через засклені поверхні

№	$F, \text{ м}^2$	$k_{\text{п}},$ $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$	$k_{\text{заб}},$ $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$	$k_{\text{зат}},$ $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$	$q_{\text{с}},$ $\text{Вт}/\text{м}^2$	$k_0,$ $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$	$Q_{\text{ср}}, \text{ Вт}$
1	9	0,72	0,75	0,55	40	0,6	142,56
2	3	0,72	0,75	0,55	40	0,6	47,52
3	3	0,72	0,75	0,55	40	0,6	47,52
4	3	0,72	0,75	0,55	40	0,6	47,52

5	3	0,72	0,75	0,55	40	0,6	47,52
6	6	0,72	0,75	0,55	40	0,6	95,04
7	3	0,72	0,75	0,55	266	0,6	248,89
8	3	0,72	0,75	0,55	266	0,6	248,89
9	3	0,72	0,75	0,55	266	0,6	248,89
10	3	0,72	0,75	0,55	266	0,6	248,89
11	3	0,72	0,75	0,55	266	0,6	248,89
12	3	0,72	0,75	0,55	266	0,6	248,89
13	3	0,72	0,75	0,55	266	0,6	248,89
14	3	0,72	0,75	0,55	266	0,6	248,89
15	3	0,72	0,75	0,55	266	0,6	248,89
16	3	0,72	0,75	0,55	266	0,6	248,89
17	0	0,72	0,75	0,55	266	0,6	0

1.7. Тепловиділення від інших джерел

1.7.1. 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 повні $Q_{\text{пол}}$ теплоприпливи:

$$Q_n^n = n \cdot q_n, \text{ Вт} \quad (1.10)$$

де, $q_{\text{п}}$ – питома кількість теплоти, відповідно, повної, що виділяються однієї людиною, Вт/чол;

n - кількість людей.

$$Q_{\text{л}}^{\text{п}} = 15 \cdot 202 = 3030 \text{ Вт}$$

Результати розрахунку зводимо до таблиці 1.5.

Таблиця 1.5. - Теплоприпливи від людей

№	n , чол.	$q_{\text{я}}$, Вт/чол	$Q_{\text{п}}$, Вт
1	15	202	3030
2	6	202	1212
3	6	202	1212
4	10	202	2020
5	6	202	1212
6	12	202	2424
7	6	202	1212
8	6	202	1212
9	4	202	808
10	5	202	1010
11	5	202	1010
12	6	202	1212
13	7	202	1414
14	5	202	1010

15	5	202	1010
16	5	202	1010
17	11	202	2222

1.7.2. Розрахунок теплоприпливів від устаткування

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

$$Q_{об} = k_{од} \cdot k_{загр} \cdot \xi \sum_{i=1}^n N_y, \text{ Вт} \quad (1.11)$$

де, $k_{од}$ – коефіцієнт одночасності;

$k_{загр} = 0,85$ – коефіцієнт навантаження, що характеризує відношення дійсної потужності до номінальної або встановленої;

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

$\xi = 0,8$ – витрачена частина потужності і теплоти, яка приймається:

$$Q_{об} = 0,8 \cdot 0,85 \cdot 0,8 \cdot 4000 = 2176 \text{ Вт}$$

Данні тепловиділення $Q_{об}$ розраховуємо для приміщення №1.

Результати розрахунку зводимо до таблиці 1.6.

Таблица 1.6. - Теплоприпливи від обладнання

№	$k_{од}$	$k_{загр}$	$\sum N_y$, КВт	ξ	$Q_{об}$, Вт
1	0,8	0,85	4	0,8	2176
2	0,7	0,85	2,1	0,8	999,6
3	0,7	0,85	1,7	0,8	809,2
4	0,8	0,85	4	0,8	2176
5	0,75	0,85	2,1	0,8	1071
6	0,8	0,85	4	0,8	2176

7	0,7	0,85	2,1	0,8	999,6
8	0,7	0,85	2,1	0,8	999,6
9	0,7	0,85	2,1	0,8	999,6
10	0,75	0,85	2,1	0,8	1071
11	0,7	0,85	2,1	0,8	999,6
12	0,73	0,85	2,1	0,8	1042,44
13	0,78	0,85	2,1	0,8	1113,84
14	0,75	0,85	2,1	0,8	1071
15	0,74	0,85	2,1	0,8	1056,72
16	0,73	0,85	2,1	0,8	1042,44
17	0,8	0,85	3	0,8	1632

1.7.3. Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення

Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення визначають за формулою:

$$Q_{\text{осв}} = \beta \cdot \Sigma \cdot N_{\text{осв.пр.}}, \text{ Вт} \quad (1.12)$$

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

Σ – сума освітлювальних приладів;

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

1) для люстр $\beta = 1$;

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

$$Q_{\text{осв.}} = 0,5 \cdot 6 \cdot 72 = 216 \text{ Вт}$$

Результати розрахунку зводимо до таблиці 1.7.

Таблиця 1.7. - Теплоприпливи від штучного освітлення

№	β	Σ	$N_{\text{осв.пр. Вт}}$	$Q_{\text{осв, Вт}}$
1	0,5	6	72	216
2	0,5	3	72	108
3	0,5	3	72	108
4	0,5	4	72	144
5	0,5	3	72	108
6	0,5	5	72	180
7	0,5	3	72	108
8	0,5	3	72	108
9	0,5	2	72	72
10	0,5	2	72	72
11	0,5	2	72	72
12	0,5	2	72	72
13	0,5	3	72	108
14	0,5	2	72	72
15	0,5	2	72	72
16	0,5	2	72	72
17	0,5	5	72	180

2. РОЗРАХУНОК ВОЛОГОВИДІЛЕНЬ

Розрахунок вологовиділень проводимо для **приміщення №1**. Для інших приміщень рахуємо за аналогічним розрахунком і отримані данні заносимо в таблиці.

2.1. Вологовиділення від людей

Вологовиділення від людей визначають за формулою:

$$W_{\text{л}} = n \cdot w_{\text{п}}, \text{ кг/с}, \quad (2.1)$$

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

n - кількість людей.

$$W_{\text{л}} = 15 \cdot 4,39 \cdot 10^{-5} = 0,00066 \text{ кг/с}$$

Результати розрахунку зводимо до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1. - Вологовиділення від людей

№	n	$w_{\text{п}}, \text{ кг/с}$	$W_{\text{л}}, \text{ кг/с}$
1	15	$4,39 \cdot 10^{-5}$	0,00066
2	6	$4,39 \cdot 10^{-5}$	0,00026
3	6	$4,39 \cdot 10^{-5}$	0,00026
4	10	$4,39 \cdot 10^{-5}$	0,00044
5	6	$4,39 \cdot 10^{-5}$	0,00026
6	12	$4,39 \cdot 10^{-5}$	0,00053

7	6	$4,39 \cdot 10^{-5}$	0,00026
8	6	$4,39 \cdot 10^{-5}$	0,00026
9	4	$4,39 \cdot 10^{-5}$	0,00018
10	5	$4,39 \cdot 10^{-5}$	0,00022
11	5	$4,39 \cdot 10^{-5}$	0,00022
12	6	$4,39 \cdot 10^{-5}$	0,00026
13	7	$4,39 \cdot 10^{-5}$	0,00031
14	5	$4,39 \cdot 10^{-5}$	0,00022
15	5	$4,39 \cdot 10^{-5}$	0,00022
16	5	$4,39 \cdot 10^{-5}$	0,00022
17	11	$4,39 \cdot 10^{-5}$	0,00048

