

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



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

Дослідження тепловологісної обробки повітря з використанням форсунки ежекційного типу систем кондиціонування повітря для волонтерського центру м. Одеси

Здобувача (ки) Жосан О.С.

2 курсу ХМ161М групи

Керівник доц., к.т.н. Когут В.О.

Консультанти: .доц., к.т.н. Жихарєва Н.В.

доц., к.т.н. Когут В.О.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 28.05.2026 протокол № 10

Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	Холоду, кріотехнології та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Магістр
Спеціальність	142 «Енергетичне машинобудування»
Освітньої наукова програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«__» _____ 2026 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Жосан Олександр Сергійович

1. Тема роботи Дослідження тепловологісної обробки повітря з використанням форсунок ежекційного типу систем кондиціонування повітря для волонтерського центру м. Одеси

Затверджена наказом ОНТУ від 30.11.2024р. наказ № 51.03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 28.05.2026р.

3. Вихідні дані роботи промислове підприємство текстильного цеху каронового корду, зимку $21^{\circ}C$, температура зовнішнього повітря $30.0^{\circ}C$, температура повітря в приміщенні в літку $22^{\circ}C$, температура повітря в приміщенні в

4. 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) актуальність теми, мета роботи та задачі дослідження, методи дослідження, повітророзподілення, методи, принцип роботи системи кондиціонування

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Охоорна праці	Жихарєва Н.В.		
Економічний розділ	Жихарєва Н.В		

7. Дата видачі завдання _____ р.

Керівник _____ Когут В.О

Завдання прийняв до виконання _____ Жосан О.С.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд літературних джерел, методик розрахунків, підготовка структури роботи	01.09-29.02.26	
2	Підготовка основних розділів роботи	02.10-30.2.26	
3	Підготовка розділу з охорони праці	01.11-08.04.26	
4	Підготовка економічного розділу	08.11-16.04	
5	Оформлення пояснювальної записки кваліфікаційної роботи	17.11-24.0426	
6	Підготовка презентації та доповіді	24.11-27.0426	
7	Відгук керівника, рецензування, підготовка до захисту кваліфікаційної роботи	28.05-30.05.26	

Здобувач-дипломник _____ Жосан О.С.

Керівник роботи _____ Когут В.О

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

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

Здобувач-дипломник _____ Жосан Олександр Сергійович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота магістра Іваненко Жосан Олександр Сергійович **Дослідження тепловологісної обробки повітря з використанням форсунки ежекційного типу систем кондиціонування повітря для волонтерського центру м. Одеси** включає 3:82 сторінок тексту, 12 рис, 7 таблиць, 35 посилань на літературні джерела.

Дана робота присвячена науковому дослідженню процесів кондиціонування та очищення повітря для підтримки енергоефективних режимів в приміщенні волонтерського штабу з розробкою методів і технічних рішень щодо підвищення ефективності систем кондиціонування повітря з форсунки ежекційного типу використанням інноваційних технологій – розподільників повітря (клапана та балки активно вентиляції) та контактних теплообмінних апаратів для очищення, з використанням RoofTOP. Розглянуто дослідження оптимальних параметрів повітря та розробкою комплексної моделі системи кондиціонування повітря та встановлення взаємозв'язку їх ланок у процесі, для забезпечення оптимальних параметрів в приміщеннях з проведенням термoeкономічного аналізу з урахуванням економічних критеріїв оптимальності, дані рекомендації щодо удосконалення кондиювання повітря з застосуванням інноваційних технологій

Ключові слова: системи кондиціонування, параметри повітря, волонтерський штаб, , вентиляція, повітророзподілення, фільтрація повітря, оптимізація.

ANNOTATION

Master's degree work Ivanenko Zhosan Oleksandr Serhiyovych **Research on heat and moisture treatment of air using an ejection-type nozzle of air conditioning systems for a volunteer center in Odessa** includes: 82 pages of text, 12 figures, 7 tables, 35 references to literary sources. This work is devoted to the scientific study of air conditioning and purification processes to maintain energy-efficient modes in the premises of the volunteer headquarters with the development of methods and technical solutions to increase the efficiency of air conditioning systems with an ejection-type nozzle using innovative technologies - air distributors (valve and beam of active ventilation) and contact heat exchangers for cleaning, using RoofTOP. The study of optimal air parameters and the development of a comprehensive model of the air conditioning system and the establishment of the relationship of their links in the process are considered, to ensure optimal parameters in the premises with the conduct of thermoeconomic analysis taking into account economic criteria of optimality, recommendations are given for improving air conditioning using innovative technologies

Keywords: air conditioning systems, air parameters, volunteer headquarters, ventilation, air distribution, air filtration, optimization.

ЗМІСТ

Стор.

ВСТУП.....	2
1 ХАРАКТЕРНІ ОСОБЛИВОСТІ КОНДИЦІОНУВАННЯ ВЕЛИКИХ ПРИМІЩЕНЬ	5
2 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ	8
3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	11
4 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ СКП	28
5 ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ	29
4. 6 РОЗРАХУНОК ОСНОВНОГО ОБЛАДНАННЯ	50
6.1 Тепловий розрахунок компресора	50
6.2 Розрахунок повітроохолоджувача.	53
6.3 Розрахунок повітряного конденсатора	55
6.4 Розрахунок повітрянагрівача	57
6.5 Розрахунок парового зволожувача	58
7. ЕНЕРГООЩАДНЕ ГІДРОКЕРОВАНЕ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПРИМІЩЕНЬ	60
8 ВИБІР І РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОВІТРОРІЗПОДІЛЕННЯ	62
 9 ОХОРОНА ПРАЦІ...	62
 10 ОЦІНКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБКИ НОВОЇ ТЕХНОЛОГІЇ, НОВОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ІНШИХ ІННОВАЦІЙ	 68
11 ВИСНОВКИ	72
 ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	 76

					КРМ.ХУіКП 1. 51-03.1.11							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.	Жосан О.С				Розрахунково- пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Аркушів		
Перевір.	Когут									5	102	
Реценз.								ХМ161М- група				
Н. Контр.												
Затверд.												

ВСТУП

Під системами кондиціонування повітря розуміють пристрої, призначені для створення та автоматичної підтримки в приміщеннях необхідних параметрів повітряного середовища (температури, вологості, тиску, чистоти складу та швидкості руху), незалежно від зовнішніх (пора року, погода) та внутрішніх (тепло-, волого- та газовиділень) факторів.

Основою технологічної системи кондиціонування повітря є агрегати, в яких здійснюються очищення та термовологісна обробка повітря, що подається в приміщення, які обслуговуються, згідно з технологічними та санітарно-гігієнічними умовами.

До стану повітряного середовища можуть пред'являтися додаткові вимоги щодо повітророзподілення, очищення повітря від пилу, додаткового зволоження повітря та інших процесів

За допомогою кондиціонування повітря в закритих приміщеннях та спорудах можна підтримувати необхідну температуру, вологість, газовий та іонний склад, наявність запахів повітряного середовища, а також швидкість руху повітря. Зазвичай у виробничих будівлях потрібно підтримувати лише частину зазначених параметрів повітряного середовища. Система кондиціонування повітря включає комплекс технічних засобів, що здійснюють необхідну обробку повітря (фільтрацію, підігрів, охолодження, осушення і зволоження), транспортування його і розподіл в обслуговуваних приміщеннях, пристрої для глушіння шуму, викликаного роботою обладнання, джерела тепло- і холодопостачання, засоби автоматичного регулювання, контролю та управління, а також допоміжне обладнання. Кондиціонування повітря забезпечує в приміщенні необхідний мікроклімат для нормального перебігу технологічного процесу або створення умов комфорту.

Мета роботи та задачі дослідження.

Метою даної роботи є підвищення енергоефективності повітророзподілення системи кондиціонування та фільтрації повітря для приміщення волонтерського штабу

Методи дослідження.

Ескізна та графічна розробка принципової схеми та експерименти з визначенням показників економічної ефективності системи кондиціонування повітря, чисельні методи та методи оптимізації, використання платформи Labster.

Теоретична цінність.

Визначається в дослідженні та розробці системи кондиціонування повітря та оптимального повітроерозподілення при нестационарних теплових режимах волонтерського штабу салону «Автомобильний дом»

Фактологічна база.

Фактологічною базою дослідження є різні схемні рішення систем кондиціонування повітря. В якості джерел інформації використані: методичні рекомендації, видання кондиціонування повітря та веб-сайти.

Структура роботи.

Включає 8 розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел інформації та додатків.

Задачі дослідження.

Провести дослідження системи кондиціонування повітря для приміщення волонтерського штабу Розробити модель системи кондиціонування повітря , що включає розрахунок параметрів кондиціонування повітря враховуючи повітророзподілення та холодопостачання.. Підібрати систему кондиціонування для волонтерського штабу , що дозволяє підтримувати параметри повітря та забезпечення циркуляції повітря.

СКП є основною складовою частиною системи кондиціонування мікроклімату (СКМ), що забезпечує внутрішні кліматичні умови і включає в

себе зовнішні огорожувальні конструкції, системи опалення та вентиляції. СКП поділяють на центральні та місцеві, цілорічні та сезонні. Місцеві кондиціонери застосовуються в побуті, в офісних приміщеннях і призначені для обслуговування кількох розташованих приміщень, одного приміщення або частини його. Центральні СКП обслуговують групу переважно близьких на вимогу до параметрів повітряного середовища приміщень. Вони бувають одно- і двоканальні, прямоточні (що подають у приміщення лише зовнішнє повітря) та з частковою рециркуляцією (частина повітря для формування припливної суміші забирається з приміщення). Забір частини повітря з приміщення виконується з метою підвищення енергетичної та економічної ефективності СКП, надлишкового тиску в приміщенні, що кондиціонується.

Основним елементом СКП є кондиціонер – агрегат для обробки та переміщення повітря. .

Широко застосовують кондиціонери, в яких для зміни температури і вологості повітря реалізуються процеси тепло- і масообміну шляхом безпосереднього контакту його з водою в контактних апаратах (форсуночні камери, зрошувані насадки і шари тощо). Тепловологісна обробка повітря здійснюється також за допомогою пари, рідких та твердих сорбентів. Зміна тільки температури повітря здійснюється за допомогою теплообмінників, в яких теплота передається у повітря від теплоносія через стінку, що розділяє. Як правило, як стінка застосовуються оребрені трубні поверхні. Повітророзподілення здійснюється за рахунок активних балок та розподільника

З огляду літературних довідників видно що не застосовувалися інноваційні технології з використанням активних балок та вентиляційного розподільника в великих приміщеннях.

1. ХАРАКТЕРНІ ОСОБЛИВОСТІ КОНДИЦІОНУВАННЯ ВЕЛИКИХ ПРИМІЩЕНЬ

У зв'язку з великим різномаяттям виробничих приміщень існують різні вимоги щодо готування притікального повітря.

Системи вентиляції (СВ) і кондиціонування застосовують для підтримання у виробничих приміщеннях умов, які потрібні для нормального здійснення технологічних процесів [6, 17]. При цьому найперше звертають увагу на умови праці людей і раціональне споживання енергії [23, 27]. При проектуванні СВ нового виробничого приміщення найперше звертають увагу на локалізацію виділень забрудників від технологічного устаткування і потрібне для цього вентиляційне устаткування, на необхідну кількість зовнішнього повітря, на температуру, вологість, рухливість і тиск внутрішнього повітря, наявність електростатичних зарядів, забруднення повітря, шум і вібрації, споживання енергії.

Зазвичай інколи вистачає загальної притікально-витікальної вентиляції або тільки притікальної. Системи кондиціонування (СК) повинні забезпечувати вищі вимоги щодо температури, вологості і чистості повітря і застосовуються, наприклад, в текстильних і ткацьких виробництвах, при виробництві паперу і сигарет, в електронній промисловості тощо.

Якщо в великозальних виробничих приміщеннях є невелика кількість місць праці, на які діє велике теплове випромінення (наприклад, основні корпуси ТЕЦ, металотопильні, виробництво скла), то не потрібно забезпечувати працівникам відповідний тепловий комфорт. Кращим розв'язуванням в цьому випадку є обмеження часу праці, використання охоронного одягу або місцеві водяні екрани.

1.1. Особливості повітродозподілення у приміщеннях

Якщо в результаті технологічного процесу настає забруднення внутрішнього повітря, то притікальне (зовнішнє) повітря повинно перетікати від людини до технологічного устаткування або продукту. Забрудники

(шкідливі виділення) повинні вилучатись, наскільки це є можливим, від місць їх утворення. У зв'язку з цим в місцях праці підтримується мала теплова навантага і мінімізується виділення забрудників. Під поняттям ступеню навантаги розуміють відношення теплової навантаги і кількості забрудників в місці праці до відповідної їх навантаги в приміщенні. В особливих випадках, коли вимагається висока чистість в зоні виробничого процесу (чисті приміщення), допускається скерування руху притікального повітря від виробничого процесу до людини за умови, що відсутня ежекція забрудників.

Розглядаючи повітророзподілення належить звертати увагу на градієнт температури внутрішнього повітря. В більшості виробничих приміщень значної висоти (наприклад 6...10 м) бажаним є повітророзподілення безпосередньо в робочу зону (РЗ) [43-46], див. рис. 10.19. Передбачаючи вертикальні повітропроводи на стінах чи колонах, необхідно звертати увагу на наявність технологічних кранів (особливість їх закріплення і переміщення). В приміщеннях зі значними локальними джерелами тепловиділень передбачаються системи місцевої витікальної вентиляції. З погляду на теплову навантагу повітряне обігрівання не є обов'язковим.

Якщо немає іншої можливості повітророзподілення як тільки через стелю (покрівлю), то у випадку обігрівальної вентиляції, застосування додаткових вентиляторів, запобігає температурному розшаруванню внутрішнього повітря [11]. Струмінні вентилятори можуть бути використані для притікання повітря зі стелі і до переміщення теплого повітря із ВЗ в РЗ приміщення. Таке розв'язання є можливим за низьких концентрацій забрудників. Забруднене внутрішнє повітря повинно витікати із приміщення через дахові отвори систем загальної витікальної вентиляції. З погляду витрат коштів трубопровідні СВ не рекомендується до застосування.

