

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

ПРОЄКТ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ МЕРСЕДЕС ЦЕНТРУ М. ОДЕСА

Здобувача ВО Мовчана Б. В.

4 курсу ХМ741 - групи

Керівник к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.

Консультант: к.т.н.доц. Когут В. О

±

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

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

Одеса – 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

З А В Д А Н Н Я **НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА**

Мовчан Богдан Вікторович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи: Проєкт системи кондиціонування повітря Мерседес центру м. Одеса

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

Затверджена наказом ОНТУ . наказ № 499.03 від 26.09.2025 р.

2.Термін здачі здобувачем закінченої роботи: 28.05.2026 р

3. Вихідні дані роботи: м Одеса , Мерседес центру

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

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

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

Параметри зовнішнього повітря взимку: $t = -18^{\circ}\text{C}$ ентальпія $h=-15$ кДж/ кг

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

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

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

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

7. Дата видачі завдання:

Керівник _____ к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.
 Завдання прийняв до виконання _____ Мовчан Б. В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/П	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ.	01.02-29.02.26	Виконано
2.	Техніко-економічне обґрунтування проекту	02.03-30.03.26	Виконано
3.	Розрахунок процесів кондиціонування повітря	01.04-08.04.26	Виконано
4.	Вибір і розрахунок системи повітророзподілення	08.04-16.04.26	Виконано
5.	Вибір припливно-витяжної установки	24.04-25.04.26	Виконано
6.	Підбір і розрахунок холодильної машини	26.04-27.04.26	Виконано
7.	Охорона праці та навколишнього середовища	28.04-30.04.26	Виконано
8.	Економічний розділ	01.05-07.05.26	Виконано
8.	Висновки	10.05-13.05.26	Виконано

Здобувач – дипломник _____ Мовчан Б. В.

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

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

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

Здобувач-дипломник _____ Мовчан Богдан Вікторович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра Мовчана Богдана Вікторовича тема: Проект системи кондиціювання повітря Мерседес центру м. Одеса складається з 76 стор, 14 табл. , 18 список літер атури з джерел.....

Проект системи кондиціювання повітря для Мерседес-центру м. Одеса передбачає створення комфортних та оптимальних кліматичних умов для роботи співробітників та відвідувачів. Основним елементом системи є даховий кондиціонер, який забезпечує ефективне охолодження та вентиляцію повітря на великій площі об'єкта. Визначені характеристики системи враховують особливості кліматичних умов Одеси, зокрема високі температури влітку та підвищену вологість, що вимагає використання сучасних технологій для енергозбереження та підтримки стабільної температури в приміщеннях. Проект передбачає монтаж обладнання з урахуванням технічних та експлуатаційних вимог, а також розробку схеми повітрообміну та автоматичного керування системою для забезпечення її стабільної роботи та мінімальних витрат енергії. В результаті реалізації проекту очікується створення комфортного клімату в приміщеннях автосалону, що сприятиме підвищенню рівня обслуговування клієнтів та ефективності роботи персоналу.

Ключові слова: автомобільний кондиціонер, системи кондиціювання, компресор, конденсатор, випарник, фільтрація, моноблок теплоприливи, холодильний агент.

ANNOTATION

Bachelor's qualification work Movchana Bohdan topic: Design of the air conditioning system of the Mercedes center in Odessa consists of _76 pages, 14 tables, 22 ist of references from sources.....

The design of the air conditioning system for the Mercedes center in Odessa involves the creation of comfortable and optimal climatic conditions for the work of employees and visitors. The main element of the system is a roof air conditioner, which provides effective cooling and ventilation of air over a large area of the facility. The specified characteristics of the system take into account the peculiarities of the climatic conditions of Odessa, in particular high temperatures in summer and high humidity, which requires the use of modern technologies for energy saving and maintaining a stable temperature in the premises. The project involves the installation of equipment taking into account technical and operational requirements, as well as the development of an air exchange scheme and automatic control of the system to ensure its stable operation and minimal energy consumption. As a result of the project, it is expected to create a comfortable climate in the premises of the car dealership, which will contribute to increasing the level of customer service and staff efficiency.

Key words: car air conditioner, air conditioning systems, compressor, condenser, evaporator, filtration, monoblock heat pump, refrigerant.