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

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

$$W_B = \sigma \cdot F \cdot (d''_B - d_B), \text{ кг/с}, \quad (2.2)$$

де, $\sigma = \alpha_y / C_p = 0,008 / 1,029 = 0,0078$ - співвідношення Л' юіса;

$C_p = C_c + C_n d_{cp} = 1,006 + 1,86 \cdot 0,0125 = 1,029$ [кДж/(кг·К)] - теплоємність вологого повітря,

F - площа відкритої поверхні води, [м²];

$d''_B = 0,0167$ - вологовміст насиченого повітря в приміщенні, [кг/кг];

$d_B = 0,0082$ - вологовміст повітря в приміщенні, [кг/кг];

$$W_B = 0,0078 \cdot 3,6 \cdot (0,0167 - 0,0082) = 0,00024 \text{ кг/с}$$

Данні вологоділення W_v розраховуємо для приміщення №1

Результати розрахунку зводимо до таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. - Вологовиділення з поверхні відкритої води

№	σ	F, m^2	$C_p,$ кДж/кг·К	$d''_v, \text{кг/кг}$	$d_v, \text{кг/кг}$	$W_v, \text{кг/с}$
1	0,0078	3,6	1,029	0,0167	0,0082	0,00024
2	0,0078	1,44	1,029	0,0167	0,0082	0,000095
3	0,0078	1,56	1,029	0,0167	0,0082	0,000103
4	0,0078	2,52	1,029	0,0167	0,0082	0,00017
5	0,0078	1,56	1,029	0,0167	0,0082	0,000103
6	0,0078	2,96	1,029	0,0167	0,0082	0,0002
7	0,0078	1,44	1,029	0,0167	0,0082	0,000095
8	0,0078	1,48	1,029	0,0167	0,0082	0,000098
9	0,0078	1,04	1,029	0,0167	0,0082	0,000069
10	0,0078	1,28	1,029	0,0167	0,0082	0,000085
11	0,0078	1,24	1,029	0,0167	0,0082	0,000082
12	0,0078	1,4	1,029	0,0167	0,0082	0,000093
13	0,0078	1,6	1,029	0,0167	0,0082	0,00011
14	0,0078	1,24	1,029	0,0167	0,0082	0,000082

15	0,0078	1,32	1,029	0,0167	0,0082	0,000087
16	0,0078	1,28	1,029	0,0167	0,0082	0,000085
17	0,0078	2,6	1,029	0,0167	0,0082	0,00017

2.3. 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.

Таблиця 2.3 – Зведена таблиця теплоприливів

№	$Q_{н.с}, Вт$	$Q_{в}, Вт$	$Q_{ср}, Вт$	$Q_{п}, Вт$	$Q_{об}, Вт$	$Q_{осв}, Вт$	$\Sigma Q, Вт$
1	22,1	684,42	142,56	3030	2176	216	6271,1
2	9,3	305,98	47,52	1212	999,6	108	2682,4
3	10,3	318,05	47,52	1212	809,2	108	2505,1
4	18,25	415,5	47,52	2020	2176	144	4821,3
5	10,32	318,05	47,52	1212	1071	108	2766,9
6	32,4	458,96	95,04	2424	2176	180	5366,4
7	31,8	305,98	248,89	1212	999,6	108	2906,2
8	19,3	310	248,89	1212	999	108	2897,8

					6		
9	12,1	265,72	248,89	808	999, 6	72	2406,3
10	16,1	289,87	248,89	1010	1071	72	2707,8
11	15,4	285,85	248,89	1010	999, 6	72	2631,7
12	18,02	301,95	248,89	1212	1042 ,44	72	2895,3
13	21,3	322,08	248,89	1414	1113 ,84	108	3228,1
14	15,4	285,85	248,89	1010	1071	72	2703,1
15	16,7	293,9	248,89	1010	1056 ,72	72	2698,2
16	16,05	289,87	248,89	1010	1042 ,44	72	2679,3
17	68,8	261,69	0	2222	1632	180	4364,5
Всѡ го							56531, 6

Таблиця 2.4 – Зведена таблиця вологовиділень

№	$W_{\text{л}}, \text{кг/с}$	$W_{\text{в}}, \text{кг/с}$	$\Sigma W, \text{кг/с}$
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
9	0,00018	0,000069	0,000244
10	0,00022	0,000085	0,000304
11	0,00022	0,000082	0,000301
12	0,00026	0,000093	0,000356
13	0,00031	0,00011	0,000413
14	0,00022	0,000082	0,000301
15	0,00022	0,000087	0,000307
16	0,00022	0,000085	0,000304
17	0,00048	0,00017	0,000655
Всього			0,00722

$$Q_{\text{явн}} = \Sigma Q - Q_{\text{скр}} \quad (2.3)$$

$$Q_{\text{явн}} = 56531,6 - 17,8 = 56513,8 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{скр}} = \Sigma W \cdot (r_0 - 2,3 \cdot t_w^{\text{II}}) \quad Q_{\text{скр}} = 0,00722 \cdot (2500 - 2,3 \cdot 15,5) = 17,8 \text{ Вт}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{\Sigma Q}{\Sigma W}, \text{ кДж/кг} \quad (2.4)$$

$$\varepsilon = \left(\frac{6271,1}{0,0009} \right) \cdot 10^{-3} = 6995,86 \text{ кДж/кг}$$

Таблиця 2.5 – Тепловологісна характеристика

№	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	2406,3	0,000244	9848,79
10	2707,8	0,000304	8904,72
11	2631,7	0,000301	8730,42
12	2895,3	0,000356	8134,75

13	3228,1	0,000413	7815,59
14	2703,1	0,000301	8967,28
15	2698,2	0,000307	8796,69
16	2679,3	0,000304	8810,8
17	4364,5	0,000655	6666,22

$$\varepsilon_{\text{сред}} = 8062,1 \text{ кДж/кг}$$

3. ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПОВІТРЯ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

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

- за надлишками загальної теплоти в теплий період:

$$G_1 = \frac{Q_{\text{об}}}{(h_{\text{в}} - h_{\text{п}})}, \text{ кг/с} \quad (3.1)$$

$$G_1 = \frac{6271,1}{(43-37)} = 1,045 \text{ кг/с}$$

- за надлишками явної теплоти в теплий період:

$$G_2 = \frac{Q_{\text{явн}}}{(t_{\text{в}} - t_{\text{п}}) \cdot C_{\text{вв}}}, \text{ кг/с} \quad (3.2)$$

$$G_2 = \frac{6268,88}{(22-18) \cdot 1020} = 1,536 \text{ кг/с}$$

- за вологовиділеннями:

$$G_3 = \frac{W_{\text{об}}}{(d_{\text{в}} - d_{\text{п}})}, \text{ кг/с} \quad (3.3)$$

$$G_3 = \frac{0,0009}{(8,2-7,6) \cdot 10^{-3}} = 1,494 \text{ кг/с}$$

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

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

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

W – надходження вологи в приміщення, кг/с ;

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

$C_{\text{пдк}}$ – допустима концентрація шкідливостей у робочій зоні, кг/м^3 ;

$C_{\text{н}}$ – концентрація шкідливостей в зовнішньому повітрі, кг/м^3 ;

$\rho_{\text{вр}}$ – щільність шкідливих речовин, кг/м^3 .