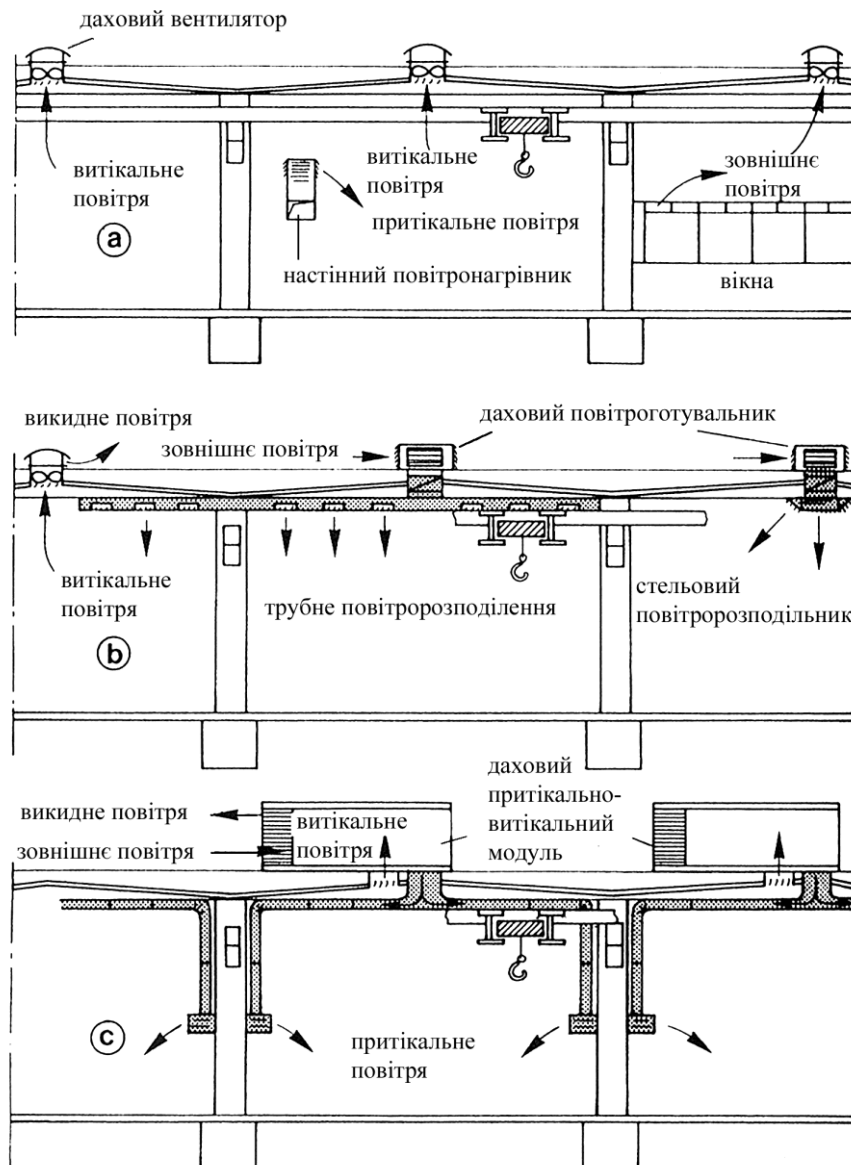


Рис.1.1 . Схеми перетікання повітря через приміщення:

а – витікання повітря через дахові отвори за допомогою дахових вентиляторів, притікання повітря через фрамуги вікон або за допомогою настінних повітрянагрівників;

б – витікання повітря через дахові отвори за допомогою дахових вентиляторів, притікання повітря через вентиляційні ґратки пристельових повітропроводів або від пристельового повітророзподільника (нагрівально-вентиляційного агрегата);

с – даховий повітроготувальник з утилізатором теплоти витікального (викидного) повітря і повітророзподіленням безпосередньо в РЗ

2 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОГО РОБОТИ

У цей час КП (кондиціонування повітря) застосовується на промислових підприємствах, головним чином на ті, де без нього не можливе одержання продукції з необхідними стандартами якості, а також видовищних, спортивних, адміністративних і готельних будинків. У житлових будинках кондиціонування повітря по ряду економічних і технічних причин поки поширення не одержало. Найближчим часом КП знайде набагато більше застосування. Цьому сприяє наступні об'єктивні причини:

- розвиток нових виробництв машинобудівної, приладобудівної, електротехнічної, радіотехнічної, електронної, харчової, текстильної, хімічної й іншої галузей промисловості гостро має потребу в підтримці певних і постійних параметрів стану повітря;
- зростаючі вимоги до полегшення умов праці й підвищенню його продуктивності;
- оснащення підприємств промисловості й зв'язки, науково-дослідних і конструкторських організацій дорогими приладами, механізмами й лічильно-вирішальними машинами, точна й безвідмовна робота яких можлива тільки при певних постійних температурі й відносній вологості повітря;
- будівництво, що збільшується, закритих приміщень для тривалого перебування більших кількостей людей і прагнення забезпечити задовільну цілорічну експлуатацію цих приміщень;
- нові тенденції в архітектурі, що утрудняють боротьбу з надлишковим теплом і вологою звичайними вентиляційними коштами (наприклад, спостережуване останнім часом збільшення поверхонь скління зовнішніх стін);
- високі температури зовнішнього повітря в літню пору не рідко сполучаються з високою відносною вологістю, при яких звичайна

притяжна вентиляція не в змозі забезпечити необхідні внутрішні метеорологічні умови;

- поступове збільшення житлової площі й зниження собівартості житлового будівництва, що висувають на перший план охолодження в літню пору житлових будинків.

Основні економічні вимоги до проекту укладаються в наступному: мінімальна вартість обладнання й будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, а звідси мінімального амортизаційного відрахування, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла й особливо дорогого холоду.

Для забезпечення необхідних параметрів повітря в приміщенні застосовують центральну систему кондиціонування повітря (ЦСКП). ЦСКП мають наступні переваги:

- можливістю ефективного підтримка заданої температури й відносної вологості повітря в приміщенні;
- зосередженням обладнання, що вимагає систематичного обслуговування й ремонту в малій кількості місць або навіть в одному місці;
- можливостями організації ефективного шумо й віброглушення;
- не займають корисного обсягу приміщення, тому що розташовуються в основному в підвалі.

За допомогою СКП приналежній акустичній обробці повітряних потоків, устрою глушителей шуму й гасителів вібрацій можна досягти найбільш низьких рівнів шуму в приміщеннях й обслуговувати так само, як радіо й телевізійних студій.

Центральні системи в місці системі деякі недоліки. Основним, з яких є необхідність проведення складних монтажно-будівельних робіт з установки кондиціонерів, прокладки повітряних потоків і трубопроводів, внаслідок чого застосування ЦСКП в існуючих будинках іноді стає неможливо. При

центральної системі з розгалуженими повітряними ускладнюється акустична ізоляція одних приміщень від інших і стає також гнучким регулюванням температури й вологості в окремих приміщеннях.

ЦСКП у цьому випадку працює з рециркуляцією. По цьому систему проектуємо з подачею змінних обсягів зовнішнього й рециркуляційного повітря. У цьому випадку для рециркуляції повітря приймають самостійний вентилятор. Розміщення в межах одного будинку СКП рекомендується для взаємозамінності поєднувати попарно по приточним і рециркуляційним повітряними.

Зрошувальні форсункові камери є досить економічними й ефективними тепломасообмінними апаратами. До переваг зрошувальних камер ставляться:

- більша техніко-економічна універсальність (у камерах зрошення реалізуються всі 7 типових процесів);
- висока термодинамічна ефективність процесів обробки повітря водою;
- порівняльна простота конструкції, мала маса й незначна вартість;
- високий ступінь стандартизації вузлів і деталей;
- порівняно мале аеродинамічне опору.

На ряді із цим камери зрошення володіють рядом недоліків, такими як можливість засмічення форсунок; можливість розмноження бактерій у воді, а також віднесення солей тимчасової твердості, що втримується у воді в кондиціоноване приміщення. Зрошувальні камери мають більші габарити, є необхідність у допоміжних водяних баках, водяних насосах й іншому встаткуванні. Істотним недоліком є підвищена витрата енергії на подачу й розпил води.

Крім задоволення вимог розподілу повітря, як правило, окупається зменшення браку продукції, економією коштів на збирання приміщень і зменшення зношування технологічного встаткування.

3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря.

Системи кондиціонування повітря комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря, оптимальних для самопочуття людей. Параметри визначаються умовами тепло- і звогообміну, які у свою чергу залежать від конституції людини, стану його здоров'я, характеру виконуваної роботи, нервової напруги, одягу, а також від температури, вологості й швидкості руху навколишнього повітря. Нормами регламентовані значення оптимальних параметрів повітря для різних виробничих, суспільних і житлових приміщень.

Керуючись нормами проектування, приймаємо наступні значення температури, відносній вологості й швидкості руху повітря в приміщенні [9]:

теплий період року – $t_b = 23 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi_b = 60 \%$; $\omega = 0,3 \text{ м/с}$

холодний період року - $t_b = 19 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi_b = 50 \%$; $\omega = 0,2 \text{ м/с}$

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря визначається кліматичними умовами місцевості й призначенням СКП.

У нашому випадку, параметри зовнішнього повітря, повинні відповідати класу [Б]. Керуючись [3], приймаємо наступні параметри зовнішнього повітря:

теплий період року – $t_b = 28,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $h_b = 62 \text{ кДж/кг}$;

холодний період року - $t_b = -18 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $h_b = -18,3 \text{ кДж/кг}$;

3.2 Розрахунок теплопритоків (тепловтрат) і вологопритоків до повітря, що вентилює.

3.2.1 Теплий період року.

Визначаємо необхідну товщину термоізоляції стін і покрівлі:

Стіни виконані з пінобетону ($\delta_{\text{пн}} = 400$ мм), покритого із двох сторін цементною штукатуркою ($\delta_{\text{шт}} = 20$ мм);

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

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

пінобетон $\lambda = 0,15$ Вт/(м · К);

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі:

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

де $\alpha_{\text{вн}} = 8$ Вт/(м²К) - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря в приміщенні;

δ_i и λ_i - товщина й теплопровідність і-ЦО шаруючи огороження;

$\alpha_{\text{н}} = 23$ Вт/(м²К) - коефіцієнт тепловіддачі із зовнішньої поверхні стіни.

$$K_{\text{ст}} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,4}{0,15} + 2 \cdot \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,346 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Покрівля плоска, виконана з наступних матеріалів:

гравій, утоплений у бітумну мастику

$$\delta = 20 \text{ мм}; \lambda = 0,18 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

3 шаруючи руберойду на бітумній мастиці

$$\delta = 10 \text{ мм}; \lambda = 0,17 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

цементно-піщана стяжка

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

пенополеуретан

$$\delta = 120 \text{ мм}; \lambda = 0,05 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

залізобетонне збірне перекриття

$$\delta = 220 \text{ мм}; \lambda = 2,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Тоді, для покрівлі коефіцієнт теплопередачі буде дорівнювати:

$$K_{кр} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (3.2)$$

$$K_{кр} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,18} + 3 \cdot \frac{0,01}{0,17} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,12}{0,05} + \frac{0,22}{2,04} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,335 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Вибираємо коефіцієнт теплоусвоювання матеріалу S шаруючи на границі поділу з [7]. Потім розраховуємо опір R , теплову інерцію шаруючи огороження D , теплову інерцію огороження (D по формулах наведеним нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}, \quad (3.3)$$

де (δ - товщина шару огороження; λ - теплопровідність матеріалу

$$D = R \cdot S \quad (3.4)$$

Результати розрахунку заносимо в таблицю 3.1.

Конструкція й матеріал	Щільність, ρ , кг/м ³	Товщина, δ , м	Коефіцієнти			
			Питома теплопровідність, λ , Вт/(мК)	Теплоусвоєння, S , Вт/(м ² К)	Термічний опір, R , (м ² К/Вт)	Теплова інерція, D
Вікна подвійне скло в металевих роздільних плетіннях					0,61	
Зовнішня стіна						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277

пінобетон	400	0,4	0,15	2,42	2,66	6,43
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,27 7
Безгорищне покриття						
гравій	800	0,02	0,18	3,6	0,111	0,39 96
руберойд	600	0,01	0,17	3,53	0,058	0,20 5
цементно-піщана верства	1800	0,02	0,93	11,1	0,0215	0,23 9
Пінополіуре-тан	80	0,12	0,05	0,7	2,4	1,68
залізобетонна плита	2500	0,22	2,04	18,7	0,107	2,00 1
Внутрішні перегородки						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,27 7
залізобетон	2500	0,05	2,04	18,7	0,0245	0,45 8
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,27 7

3.2. Розрахунок теплоприпливів торговельних залів

У приміщенні підтримується постійна температура повітря 23°C. Характеристика конструкцій, що обгороджують, приміщення, наведена в таблиці 3.1. Внутрішні перегородки складаються з: пінобетону товщиною $\delta_1=400$ мм. Із зовнішньої й внутрішньої сторони є штукатурка товщиною по $\delta_2=20$ мм.

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

- штукатурка $\lambda = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
- пінобетон $\lambda = 0,15 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Висота приміщення 3,6 м.

Максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна площею $136,8 \text{ м}^2$ знаходимо по формулі, при максимальній щільності потоку прямої радіації 542 і неважкої $129 \text{ Вт}/\text{м}^2$; при коефіцієнті теплопропусканні $K_4 = 0,61$; $K_3 = 1$; $K_1 = 1$; $K_2 = 1$: відсутність захисних устроїв на вікнах

$$Q_{oc,i} = (q_p K_1 + q_n K_2) K_3 K_4 A_{oc} \text{ Вт}, \quad (3.5)$$

де q_p , q_n - поверхнева щільність теплового потоку, $\text{Вт}/\text{м}^2$, через застелений світловий проріз у липні в дану годину доби, відповідно від прямій (q_p) і неважкої (q_n) сонячної радіації, прийнята для вертикального й горизонтального остекління по [3];

$$K_1 = K_{п,г} \cdot K_{п,в} \quad (3.6)$$

де K_1 - коефіцієнт опромінення прямою сонячною радіацією для обліку площі світлового прорізу, незатіненою горизонтальною й вертикальною площинами в будівельному виконанні;

$$K_{п,г} = 1 - \left(\frac{l_1 \cdot \text{tg} h_s - r}{\cos A_{s,os} H} \right), \quad (3.7)$$

$$K_{п,в} = 1 - \left(\frac{l_2 \cdot |\text{tg} A_{s,os} - s|}{B} \right). \quad (3.8)$$

де H , B - висота й ширина світлового прорізу, м;

l_1, l_2 - ширина горизонтальних і вертикальних будівельних сонцезахистних площин;

h_s - висота сонця - кут, град., між напрямком сонячного променя і його проекцією на горизонтальну площину;

$A_{s,oc}$ - сонячний азимут остекління світлового прорізу, визначається різницею кутів азимута сонця й азимута світлового прорізу;

$$K_2 = K_r \cdot K_v \quad (3.9)$$

де K_2 - коефіцієнт опромінення для обліку надходження неухважної сонячної радіації через світлові прорізи, незатінені горизонтальної й вертикальної зовнішніми сонцезахистними площинами в будівельному виконанні;

K_3 - коефіцієнт теплопропускання сонцезахистними устроїв;

K_4 - коефіцієнт теплопропускання остеклінням світлових прорізів, прийнятий по [3];

A_{oc} - площа світлового прорізу (остекління), m^2 .

$$Q_{oc,i} = (542 \cdot 1 + 129 \cdot 1) \cdot 1 \cdot 0,61 \cdot 136,8 = 56000 \text{ Вт.}$$

$$Q_{oc,i} = (317 \cdot 1 + 88 \cdot 1) \cdot 1 \cdot 0,61 \cdot 244,26 = 99000 \text{ Вт}$$

Для визначення показника a_{Π} поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації знаходимо коефіцієнти теплоусвоювання, $Вт/(m^2 \cdot K)$:

Для вікон:

$$Y_{oc} = \frac{1}{R_{oc} - 1/\alpha_{вн}}, \text{ Вт}/(m^2 \cdot K), \quad (3.10)$$

де R_{oc} - термічний опір теплопередачі остеклених світлових прорізів, прийняте по додатку б [3];

$\alpha_{вн}$ - коефіцієнт тепловіддачі

$$Y_{oc} = \frac{1}{0,34 - 1/8} = 4,65 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K).$$

Для зовнішньої стіни по шару пінобетону: $D=6,43 > 1$, то

$$Y_{уст} = S_{пен}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (3.11)$$

$$Y_{уст} = 2,42 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для перегородок провадиться розрахунок для половини їхньої товщини по пінобетоні:

$$D/2 = 3,215 > 1, \text{ те}$$

$$Y_{пер} = R_m S_m^2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (3.12)$$

де S_m - коефіцієнт теплоусвоювання матеріалу шаруючи на границі поділу, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

$$Y_{пер} = 2,66 \cdot 2,42^2 = 15,57 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для покриття по верстві залізобетонної плита: $D=1,1 > 1$, те

$$Y_{пок} = S_{жсл}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (3.13)$$

$$Y_{пок} = 18,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Показник сумарного теплоусвоювання приміщення:

$$\sum Y = Y_{ст} A_{ст} + Y_{ок} A_{ок}, \text{ Вт}/\text{К} \quad (3.14)$$

де $A_{ст} - A_{ок}$ - внутрішні поверхні огорожень приміщення й поверхні встаткування, м^2 .

$$\sum Y = 2,42 \cdot 167,86 + 4,65 \cdot 391,06 = 2227,95 \text{ Вт}/\text{К}.$$

Показник інтенсивності конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2,55(A_{ст} + A_{ок}), \text{ м}^2, \quad (3.15)$$

$$\Delta = 2,55(157,86 + 381,06) = 1484,25 \text{ м}^2.$$

Показник поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації:

$$a_{п} = \varphi \left(\sum \frac{Y}{\Delta} \right), \quad (3.16)$$

$$a_{\pi} = \varphi \left(\frac{2227,95}{1484,25} \right) = \varphi(1,5).$$

По [4] знаходимо загальну тривалість радіації через вікна $\Delta Z=7$ ч і початок радіації в $Z=5$ ч, при $a_{\pi}=1,5$ знаходимо величини показника $a_{\pi} = 0,06$ для

$Z = 5$ ч; $a_{\pi} = 0,15$ для $Z+1=6$ ч і так далі для всіх годин доби й записуємо їх у перший рядок табл. 1, додаток 1.