	ЗМІСТ	Стор.
	ВСТУП	5
1	ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЄКТУ	10
2	ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ	11
3	РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	14
3.1.	Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря	15
3.2.	Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції	16
3.3.	Розрахунок теплових виділень від різних джерел	18
3.4.	Розрахунок вологовиділень	19
3.5	Розрахунок тепло припливів в Холодний період року	20
3.6	Розрахунок тепловиділення від різних джерел	28
4	ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ СКП	30
5.	АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОВІРОЗПОДІЛЕННЯ	33
6	РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА	35
7	ПІДБІР ПОВІТРОНАГРІВАЧА ТА ЗВОЛОЖУВАЧА	43
8	РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ	46
9	ВИБІР СХЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ	50
8	РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЄКТУ	55
7	ОХОРОНА ПРАЦІ	62
	ВИСНОВКИ	70
	ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	73

					Проект СКП Мерседес центру м. Одеса				
	5								
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.					Розрахунково- пояснювальна записка		Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.								1	55
Реценз.									
Н. Контр.									
Затверд.									

ВСТУП

Кондиціонування мікроклімату будинків і споруджень є основним розділом будівельної науки й техніки. Система кондиціонування мікроклімату як сукупність всіх інженерних коштів й устроїв, що забезпечують внутрішні кліматичні умови, містить у собі поряд з огородженнями, системами опалення й вентиляції систему кондиціонування повітря (СКП). СКП є основний, звичайно регульованою системою, призначеної для комплексної підтримки заданих параметрів внутрішнього повітря, які забезпечують розрахункові й частина оптимальні умови в приміщеннях будинків і споруджень. СКП може працювати разом з опаленням і вентиляцією, але звичайно СКП бере на себе функції останніх і створює в будинку або в його найбільш відповідальних приміщеннях необхідні кліматичні умови, як у холодний, так й у теплий період року.

Метою даної роботи є дослідження та проектування системи кондиціонування повітря для Мерседес центру м. Одеса

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

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

Завдання кондиціонування повітря в спортивних будинках, універсальних магазинах, бібліотеках, музеях, в адміністративних будинках, театрах і кінотеатрах укладається в забезпеченні санітарно-гігієнічних вимог до параметрів повітряного середовища, що забезпечують комфортне самопочуття людей й умова експлуатації самих будинків. Здоров'я, працездатність, та й просте самопочуття людини в значній мірі визначаються умовами мікроклімату й повітряного середовища в житлових і суспільних приміщеннях, де він проводить значну частину свого часу.

У міру насичення будинків сучасними опалювальними й вентиляційними системами, освітлювальною технікою й різноманітним електропобутовим обладнанням усе більше очевидним стає вираження: «Будинок – це машина для житла». Якщо говорити про фізіологічний вплив на людину навколишнього повітря, то варто нагадати, що людина в добу споживає близько 3 кг їжі й 15 кг повітря. Що це за повітря, яка його свіжість і чистота, задушливо, спекотно або холодно людині в приміщенні, багато в чому залежить від інженерних систем, спеціально призначених для забезпечення повітряного комфорту.

Серед таких систем можна виділити: систему вентиляції, систему опалення (або комбіновану опалювально-вентиляційну систему) і систему кондиціонування повітря (СКП). Повітряне опалення, сумісне з вентиляцією, створює в приміщенні цілком задовільний мікроклімат і забезпечує сприятливі умови повітряного середовища. СКП являє собою систему більше високого порядку (з більшими можливостями). Принципова перевага полягає в тому, що, крім виконання завдань вентиляції й опалення, СКП дозволяє створити сприятливий мікроклімат (комфортний рівень температур) у літній, жаркий період року, завдяки використанню у своєму складі хладонову машину. На тепловідчуття людини впливають в основному наступні чотири фактори: температура й вологість повітря, швидкість його переміщення (рухливість) і температура поверхонь, що обгороджують, приміщення. При

різних комбінаціях цих параметрів теплові відчуття людини можуть виявлятися однаковими. Необхідно мати на увазі, що, хоча тепловідчуття і визначається перерахованими параметрами, не будь-яке їхнє сполучення забезпечує комфортні умови. Кожний із цих параметрів може бути змінений не довільно, а тільки в деяких певних межах, що задовольняють умовам комфортних тепловідчуття. Знання припустимих меж коливань температури, вологості й рухливості повітря дозволяє регламентувати застосування тих або інших видів СКП.