Результати розрахунку зводимо до таблиці 3

Таблиця 3 – Загальна таблиця балансів теплоти і вологи

№	G ₁ , кг/с	G ₂ , кг/с	G ₃ , кг/с
1	1,045	1,536	1,494
2	0,447	0,657	0,598
3	0,418	0,614	0,611
4	0,804	1,181	1,009
5	0,461	0,678	0,611
6	0,894	1,315	1,204
7	0,484	0,712	0,598
8	0,483	0,710	0,602
9	0,401	0,590	0,407
10	0,451	0,663	0,507
11	0,439	0,645	0,502
12	0,483	0,709	0,593
13	0,538	0,791	0,688
14	0,451	0,662	0,502
15	0,450	0,661	0,511
16	0,447	0,656	0,507
17	0,727	1,069	1,091

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

$$L_{к\partial} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_{\theta}}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (3.4)$$

$$L_{к\partial} = \frac{3600 \cdot 13,87}{1,2} = 41619,85 \text{ м}^3/\text{год}$$

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

$$L_{yt} = k \cdot L_{к\partial}, [\text{м}^3/\text{год}] \quad (3.5)$$

$$L_{yt} = 1,03 \cdot 41619,85 = 42868,45 \text{ м}^3/\text{год}$$

де, L_{yt} – витрата повітря, $[\text{м}^3/\text{год}]$;

$L_{к\partial}$ – корисна продуктивність кондиціонера, $[\text{м}^3/\text{год}]$;

k - коефіцієнт запасу.

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{ки} = \frac{\rho_v \cdot L_{к\partial}}{3600}, \text{ кг/с}, \quad (3.6)$$

$$G_{ки} = \frac{1,2 \cdot 42868,45}{3600} = 14,28 \text{ кг/с}$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИДІЛЕНЬ ДЛЯ ХОЛОДНОГО ПЕРІОДУ РОКУ

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

4.1. Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження

Усі розрахунки проводимо для **приміщення №1**. Для інших приміщень рахуємо за аналогічним розрахунком і отримані данні заносимо в таблиці.

Теплоприливи через зовнішні огороження визначаємо за формулою:

$$Q_{з.с} = k_{ст} \cdot F_c \cdot \Delta t, \text{ Вт}, \quad (4.1)$$

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

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

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

Результати розрахунку зводимо до таблиці 4.1

Таблиця 4.1 – Теплоприливи через зовнішні огороження

№	$k_{ст},$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$F_c, \text{ м}^2$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$Q_{з.с}, \text{ Вт}$
1	0,39	27	38	-400,14
2	0,39	11,4	38	-168,95
3	0,39	12,6	38	-186,73

4	0,39	22,28	38	-330,19
5	0,39	12,6	38	-186,73
6	0,39	39,6	38	-586,87
7	0,39	27,4	38	-406,07
8	0,39	11,8	38	-174,88
9	0,39	7,4	38	-109,67
10	0,39	9,8	38	-145,24
11	0,39	9,4	38	-139,31
12	0,39	11	38	-163,02
13	0,39	13	38	-192,66
14	0,39	9,4	38	-139,31
15	0,39	10,2	38	-151,16
16	0,39	9,8	38	-145,24
17	0,39	42	38	-622,44

4.2. Надходження теплоти через внутрішні огороження

Теплоприпливи через внутрішні огороження визначаємо за формулою:

$$Q_{\text{в}} = k_{\text{пер}} \cdot F_{\text{п}} \cdot (t_{\text{пер}} - t_{\text{в}}), \text{ Вт} \quad (4.2)$$

$$Q_{\text{в}} = 3,05 \cdot 68 \cdot (11,8 - 20) = -1700,68 \text{ Вт}$$

Результати розрахунку зводимо до таблиці 4.2

Таблиця 4.2 – Теплоприпливи через внутрішні огороження

№	$k_{пер}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$F_{п}, \text{м}^2$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$Q_{в}, \text{Вт}$
1	3,05	68	-8,2	-1700,68
2	3,05	30,4	-8,2	-760,30
3	3,05	31,6	-8,2	-790,32
4	3,05	41,28	-8,2	-1032,41
5	3,05	31,6	-8,2	-790,32
6	3,05	45,6	-8,2	-1140,46
7	3,05	30,4	-8,2	-760,30
8	3,05	30,8	-8,2	-770,31
9	3,05	26,4	-8,2	-660,26
10	3,05	28,8	-8,2	-720,29
11	3,05	28,4	-8,2	-710,28
12	3,05	30	-8,2	-750,30
13	3,05	32	-8,2	-800,32
14	3,05	28,4	-8,2	-710,28
15	3,05	29,2	-8,2	-730,29
16	3,05	28,8	-8,2	-720,29
17	3,05	26	-8,2	-650,26

4.3. Надходження теплоти через засклені поверхні

Теплоприпливи через засклені поверхні розраховують за формулою:

$$Q_{\text{заскл.пов.}} = F \cdot k_0 \cdot \Delta t, \text{ Вт} \quad (4.3)$$

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

k_0 = коефіцієнт теплопередачі засклених поверхонь, приймається з теплового періоду [$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$];

$$Q_{\text{заскл.пов.}} = 9 \cdot 0,6 \cdot 38 = -205,2 \text{ Вт}$$

Результати розрахунку зводимо до таблиці 4.3

Таблиця 4.3 – Теплоприпливи через засклені поверхні

№	F, м ²	k ₀ , Вт/(м ² ·К)	Δt, °С	Q _{заскл.пов.} , Вт
1	9	0,6	38	-205,2
2	3	0,6	38	-68,4
3	3	0,6	38	-68,4
4	3	0,6	38	-68,4
5	3	0,6	38	-68,4
6	6	0,6	38	-136,8
7	3	0,6	38	-68,4
8	3	0,6	38	-68,4
9	3	0,6	38	-68,4
10	3	0,6	38	-68,4
11	3	0,6	38	-68,4

12	3	0,6	38	-68,4
13	3	0,6	38	-68,4
14	3	0,6	38	-68,4
15	3	0,6	38	-68,4
16	3	0,6	38	-68,4
17	0	0,6	38	0

4.4. 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 4.4 – Зведена таблиця теплоприливів

№	$Q_{\text{зс}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{в}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{заскл.пов}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{інф}}, \text{Вт}$
1	-400,14	-1700,68	-205,2	0
2	-168,95	-760,30	-68,4	0
3	-186,73	-790,32	-68,4	0
4	-330,19	-1032,41	-68,4	0
5	-186,73	-790,32	-68,4	0
6	-586,87	-1140,46	-136,8	0

7	-406,07	-760,30	-68,4	0
8	-174,88	-770,31	-68,4	0
9	-109,67	-660,26	-68,4	0
10	-145,24	-720,29	-68,4	0
11	-139,31	-710,28	-68,4	0
12	-163,02	-750,30	-68,4	0
13	-192,66	-800,32	-68,4	0
14	-139,31	-710,28	-68,4	0
15	-151,16	-730,29	-68,4	0
16	-145,24	-720,29	-68,4	0
17	-622,44	-650,26	0	0

5. ЗАГАЛЬНІ ТЕПЛО- І ВЛАГОВИДІЛЕННЯ В ПРИМІЩЕННЯХ В ХОЛОДНИЙ ПЕРІОД РОКУ

Враховуючи, що в холодний період року приміщення опалюються, компенсація теплоприливів через зовнішні масивні огородження за рахунок опалення складає 47%.