Помножимо $Q_{oc.i}$ на показники a_{π} ; отримані годинні надходження теплоти, поглинені приміщенням і передані його повітрю, вносимо в другий рядок табл. 1, додаток 1.

Визначаємо величину теплового потоку теплопередачею через вікна й значення заносимо в таблицю 1, додаток 1:

$$Q_{\Delta t} = \frac{(t_{н} + 0,5\theta_1 \cdot A_{м.с} - t_{п})A_{oc}}{R_{oc}}, \text{ Вт} \quad (3.17)$$

де $t_{нар}$ - середня за добу температура зовнішнього повітря, °С, прийнята рівній температурі липня [5];

$A_{м.з} = 12,5$ °С - максимальна добова амплітуда температури зовнішнього повітря в липні [5];

θ_1 - коефіцієнт, що виражає гармонійну зміну температури зовнішнього повітря [5];

$t_{в}$ - температура повітря в приміщенні, °С [6];

$A_{oc} = 136,8$ м², $R_{oc} = 0,34$ м²·К/Вт - площа та опір теплопередачі, застосування світового проїому[4, додаток б].

Визначаємо величину теплового потоку, через зовнішню стіну й заносимо в табл. 1, додаток 1:

$$Q_M = \left[\frac{1}{R} \cdot \left(t_{нар} + \rho \cdot \frac{j_{ср}}{\alpha_{н}} - t_{п} \right) + \frac{\beta_k \cdot \alpha_{вн}}{V} \left(0,5 \cdot \theta_1 \cdot A_{м.с} + \frac{\rho}{\alpha_{н}} \cdot \theta_2 \cdot A_j \right) \right] A_M, \quad (3.18)$$

де R – опір теплопередачі масивної конструкції, що огорожує, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ [3];

$t_{\text{нар}}$, $t_{\text{в}}$ – середня температура зовнішнього повітря в липні [5] і температура повітря в приміщенні;

$\rho = 0,3$ – коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею конструкції, що огорожує, [4, додаток 7];

$J_{\text{ср}}$, $\text{Вт}/\text{м}^2$ – середньодобове значення поверхневої щільності теплового потоку сумарної сонячної радіації (прямій і неуважної), що надходить у липні варто приймати для горизонтальної й для вертикальної поверхні [5];

$\beta_{\text{до}}$ – коефіцієнт рівний 1, при відсутності вентиляваного повітряного прошарку в огороженні (покритті);

V – величина загасання амплітуди коливань температури зовнішнього повітря в конструкції, що обгороджує, [4] або по формулі:

$$V = 2^{\Sigma D} \left(0,83 + 3 \cdot \frac{\Sigma R}{\Sigma D} \right) \cdot V_c \cdot V_a \quad (3.19)$$

де ΣR – термічний опір огороження $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

ΣD – тепла інерція огороження.

$$V_c = 0,85 + 0,15 \cdot \frac{S_2}{S_1} \quad (3.20)$$

$$V_c = 0,85 + 0,15 \frac{2,42}{9,7} = 0,88,$$

де S_1 й S_2 – коефіцієнти теплосвоєння матеріалів першої й другої шару огороження по ходу теплової хвилі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, по [4].

$V_a = 1$, тому що немає повітряного прошарку.

$$V = 2^{6,984} \left(0,83 + 3 \cdot \frac{2,717}{6,984} \right) \cdot 0,88 \cdot 1 = 222.$$

θ_1 , θ_2 – коефіцієнти, прийняті по таблицях для кожної години доби, відповідно при

$$\varepsilon_1 = \varepsilon + 15 \quad (3.21)$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon + Z, \quad (3.22)$$

де ε - запізнювання температурних коливань в огороженні;

Z - час максимуму сумарної (прямій і розсіяної) сонячної радіації, прийняте по таблицях;

A_j – амплітуда добових коливань сумарної сонячної радіації (прямій і розсіяної);

A_m – площа масивної конструкції, що огорожує (зовнішньої стіни, покриття), m^2 ;

$\alpha_n, \alpha_{вн}$ – коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої й внутрішньої поверхні огороження, $Вт/(m^2 \cdot K)$.

$\delta = 0,3$ для штукатурки

$j_{cp} = 73$ $Вт/m^2$ для Пв стіни

для Пв стіни

$$A_j = 201 - 73 = 128 (Вт/m^2)$$

$$\varepsilon = 2,7 \Sigma D - 0,4, \text{ ч}, \quad (3.23)$$

$$\varepsilon = 2,7 \cdot 6,984 - 0,4 = 18 \text{ ч.}$$

для Зі стіни по формулах (3.19 й 3.20)

$$\varepsilon_1 = 18 + 15 = 33 \text{ ч.}$$

$$\varepsilon_2 = 18 + 19 = 37 \text{ ч.}$$

Другий поверх:

Уважаємо для покрівлі ,

$$V_c = 0,85 + 0,15 \cdot \frac{3,53}{3,6} = 0,99; \quad V_a = 1.$$

$$V = 2^{4,5246} \left(0,83 + 3 \cdot \frac{2,6975}{4,5246} \right) \cdot 0,99 \cdot 1 = 59,9.$$

$\beta_k = 1$, тому що відсутня вентиляований повітряний прошарок;

$\delta = 0,6$ для листової сталі пофарбованої в зелені кольори.

$$j_{cp} = 328 \text{ Вт}/m^2$$

$$A_j = 866 - 328 = 538 \text{ Вт/м}^2,$$

По формулі (3.21)

$$\varepsilon = 2,7 \cdot 3,6236 - 0,4 = 9,3 \approx 9 \text{ ч},$$

$$\varepsilon_1 = 9 + 15 = 24 \text{ ч},$$

$$\varepsilon_2 = 9 + 13 = 22 \text{ ч}.$$

Сумарний максимальний тепловий потік, що нагріває повітря приміщення (додаток 1) доводиться на 11 годин сонячного часу. Він становить 96484 Вт.

3.2.1.2. Розрахунок теплопоступлення від різних джерел

Теплопоступлення від людей

$$Q_{л} = n \cdot q_{л}, \text{ Вт}, \quad (3.24)$$

де n - число людей, що перебувають у приміщенні;

$q_{л}$ – тепловиділення від однієї людини, Вт.

$$Q_{л1} = 85 \cdot 115 = 9775 \text{ Вт}.$$

$$Q_{л2} = 35 \cdot 115 = 4025 \text{ Вт}.$$

Визначаємо явні й сховані теплопритоки від людей

$$Q_{л}^{скр} = n \cdot q_{л}^{скр}, \text{ Вт}, \quad (3.25)$$

де n - число людей, що перебувають у приміщенні;

$q_{л}^{скр}$ – сховані тепловиділення від однієї людини, Вт [10]

$$Q_{л1}^{скр} = 85 \cdot 28,6 = 2431 \text{ Вт},$$

$$Q_{л2}^{скр} = 35 \cdot 28,6 = 1001 \text{ Вт},$$

$$Q_{л}^{явн} = Q_{л} - Q_{л}^{скр}, \text{ Вт}, \quad (3.26)$$

$$Q_{л1}^{ябл} = 9775 - 2431 = 7344 \text{ Вт.}$$

$$Q_{л2}^{ябл} = 4025 - 1001 = 3024 \text{ Вт.}$$

Теплопритоки від висвітлення , приймаємо 12 Вт/м^2 .

$$Q_{осв1} = 3850,6 \cdot 12 = 46207,2 \text{ Вт.}$$

$$Q_{осв2} = 2350,3 \cdot 12 = 28203,6 \text{ Вт.}$$

Теплопритоки від обладнання

$$Q_{об} = n_{об} \cdot q_{об}, \text{ Вт,} \quad (3.27)$$

$$Q_{об} = 100 \cdot 200 = 20000, \text{ Вт,}$$

Визначаємо повне тепlopостачання

$$Q_{пол} = Q_{л} + Q_{осв} + Q_{оер} + Q_{об}, \text{ Вт,} \quad (3.28)$$

$$Q_{пол1} = 9775 + 46207,2 + 77214 + 20000 = 1531962, \text{ Вт}$$

$$Q_{пол2} = 4025 + 28203,6 + 20624 = 528526, \text{ Вт}$$

3.2.1.3 Розрахунок вологовиділення від різних джерел

Виділення вологи від людей

$$W_{л} = n \cdot w_{л}, \text{ кг/с} \quad (3.29)$$

де n – число людей у приміщенні;

$w_{л}$ – виділення вологи від однієї людини, г/с.

$$W_{л} = 85 \cdot 3,5 \cdot 10^{-5} = 2,975 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Визначаємо вологовиділення від вологого збирання

$$W_{вл.у.} = \sigma F_n (d''_n - d_n) \cdot 0,1, \text{ кг/с} \quad (3.30)$$

σ - коефіцієнт вологообмін, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^B} = \frac{\alpha}{c_p^{с.в.} + c_p^H \cdot d_{ср}}, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \quad (3.31)$$

$$\sigma = \frac{8}{1,006 \cdot 10^3 + 1,86 \cdot (9 + 18) / 2} = 0,007678 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

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

$d_{п}, d''_{п}$ - вологовмісту повітря в приміщенні при заданій відносній вологості й на лінії насичення.

$$W_{\text{в.в.}} = 0,007 \cdot 262,5 \cdot (18 - 9) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 1,64 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с,}$$

$$Q_{\text{вл.у.}}^{\text{скр}} = r \cdot W_{\text{вл.у.}}, \text{ (Вт)}, \quad (3.32)$$

де r - схована теплота паротворення

$$r = r_0 - 2,3 \cdot t_w^M, \text{ (кДж/кг)}. \quad (3.33)$$

де t_w^M - температура повітря в приміщенні по мокрому термометрі.

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

$$Q_{\text{вл.у.}}^{\text{скр}} = 2462,05 \cdot 10^3 \cdot 1,65 \cdot 10^{-3} = 4062,4 \text{ Вт.}$$

Визначаємо повне вологовиділення

$$W_{\text{пол}} = W_{\text{л}} + W_{\text{вл.у.}}, \text{ кг/с,} \quad (3.34)$$

$$W_{\text{пол}} = 2,97 \cdot 10^{-3} + 1,65 \cdot 10^{-3} = 4,62 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Визначаємо тепловологістну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг,} \quad (3.35)$$

$$\varepsilon = \frac{152,2}{4,61 \cdot 10^{-3}} = 33162 \text{ кДж/кг.}$$

Визначаємо загальну сховану теплоту

$$Q_{\text{скр}} = Q_{\text{скр}}^{\text{л}} + Q_{\text{скр}}^{\text{вл.у.}}, \text{ Вт} \quad (3.36)$$

$$Q_{\text{скр}} = 2431 + 4062,4 = 6493,4 \text{ Вт}$$

Визначаємо загальну явну теплоту

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{пол}} - Q_{\text{скр}}, \text{ Вт} \quad (3.37)$$

$$Q_{\text{явн}} = 153196,2 - 6493,4 = 146702,8 \text{ Вт}$$

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

$$G_1 = \frac{Q_{\text{пол}}}{h_{\text{в}} - h_{\text{п}}}, \text{ кг/с}, \quad (3.38)$$

$$G_1 = \frac{153,2}{50 - 44,5} = 27,85 \text{ кг/с},$$

$$G_2 = \frac{Q_{\text{явн}}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (3.39)$$

$$G_2 = \frac{146,7}{1,0235 \cdot 5} = 28,66 \text{ кг/с}$$

$$c_p = 1,006 + 1,8d, \text{ кДж} \quad (3.40)$$

$$c_p = 1,006 + 1,8 \cdot 9,7 \cdot 10^{-3} = 1,0235 \text{ кДж}$$

$$G_3 = \frac{W_{\text{пол}}}{d_{\text{в}} - d_{\text{п}}}, \text{ кг/с}. \quad (3.41)$$

$$G_3 = \frac{4,62 \cdot 10^{-3}}{(10,8 - 10,6)10^{-3}} = 23,1 \text{ кг/с}.$$

Вибираємо $G = 28,66 \text{ кг/с}$.

Результати розрахунку інших приміщень зведені в таблицю 3.

Таблиця 3.2

Приміщення	$Q_{\text{пол}}$, кВт	$W_{\text{пол}}$, кг/с	ϵ , кДж/кг·К	G , кг/с
Перший зал	153.2	0,00462	33162	28.66
Другий зал	52,9	0,00287	18500	9.6

3.2.2 Холодний період року.