Кондиціонування повітря - це створення й автоматична підтримка (регулювання) у закритих приміщеннях всіх або окремих параметрів (температури, вологості, чистоти, швидкості руху) повітря на певному рівні з метою забезпечення оптимальних метеорологічних умов, найбільш сприятливих для самопочуття людей або ведення технологічного процесу.

До складу СКП входять технічні кошти забору повітря, підготовки, тобто додання необхідних кондицій (фільтри, теплообмінники, зволожувачі або осушувачі повітря), переміщення (вентилятори) і його розподілу, а також кошти хладо- і теплопостачання, автоматики, дистанційного керування й контролю. СКП більших суспільних, адміністративних і виробничих будинків обслуговуються, як правило, комплексними автоматизованими системами керування. Автоматизована система кондиціонування підтримує заданий стан повітря в приміщенні незалежно від коливань параметрів навколишнього середовища (атмосферних умов). Основне обладнання системи кондиціонування для підготовки й переміщення повітря агрегатується (компонується в єдиному корпусі) в апарат, названий кондиціонером. У багатьох випадках всі технічні кошти для кондиціонування повітря скомпоновані в одному блоці або двох блоках, і тоді поняття «СКП» й «кондиціонер» однозначні.

Система кондиціонування мікроклімату як сукупність всіх інженерних коштів й устроїв, що забезпечують внутрішні кліматичні умови, містить у

собі поряд з огородженнями, системами опалення й вентиляції систему кондиціювання повітря (СКП).

СКП є основний, звичайно регульованою системою, призначеної для комплексної підтримки заданих параметрів внутрішнього повітря, які забезпечують розрахункові й частково оптимальні умови в приміщеннях будинків і споруджень. СКП може працювати разом з опаленням і вентиляцією, але звичайно СКП бере на себе функції останніх і створює в будинку або в його найбільш відповідальних приміщеннях необхідні кліматичні умови, як у холодний, так й у теплий період року.

Центральні системи кондиціювання повітря розташовані поза приміщеннями, що обслуговують, і кондиціонують одне велике приміщення, кілька зон такого приміщення або багато окремих приміщень. Іноді кілька центральних кондиціонерів обслуговують одне приміщення більших розмірів (виробничий цех, театральний зал, закритий стадіон або ковзанка).

Центральні СКП обладнаються центральними неавтономними кондиціонерами, які виготовляються по базовим (типовим) схемах компонування обладнання і їхніх модифікацій.

Центральні системи кондиціювання повітря мають наступні переваги:

- Можливістю ефективної підтримки заданої температури й відносної вологості повітря в приміщеннях;
- Зосередженням обладнання, що вимагає систематичного обслуговування й ремонту, як правило, в одному місці (підсобному приміщенні, технічному поверсі й т.п.);
- Можливостями забезпечення ефективного шумо- і віброгашення;

За допомогою центральних СКП при належній акустичній обробці повітрехідів, устрої глушителів шуму й гасителів вібрації можна досягти найбільш низьких рівнів шуму в приміщеннях й обслуговувати такі приміщення, як радіо- і телестудії й т.п. Незважаючи на ряд достоїнств центральних СКП, треба відзначити, що великі габарити й проведення

складних монтажно-будівельних робіт з установки кондиціонерів, прокладці повітрехідів і трубопроводів часто приводять до неможливості застосування цих систем в існуючих що реконструюються будинках.

Завдання кондиціювання повітря в спортивних будинках, універсальних магазинах, бібліотеках, музеях, в адміністративних будинках, театрах і кінотеатрах укладається в забезпеченні санітарно-гігієнічних вимог до параметрів повітряного середовища, що забезпечують комфортне самопочуття людей й умова експлуатації самих будинків.

Метою даної роботи є дослідження та проєктування системи кондиціювання повітря для Мерседес центру м. Одеса

1 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

Місце розташування об'єкта: місто Одеса

Найменування об'єкта: Мерседес центру

Географічна широта: 48°

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б:

Барометричний тиск - $P = 760$ мм.рт.ст.овпа.

Ентальпія зовнішнього повітря - $h_T = 62$ кДж/кг. (- $h_T = -18,3$ кДж/кг)

Температура зовнішнього повітря – $t_T = 28,6^{\circ}\text{C}$. (- $t_x = -18^{\circ}\text{C}$ кДж/кг)\

\

Розрахункова швидкість вітру - $2,2$ м/с.

Розрахункові параметри повітря в приміщенні:

Температура повітря в приміщенні влітку – $t_b = 22^{\circ}\text{C}$.