$$\Sigma Q = 0,47 \cdot Q_{\text{зовн.огор.}} \quad (5.1)$$

$$\Sigma Q = 0,47 \cdot (-2306,02) = -1083,83 \text{ Вт}$$

Таблиця 5.1 – Зведена таблиця теплоприливів

№ приміщення	$Q_{\text{зовн.}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{в}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{об}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{осв}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{люд}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{і}}, \text{Вт}$	$\Sigma Q, \text{Вт}$
1	-1083,83	-1700,68	2176	216	3030	0	4338,17
2	-468,90	-760,30	999,6	108	1212	0	1850,70
3	-491,36	-790,32	809,2	108	1212	0	1637,84
4	-672,57	-1032,41	2176	144	2020	0	3667,43
5	-491,36	-790,32	1071	108	1212	0	1899,64
6	-876,14	-1140,46	2176	180	2424	0	3903,86
7	-580,34	-760,30	999,6	108	1212	0	1739,26
8	-476,38	-770,31	999,6	108	1212	0	1843,22
9	-394,02	-660,26	999,6	72	808	0	1485,58
10	-438,94	-720,29	1071	72	1010	0	1714,06
11	-431,46	-710,28	999,6	72	1010	0	1650,14

12	-461,41	-750,30	1042,44	72	1212	0	1865,03
13	-498,85	-800,32	1113,84	108	1414	0	2136,99
14	-431,46	-710,28	1071	72	1010	0	1721,54
15	-446,43	-730,29	1056,72	72	1010	0	1692,29
16	-438,94	-720,29	1042,44	72	1010	0	1685,50
17	-598,17	-650,26	1632	180	2222	0	3435,83
Всього							38267

Вологовиділення в приміщенні для холодного періоду року залишаються такими ж.

Таблиця 5.2 – Зведена таблиця вологовиділень

№ приміщення	$W_{\text{л}}, \text{кг/с}$	$W_{\text{в}}, \text{кг/с}$	$\Sigma W, \text{кг/с}$
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

9	0,00018	0,000069	0,000244
10	0,00022	0,000085	0,000304
11	0,00022	0,000082	0,000301
12	0,00026	0,000093	0,000356
13	0,00031	0,00011	0,000413
14	0,00022	0,000082	0,000301
15	0,00022	0,000087	0,000307
16	0,00022	0,000085	0,000304
17	0,00048	0,00017	0,000655
Всього			0,00722

$$Q_{\text{явн}} = \Sigma Q - Q_{\text{скр}} \quad (5.2)$$

$$Q_{\text{явн}} = 38267 - 17,84 = 38249,2 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{скр}} = \Sigma W \cdot (r_0 - 2,3 \cdot t_w^{\text{п}}) \quad (5.3)$$

$$Q_{\text{скр}} = 0,00722 \cdot (2500 - 2,3 \cdot 12,9) = 17,84 \text{ Вт}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{\Sigma Q}{\Sigma W}, \text{ кДж/кг} \quad (5.4)$$

$$\varepsilon = \left(\frac{4338,17}{0,0009} \right) 10^{-3} = 4839,5 \text{ кДж/кг}$$

Результати розрахунку зводимо до таблиці 4.3

Таблиця 4.3 – Тепловологісна характеристика

№ приміщення	$Q_{\text{пов}}, \text{Вт}$	$W_{\text{пов}}, \text{кг/с}$	$\varepsilon, \text{кДж/кг}$
1	4338,17	0,0009	4839,54
2	1850,70	0,000359	5161,48
3	1637,84	0,000367	4468,98
4	3667,43	0,000606	6056,55
5	1899,64	0,000367	5183,33
6	3903,86	0,000722	5403,96
7	1739,26	0,000359	4850,67
8	1843,22	0,000361	5102,98
9	1485,58	0,000244	6080,31
10	1714,06	0,000304	5636,73
11	1650,14	0,000301	5474,14
12	1865,03	0,000356	5240,07
13	2136,99	0,000413	5173,89
14	1721,54	0,000301	5711,00
15	1692,29	0,000307	5517,18
16	1685,50	0,000304	5542,81

17	3435,83	0,000655	5247,81
----	---------	----------	---------

$$\varepsilon_{\text{серед}} = 5334,79 \text{ кДж/кг}$$

6.ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Обґрунтування вибору обладнання СКП

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

$$L = \frac{3600 \cdot G_{\epsilon}}{\rho}, \quad (6.1)$$

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

Для системи П1 корисний об'єм повітря становить:

$$L = \frac{3600 \cdot 13,87}{1,2} = 41619,85 \text{ м}^3/\text{год}$$

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

для системи П:

$$L_1^n = 1,03 \cdot L_1, \text{ м}^3/\text{год} \quad (6.2)$$

$$L_1^n = 1,03 \cdot 41619,85 = 42868,45 \text{ м}^3/\text{год}$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер. КЦКП -40А

Необхідна площа перетину повітроводів:

$$F = \frac{L}{v \cdot 3600}, \text{ м}^2 \quad (6.3)$$

$$F = \frac{42868,45}{3,5 \cdot 3600} = 3,4, \text{ м}^2$$

де, $v = 3,5 \text{ м/с}$ - попередньо задана швидкість повітря в магістралі

Таблиця 6 – Розміни відгалуження гілок магістралі

№	Довжина - l, м	Діаметр - d, м
1	1,324	0,15
2	1,224	0,15
3	1,224	0,15
4	1,397	0,15
5	1,378	0,15
6	1,378	0,15
7	1,378	0,15
8	1,578	0,15
9	1,578	0,15
10	1,578	0,15
11	1,584	0,15
12	1,578	0,15
13	1,578	0,15
14	1,578	0,15
15	1,578	0,15
16	1,592	0,15
17	1,578	0,15

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\text{п}} = (\rho \cdot L^n) / 3600 = (1,2 \cdot 42868,45) / 3600 = 14,28 \text{ кг/с} \quad (6.4)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообміних апаратів.

7. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

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

7.1. Розрахунок повітронагрівача

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

Приймаємо 2 нагрівача з параметрами:

Вихідні дані:

Перший нагрівач:

- $t_1 = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$ - температура повітря на вході;
- $t_2 = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ - температура повітря на виході;
- $t_{w1} = 69,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ - температура води на вході;
- $t_{w2} = 49,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ - температура води на виході.

Другий нагрівач:

- $t_1 = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$ - температура повітря на вході;
- $t_2 = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ - температура повітря на виході;
- $t_{w1} = 69,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ - температура води на вході;
- $t_{w2} = 49,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ - температура води на виході.

Визначаємо кількість теплоти, необхідну для нагріву повітря:

$$Q_m = G c_p (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}), \quad (7.1)$$

де, $G = 14,28$ кг/с - витрата припливного зовнішнього повітря яке нагрівається;

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

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

$$Q_{m1} = 14,28 \cdot 1,006(26,2 - 5) = 304,55 \text{ кВт}$$

$$Q_{m2} = 14,28 \cdot 1,006(18,8 - 10,5) = 119,2 \text{ кВт}$$

Розраховуємо масову витрату теплоносія:

$$G_w = \frac{G \cdot c_p \cdot (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})}{c_w \cdot (t_{\text{wвх}} - t_{\text{wвых}})}, \text{ кг/с}, \quad (7.2)$$

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

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

$$G_{w1} = \frac{14,28 \cdot 1,006 \cdot (26,2 - 5)}{4,19 \cdot (110 - 70)} = 1,817 \text{ кг/с}$$

$$G_{w2} = \frac{14,28 \cdot 1,006 \cdot (18,8 - 10,5)}{4,19 \cdot (70 - 40)} = 0,949 \text{ кг/с}$$