Зовнішня температура повітря $t_{\text{н}} = -18^\circ\text{C}$ [3];

Ентальпія зовнішнього повітря $h_{\text{н}} = -18,3 \text{ кДж/кг}$ [3].

$$G_x = G_T, \text{ кг/с}, \quad (3.42)$$

$$G_x = 28,66 \text{ кг/с}.$$

3.2.2.1 Розрахунок тепловиділення від конструкцій, що обгороджують

$$Q_{огр} = Q_{ст} + Q_{ок}, \text{ Вт}, \quad (3.43)$$

$$Q_{ст} = k_{ст} F(t_{н} - t_{в}), \text{ Вт}, \quad (3.44)$$

де $F_{ст}$ – площа стін, м^2 ;

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

$t_{н} - t_{в}$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, $^{\circ}\text{C}$

$$Q_{ст} = 0,346 \cdot 157,86 \cdot (-20 - 19) = -2130 \text{ Вт},$$

$$Q_{ок} = F_{ок} \cdot k_{ок} (t_{н} - t_{в}), \text{ Вт}, \quad (3.45)$$

де $F_{ок}$ – площа вікон, м^2 ;

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

$t_{н} - t_{в}$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{ок} = 381,1 \cdot 0,61 \cdot (-20 - 19) = -9066 \text{ Вт},$$

$$Q_{кр} = k_{кр} F_{кр} (t_{н} - t_{в}), \text{ Вт}, \quad (3.46)$$

де $F_{кр}$ – площа покрівлі, м^2 ;

$k_{кр}$ – коефіцієнт теплопередачі через покрівлю, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_{н} - t_{в}$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{кр} = 0,335 \cdot 23503 \cdot (-20 - 19) = -30706 \text{ Вт},$$

$$Q_{огр1} = -2130 - 9066 = -11196 \text{ Вт},$$

$$Q_{огр2} = -30706 \text{ Вт},$$

3.2.2.2 Розрахунок тепловиділення від різних джерел

Тепловиділення від людей

$$Q_{л}^3 = Q_{л}, \text{ Вт}, \quad (3.47)$$

$$Q_{л}^3 = 9775 \text{ Вт}.$$

Тепловиділення від висвітлення

$$Q_{осв}^3 = Q_{осв}^л, \text{ кВт} \quad (3.48)$$

$$Q_{осв}^3 = 46,207 \text{ кВт}$$

Повний теплоприток

$$Q_{пол} = Q_{л} + Q_{осв} + 0,4Q_{опр} + Q_{об}, \text{ Вт}, \quad (3.49)$$

$$Q_{пол1} = 9775 + 46207,2 - 0,4 * 11196 + 20000 = 71503,6 \text{ Вт.}$$

$$Q_{пол2} = 4025 + 28203,6 - 0,4 * 30706 = 19946,2$$

Повний вологоприток

$$W_{пол}^3 = W_{пол}^л, \text{ кг/с}, \quad (3.51)$$

$$W_{пол}^3 = 0,00462 \text{ кг/с},$$

$$\Delta h_p = \frac{Q_{пол}^3}{G}, \text{ кДж/кг} \quad (3.52)$$

$$\Delta h_p = \frac{153,2}{28,66} = 5,35 \text{ кДж/кг}$$

$$\Delta t_p = \frac{Q_{пол}^3 - Q_{скр}^л}{G \cdot c_p}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.53)$$

$$\Delta t_p = \frac{71503,6 - 2431}{28,66 \cdot 1,018} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Визначаємо тепловологістну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{пол}^3}{W_{пол}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.54)$$

$$\varepsilon = \frac{71,5}{0,00462} = 10476 \text{ кДж/кг}$$

Розрахунок інших кімнат наведений у таблиці 3.3

Таблиця 3.3

приміщення	$Q_{\text{пол}}$, кВт	$W_{\text{пол}}$, кг/з	ε , кДж/кг·	G , кг/з
Перший зал	15476	0,00462	10476	28,66
Другий зал	19,94	0,00287	6746	9,6

4 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ СКП

На підставі розрахунку, зробленого вище, одержимо необхідну масову кількість повітря для кожного приміщення. Тоді корисний обсяг повітря для систем визначається по формулі:

$$L = \frac{3600 \cdot G_v}{\rho}, \quad (4.1)$$

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

Для системи K_1 корисна об'ємна витрата повітря буде дорівнює:

$$L_1 = \frac{3600 \cdot 28,6}{1,2} = 85980 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Для системи K_2 :

$$L_2 = \frac{3600 \cdot 9,6}{1,2} = 28800 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

З урахуванням втрат через нещільності у системі воздухорозподілу обладнання підбираємо по наступних об'ємних витратах:

- для системи K_1

$$L_1^n = 1,04 \cdot L_1, \text{ м}^3 / \text{ч}$$

$$L_1^n = 1,04 \cdot 85980 = 89419,2 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

- для системи K_2

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

$$L_2^n = 1,04 \cdot 28800 = 29952 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Підбираємо кондиціонери на два зали .

5 ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ

Підбираємо дахові кондиціонери , «руф-топи» (на перший і другий поверхи) фірми LENNOX.

Обрана настанова-модель FLEXY 190

В установки такі переваги:

- Сертифікат Eurovent
- Легкий в обслуговуванні
- Завдяки компактним розмірам агрегат займає мало місця на даху
- Алюцинкове покриття корпусу
- У стандартних моделях виконується високоякісне осушення повітря ,що забезпечує комфортний мікроклімат й ефективну роботу агрегату в режимі охолодження
- Приєднання повітрехідів до монтажної рами дозволяє виконувати монтажні роботи не чекаючи доставки агрегату до місця установки

6 РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ОСНОВНОГО ОБЛАДНАННЯ

6.1 Тепловий розрахунок компресора

Для роботи холодильної машини використаємо хладон R407C, що має досить гарні термодинамічні властивості.

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

$$t_0 = 9 \text{ }^\circ\text{C}$$

Температура конденсації визначається по емпіричній залежності:

$$t_k = t_n + (8 \dots 15) \text{ }^\circ, \quad (6.1)$$

де $t_n = 31 \text{ }^\circ$ – температура зовнішнього повітря.

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

Задаємося переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі

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

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, \quad (6.2)$$

$$t_3 = 41 - 5 = 36 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Задаємося перегрівом пар холодильного агента в обмотках електричного двигуна компресора: $\Delta t_{вс} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

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

Визначаємо температуру в точці 1:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{вс}, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6.3)$$

$$t_1 = 2 + 10 = 12 \text{ }^\circ\text{C}.$$

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

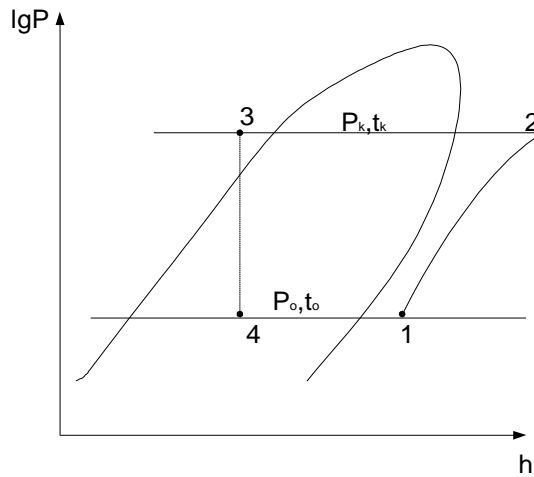


Рисунок 6.1

Зробимо тепловий розрахунок:

Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_1' - h_4, \text{кДж/кг}, \quad (6.4)$$

$$q_0 = 407 - 255 = 152 \text{ кДж/кг}.$$

Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}, \text{кДж/м}^3, \quad (6.5)$$

$$q_v = \frac{152}{0,038} = 4000 \text{ кДж/м}^3.$$

Питома адиабатна робота стиску

$$l_a = h_2 - h_1, \text{кДж/кг}, \quad (6.6)$$

$$l_a = 437 - 412 = 25 \text{ кДж/кг}.$$

Коефіцієнт подачі компресора

$$\frac{P_k}{P_0} = \frac{19,5}{7,9} = 2,46$$

$$\lambda = 0,93,$$

Повна холодопродуктивність

$$Q_0 = V_T \cdot \lambda \cdot q_v, \text{кВт}, \quad (6.7)$$

$$Q_0 = 0,038 \cdot 0,93 \cdot 4000 = 141,36 \text{ кВт.}$$

Масова витрата холодильного агента

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с,} \quad (6.8)$$

$$G_a = \frac{141,36}{152} = 0,93 \text{ кг/с.}$$

Адіабатна потужність компресора

$$N_a = G_a \cdot l_a, \text{ кВт,} \quad (6.9)$$

$$N_a = 0,93 \cdot 25 = 23,25 \text{ кВт.}$$

Ефективний КПД

$$\eta_e = f\left(\frac{P_k}{P_0}\right), \quad (6.10)$$

$$\eta_e = f\left(\frac{19,5}{7,9}\right) = f(2,46) = 0,65.$$

Ефективна
компресора

потужність

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_e}, \text{ кВт,} \quad \dots \rightarrow \rightarrow \rightarrow \dots (6.11)$$

$$N_e = \frac{23,25}{0,65} = 35,76 \text{ кВт.} \quad \blacktriangleleft$$

Ефективний коефіцієнт перетворення \blacktriangleleft

$$COP_e = \frac{141,36}{35,76} = 3,95. \quad \blacktriangleleft$$

-

Електрична потужність компресора 41 кВт

Електричний коефіцієнт перетворення=3,58

6.2 Розрахунок повітроохолоджувача.

Повітроохолоджувачем прийнято називати теплообмінний апарат, призначений для охолодження (а в більшості випадків і для осушення) повітря. Рух повітря в повітроохолоджувачах - примусове.

Процес охолодження й осушення повітря в повітроохолоджувачі протікає в наступній послідовності: у перших рядах по ходу повітря проохолоджується при постійному вологовмісті; найбільш інтенсивне охолодження повітря відбувається в нижній частині ребрення в місцях, де ребра примикають до поверхні трубок, у тих рядах повітроохолоджувача, де охолоджений повітря зустрічається з поверхнею ребрення, що має температуру нижче крапки роси потоку повітря, починається процес конденсації вологи з повітря; найбільша конденсація вологи буде мати місце в останніх рядах повітроохолоджувача. По висоті ребра інтенсивність виділенні вологи при осушці повітря буде різною. Найбільша інтенсивність випадання вологи має місце в підстави ребра й знижується по його висоті. На виході з повітроохолоджувача при перемішуванні частини охолодженого повітря й частини осушеного повітря в підстави ребрення, одержуємо суміш із відносною вологістю порядку 90 %. Для розрахунків використаємо побудову умовного процесу охолодження й осушення, що проводиться шляхом з'єднання прямою лінією крапок початкового й кінцевого стану повітря.

Тепловий розрахунок апарата

Вихідні дані до розрахунку:

Теплове навантаження $-Q_0=280,28$ кВт

Температура в приміщенні - $t_n = +23^{\circ}C$

Відносна вологість повітря в приміщенні - $\varphi_k = 60\%$

Температура кипіння холодильного агента - $t_0 = +9^{\circ}C$

Розмір ребра - $A * B = 50$ мм

Крок ребер - $u = 2$ мм

Товщина ребра - $\delta_p = 0,3$ мм

Швидкість повітря в «живому» перетині - $w = 5$ м/с

Зовнішній діаметр труби - $d_{mp} = 9,35$ мм

Внутрішній діаметр труби - $d_{вн} = 7,83$ мм

Матеріал труб- мідь

Коефіцієнт теплопровідності ребра - $\lambda_p = 390$ Вт/(м · К)

Холодильний агент - R707

Поперечний крок труб пучків з ребрами $S_1 = D + 0,003 = 0,05 + 0,003 = 0,053$ м

Поздовжній крок $S_2 = S_1 = 0,053$ м

Компонування труб - коридорна

Задаємося величиною підохолодження повітря у В

$$\Delta t_g = 5^{\circ}C$$

Визначення температури повітря на виході з апарата

$$t_2 = t_n - \Delta t_g = 23 - 5 = 17^{\circ}C \quad (6.15)$$

Визначення середньої температури повітря

$$t_{cp.g} = 0,5 \cdot (t_2 + t_n) = 0,5 \cdot (17 + 23) = 20^{\circ}C \quad (6.16)$$

Визначення температурного напору

$$\theta = (t_{cp.g} - t_0) = 20 - 9 = 11^{\circ}C \quad (6.17)$$

Визначення теплофізичних властивостей повітря при середній температурі повітря

$\nu_g = 13,28 \cdot 10^{-6}$ м²/с – коефіцієнт кінематичної в'язкості

$\lambda_g = 2,44 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м · К) – коефіцієнт теплопровідності

$Pr_g = 0,707$ – число Прандтля

$\rho_g = 1,293$ кг/м³ – щільність

$c_p^g = 1,005$ кДж/(кг · К) – питома теплоємність

Визначення температури поверхні повітроохолоджувача

У першому наближенні задаємося t_n з умови, що $t_0 < t_n < t_k$, використовуючи приблизне співвідношення

$$t_{\text{ног}} = t_n - (0,1 \dots 0,8) \cdot \theta = 23 - (0,75) \cdot 11 = 14,75^\circ \text{C} \quad (6.18)$$

Визначення зовнішньої поверхні ребра

$$F_p = 0,5 \cdot \pi \cdot (D^2 - d_n^2) + \pi \cdot D \cdot \delta_p = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (0,05^2 - 0,00935^2) + 3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,0003 = 0,00383 \text{ м}^2$$

Визначення зовнішньої поверхні труби між двома суміжними ребрами

$$F_m = \pi \cdot d_n \cdot (u - \delta_p) = 3,14 \cdot 0,00935 \cdot (0,002 - 0,0003) = 0,0000499 \text{ м}^2 \quad (6.20)$$

Визначення внутрішньої поверхні труби ребристого елемента

$$F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_g \cdot u = 3,14 \cdot 0,00783 \cdot 0,002 = 0,0000491 \text{ м}^2 \quad (6.21)$$

Визначення повної зовнішньої поверхні ребристого елемента

$$F_n = F_p + F_m = 0,00383 + 0,0000499 = 0,00384 \text{ м}^2 \quad (6.22)$$

Визначення коефіцієнта оребрення

$$\beta = \frac{F_n}{F_g} = \frac{0,00384}{0,0000491} = 78,2 \quad (6.23)$$

Визначення ступеня оребрення

$$\varphi = \frac{F_n}{\pi \cdot d_n \cdot u} = \frac{0,00384}{3,14 \cdot 0,00935 \cdot 0,002} = 65,3 \quad (6.24)$$

Визначення умовного ступеня оребрення теплообмінної поверхні

$$\beta_u = \frac{F_n}{F_m} = \frac{0,00384}{0,0000499} = 76,95 \quad (6.25)$$

Визначення режиму руху повітря

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_n}{\nu_n} = \frac{5 \cdot 0,00935}{13,28 \cdot 10^{-6}} = 3520 \quad (6.26)$$

Визначення числа Нуссельта для труб, виготовлених методом лиття під тиском

$$\text{Nu} = (1 - n) \cdot C_z \cdot C_s^m \cdot \varphi^{-0,5} \cdot \text{Re}^n = (1 - 0,683) \cdot 0,95 \cdot 1^{0,564} \cdot 4,113^{-0,5} \cdot 3520^{0,683} = 39,26 \quad (6.27)$$

C_s – коефіцієнт форми пучка. Дорівнює 1

C_z – коефіцієнт, що враховує кількість рядів труб у пучку уздовж потоку повітря. Приймаємо $C_z = 0,95$

$$n = 0,61 \cdot \varphi^{0,08} = 0,61 \cdot 4,113^{0,08} = 0,683 \quad (6.28)$$

$$m = S_2 + \varphi^{-0,48} = 0,059 + 4,113^{0,08} = 0,564 \quad (6.29)$$

Визначення конвективного коефіцієнта тепловіддачі на стороні повітря

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_g}{d_n} = \frac{39,26 \cdot 0,028}{0,00935} = 117,57 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (6.30)$$

Визначення коефіцієнта вологи випадіння

$$\xi = 1 + (d_1'' \cdot \varphi_1 - d_3'') \cdot (r - h_3) / [c_{pв} \cdot (t_k - t_n)] = 1 + (0,0042 \cdot 0,9 - 0,04) \cdot (2835 - 9,5) \times \\ \times [1,015 \cdot (1 - (-0,05))] = 1,1$$

Визначення коефіцієнта ефективності ребра

$$E = \frac{thmh'}{mh'} = \frac{th190,4}{190,4} = 0,184 \quad (6.32)$$

$$mh' = h' \cdot [2 \cdot \alpha_{np} / (\delta_p / \lambda_p)]^{0,5} = 0,0258 \cdot [2 \cdot 20,948 / (0,0003 / 390)]^{0,5} = 190,4 \quad (6.33)$$

$$h' = h \cdot \left[1 + 0,805 \cdot \ln \frac{D}{d_n} \right] = 0,011 \cdot \left[1 + 0,805 \cdot \ln \frac{0,05}{0,00935} \right] = 0,0258 \text{ м} \quad (6.34)$$

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішній поверхні ребристого елемента

$$\alpha_{np,n} = \alpha_{np} \cdot (F_p \cdot E \cdot \psi \cdot c_k + F_{mp}) / F_n = 20,948 \cdot (0,00383 \cdot 0,184 \cdot 0,98 \cdot 1 + 0,0000491) / 0,00384 = \\ = 4,03 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot mh' = 1 - 0,058 \cdot 1,842 = 0,893 \quad (6.36)$$

Визначення щільності теплового потоку, віднесеного до внутрішньої поверхні труби

$$q_g = \alpha_k \cdot \xi \cdot (t_{cp,g} - t_n) \cdot \beta^u = 117,52 \cdot 1,1 \cdot (20 - 23) \cdot 78,2 = 30,32 \text{ кВт}/\text{м} \quad (6.37)$$

Визначення коефіцієнта тепловіддачі при кипінні холодильного агента в трубах апарата

$$\alpha_0 = 5478 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$$

Визначення площі («сухий») поверхні повітроохолоджувача.

$$F_n = \frac{Q_0}{\left[k_n \cdot (t_{cp.в} - t_0) \right]} = \frac{187000}{13,255 \cdot (20 - 23)} = 4702,6 \text{ м}^2 \quad (6.38)$$

Визначення коефіцієнта тепловіддачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \cdot \varepsilon_n \cdot F_n} + \frac{1}{\alpha_a} \cdot \beta}} = \frac{1}{\frac{1}{117,57 \cdot 1,1 \cdot 4702,6} + \frac{1}{5478} \cdot 78,2}} = 70,04 \quad (6.39)$$

Конструктивний розрахунок апарата.