Температура повітря в приміщенні взимку – $t_b = 20^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість повітря в приміщенні влітку – $\phi_b = 50\%$.

Відносна вологість повітря в приміщенні взимку – $\phi_b = 50\%$.

Амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 11,8^{\circ}\text{C}$.

Розглянутий об'єкт являє собою будинок сучасної будівлі, що складає з 2 основних приміщень - торговельних залів, що займають перший і другий поверхи будинку, і адміністративно-господарських приміщень. Стеля у залі підвісний, виконаний з азбоцементних плит, дозволяє зменшити теплопритоки через покрівлю.

Система кондиціювання даного об'єкта носить комфортний характер. Для приміщень значних розмірів у практиці одержали найбільше поширення центральні СКП, що знайшло відбиття й у даній розробці.

2 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

У цей час КП (кондиціювання 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 повітроводів устрою глушителів 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 повітроводів і трубопроводів, внаслідок чого застосування ЦСКП в існуючих будинках іноді стає неможливо. При

центральної системи з розгалуженими повітряними лініями 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 ж 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 лініями.

Зрошувальні форсунокові 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.

3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря.

Системи кондиціювання повітря комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря, оптимальних для самопочуття людей. Параметри визначаються умовами тепло- і вологообміну, 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 – $t_v = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi_v = 50\%$; $\omega = 0,3\text{ м/с}$

холодний період року - $t_v = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi_v = 50\%$; $\omega = 0,2\text{ м/с}$

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 – $t_v = 28,6\text{ }^{\circ}\text{C}$; $h_v = 62\text{ кДж/кг}$;

холодний період року - $t_v = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$; $h_v = -15\text{ кДж/кг}$;

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

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

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

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

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі:

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

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

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

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

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

Покрівля плоска, виконана з наступних матеріалів:

гравій, утоплений у бітумну мастику

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

3 шаруючи руберойду на бітумній мастиці

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

цементно-піщана стяжка

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

пенополеуретан

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

залізобетонне збірне перекриття

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

Тоді, для покрівлі коефіцієнт теплопередачі буде дорівнювати:

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

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

Вибираємо коефіцієнт теплоусвоювання матеріалу S шаруючи на границі поділу з [1]. Потім розраховуємо опір R , теплову інерцію шаруючи огороження D , теплову інерцію огороження (D по формулах наведеним нижче:

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

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

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

Результати розрахунку заносимо в таблицю 3.1.

Таблиця 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	0,277
Внутрішні перегородки						
штукатурка	1600	0,05	0,7	9,7	0,0285	0,277
залізобетон	2500	0,02	2,04	18,7	0,0245	0,458
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
Перегородка між поверхами						
Продовження таблиці 3.1						
штукатурка	1600	0,2	0,7	9,7	0,0285	0,277
залізобетонна плита	2500	0,02	2,04	18,7	0,098	1,833
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277

3.2. Розрахунок теплоприпливів торговельних залів

У приміщенні підтримується постійна температура повітря 22°C. Характеристика конструкцій, що обгороджують, приміщення, наведена в таблиці 3.1.

Максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна площею 136,8 м² знаходимо по формулі, при максимальній щільності потоку прямої радіації 542 і неухважної 129 Вт/м²; 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, Вт/м², через застклений світловий проріз у липні в дану годину доби, відповідно від прямій (q_p) і неухважної (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;

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

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

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;

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

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 .

$$Q_{oc,i} = (542 \cdot 1 + 129 \cdot 1) \cdot 1 \cdot 0,61 \cdot 136,8 = 57000 \text{ Вт.}$$

$$Q_{oc,i} = (317 \cdot 1 + 88 \cdot 1) \cdot 1 \cdot 0,61 \cdot 244,26 = 98000 \text{ Вт}$$

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

Для вікон:

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

де R_{oc} - термічний опір теплопередачі остеклених світлових прорізів, прийняте по додатку 6 [3];

α_{bh} - коефіцієнт тепловіддачі [3, табл. 3].