При виборі режимів нагріву повітря необхідно оцінити енергетичну доцільність прийнятих рішень. Для такої оцінки рекомендується використовувати метод термодинамічної ефективності процесів. Відносно до режимів нагріву в теплообміннику з нескінченно-розвиненою поверхнею нагріву $F_n = \infty$ повітря з початковою температурою $t_{\text{вх}}$ і початковою

температурою гарячої води $t_{\text{wвх}}$, максимально-можливий нагрів витрати

повітря при теплоємності c_p визначається виразом:

$$Q_{f \max} = G \cdot c_p \cdot (t_{w\theta\theta} - t_{ex}), \text{кВт.} \quad (7.3)$$

$$Q_{f \max 1} = 14,28 \cdot 1,006(110 - 5) = 1508,4 \text{ кВт}$$

$$Q_{f \max 2} = 14,28 \cdot 1,006(70 - 10,5) = 854,8 \text{ кВт}$$

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

$$Q_T = G c_p (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}), \text{кВт.} \quad (7.4)$$

$$Q_{T1} = 14,28 \cdot 1,006(26,2 - 5) = 304,55 \text{ кВт}$$

$$Q_{T2} = 14,28 \cdot 1,006(18,8 - 10,5) = 119,2 \text{ кВт}$$

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

$$\theta_t = \frac{Q_m}{Q_{f \max}} = \frac{t_{\theta bx} - t_{ex}}{t_{w\theta\theta} - t_{ex}}, \quad (7.5).$$

$$\theta_{t1} = \frac{26,2 - 5}{110 - 5} = 0,202$$

$$\theta_{t2} = \frac{18,8 - 10,5}{70 - 10,5} = 0,139$$

Визначаємо показник співвідношень теплоємностей потоків:

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w}, \quad (7.6)$$

$$W_1 = \frac{14,28 \cdot 1,006}{1,817 \cdot 4,19} = 1,89$$

$$W_2 = \frac{14,28 \cdot 1,006}{0,949 \cdot 4,19} = 3,61$$

По графіку залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць переносу тепла: $N_{t1} = 0,25$, $N_{t2} = 0,28$ [12].

Знаходимо потрібну поверхню теплообмінника:

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K}, \text{ м}^2, \quad (7.7)$$

$$F_1 = \frac{0,25 \cdot 14,28 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{33,4} = 107,53 \text{ м}^2$$

$$F_2 = \frac{0,28 \cdot 14,28 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{33,4} = 120,4 \text{ м}^2$$

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

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника:

$$K = A \cdot (\nu\rho)^{0,37} \cdot \omega^{0,18}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.8)$$

$$K = 20,94 \cdot (2,9)^{0,37} \cdot 1,5^{0,18} = 33,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Величина аеродинамічного опору визначається за формулою:

$$\Delta P_{\text{воз}} = B(\nu\rho)^m \quad (7.9)$$

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

ν - швидкість руху повітря;

m – показник ступеня [12];

ω - швидкість руху води.

$$\Delta P_{\text{воз}} = 7,962 \cdot (2,9)^{1,59} = 43,27 \text{ Па}$$

Гідравлічний опір при проходженні води по трубкам теплообмінника:

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot \omega^{1,69}, \text{ кПа}, \quad (7.10)$$

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

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot 2 \cdot 1,5^{1,69} = 7,81 \text{ кПа}.$$

7.2. Розрахунок повітряного охолоджувача

$$Q_x = G \cdot (h_n - h_k), \text{ кВт}; \quad (7.11)$$

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

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

$$Q_x = 14,28 (62 - 32,2) = 425,5 \text{ кВт};$$

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

$$G_w = \frac{G \cdot (h_n - h_k)}{c_w \cdot (t_{w.\text{вх.}} - t_{w.\text{вх.}})}, \text{ кг/с}. \quad (7.12)$$

де, $c_w = 4,2$ - кДж/кг $^{\circ}\text{C}$ - теплоємність води;

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

$$G_w = \frac{14,28 \cdot (62 - 32,2)}{4,2 \cdot (21,6 - 7)} = 6,94 \text{ кг/с}.$$

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

$$\theta_t = \frac{28,6 - 12}{28,6 - 7} = 0,77$$

Визначаємо показник відносин теплоємностей потоків:

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w}, \quad (7.13)$$

$$W = \frac{14,28 \cdot 1,006}{6,94 \cdot 4,2} = 0,49.$$

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

Знаходимо необхідну поверхню теплообмінника:

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K}, \text{ м}^2 \quad (7.14)$$

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

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника:

$$K = A \cdot (\gamma\rho)^{0,37} \cdot \varpi^{0,18} \quad (7.15)$$

$$K = 20,94 \cdot (2,9)^{0,37} \cdot 1,5^{0,18} = 33,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

$$F = \frac{2,2 \cdot 14,28 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{33,4} = 946,24 \text{ м}^2$$

Величина аеродинамічного опору обчислюється по формулі:

$$\Delta P_{\text{оз}} = B(\nu\rho)^m \quad (7.16)$$

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

ν - швидкість повітря;

m - показник ступеня, вибирається по таблиці.

$$\Delta P_{\text{оз}} = 7,962 \cdot (2,9)^{1,59} = 43,27 \text{ Па}$$

Визначаємо гідравлічний опір у трубках теплообмінника:

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1,69} \quad (7.17)$$

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot 2 \cdot 1,5^{1,69} = 7,81 \text{ кПа}$$

За розрахунком вибираємо кондиціонер фірми «Веза» марки КЦКП-А

40

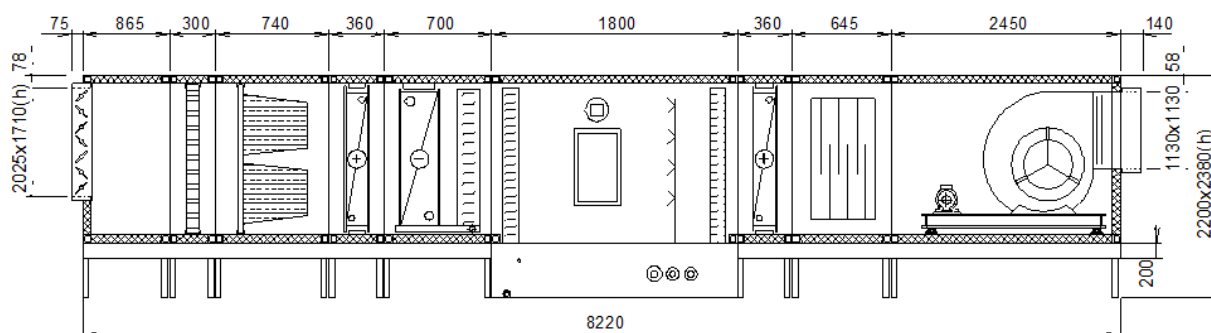


Рис.12. Креслення кондиціонера КЦКП-А 40

Данные должны быть проверены и могут быть уточнены специалистами ООО "Веза"

Наименование блоков с индексами и характеристиками входящего оборудования
1. Блок приемный (один вертикальный клапан) - 1 шт. Верт.клапан ВxН=2025x1710 мм; Привод: GM24+S2 (Открыто/Закрыто, 24В); М=370 кг; Доп.оборудование: - Приводы клапанов NF24-S US - Приводы клапанов AF24-S - Приводы клапанов AF230-S - Приводы клапанов AF24-SR-S - Без электропривода
2. Фильтр ячейковый - 1 шт. Класс: G3; Материал: стекловолокно ФСВУ; М=138 кг; Доп.оборудование: - Наклонный манометр - Показывающий манометр - Дифференциальное реле давления - Патрубки для измерения давления - Запасные фильтры