Визначення мінімального «живого» перетину повітроохолоджувача

$$F_{жс} = \frac{V_B}{\omega_B} = \frac{9,16}{5} = 1,83 \text{ м}^2 \quad (6.40)$$

Визначення площі фронтального перетину повітроохолоджувача

$$F_\phi = \frac{F_{жс} \cdot S_1 \cdot u}{f_{жс}} = \frac{1,83 \cdot 0,053 \cdot 0,002}{0,000230} = 0,84 \text{ м}^2 \quad (6.41)$$

Визначення виконаності співвідношення $F_\phi / F_{жс}$

$1,8 < F_\phi / F_{жс} < 2,6$; $1,8 < 2,17 < 2,6$ – дане співвідношення виконується

Визначення орієнтовної ширини повітроохолоджувача

$$H' = (F_\phi / n)^{0,5} = (0,84 / 2)^{0,5} = 0,64 \text{ м} \quad (6.42)$$

Визначення орієнтовної довжини повітроохолоджувача

$$L' = H' \cdot n = 0,64 \cdot 2 = 1,29 \text{ м} \quad (6.43)$$

Визначення орієнтовного числа труб у фронтальному перетині пучка

$$z'_{np} = F_n / F_{n1} = 4702,6 / 73,2 = 64,24 \quad (6.44)$$

Округляємо до цілого парного значення в більшу сторону

$$z_{np} = 64 \text{ шт}$$

Визначення дійсної ширини секції

$$H = z_n \cdot S_1 = 64 \cdot 0,053 = 3,39 \text{ м} \quad (6.45)$$

Визначення дійсної довжини секції

$$L = \frac{F_\phi}{H} = \frac{1,83}{3,39} = 0,53 \text{ м} \quad (6.46)$$

Визначення числа ребристих елементів у фронтально перетині повітроохолоджувача

$$n_{\text{жс}} = \frac{F_{\text{жс}}}{f_{\text{жс}}} = \frac{1,83}{0,000096} = 19062,5 \quad (6.47)$$

Визначення площі «сухої» зовнішньої поверхні одного ряду труб у фронтальному перетині повітроохолоджувача

$$F_{\text{н1}} = f_{\text{н}} \cdot n_{\text{жс}} = 0,00384 \cdot 19062,5 = 73,2 \text{ м} \quad (6.48)$$

Визначення орієнтовного числа труб по напрямку повітря в повітроохолоджувачі

$$Z'_n = H' / S_1 = 0,64 / 0,053 = 12,07 \quad (6.49)$$

Округляємо отримане значення до цілого парного значення.

$$z_n = 12 \text{ шт}$$

Визначення сумарної довжини труб апарата

$$\sum L = L \cdot z_n \cdot z_{\text{np}} = 0,53 \cdot 12 \cdot 64 = 414,5 \text{ м} \quad (6.50)$$

Визначення площі зовнішньої поверхні

$$F_{\text{д}} = \sum L \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \beta = 414,58 \cdot 3,14 \cdot 0,00783 \cdot 78,2 = 797,09 \text{ м}^2 \quad (6.51)$$

Визначення глибини секції

$$B = S_2 \cdot Z_{\text{np}} = 0,053 \cdot 12 = 0,636 \text{ м} \quad (6.52)$$

6.3 Розрахунок повітряного конденсатора

Конденсатор служить для передачі теплоти робочої речовини охолоджену середовищу або джерелу теплоти високої температури. По роду охолодженого середовища конденсатори можна розділити на дві більші групи: з водяним і повітряним охолодженням. У даному розрахунку застосовується конденсатор з повітряним охолодженням. Завдання теплового розрахунку складається у визначенні площі теплопередаючої поверхні апарата і його основних геометричних розмірів.

Теплове навантаження

$$Q_k = Q_0 + N_e, \text{ кВт}, \quad (6.53)$$

де Q_0 - холодопродуктивність, кВт;

N_e - ефективна потужність, кВт.

$$Q_k = 187 + 35,76 = 223 \text{ кВт}. Q = 282,24 + 35,76 = 318 \text{ кВт}$$

Приймаємо $\Delta t_{\text{в03}} = 6^\circ\text{C}$,

$$t_{\text{в2}} = t_{\text{в1}} + \Delta t, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6.54)$$

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

$$t_{\text{в2}} = 31 + 6 = 37 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура конденсації

$$t_k = \frac{t_{\text{в1}} + t_{\text{в2}}}{2} + 10, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6.55)$$

$$t_k = \frac{31 + 37}{2} + 10 = 44 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta = \frac{\Delta T_B}{\ln \frac{T_K - T_{B1}}{T_K - T_{B2}}}, K, \quad (6.56)$$

$$\theta = \frac{6}{\ln \frac{317 - 304}{317 - 310}} = 9,7 K$$

Витрата повітря через конденсатор

$$G_{\dot{a}} = \frac{Q_{\dot{a}}}{\tilde{n}_{\delta} \cdot \Delta \dot{O}_{\dot{a}}}, \hat{e}\tilde{a}/\tilde{n}, \quad (6.57)$$

$$G_{\dot{a}} = \frac{318}{1.006 \cdot 6_{\dot{a}}} = 52, \hat{e}\tilde{a}/\tilde{n},$$

$$V_B = \frac{G_B}{\rho_B}, M^3/c \quad (6.58)$$

де $\rho_B = 1,169 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря при $T_{B1} = 304 \text{ К}$.

$$V = 44,48 \text{ м}^3/\text{с}$$

Живий перетин апарата

$$F_{\text{ж}} = \frac{V_B}{w}, M^2, \quad (6.59)$$

де $w = 7 \text{ м/с}$ - прийнята швидкість повітря.

$$F_{\text{ж}} = \frac{44,8}{7} = 6,4 \text{ м}^2,$$

Основні розміри, що характеризують поверхню теплообміну:

Зовнішній діаметр труби $d_{\text{н}}$, м -0,014

Внутрішній діаметр труби $d_{\text{вн}}$, м -0,012

Крок труб по фронті й у глибину s , м -0,028

Товщина ребер δ_r , м 0,0005

Крок ребер u , м -0,004

Матеріал труб Мідь

Матеріал ребер -Сталь

Ребра Пластинчасті -суцільні

Розташування труб у пучку -Коридорне

Розміри апарата по фронті. Живий перетин апарата пов'язане з основними розмірами, що характеризують поверхня теплообміну співвідношенням

$$F_{\text{ж}} = L_1 \cdot (s - d_{\text{н}}) \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{п}}}{u}\right), \text{ м}^2 \quad (6.60)$$

Звідси загальна довжина труби в одній секції конденсатора

$$L_1 = \frac{F_{\text{ж}}}{(s - d_{\text{н}}) \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{п}}}{u}\right)}, \text{ м}, \dots\dots\dots(6.61) \quad \text{¶}$$

$$L_1 = \frac{4,51}{(0,028 - 0,014) \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004}\right)} = 368,16 \text{ м.} \quad \text{¶}$$

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

де $\nu = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря.

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{7 \cdot 0,0056}{16 \cdot 10^{-6}} = 2450.$$

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

$$L = a \cdot s. \quad (6.65)$$

Коефіцієнти

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

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{\text{Re}_{\text{ж}}}{1000}, \quad (6.67)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{2450}{1000} = -0,084,$$

$$c = A \cdot B, \quad (6.68)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{\text{Re}_{\text{ж}}}{1000}, \quad (6.69)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{2450}{1000} = 0,772,$$

$$c = 0,201 \cdot 0,772 = 0,155,$$

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,155 \cdot 2450^{0,582} \cdot (20)^{-0,084} = 11,31,$$

$$\alpha_{\text{вФвн}} = \frac{11,31 \cdot 2,67 \cdot 10^{-2}}{0,0056} = 53,92 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

тут $\lambda_{\text{в}} = 2,67 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності повітря.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, наведений до внутрішньої поверхні труби

$$\alpha_{\text{в.пр}} = \alpha_{\text{в}} \cdot \left(\frac{F_{\text{н}}}{F_0} \cdot E + \frac{F'_{\text{тр}}}{F_0} \right) \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (6.72)$$

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

$$F'_{\text{тр}} = \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{р}}}{u} \right), \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.73)$$

$$F'_{\text{тр}} = 3,14 \cdot 0,014 \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004} \right) = 0,038465 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

$F_{\text{р}}$ – поверхня ребер,

$$F_{\text{р}} = 2 \cdot \left(s^2 - \frac{\pi \cdot d_{\text{н}}^2}{4} \right) \frac{1}{u}, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.74)$$

$$F_{\text{р}} = 2 \cdot \left(0,028^2 - \frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} \right) \frac{1}{0,004} = 0,31507 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

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

$$F_{\text{н}} = F'_{\text{тр}} + F_{\text{р}}, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.75)$$

$$F_{\text{н}} = 0,038465 + 0,31507 = 0,353535 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

F_0 – основна поверхня труби,

$$F_0 = \pi \cdot d_{\text{н}}, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.76)$$

$$F_0 = 3,14 \cdot 0,014 = 0,04396 \text{ м}^2 / \text{м}$$

E - ступінь ефективності ребра,

$$E = \frac{\text{th}(m \cdot h')}{m \cdot h'}, \quad (6.77)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_b}{\delta_p \cdot \lambda_p}}, 1/\text{м}, \quad (6.78)$$

$\lambda_p = 45,4 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності сталі; h' – умовна висота ребра.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 53,92}{0,0005 \cdot 45,4}} = 68,92 \text{ 1}/\text{м},$$

$$h' = \frac{d_h}{2} (\rho' - 1) (1 + 0,805 \lg \rho'), \text{ м}, \quad (6.79)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{s}{d_h} \sqrt{\frac{s_1}{s_2} - 0,2}, \quad (6.80)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{0,028}{0,014} \sqrt{1 - 0,2} = 2,29,$$

$$h' = \frac{0,014}{2} (2,29 - 1) (1 + 0,805 \cdot \lg 2,29) = 0,0116 \text{ м},$$

$$E = \frac{\text{th}(0,7994)}{0,7994} = 0,83,$$

$$\alpha_{\text{в.пр}} = 53,92 \cdot \left(\frac{0,353535}{0,04396} \cdot 0,83 + \frac{0,038465}{0,04396} \right) \cdot \frac{0,014}{0,012} = 475 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{\text{вн}} (T_k - T_{\text{ст}})}} = \frac{3952}{\sqrt[4]{T_k - T_{\text{ст}}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (6.81)$$

де r - теплота конденсації, кДж/кг;

ρ – щільність рідини, кг/м³;

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

Питомий тепловий потік в апараті
з боку робочого тіла

$$q_{aF_{BF}} = 3952(T_K - T_{CT})^{0,75}, \text{ Вт/м}^2. \quad (6.82)$$

з боку повітря

$$q_{BF_{BH}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{B,пр}} + \frac{F_{BH}}{F_{BH} + F_H} \sum \frac{\delta}{\lambda}} (T_{CT} - T_B), \text{ Вт/м}^2, \quad (6.83)$$

де $F_{BH} = \pi \cdot d_{BH} = 3,14 \cdot 0,012 = 0,03768 \text{ м}^2/\text{м}$ – внутрішня поверхня труби;
 $\lambda = 385 \text{ Вт}/(\text{м К})$ - коефіцієнт теплопровідності стінки труби (міді).

$$q_{BF_{BH}} = \frac{1}{\frac{1}{475} + \frac{0,03768}{0,03768 + 0,353535} \cdot \frac{0,001}{385}} (T_{CT} - T_B) = 475(T_{CT} - T_B) \text{ Вт/м}^2.$$

Таблиця 6.2

$T_{CT}, \text{ К}$	$T_K - T_{CT}, \text{ К}$	$q_a, \text{ Вт/м}^2$	$T_{CT} - T_B, \text{ К}$	$q_B, \text{ Вт/м}^2$
309	5,6	14386	7,4	3515
311	3,6	10328	9,4	4465
313	1,6	5622	11,4	5415
314	0,6	2694	12,4	5890

Поверхня теплообміну (внутрішня)

$$F_{BH} = \frac{Q}{q_{F_{BH}}}, \text{ м}^2, \quad (6.84)$$

$$F_{BH} = \frac{223 \cdot 10^3}{5500} = 40,5 \text{ м}^2.$$

Загальна довжина оребрених труб

$$L = \frac{F_{BH}}{\pi \cdot d_{BH}}, \text{ м}, \quad (6.85)$$

$$L = \frac{40,5}{0,03768} = 1076,04 \text{ м}.$$

Число секцій

$$a = \frac{L_{\text{общ}}}{L_1}, \quad (6.86)$$

$$a = \frac{1074,04}{368,16} \approx 3.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa_{\text{ФВВ}} = \frac{q_{\text{ФВВ}}}{\theta_{\text{м}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.87)$$

$$\kappa_{\text{ФВВ}} = \frac{5500}{9,7} = 567 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

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

$$L_1 = \frac{L_{\text{общ}}}{a}, \text{ м}, \quad (6.88)$$

$$L_1 = \frac{1076,04}{3} = 358,68 \text{ м}.$$

Живий перетин

$$F_{\text{ж}} = 358 \cdot (0,028 - 0,014) \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004}\right) = 4,38 \text{ м}^2.$$

При висоті апарата рівній його ширині число рядів труб по висоті

$$n = \sqrt{\frac{L_1}{s}}, \quad (6.89)$$

$$n = \sqrt{\frac{292,24}{0,028}} = 102.$$

Температура повітря після конденсатора

$$\Delta T_{\text{в}} = T_{\text{в2}} - T_{\text{в1}} = \frac{Q}{c_p \cdot F_{\text{ж}} \cdot \omega \cdot \rho}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (6.90)$$

$$\Delta T_{\text{в}} = \frac{223000}{1,06 \cdot 10^3 \cdot 4,38 \cdot 7 \cdot 1,169} = 5,86 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

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

Збільшення живого перетину апарата в порівнянні з певним у п. 5 повинне зменшити швидкість повітря або змінити ступінь його нагрівання. Зменшення перепаду температур на 0,13 градусів у порівнянні із прийнятим практичного значення не має.