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

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

$$Y_{уст} = S_{печ}, \text{ Вт}/(m^2 \cdot K). \quad (3.11)$$

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

Для перегородок провадиться розрахунок для половини їхньої товщини по пінобетоні:

$$D/2 = 3,215 > 1, \text{ те}$$

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

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

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

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

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

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

Показник сумарного теплоусвоювання приміщення:

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

де $A_{\text{ст}} - A_{\text{ок}}$ - 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:

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

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

Показник поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації:

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

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

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

$Z = 5$ ч; $a_{\text{п}} = 0,15$ 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 $a_{п}$; отримані годинні надходження теплоти, поглинені приміщенням і передані його повітря, 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];

$A_{м. з} = 12,5 \text{ }^{\circ}\text{С}$ - 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];

$A_{oc} = 136,8 \text{ м}^2$, $R_{oc} = 0,34 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ - площа та опір теплопередачі, застосування світового проєкту [4, додаток 6].

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

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

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

$t_{нар}$, $t_{в}$ – 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];

$J_{\text{ср}}$, Вт/м² – 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:

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

де $\sum R$ – термічний опір огороження Вт/(м²·К);

$\sum D$ - теплова 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 теплотасвоєння матеріалів першої й другої шару огороження по ходу теплової хвилі, Вт/(м²·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

$j_{cp} = 73 \text{ Вт}/m^2$ для Пв стіни

для Пв стіни

$$A_j = 201 - 73 = 128 (\text{Вт}/m^2)$$

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

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

для Зч стіни по формулах (3.19 й 3.20)

$$\varepsilon_1 = 18 + 14 = 32 \text{ ч.},$$

$$\varepsilon_2 = 18 + 18 = 36 \text{ ч.}$$

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.

$$j_{cp} = 328 \text{ Вт}/m^2$$

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

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 (додток 1) доводиться на 11 годин сонячного часу. Він становить 96484 Вт.

3.2.1.2. Розрахунок теплопоступлення від різних джерел

Теплопоступлення від людей

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

де n - число людей, що перебувають у приміщенні;

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

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

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

Визначаємо явні й сховані теплопритоки від людей

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

де. n - число людей, що перебувають у приміщенні;

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Теплопритоки від обладнання

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

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

Визначаємо повне теплопостачання

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

$$Q_{пол1} = 9775 + 46207,2 + 77214 + 20000 = 153196,2, \text{ Вт}$$

$$Q_{пол2} = 4025 + 28203,6 + 20624 = 52852,6, \text{ Вт}$$

3.4. 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, кг/(м² · с)

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

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

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

d_n, d''_n - вологовмісту повітря в приміщенні при заданій відносній вологості й на лінії насичення.

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

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

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 $G = 29 \text{ кг/с.}$

Результати розрахунку інших приміщень зведені в таблицю 3.

Таблиця 3.2

Приміщення	$Q_{\text{пол}}, \text{ кВт}$	$W_{\text{пол}}, \text{ кг/с}$	$\varepsilon, \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$	$G, \text{ кг/с}$
Перший поверх	156.2	0,00462	34162	29
Другий поверх	53,9	0,00287	18500	9.6

3.3 Холодний період року.

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

Ентальпія зовнішнього повітря $h_{\text{н}} = -15 \text{ кДж/кг}$ [3].

$$G_{\text{х}} = G_{\text{т}}, \text{ кг/с,} \quad (3.42)$$

$$G_{\text{х}} = 29 \text{ кг/с.}$$

3.3 Розрахунок тепловиділення від конструкцій, що обгороджують

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

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

де $F_{\text{ст}}$ – площа стін, м^2 ;

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

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

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

$$Q_{ок} = F_{ок} \cdot k_{ок} (t_n - t_b), \text{ Вт}, \quad (3.45)$$

де $F_{ок}$ – площа вікон, м^2 ;

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

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

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

$$Q_{кр} = k_{кр} F_{кр} (t_n - t_b), \text{ Вт}, \quad (3.46)$$

де $F_{кр}$ – площа покрівлі, м^2 ;

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

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

$$Q_{кр} = 0,335 \cdot 2350,3 \cdot (-20 - 19) = -30706 \text{ Вт},$$

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

$$Q_{огр2} = -30706 \text{ Вт},$$

3.6 Розрахунок тепловиділення від різних джерел

Тепловиділення від людей

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

$$Q_{л}^3 = 9775 \text{ Вт}.$$

Тепловиділення від висвітлення

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

$$Q_{осв}^3 = 46,207 \text{ кВт}$$

Повний теплоприток

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

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

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

Повний вологоприток

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

$$W_{\text{пол}}^3 = 0,00462 \text{ кг/с},$$

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

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

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

$$\Delta t_p = \frac{715036 - 2431}{28,66 \cdot 1,018} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Визначаємо тепловологістну характеристику