3. Фильтр карманный - 1 шт. Класс:G4; M=340 кг; Доп.оборудование: - Дифференциальное реле давления - Патрубки для измерения давления - Запасные фильтры
4. Воздуонагреватель жидкостный - 1 шт. Цир.насос:Установлен; Индекс:ВНВ243.1-193-180-02-2,0-02-2; Dвх=80 мм; Dвых=80 мм; Fто=173,65 м ² ; V=35 л; Qт=632 кВт; Lв=42868 м ³ /ч; tвн=-26 °С; tвк=18 °С; vго=4,1 кг/м ² /с; dРв оборуд=55,5 Па; Gж=13524 кг/ч; tжн=100,9 °С; tжк=58 °С; w=1 м/с; dРж=7,8 кПа; M=81 кг; Доп.оборудование: - Вентили для слива воды и стравливания воздуха
5. Воздухоохладитель жидкостный - 1 шт. Индекс:ВОВ243.1-193-180-07-3,0-04-1; Dвх=2х80 мм; Fто=411,79 м ² ; V=77 л; Qх=239 кВт; Р6=745 ммртст; Lв=42868 м ³ /ч; tвн=27,8 °С; iвн=14 ккал/кг; dвн=12 г/кг; fвн=50,2 %; tвк=15,9 °С; iвк=10,01 ккал/кг; dвк=10,26 г/кг; fвк=89,4 %; vго=4,1 кг/м ² /с; dРв оборуд=188,1 Па; Gж=39787 кг/ч; tжн=6 °С; tжк=11,2 °С; w=1,7 м/с; dРж=53 кПа; M=374 кг; Доп.оборудование: - Вентили для слива воды и стравливания воздуха - Поддон из нержавеющей стали - каплеуловитель

Рис.13. Технічні характеристики кондиціонера КЦКП-40А

7.3. Підбір повітряного фільтру

У кінцевих фільтрах СКВ чистих приміщень використовують фільтровані матеріали зі скловолокна, які повинні задовольняти трьом протилежним параметрам: бажана ефективність, фільтрації повинна бути досягнута за найменшого перепаду тиску і за можливо найбільшої пилоємності. Це сполучення ефективності фільтрації із тривалим терміном служби і мінімальними витратами енергії є вирішальним фактором у визначенні економічної доцільності використання конкретного фільтра.

Фільтруюче середовище для НЕРА- і ULPA-фільтрів, яке відповідає цим вимогам, становить лист товщиною близько 0,5 мм, який складається з хаотичного заплетення тонких волокон (як правило, скла) з діаметром менше мікрона. Так як швидкість повітря крізь фільтр становить усього 0,01-0,03 м/с, фільтрований матеріал складають в гофри. Для того, щоб забезпечити однакову відстань між складками, використовують сепаратори, які встановлюють між окремими складками, або клеють фільтруючий матеріал.

Сучасні фільтри побудовані за принципом мінігофр, що дозволяє забезпечити компактність фільтрів і гнучкість технології їх виробництва.

Від якості та функціональності фільтра багато в чому залежить його вартість. Але необов'язково вибирати найдорожчу універсальну модель. Досить визначитися з типом забруднень, усунення яких пріоритетнішою за все. Наприклад, для житлових приміщень актуальною буде фільтрація пилу і шерсті тварин, в кімнатах з підвищеною вологістю - спор цвілі, на виробництвах - токсичних речовин і т.д.

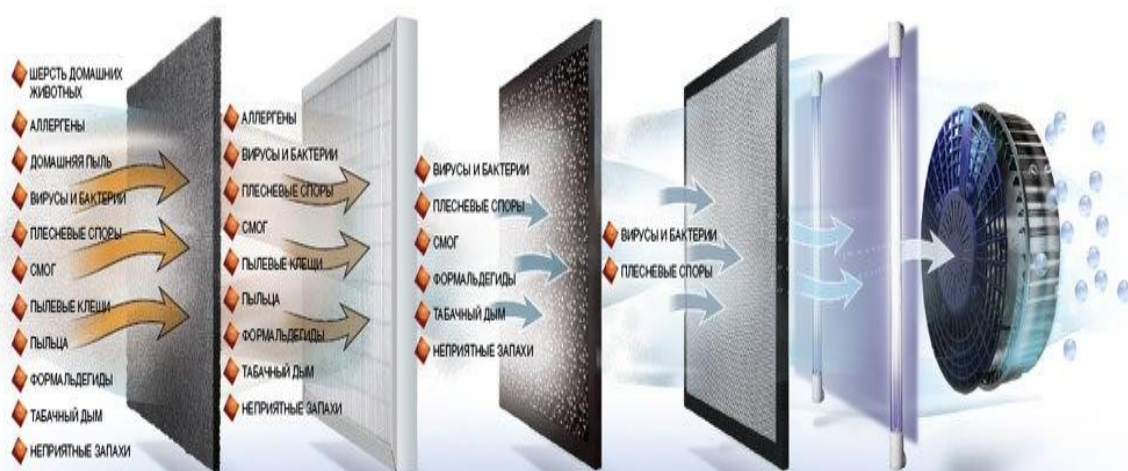


Рис.14. Різні види забруднень у повітрі

Фільтри грубої очистки

Механічне видалення забруднень з повітря за принципом дії схоже з ситом. Грубі фільтри затримують великі пилові частинки, пух і шерсть. Їх первинним завданням є захист внутрішніх деталей кондиціонера, що запобігає раптові поломки, а тільки потім - очищення повітря.

Механічні фільтри встановлюються за воздухозаборной ґратами, перешкоджаючи потраплянню в теплообмінник частинок пилу розміром більше 2 мкм. Вони затримують до 95% великих забруднень, що містяться в повітрі, що значно подовжує експлуатаційний термін обладнання. Щоб кондиціонер прослужив якомога довше, слід віддати перевагу моделі з якісним механічним фільтром. Для підтримки працездатності системи його досить періодично чистити від скупчуються забруднень. Стежити за станом

фільтраційного елементу допомагає спеціальний індикатор. Він активується раз в 2-3 місяці, коли необхідно провести профілактичний догляд за фільтром. При цьому деякі моделі кондиціонерів продовжують працювати, а інші автоматично відключаються.

Також сучасні виробники кліматичної техніки випускають обладнання зі змінними грубими фільтрами. Нові встановлюються раз в 3-4 місяці, а старі можна викидати, щоб не відмивати їх від товстого шару пилу, що скупчився, вовни, ворсу і т.д.

Фільтри тонкого очищення

Тонке очищення повітря дозволяє видаляти дрібні частинки пилу до 1 мкм, а також хвороботворні бактерії, маслянисті і інші домішки. З огляду на спосіб і ступінь усунення забруднень, розрізняють кілька типів тонких фільтрів: полімерні, синтетичні, вугільні, електростатичні, ультрафіолетові, плазмові і нанофільтри. Виробники сучасної кліматичної техніки часто вдаються до установки відразу декількох типів в одному пристрої. Як правило, такі кондиціонери продаються за ціною, вищою за середню.

Фільтри для клімат-техніки виробляються на основі активованого вугілля. Їх часто називають дезодоруючими, так як вони відрізняються здатністю ефективно видаляти сторонні запахи. Дані елементи мають термін придатності, на який сильно впливають:

близькість автомобільних трас; екологічний фон регіону; розташування будівлі по відношенню до сторін світу; інші фактори.