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

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

$$\Delta p = 0,007(20)(7 \cdot 1,169)^{1,7} = 4,989 \text{ мм вод. ст.} \approx 48,9 \text{ Па.}$$

6.4 Розрахунок повітрянагрівача

Тому що для нагрівання повітря використовується електричний повітрянагрівач, визначаємо витрату електричної потужності

$$Q_{\text{вн}} = G_6(h_2 - h_1), \text{ кВт} \quad (6.93)$$

$$Q_{\text{вн}} = 8.37 \cdot (25 - 12) = 108.81, \text{ кВт}$$

Активна довжина всіх трубчастих елементів повітрянагрівача

$$L_a = \frac{10^3 \cdot 108.81}{\pi \cdot 0.012 \cdot 2.4 \cdot 10^3} = 1203.22, \text{ м}$$

6.5 Розрахунок парового зволожувача з використанням форсунки ежекційного типу

Визначаємо кількість пари повітря, що йде на зволоження

$$G'_n = 0.001 \cdot G_g \Delta d, \text{кг/с} \quad (6.95)$$

G_g – витрата повітря, кг/с

Δd – необхідне підвищення вологовміст повітря, г/кг

$$G'_n = 0.001 \cdot 8 \cdot 2.5 = 0.02 \text{ кг/с}$$

Збільшуємо необхідну кількість пари на 10% (з урахуванням часткової конденсації пари безпосередньо на виході з отворів зволожувача)

$$G_n = 1.1 \cdot G'_n, \text{кг/с} \quad (6.96)$$

$$G_n = 1.1 \cdot 0.02 = 0.022 \text{ кг/с}$$

Необхідна площа отворів

$$f_{oms} \approx (7.2 \div 7.6) \cdot 10^3 G_n, \text{мм} \quad (6.97)$$

$$f_{oms} \approx (7.2 \div 7.6) \cdot 10^3 \cdot 0.022 = 162.8 \text{ мм}^2$$

Необхідна кількість отворів

$$n_{oms} = \frac{f_{oms}}{0.785 \cdot d_{oms}^2}, \text{шт.}$$

d_{oms} – діаметр отвору, прийнятий 3-4 мм,

$$n_{oms} = \frac{162.8}{0.785 \cdot 3^2} = 23, \text{шт.}$$

Отвори розташовуються по утворюючої трубки із кроком 10-12 мм. Довжину трубок приймають конструктивно по ширині потоку повітря.

7. Енергоощадне гігрокероване кондиціонування приміщень

Кондиціонування помешкань у житлових будинках, з уваги на незначні вимоги щодо рівня кліматичний комфорту в них, було найчастіше поза увагою зацікавленості виробників відповідного вентиляційного обладнання. Воно, на жаль, навіть не ставиться на один рівень з поліпшеним утепленням огорож чи застосуванням щільних вікон.

Такий стан зумовив також і той факт, що не виникало проблем з Кондиціонування помешкань будинків із нещільними вікнами. Однак з появою щільних вікон, за допомогою яких розв'язувались задачі заощадження енергії, виникли проблеми із Кондиціонування м помешкань.

Одночасно зі зменшенням коефіцієнта теплопередачі щільних вікон (балконних дверей) суттєво зменшилась інфільтрація зовнішнього повітря до приміщень, а отже погіршилися гігієнічні умови в них.

Повітрообмін є необхідний для здоров'я, комфорту і безпеки осіб, які перебувають в приміщеннях, а також для охорони помешкань від некорисного впливу надмірної вологості внутрішнього повітря або її недостатчі.

Якщо в приміщенні є занадто сухо, то можуть виникнути хвороби дихальних шляхів людини, надмірно висихають і тріскаються дерев'яні меблі, фарба на картинах, тканини стають крихкими і легко пошкоджуються. На пластикових лицюваннях будівельних конструкцій, меблів і вбрання людей накопичуються і утримуються електричні заряди, які спричиняють неприємне ураження і навіть можуть пошкодити електричні компоненти комп'ютера чи телевізора. Натомість надмір вологості спричиняє відчуття духоти, а на шибках вікон – скраплювання водяної пари. Дерев'яні речі набрякають, можуть почати гнити, появляється гриб.

Забрудники повітря в помешканнях можна розділити на дві основні категорії: помітні (відчутні) і не помітні (не відчутні). До першої категорії належать забруднювальні випари , які спричиняють неприємні запахи, конденсацію водяної пари на шибках тощо. В другій категорії залишаються

інші не відчутні забрудники, які пов'язані з метаболізмом людей, домашніх тварин, рослин, а також із сушінням випраних речей чи приготуванням їжі і згорянням палива. Мало хто вважає приємні запахи страв забрудником помешкання вологою, що може конденсуватися на холодних поверхнях будівельних конструкцій і, за браку повітрообміну, може бути поживою для плісняви.

Навколишнє повітря відіграє для людини таку ж важливу, а може навіть і більшу роль, ніж їжа. Однак, загалом, воно є настільки не помітним і так легко доступним, що часто про нього забувають.

Не ефективна дія систем вентиляції (СВ) помешкання може спричинитися в часі обігрівального періоду, до провітрювання приміщень через відкривання щільних вікон і, відповідно, до неконтрольованого і надмірного повітрообміну. В результаті цього можна втратити всі енергозаощадження, досягнуті завдяки теплоізоляції зовнішніх огорож і застосування щільних вікон.

7.1 Принцип дії балок активного вентилявання

Кліматична система, яка встановлюється по периметру стін приміщення

Область застосування - у будівлях, що знову будуються і

реконструюються, а також при заміні старих ежекційних доводчиків

Висока продуктивність та компактність

Простий монтаж завдяки використанню заводських компонентів

Максимальна гнучкість системи забезпечена модульною конструкцією

пристроїв

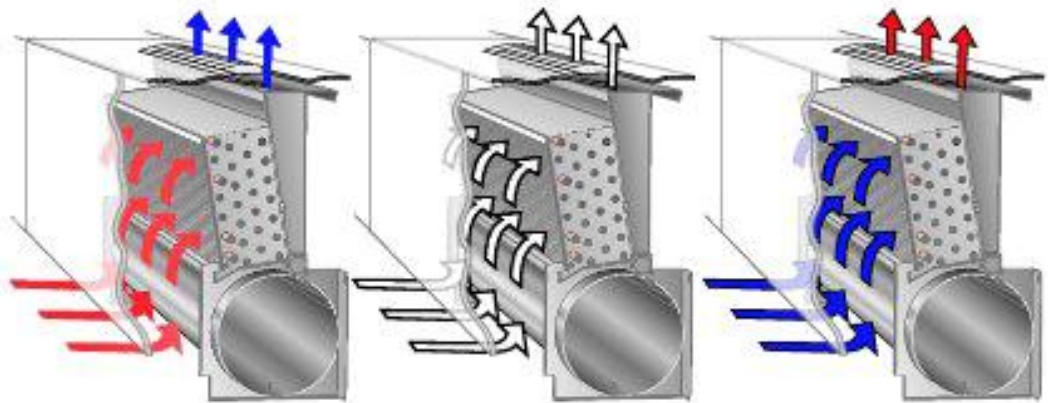
Без вмісту ПВХФорсована конвекція/індукція

Припливне повітря поєднується з індукційним і подається вертикально по стіні фасаду до стелі.

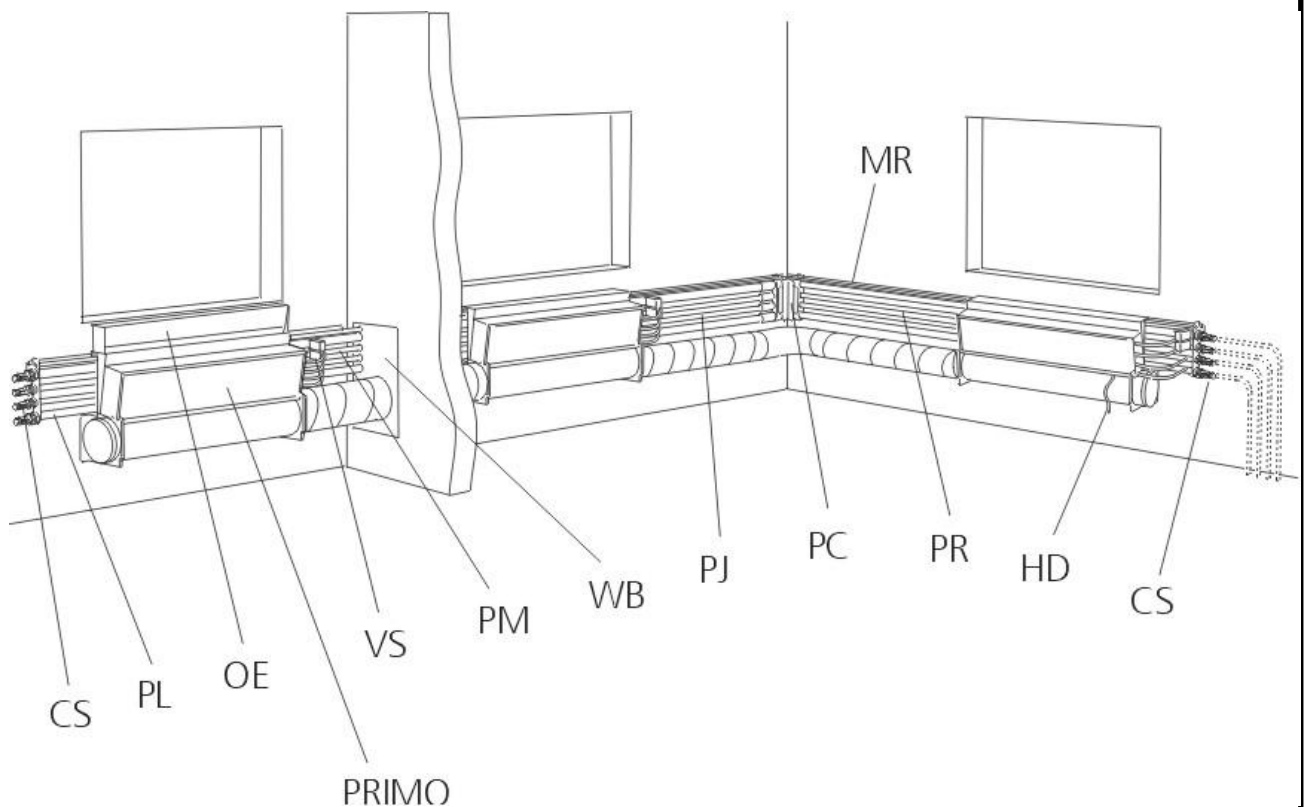
Повітря розстилається по стелі (Coanda-ефект) і поєднується з повітрям приміщення

. Види систем вентиляції помешкань і їх вплив на мешканців

і будівельні конструкції



П



ринцип дії

В Україні і в сусідніх державах у переважній більшості житлових будинків передбачена *природна вентиляція* помешкань [1, 33] з використанням стінових каналів для витікання зужитого і забрудненого внутрішнього повітря з окремих приміщень, а також з притіканням

зовнішнього повітря через кватирки, відхильні фрамуги та нещільності вікон [50]. Ця вентиляція є залежною від атмосферних умов, температур внутрішнього і зовнішнього повітря, а також швидкості та напрямку вітру. Природна вентиляція працює за підвищених температур зовнішнього повітря дуже нестабільно і непередбачувано (рис. 10.1), виникає зворотна тяга.

З рис. 10.1 видно, що майже протягом всього часу досліджень в липні зовнішнє повітря притікало в приміщення через вентиляційний канал (явище оберненої тяги). Крім цього система кондиціонування працювала дуже нестабільно і непередбачувано. З рис. 7.1 видно, що в теплий період року стандартне повітророзподілення не забезпечує потрібного повітрообміну.

мЗ/год

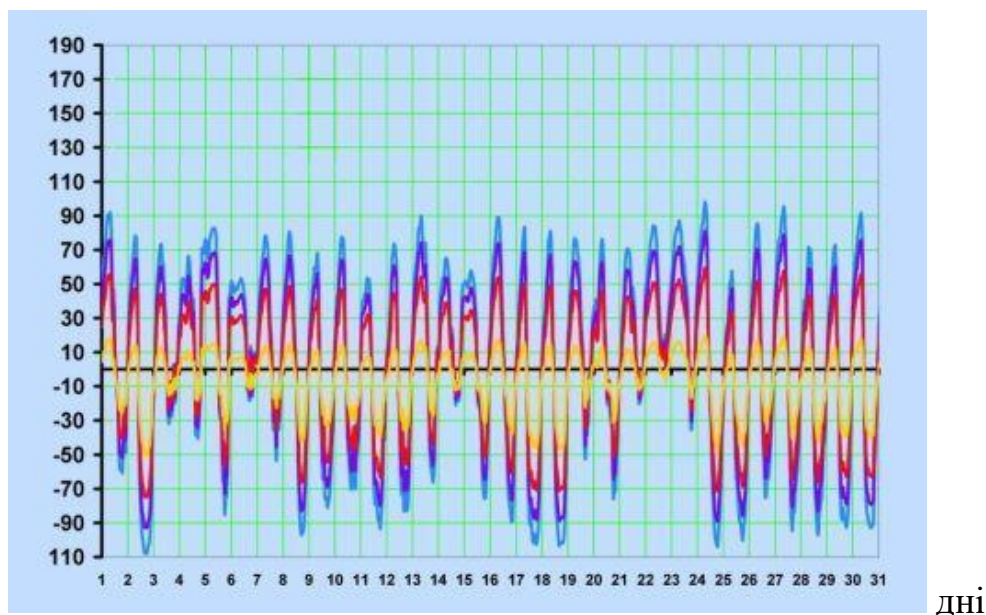


Рис.8.4 Зміни повітропродуктивності повітророзподілення у липні

Проектанти передбачили, що притікання зовнішнього повітря в помешкання буде відбуватися через нещільності вікон. Таке розв'язання забезпечували дерев'яні вікна, виконані з не висушеної деревини низької якості.

Застосування щільних вікон спричинило до майже повного зникнення повітрообміну.

Проаналізуємо, чому щільні вікна негативно впливають на дію природної вентиляції.

Видимими наслідками поганого кондиціювання помешкання є: пліснява на будівельних конструкціях; запаровані шибки вікон; притікання зовнішнього повітря через вентиляційні ґратки в кухні або ванній кімнаті (зворотна тяга).

Невидимими наслідками поганого кондиціювання: шкода здоров'ю мешканців (алергія, хвороби верхніх дихальних шляхів, болі голови, спричинені недостатнім повітрообміном); поступове нищення конструкцій будинку в результаті проникнення в них вологи.