Для ефективної роботи кліматичного обладнання зазвичай досить заміни фільтрів тонкого очищення кожні 4 місяці. Однак виробники продовжують займатися розробкою фільтруючих елементів, які служать набагато довше. Наприклад, ультрафіолетові здатні поступово відновлювати свої основні параметри під впливом УФ-променів.

Вугільні фільтри

Унікальні абсорбуючі властивості даних виробів дозволяють повністю очищати повітря від запаху сигарет, їжі, що готується і т.д. Один вугільний фільтр «працює» від 2,5 до 4 місяців.

Фільтри з антибактеріальним покриттям

Даний тип відрізняється специфічною обробкою, яка вбиває віруси, спори грибків і різні хвороботворні бактерії. Фільтраційні елементи, покриті антибактеріальною речовиною, мають тривалий експлуатаційний термін, оскільки мають ефект самоочищення.

Фільтри цеолітів (фотокаталізатори)

Основні діючі речовини таких фільтрів - активоване вугілля і двоокис титану. Остання під катализирующим дією сонячного випромінювання здатна розщеплювати практично будь-яку органіку. Тому для очищення фільтру цеоліту досить помістити його на деякий час в добре освітлюється сонцем місце. Завдяки даним властивостям експлуатаційний термін виробів сягає 3-5 років. Вони не схильні до негативного впливу вологого середовища, оскільки виготовлені з водовідштовхувальних волокон.

Катехинові фільтри

Речовина катехін є природний антисептик, у великій кількості міститься в чайному листі. Воно знезаражує повітря від вірусів і бактерій, а також усуває запахи їжі, що готується, сигаретного диму, поту та ін., Розщеплюючи їх до рівня нешкідливих з'єднань. Катехін нейтралізує хвороботворні мікроби, закриваючи собою шипи, якими вони чіпляються за здорову клітину, заражаючи її. В результаті цього вірус стає нездатним до паразитичного взаємодії з іншими організмами.

Фільтри «Васабі»

Васабі - це традиційна японська приправа, яка виготовляється з особливого сорту хріну, відомого своїми антибактерицидними властивостями. Фільтри, що мають в своєму складі невелику кількість даної речовини, ефективно знезаражують повітря, вбиваючи містяться в ньому

віруси і бактерії.

Електростатичний фільтр

Дані вироби представляють собою комбінацію пластин і / або решіток, розміщених на деякій відстані один від одного. На них подається електричний струм, внаслідок чого виникає електричне поле. Від створюваного напруги (4800-5000 Вольт) в прохідному крізь фільтр повітрі гинуть всі віруси, шкідливі бактерії, пилові кліщі і т.д. Частинки пилу і інші фізичні домішки отримують іонний заряд (+ або -), а потім «примагнічується» до різнополюсно зарядженого фільтру.

Антиоксидантний фільтр

Антиоксиданти шкідливі для організму людини, тому дані фільтруючі елементи створені для їх знешкодження за допомогою особливого каталітичного покриття. Що використовується речовина відноситься до групи флавоноїдів, які особливим чином впливають на вільні радикали, перетворюючи їх в хімічно нейтральні з'єднання.

Генератор аніонів

Фільтри з аніонами пригнічують життєдіяльність цвілевих грибків, пилових кліщів і комах, перешкоджаючи їх розмноження. Також вони збирають частинки пилу з плюсовим зарядом, «приклеюючи» їх до «негативного» пластини.

Особливості використання.

Найбільш універсальними є одноразові фільтри. Вони встановлюються в побутової клімат-техніці, комерційних і промислових системах кондиціонування. Матеріалом для їх виробництва служить звичайне або плісіроване скловолокно. Після закінчення експлуатаційного строку такі фільтри утилізуються. Вони не підлягають чищенню і повторного застосування.

Рациональність використання одноразових фільтруючих елементів обумовлена їх невисокою вартістю. Серед їхніх недоліків слід відзначити нетривалий термін служби і малу потужність.

Найбільшою ефективністю відрізняються електростатичні фільтри. Вони працюють за допомогою статичного заряду від електрики, тому при виборі слід враховувати, що витрата електроенергії і навантаження на електромережу збільшаться. Конструкційною особливістю електричних фільтрів є наявність попереднього елементу, що фільтрує. Він затримує великі пилові частинки і інші забруднення, що містяться в повітрі. Очищення таких фільтрів потрібно кожні 6 місяців.

Приймаємо фільтр з тріступеневої очищення повітря(клас F6 F9 H12), система фільтрів відрізняється специфічною обробкою, яка вбиває віруси, спори грибків і різні хвороботворні бактерії.

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

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

Для знезараження рекомендується вода, розчини лугів і лужні оксиди виробництва, газоподібним аміаком і його водні розчини. Для нормального знезараження 1-ний тонни газоподібного фосгену буде потрібно 1000 тонн

води або 100 тонн 10 %-ого розчину лугу. Симптоми ураження - солодкуватий присмак в роті, нудота, кашель, задуха, ніяковість в грудях, загальна слабкість. Газоподібний фосген потрапляє в організм через органи дихання і викликає набряк легенів. Потрапляючи в легені фосген, наводить до певних біохімічних і структурних змін в легеневій тканині і капіляри, підвищуючи проникних останніх, що наводить до заповнення легенів плазмою крові (набряк легенів). Токсичний набряк легенів розвивається швидко. При цьому з'являється часте і поверхнєве дихання, болісний кашель з рясним виділенням 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 вогнегасящими засобами.

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

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

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

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

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

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

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

$$n = \frac{S}{S'} \quad (10.10)$$

$$n = \frac{254}{12} = 21, \text{ шт}$$

Приймаємо $n=21$

Визначимо витрату води на пожежогасінню для розеток:

$$G = n \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000}, \text{ м}^3/\text{год} \quad (10.11)$$

$$G = 21 \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 2268 \text{ м}^3/\text{год}$$

Особливу увагу необхідно приділяти евакуації людей з приміщень. Евакуація проводиться по заздалегідь спланованих дорогах, які прагнуть зробити мінімальними для проходження людьми до безпечного місця. Схеми евакуації розташовані в доступних для погляду людини місцях. Всі люди знаходяться в будівлі повинні строго дотримувати ці розроблені інструкції для того, щоб під час екстреної ситуації не сталося тисняви, травм, пошкоджень або інших неприємних речей.

8.2. Електробезпека

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

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

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

лише на самому устаткуванні, але і біля нього, розтікаючись з підстав і фундаментів.

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

Електробезпека устаткування

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

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

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

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

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

Дане приміщення холодильної установки відноситься до першої категорії.

Розрахунок системи штучного заземлення

Виконаємо розрахунок системи заземлення.

Розрахункове значення питомого опору ґрунту визначаємо по формулі:

$$\rho_p = \rho_\phi \cdot y, \text{ Ом}\cdot\text{м} \quad (10.1)$$
$$\rho_p = 30 \cdot 1,5 = 45 \text{ Ом}\cdot\text{м}$$

де, ρ_ϕ – фактичний питомий опір ґрунту

(для чорнозому дорівнює 30 Ом·м) ;

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

В результаті підстановки числових значень у формулу отримуємо:

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

Вертикальні заземлювачі розташовуємо в ряд.

Рядна система розподілу вертикальних заземлювачів.