Виробники щільних вікон можуть оснащувати свої вироби, замість повітророзподільників, системою *мікровентиляції*. Але тоді самі мешканці вручну регулюють витрату зовнішнього повітря, що притікає до приміщення, відкриваючи вікна в певній позиції. Оскільки людина не може визначити необхідну кількість повітря для повітрообміну, рекомендується використовувати самочинні СВ (дія яких не залежить від впливу людини).

Застосування систем *механічної вентиляції* робить повітрообмін помешкання незалежним від дії природних сил. Не зважаючи на температуру зовнішнього повітря і напрямок вітру, вони забезпечують потрібний і регульований повітрообмін. Однак такі СВ не позбавлені вад: погані конструкційні виконання і експлуатація є джерелом шуму, а також можливих надмірних протягів; через споживання досить великої кількості електроенергії не є дешевими.

В пошуках енергоощадності в групі країн ЄС виник проект “RESHYVENT”. Він передбачав створення чотирьох різних варіантів розв'язань Кондиціювання помешкань, пов'язаних з перевагами природної

(гравітаційної) вентиляції, а саме її низькими інвестиційними і експлуатаційними витратами та безшумною роботою і ефективністю та надійністю механічної вентиляції. Проектовану вентиляцію було названо механічно-природною (гібридною).

Найбільш вдале конструкційне розв'язання запропонувала фірма "Aereco". Був розроблений і запатентований спеціальний тип трубопровідної (каналної) вентиляторної насадки низького тиску VBP (рис. 7.2).



а) б)

Рис. 7.2. Вигляд вентиляторної насадки низького тиску VBP фірми "Aereco":
а – загальний вигляд; б – будова (конструкція) в розрізі

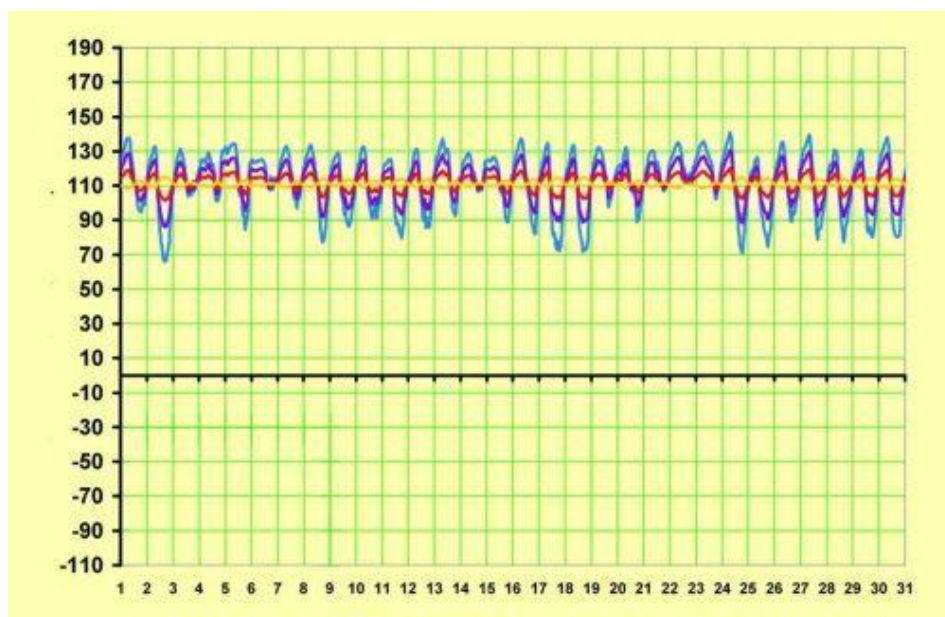
Насадка VBP забезпечує повітропродуктивність до $250 \text{ м}^3/\text{год}$ і створює розрідження у приміщенні від 8 до 20 Па. Вказані величини дозволяють реалізувати ефективне Кондиціювання помешкання, особливо в теплий період року (рис. 7.3). Величини розрідження та спричинені ними швидкості руху повітря є характерними для природної вентиляції. Великою перевагою є забезпечення розрідження в теплий період року, а не тільки за низьких температур зовнішнього повітря, як це має місце в традиційних системах природної гравітаційної вентиляції.

Двигун насадки споживає приблизно 9 Вт електроенергії. Про ефективність, отриману завдяки цій ощадності, свідчить простий приклад: вентилятор традиційної конструкції, призначений для системи вентиляції

п'яти приміщень, споживає приблизно 260 кВт·год електроенергії щорічно, а вентилятор насадки VBP споживає тільки 18 кВт·год протягом року, що в 14 разів менше. Ще однією перевагою насадки VBP є її тиха дія.

Коефіцієнт місцевого опору насадки VBP приблизно рівний 0,93.

м³/год



дні

Рис. 7.3. Повітрообмін приміщення у липні, спричинений балками активного вентиляювання та вентиляторною насадкою VBP

Системами мішаної (гібридної) вентиляції можуть оснащуватись як нові, так і реконструйовані будинки з наявними трубопроводами (каналами) гравітаційної вентиляції

Практичні способи оцінювання ефективності вентиляювання помешкань

Про безпеку і добре самопочуття мешканців в зоні обслуговування (ЗО) приміщень помешкання свідчать хімічний склад повітря і його параметри, тобто температура, відносна вологість і швидкість руху (рухливість).

Некорисний вплив хімічного складу повітря може виникати із порушення природних пропорцій основних складників повітря, наприклад недостатчі кисню, наявності забрудників.

Параметри повітря можуть діяти на людину безпосередньо, впливаючи на стан теплової рівноваги організму, або опосередковано, спричиняючи розвиток мікроорганізмів.

Погане самопочуття мешканців від легкого впливу на них некорисних чинників носить назву “синдром хворого будинку”.

Звичайно в Україні бракує будь-яких формальних правничих підстав для директивного або методичного оцінювання якості повітророзподілення. Такі методики можуть бути розроблені на підставі:

- безпосереднього оцінювання на основі вимірювання реального вмісту забрудників повітря і порівняння їх з гранично допускнуою концентрацією (ГДК).
- опосередкованого оцінювання на підставі контролю реальної продуктивності СВ. При цьому визначають: витрати повітря у вентиляційних ґратках кухні, ванни, санвузла (ватерклозета); хімічний склад внутрішнього і зовнішнього повітря (вміст CO, CO₂ і O₂).
- оцінювання здатності приміщень до повітрообміну, (кратності повітрообміну), визначеному за умовного перепаду тисків 50 Па у так званому “тисковому тесті”.

• 8 ВИБІР І РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОВІТРОРозПОДІЛЕННЯ

8.1 Побудова вентиляційної мережі. Вибір повітророзподільників

8.1.1 Вибір вентиляційних ґрат

Для розподілу повітря, особливо якщо він має більше низьку температуру, чим повітря в приміщенні, рекомендується застосовувати ґрат типу РР, що мають жалюзі для напрямку повітря нагору або вниз при горизонтальному підведенні повітря до ґрат або в сторони при підведенні повітря по вертикальних каналах.

Для даного проекту підбираємо ґрати фірми Твитопласт, які проводяться методом ін'єкційного формування із пластмаси ABS. Ізолюючі властивості якої запобігають конденсації, і ця пластмаса ідеально підходить для використання в системах кондиціонування.

$L = 33000 \text{ м}^3/\text{ч}$ – витрата повітря;

$A \times B = 800 \times 200$ -розмір ґрат;

$S = 0.1086 \text{ м}^2$ -площа живого перетину ґрати;

$v_{з.р.} = 326 \text{ мм}^3/\text{с}$ - швидкість потоку минаючого через забортні ґрати;

$v_{н.р.} = 272 \text{ мм}^3/\text{с}$ - швидкість потоку минаючого через ґрати, що подає;

$v = 6 \text{ м}/\text{с}$ - швидкість повітря у повітряхід;

Визначаємо витрата повітря минаючий через кожну із ґрат

$$L_{н.р.} = \frac{326 \cdot 360}{1000} = 1173 \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (8.1)$$

$$L_{з.р.} = \frac{272 \cdot 3600}{1000} = 979 \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (8.2)$$

Визначаємо необхідна кількість ґрат

$$n_{з.р.} = \frac{33000}{1173} = 28 \text{ шт.} \quad (8.3)$$

$$n_{н.р.} = \frac{33000}{979} = 34 \text{ шт.} \quad (8.4)$$

8.1.2 Аеродинамічний розрахунок системи повітроводів

Сутність аеродинамічного розрахунку повітряхід складається у визначенні розмірів його перетинів, а також втрат тисків на тертя й місцеві опори. При цьому необхідно виконати наступні умови:

- розміри перетинів повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі системи повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітряхід повинна бути в рекомендають пределах, що (для адміністративних і суспільних будинків швидкість руху повітря на магістральних ділянках повітрехіда в межах 5-9 м/с, у відгалуженнях до 5 м/с);
- швидкість повітря на магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися.

Для виконання розрахунку розробляємо розведення повітророзподільників по приміщеннях, представляємо її схему в ізометрії, розбиваючи її на ділянки. Для кожної ділянки визначаємо витрата повітря й задаємося швидкістю руху повітря.

Для ділянки повітрехіда №1

Необхідна площа перетину повітрехідов

$$f = \frac{L}{v \cdot 3600}, \text{ м}^2, \quad (8.5)$$

де $v = 3$ м/с - попередньо задана швидкість повітря в магістралі;

$L = 33000$ м³/ч – витрата повітря.

$$f = \frac{16500}{3 \cdot 3600} = 1,52 \text{ м}^2.$$

Приймаємо повітрехід прямокутного перетину 1200 -1200 мм.

Уточнимо швидкість у повітрехиді

$$v = \frac{L}{3600 \cdot f}, \text{ м/с}, \quad (8.6)$$

$$v = \frac{16500}{3600 \cdot 1.44} = 3,18 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт тертя

$$\lambda = \frac{0,3164}{\left(3,18 \cdot \frac{1,2}{1,6 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,25}} = 0,014.$$

Коефіцієнти місцевих опорів ξ

колiно $\xi = 0,33$

конфузор $\xi = 0,04$

трійник $\xi = 1,5$

хрестовина $\xi = 3,0$

Втрати тиску у всій магістралі

$$\Delta P = \left(17,5 \cdot \frac{0,014}{1,2} + 1,83\right) \cdot \frac{1,2 \cdot 3,18^2}{2} + 50 = 62,31 \text{ Па.}$$

Розрахунок інших галузей магістралі зведений у таблиці .

Всі галузі системи воздухорозподілення однакові по своїй конструкції.

Таблиця 8.1

G, М ³ /з	F, м ²	F _г , м ²	V, м/с	AxB, мм	d _{екп} , м ²	λ	delP, Па
4,58	1,52	1,44	3,18	1200×1200	1,20	0,014	62,31
3,22	1,07	1,08	2,98	1200×800	1,03	0,015	41,22
2,13	0,71	0,72	2,96	900×800	0,85	0,015	41,20
1,04	0,35	0,36	2,90	600×600	0,60	0,017	42,16

9 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці - це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і коштів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я й працездатності людини в процесі праці.

8.1 Характеристика об'єкта

Салон Автомобильний ДІМ , у якому перебуває велика кількість приладів, та автомобілів

До системи повинне підводити харчування трьохпровідний електромережі напругою 220 У (фаза, нуль, земля). Необхідно також наявність шини заземлення для роботи електроприладів.

11.2 Основні шкідливі впливи

На даному об'єкті існують такі небезпечного й шкідливі для здоров'я людини впливу як поразка електричним струмом .

Токсичність застосовуваних або одержуваних речовин

Як застосовувана речовина в холодильній установці використовується хладагент - Фреон 407. Температура кипіння при атмосферному тиску $t_0 = -40,8^{\circ}\text{C}$. R – 407 - безбарвний газ зі слабким специфічним запахом, що відчувається при зміні його в повітрі більше 20% від обсягу.

Холодильний агент R – 407 складається з декількох компонентів, тому при його витокі він розпадається на свої складові. Гранично припустима концентрація (П. Д. К.) пар R – 407 у повітрі виробничих приміщень дорівнює 3256 мг/м^3

При зіткненні з гарячими металевими поверхнями з температурами $400..550^{\circ}\text{C}$ або з відкритим полум'ям розкладається на токсичні фтористий і

хлористий водень і невелику кількість фосгену. Не горить у суміші з повітрям, не запалюється й не вибухонебезпечний.

Симптоми отруєння проявляються через 30..40 хвилин, виникає головний біль, подташнівание, прискорений пульс. При влученні рідкого фреону на шкіру й в очі можливе обмороження шкіри й ушкодження очей.

Класифікація виробництва по ступені вибуховий, взривопожарной й пожежної небезпеки згідно ОНТП 24-86

Виробництво по вибухонебезпечній і пожежній небезпеці, відповідно до норм технологічного проектування ОНТП 24-86 ставиться до категорії Д. Категорія Д - негорючі речовини й матеріали в холодному стані. Машинні й апаратні відділення фреонових установок ставляться до категорії Д.

Будівельно-монтажні й архітектурні вимоги містять у собі:

скорочення площ приміщень для встаткування систем кондиціонування повітря і їхніх елементів; естетическую вв'язування елементів систем кондиціонування повітря з інтер'єром приміщень, забезпечення мінімальних витрат часу на монтаж, випробування й налагодження систем з можливістю посезонного уведення їх в експлуатацію; ув'язування робіт зі спорудження конструкції будинків з монтажем систем кондиціонування; звуко й віброізоляцію встаткування, що рухається, від елементів будівельних конструкцій.

Основні правила безпеки при обслуговуванні холодильних агрегатів

Ціль організаційних заходів щодо техніки безпеки на холодильних установках – створення безпечних умов праці шляхом постійного контролю за дотриманням правил монтажу, експлуатації й ремонту встаткування. Чисельність обслуговуючого персоналу повинна відповідати нормам, т.е не менш двох машиністів у зміну й один якщо робота не постійна в пліні доби.

На хладонових холодильних установках повітря з повітря видаляють через воздуховипускной вентиль конденсатора або в малих установках через ослаблену гайку, або штуцер трійника нагнітального вентиля компресора.

Обслуговуючий персонал повинен працювати в гумових рукавичках і захисних окулярах уникаючи надходження струменя повітря в очі.

11.3 Вимоги до приміщення.

Приміщення повинне мати природне й штучне висвітлення.

Приміщення не повинне граничити із приміщеннями, у яких рівень шуму й вібрації перевищує припустимі значення.

Супермаркет повинен бути обладнаний системою кондиціонування повітря, опалення й приточно-витяжної вентиляцією.

11.4 Електробезпечність.

Відносно небезпеки поразки людей електричним струмом розрізняють приміщення без підвищеної небезпеки, з підвищеною небезпекою й особливо небезпечні. Відповідно до ПУЕ, 1-1-13 дане приміщення класифікується як без підвищеної небезпеки поразки струмом.

Согласно ПУЕ, 1-2-17 дане встаткування ставиться до електроприемникам III категорії по забезпеченню надійності електропостачання. А відносно вибухонебезпечності приміщення ставиться до класу В-ІІа (невибухонебезпечне), якщо воно граничить із невзриво- і непожароопасними приміщеннями.

Устаткування є низьковольтним, харчування елементів плати +5У, що забезпечується включенням адаптера в мережу 220У

Проектування електромереж здійснюється згідно “Вказівки по проектуванню науково-дослідних інститутів і лабораторій” СН-НИИ-68

§ 8.1.

Основною небезпекою на даному об'єкті є можливість поразки електричним струмом у мережі напругою 220У.

Влучення людини під напругу можливо, наприклад, при перегорянні ізоляції трансформатора адаптера 220/5У. Тому що плата виконана з ізольованого матеріалу, а елементи малопотужні, тобто їхнє перегорання не викличе

відключення захисного автомата в 10 А, та наявність відкритого заземлення, необхідного для роботи системи, при дотику до нього зіграє негативну роль. Тому після автомата від струмів перевантаження й короткого замикання повинен стояти диференціальний автомат зі струмом витоку 30 ма, що не є небезпечним для людини. У випадку проходження струму через людину, з фазного провідника на землю, при досягненні його значення 30 ма спрацює диференціальний автомат, обесточив лінію.

При влученні під напругу у випадку поломки в самому розподільному щитку приміщення необхідно передбачити захисне заземлення, суть якого полягає в тому, що його опір у багато разів менше опору людського організму й струм, впливаючи по шляху найменшого сопроотивлення, буде стікати в землю по системі заземлення, а не через людину. Тому всі металеві частини розподільного щитка повинні бути заземлені, і опір системи заземлення не повинне перевищувати 4 Ом, згідно ПУЕ 1-7-65. Всі металеві частини встаткування повинні бути заземлені від цього ж заземлення, але тільки паралельно, а не послідовно.

Для пропонованої системи заземлення.

Викопується траншея глибиною $t_0 = 0,5$ м. На дні траншеї забиваються вертикальні заземлители із труб діаметром $d = 0,033$ м (дюймовий прохід) і довжиною $l = 2$ м. Відстань по прямій між забивають трубами, що, $l' = l = 2$ м. Ґрунт у районі супермаркету – суглинок. Його фактичний питомий опір з діапазону табличних значень від 40 до 150 Ом*м, - приймаємо $c_\phi = 50$ Ом*м

Пожежна профілактика

Дане приміщення згідно ДБН , ставиться до 1-ої ступеня вогнестійкості (найнижча безпека). У цьому випадку найбільш доцільним є гасіння пожежі вуглекислотою.

Зробимо розрахунок вуглекислотної установки.

Визначаємо кількість огнегасительного газового складу G_2 :

$$G_z = G_6 \cdot V_{ном} \cdot K_{уп} \cdot 1,25 = 8448,3 \text{ кг}$$

де $K_{уп}$ – коефіцієнт участі, що враховує особливості газообміну й витоку вуглекислоти через нещільності. Звичайно $K_{уп} = 1 \div 2$. Прийmemo $K_{уп} = 1,0$.

$G_6 = 0,7$ - огнегасительная концентрація для вуглекислоти.

$V_{ном} = 9655,2 \text{ м}^3$ – обсяг приміщення.

Визначаємо необхідне число робочих балонів:

$$N_{бал} = \frac{G_z}{V_6 \cdot \rho \cdot \alpha_n} = 337,9$$

де $V_6 = 40$ літрів – ємність балона,

$\rho = 0,625$ кг/л - щільність вуглекислоти,

$\alpha_n = 1$ – коефіцієнт наповнення балона.

Приймаємо $N_6 = 338$ штук.

Згідно Сніп 2.04.09-84 у складі установки газового пожежогасіння крім розрахункового повинен бути стовідсотковий резервний запас огнетушительного речовини. Тому загальна кількість сорокалітрових балонів приймаємо 676 штук.

. Виробнича санітарія

Завданням вентиляції є забезпечення чистоти повітря й заданих метеорологічних умов у виробничих приміщеннях. Вентиляція досягається видаленням забрудненого або нагрітого повітря із приміщення й подачею в нього свіжого повітря.

10 ОЦІНКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБКИ НОВОЇ ТЕХНОЛОГІЇ, НОВОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ІНШИХ ІННОВАЦІЙ

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

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

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

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

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

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

$$O_{НТЕ} = K^{\Phi}_{НТЕ} / K^{\Pi}_{НТЕ} \quad , \quad (10.1)$$

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

$K^{\Pi}_{НТЕ}$ – показник (коефіцієнт) потенціально можливого рівня науково-технічної ефективності (дорівнює одиниці).

Значення показника $K^{\Phi}_{НТЕ}$ визначають на основі шкали експертних оцінок (табл. 10.2).

Таблиця 10.1

Шкала експертних оцінок для виміру рівня науково-технічної ефективності проектів

№	Групи показників	Характеристика показників	Інтервал рейтингового числа	Коефіцієнт значущості показників
1	Науково-технічний рівень	Перевищує кращі світові аналоги	10	0,35
		Відповідає світовому рівню	7 – 9	
		Нижче кращих світових аналогів	5 – 6	
		Перевищує кращі вітчизняні аналоги	3 – 4	
		Відповідає вітчизняному рівню	1 – 2	
		Нижче вітчизняного рівня	0	
2	Перспективність	Першочергова значущість	8 – 10	0,35
		Значущий	5 – 7	
		Корисний	1 – 4	
3	Потенційний масштаб	Світовий ринок	10	0,20
		Галузі національної економіки	7 – 9	

	практичного використання	Галузь (регіон)	3 – 6	
		Окремі підприємства (об'єднання)	1 – 2	
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	Великий	10	0,10
		Середній	5 – 9	
		Малий	1 – 4	

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

Проведення оцінки

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

З цією метою:

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

До числа специфічних показників відносять:

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

З метою спрощення визначення $K_{НТЕ}^{\Phi}$ у табл. 10.2 не введено показника витрат на одиницю продукції.

Таблиця 10.2

Порівняльні показники для виконання оцінки НТЕ

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

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

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

де $i = 1 \div 4$,

B_i – бали (рейтингове число),

K – коефіцієнт значущості показників.

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

Таблиця 10.3

Експертна оцінка і розрахунок величини інтегрального показника НТЕ

№	Групи показників	Рейтинг експертів			Середня за експертними оцінками	НТЕ
		1	2	3		
1	Науково-технічний рівень	9	8	9	8,66	3,03 (8,66 x 0,35)
2	Перспективність	7	7	6	6,66	2,33 (6,66 x 0,35)

3	Потенційний масштаб практичного використання	4	5	5	4,67	0,93 (4,67 x 0,20)
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	7	8	7	7,33	0,73 (7,33 x 0,10)
В С Ь О Г О						7,029

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

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

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

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

На основі даних табл. 10.3 можна дійти до висновку, що $K_{НТЕ}$ відповідає 70,29 %, тобто:

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

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

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

Таким чином, рівень НТЕ технології можна визнати достатнім. Отже, розроблену технологію пропонується впроваджувати у виробництво.

ВИСНОВКИ

1. За даними досліджень розроблена модель розрахунку системи кондиціонування великих , що включає розрахунок параметрів кондиціонування повітря методом сплайнів, розрахунок повітророзподілення, фільтрації та підбір обладнання системи кондиціонування.

2. Використовуючи данні дослідження дозволило підібрати систему кондиціонування для великого приміщення волонтерського штабу м.Одеси що дозволяє підтримувати параметри повітря.

3. У роботі показано що для ефективного повітророзподіленн застосованні активні балки та показані шляхи розрахунку :

- безпосереднього оцінювання на основі вимірювання реального вмісту забрудників повітря і порівняння їх з гранично допускною концентрацією (ГДК).
- опосередкованого оцінювання на підставі контролю реальної продуктивності СВ. При цьому визначають: витрати повітря у вентиляційних ґратках кухні, ванни, санвузла (ватерклозета); хімічний склад внутрішнього і зовнішнього повітря (вміст CO, CO₂ і O₂).
- оцінювання здатності приміщень до повітрообміну, (кратності повітрообміну), визначеному за умовного перепаду тисків 50 Па у так званому “тисковому тесті”.

4. Показано ефективність, отриману завдяки ощадності використаннч насадеи VPR свідчить простий приклад: вентилятор традиційної конструкції, призначений для системи вентиляції п’яти приміщень, споживає приблизно 260 кВтгод електроенергії щорічно, а вентилятор насадки VBP споживає тільки 18 кВтгод протягом року, що в 14 разів менше.

5. Підбираємо дахові кондиціонери , «руф-топи фірми LENNOX. В 2 зали Обрана настанова-модель FLEXY 190

6. Встановлено також, що має ефект зниження добового споживання енергії в 1.5 рази та оцінка часу підготовки з застосуванням балок активного вентиляування та клапану.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Державні будівельні норми України: Будинки і споруди. Громадські будинки та споруди. Основні положення: ДБН В.2.2.-9-99. Вид. офіц. – К.: Держбуд України, 1999. – 94 с.
2. Державні будівельні норми України: Будинки і споруди цивільної оборони: ДБН В.2.2.-5-97. – Вид. офіц. – К.: Держкоммістобудування України, 1998. – 161 с.
3. Державні будівельні норми України: Будинки та споруди дитячих дошкільних закладів: ДБН В.2.2.-4-97. – Вид. офіц. – К.: Держкоммістобудування України, 1998. – 49 с.
4. 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
5. Теплохолодотехніка [Текст]: навч. посіб. / С. М. Василенко, В. І. Павелко, А. В. Форсюк та ін.; Нац. ун-т харч. технологій. – Київ: Ліра-К, 2019.– 258 с.
6. Нові інформаційні технології, моделювання та автоматизація [Текст] : монографія / В. Ю. Величко, С. О. Воїнова, В. Ф. Граняк та ін. ; за заг. ред. С. В. Котлика ; Одес. нац. технол. ун-т. — Одеса : Екологія, 2022. — 724 с. : табл., рис.
7. New information technologies, simulation and automation [Текст] = Нові інформаційні технології, моделювання та автоматизація : monograph / V. Velychko, S. Voinova, V. Granyak etc. ; editor-in-chief S. Kotlyk ; Odesa National University of Technology. — Odesa : Iowa State University Digital Press, 2022. — 724 p.

8. Krarti M. Energy Efficient Systems and Strategies for Heating, Ventilating, and Air Conditioning (HVAC) of Buildings [Tekst] / M. Krarti // Journal of Green Building. 2008. Vol. 3, no. 1. P. 44–55. DOI: 10.3992/jgb.3.1.44.
9. Peng R. Modern HVAC technology energy saving analysis [Tekst] / R. Peng // Symposium on Architecture Technology and Management, July 27. Beijing, 2015. P. 283–341.
10. Lu L. Global optimization for overall HVAC systems-Part I problem formulation and analysis [Tekst] / L. Lu, W. Cai, Y. Chai [et al.]. // Energy Conversion and Management. 2005. Vol. 46. P. 999–1024. DOI: 10.1016/j.enconman.2004.06.012.
11. Rehl J., Horn M. Temperature Control for HVAC Systems based on Exact Linearization and Model Predictive Control // Proc. of IEEE International Conference on Control Applications. 2011. P. 1119–1124. DOI: 10.1109/CCA.2011.6044437.
12. Huang W. Z., Zaheeruddin M., Cho S. H. Dynamic simulation of energy management control functions for HVAC systems in buildings [Tekst] // Energy Conversion and Management. 2006. Vol. 47, no. 7-8. P. 926–943. DOI: 10.1016/j.enconman.2005.06.011.
13. Tashtoush B., Molhim M., Al-Rousan M. Dynamic model of an HVAC system for control analysis [Tekst] // Energy. 2005. Vol. 30 (10). P. 1729–1745. DOI: 10.1016/j.energy.2004.10.004.
14. Belic F., Hocenski Z., Sliskovic D. HVAC Control Methods — A review [Tekst] // 19th International Conference of System Theory, Control and Computing (ICSTCC). 2015. P. 679–686. DOI: 10.1109/ICSTCC.2015.7321372.
15. Mazur V. Fuzzy thermoeconomic optimization of energy-transforming system Optimum refrigerant-selection for low-temperature engineering. [Tekst] / V. Mazur // In: Kakac S, editor. Applied Energy 84, –2007. PP. 749–762

16. Mazur V. Optimum refrigerant-selection for low-temperature engineering. In: Kakac S, editor. Low Temperature and Cryogenic Refrigeration. [Текст] / V. Mazur// – Kluwer Academic Publishers; 2003. PP. 101–118
17. Maneesh Dubey. Thermoeconomic optimization: deviation in procedures followed as a primitive approach to Rankine powered vapour compression refrigeration system using R-245C [Текст] / Maneesh Dubey and S.P.S. Rajput// Journal of Environmental Research And Development Vol. 3 No. October-December 2008. PP 548-568
18. Жихарева Н.В. Оптимізація енергозберігаючої системи кондиціонування повітря. [Текст] / Н.В. Жихарева // 5-а Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології». Збірник тез доповідей. – Одеса: ОДАХ, 2007. – с.56.
19. Джеджула, В. В. Д 40 Вентиляція та кондиціонування громадських об'єктів : навчальний посібник / Джеджула В. В. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 71 с. ISBN 978-966-641-830-5
20. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарева ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с.
21. Тарасова В.А. Порівняльний аналіз термoeкономичної моделі парокompресійної холодильної установки/ В.А.Тарасова, Д.Х. Харлампіді [Текст] // Вісник НТУ «ХПІ». 2015. № 16 – 2015. – № 16. – С. 97–16.
22. Morosuk T. Advanced exergoeconomic analysis of refrigeration machine: Part 1. Methodology and first evaluation [Text] / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Proc. 2011 Int. Mech. Eng. Congress at Denver (USA). – 2011. – P. 47-56
23. Bell I.H., Wronski J., Quoilin S., Lemort V., Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. Ind. Eng. Chem. Res. 2014; 53(6): 2498-2508.. .

24. Frangopoulos C.A. Thermo-economic Functional Analysis and Optimization [Tekst] /C.A.Frangopoulos // Energy. – 1987. – № 12(7). – P. 563–571. 13.
25. Wall G. Thermoeconomic Optimization of a Heat pump System [Tekst] / G. Wall // EnergyJournal. – 1986. – Vol. 11, № 11(10). – P. 957–967.
26. Kim Y.J. Thermodynamic Performance Analysis of Multi-Airconditioning Systems/ Y.J. Kim, I.S. Park, B. Youn, S.H. Kil, B.H. Song, H.H. Kim // Journal of Industrial and Engineering Chemistry. 2004. Vol. 10 (2). P. 220–233.
27. Вичужанін В.В. Підтримка комфортних параметрів кондиціонованого повітря в приміщеннях судна [Текст] / В.В. Вичужанін // Вісник Одеського національного морського університету: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ. – 2004. – Вип. 13. – С. 208-213.
28. Zhykharieva N. Thermo-economic approach to optimize air conditioning systems. [Tekst] / N.Zhykharieva, M.Khmelniuk // //(2017) Refrigeration Science and Technology, 2017-September, pp. 258-264. ISSN: 01511637, ISBN: 9782362150241
29. Жихарева Н.В. Математична модель процесів зберігання плодоовочевої продукції. [Текст] / Н.В.Жихарева // Харчова наука і технологія – 2013. – № 4 (25) – С.107-111
30. Жихарева Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. [Текст] / Н.В.Жихарева // Холодильна техніка і технологія. – 2014. – № 2 (148) – С. 11–15
31. Жихарева Н.В. Підвищення ефективності активного вентилявання при зберіганні плодоовочевої продукції [Текст] / Н.В.Жихарева, Хмельнюк М.Г. // Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120.
32. Zhykharieva N Modeling of energy effivient air condition [Tekst] / Zhykharieva N. //The scientific method. Poland – 2017.No. 3.P.3–6.

33. Zhykharieva N. Optimization of conditionsng system for fremises with non stasionari heat exchange. [Tekst] / Zhykharieva N. // Norwegian Journal of development of the International Science – 2017 (VOL2). – № 5– P.94–