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

$$L=l'/2, \text{ м} \quad (10.2)$$
$$L = 5/2 = 2,5 \text{ м}$$

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

$$t = l/2 + t_0 \text{ м} \quad (10.3)$$
$$t = 2,5/2 + 0,5 = 1,75 \text{ м}$$

Опір одного вертикального заземлювача визначимо по формулі:

$$R_o = \rho_p / (2 \cdot p \cdot l) \cdot (\ln(2 \cdot l/d) + 1/2 \cdot \ln((4 \cdot t + l)/(4 \cdot t - l))), \quad (10.4)$$

Тоді

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

Необхідну кількість вертикальних заземлювачів визначаємо по формулі

$$n = R_o / R_{тр} \quad (10.5)$$
$$n = 14,6/4 = 3,65$$

де, R_0 – опір одного вертикального заземлювача;

$R_{тр}$ – необхідний опір заземлення, в електричних установках з напругою до 1000 В $R_{тр} = 4$ Ом.

В результаті отримуємо:

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

Тепер визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{св} = R_0 / (n' \cdot h_B) \quad (10.6)$$

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

де, R_0 – опір одного вертикального заземлювача;

n' – число заземлювачів;

h_B – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів

вибираємо $h_B=0,83$. Тоді

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

$$L = (n' - 1) \cdot l', \text{ м} \quad (10.7)$$

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

Опір сполучної смуги знаходимо по формулі:

$$R_{п} = \rho_p / (2 \cdot p \cdot L \cdot h_r \cdot \ln(L^2 / (d \cdot t_o))), \quad (10.8)$$

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

де, h_r – коефіцієнт використання горизонтальних заземлювачів,

визначуваний $h_r=0,89$. Тоді

Опір всієї системи визначається вираженням:

$$R_c = R_{п} \cdot R_{св} / (R_{п} + R_{св}), \quad (10.9)$$

$$R_c = 4,94 \cdot 4,4 / (4,94 + 4,4) = 2,33 \text{ Ом}$$

де, $R_{п}$ – опір сполучної смуги

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

Після підстановки числових значень отримуємо

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

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

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

8.3. Освітлення

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

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

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

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

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

8.4. 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 дозвукових і частково звукових частотах називають вібрацією.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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 обгороджувальних, трубопроводів і воздуховодов матеріалів з великим коефіцієнтом внутрішнього тертя.

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

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

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

9. ВИСНОВОК

Головною метою проекту було створення оптимальних умов для швидкого відновлення пацієнтів яке є ключовим фактором у медичній індустрії. Чисті приміщення мають вирішальне значення для запобігання поширенню інфекцій та ускладнень.

Після проведення розрахунку були враховані параметри чистих приміщень м.Одеса. Було підібрано необхідні будівельні матеріали, та розраховали теплопередачу зовнішніх стін $k_{ст}=0,39 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ та перегородок $k_{ст}=3,05 \text{ Вт/м}^2\text{К}$. Теплоізоляція була обрана пінополіуретан.

Наступним кроком було підібрано параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря для зимового та літнього періоду. Для внутрішнього повітря для зимового періоду $t_{п} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\phi_{п} = 50\%$, та для літнього $t_{п} = 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\phi_{п} = 50\%$. Для зовнішнього повітря для зимового періоду $t_{п} = -18 \text{ }^{\circ}\text{C}$, та для літнього $t_{п} = 28,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Далі були розраховані усі теплоприпливи які надходять у приміщення а саме: надходження теплоприпливів від сонячної радіації, теплоприпливи від навколишнього середовища, теплоприпливи від різних джерел. Теплове навантаження для всіх приміщень вийшло $Q = 56531,6 \text{ Вт}$. Були розраховані надходження вологи від людей та різних джерел. Загальне вологовиділення вийшло $W = 0,00722 \text{ кг/с}$.

Потім для всіх приміщень були розраховані повітроводи. Після усіх перерахованих вище пунктів був проведений розрахунок обладнання для обробки повітря у СКП.

Визначив витрати повітря системи кондиціонування повітря $L = 42868 \text{ м}^3/\text{год}$. Після цього обираємо центральний кондиціонер фірма, «ВЕЗА-УКРАЇНА» Модель «КЦКП–А 40»

Потім обрав фільтр з тріступеневим очищенням повітря(клас F6 F9 H12). Він підходить для чистоти та усунення бактерій у повітряному середовищі. Тривалість у робочих днях експлуатації фільтра = 6 місяців.

В охороні праці було розроблено заходи щодо пожежної профілактики, електробезпеки, освітлення, захисту від шуму та вібрації, що є важливими для забезпечення безпечних умов праці.

Данна система має низку переваг, які були зазначені вище, а також дозволяє підтримувати оптимальні параметри повітря, згідно з попередніми розрахунками.

10. ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарєва Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціювання повітря[Текст] / Н.В.Жихарєва // –Одесса: «ТЭС», 2016. – 171 с.
2. Жихарєва, Н. В Інноваційні технології кондиціювання повітря в нестационарних умовах монографія / Н. В. Жихарєва ; Одес. нац. технол. ун-т, Каф. холодильних установок і кондиціювання 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 плодоовочесховища. [Текст] / Н.В. Жихарєва.// Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15. .
7. Жихарєва Н.В. Підвищення ефективності активного вентиляування при зберіганні плодоовочевої продукції [Текст] / Н.В. Жихарєва., М.Г. Хмельнюк, В.І.// Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120. .
8. Креслинь А.Я. Оптимізація енергопостачання системами кондиціювання повітря [Текст] / А.Я. Креслинь. // - Рига: РПИ - 1982. – 155 с.

9. Нимич Г.В. Сучасні системи вентиляції и кондиціювання повітря Нимич [Текст] / Г.В. Нимич, В.А. Михайлов, Е.С. Бондарь. // - К.: ТОВ «Видавничий будинок. Аванпост–Прим». - 2005. – 630 с. 142
10. Жихарева Н.В. Математична модель плівкового зволожувача для плодоовочесховищ [Текст] / Н.В. Жихарева // // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 6 (152). С.54–58
11. Лабай В.Й., Тепломасообмін [Текст] / В.Й. Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
12. Погорелов А.І. Тепломасообмін [Текст]: Навчальний посібник для вузів.– / А.І. Погорелов Львів. –:«Новий світ-2000». – 2004. – 144 с.
13. Жихарева, Н.В. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ. / Н.В. Жихарева, М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. – Одеса:ОДАХ. – 2012. – №5. - с.16-20.
14. Низькопотенційна енергетика [Текст] : навч. посіб. .
15. О. Редько, М. К. Безродний, М. В. Загорученко та ін. ; Нац. техн. ун-т України "Київський політехнічний університет", Одес. нац. акад. харч. технологій, Харків. нац. ун-т будівництва та архітектури, Вінниц. нац. техн. ун-т. — Харків : Друкарня Мадрид, 2016. — 412 с. : табл., рис. — Бібліогр.: с. 404-405. / А
16. Джеджула, В. В. Д 40 Вентиляція та кондиціювання громадських об'єктів : навчальний посібник / Джеджула В. В. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 71 с.
17. Системи опалення, вентиляції і кондиціювання 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.
18. Чатток, А.П. "Про швидкість і масу іонів в електричному вітрі в повітрі", Філософський журнал, 5-та серія, т. 48, № 294, сс. 401-421, 1899.
19. Stuetzer, O.M. "Ion Drag Pumps", Journal of Applied Physics, т. 31, № 1, сс. 136-146, 1960.

20.Крістенсон, Е.А., Моллер, П.С. "Іонно-нейтральний рух в атмосферних середовищах", Журнал AIAA, т. 5, № 10, сс. 1768-1773, 1967.

21.Веб-сайт Helios. Доступно на:
[www.nasa.gov/centers/dryden/news/FactSheets/FS-068-DFRC.html].

22.Веб-сайт Blaze Laboratory. Доступно на: [www.blazelabs.com].