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

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

Розрахунок інших кімнат наведений у таблиці 3.3

Таблиця 3.3

приміщення	$Q_{\text{пол}}, \text{ КВт}$	$W_{\text{пол}}, \text{ кг/с}$	$\varepsilon, \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$	$G, \text{ кг/с}$
Перший поверх	15476	0,00462	10016	29
Другий поверх	19,94	0,00287	6900	10

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:

$$L_1 = \frac{3600 \cdot 29}{1.2} = 85980 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Для системи K_2 :

$$L_2 = \frac{3600 \cdot 10}{1.2} = 28800 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

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

- для системи K_1

$$L_1^n = 1.04 \cdot L_1, \text{ м}^3 / \text{ч}$$

$$L_1^n = 1.04 \cdot 85980 = 89500 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

- для системи K_2

$$L_2^n = 1.04 \cdot L_2, \text{ м}^3 / \text{ч}$$

$$L_2^n = 1.04 \cdot 28800 = 29900 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Підбираємо кондиціонери на два поверхи.

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

5 ВИБІР І РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОВІТОРОЗПОДІЛЕННЯ

5.1 Побудова вентиляційної мережі. Вибір повітророзподільників

5.1.1 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

$$L_{н.р.} = \frac{326 \cdot 360}{1000} = 1173 \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (5.1)$$

$$L_{з.р.} = \frac{272 \cdot 3600}{1000} = 979 \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (5.2)$$

Визначаємо необхідна кількість ґрат

$$n_{з.р.} = \frac{33000}{1173} = 28 \text{ шт.} \quad (5.3)$$

$$n_{н.р.} = \frac{33000}{979} = 34 \text{ шт.} \quad (5.4)$$

5 АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОВІРОЗПОДІЛЕННЯ

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 рекомендаційних пределах, що (для адміністративних і суспільних будинків швидкість руху повітря на магістральних ділянках повітряхода 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 повітряходів по приміщеннях, представляємо її схему в ізометрії, розбиваючи її на ділянки. Для кожної ділянки визначаємо витрата повітря й задаємося швидкістю руху повітря.

Для ділянки повітряхода №1

Необхідна площа перетину повітроводів

$$f = \frac{L}{v \cdot 3600}, \text{ м}^2, \quad (5.5)$$

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

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

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

Приймаємо повітряхід прямокутного перетину 1200 -1200 мм.

Уточнимо швидкість у повітряході

$$v = \frac{L}{3600 \cdot f}, \text{ м/с,} \quad (5.6)$$

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

Коефіцієнт тертя

(5.7)

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

Коефіцієнти місцевих опорів ξ

коліно $\xi = 0.33$

конфузор $\xi = 0.04$

трійник $\xi = 1.5$

хрестовина $\xi = 3.0$

Втрати тиску у всій магістралі

, Па

(5.8)

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

Розрахунок інших галузей магістралі зведений у таблиці .

Всі галузі системи воздухорозподілення однакові по своїй конструкції.

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

6. 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 оребрення в місцях, де ребра примикають до поверхні трубок, у тих рядах повітроохолоджувача, де охолоджений повітря зустрічається з поверхнею оребрення, 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 оребрення, 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 $-Q_0 = 280,28 \text{ кВт}$

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

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

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

Розмір ребра - $A * B = 50 \text{ мм}$

Крок ребер - $u = 2 \text{ мм}$

Товщина ребра - $\delta_p = 0,3 \text{ мм}$

Швидкість повітря в «живому» перетині - $w = 5 \text{ м/с}$

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

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

Матеріал труб- мідь

Коефіцієнт теплопровідності ребра - $\lambda_p = 390 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$

Холодильний агент - R707

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

Поздовжній крок $S_2 = S_1 = 0,053 \text{ м}$

Компонування труб - коридорна

Задаємося величиною підохолодження повітря у В

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

Визначення температури повітря на виході з апарата

$$t_2 = t_n - \Delta t_g = 23 - 5 = 17^\circ \text{C} \quad (6.1)$$

Визначення середньої температури повітря

$$t_{cp.g} = 0,5 \cdot (t_2 + t_n) = 0,5 \cdot (17 + 23) = 20^\circ \text{C} \quad (6.2)$$

Визначення температурного напору

$$\theta = (t_{cp.g} - t_0) = 20 - 9 = 11^\circ \text{C} \quad (6.3)$$

Визначення теплофізичних властивостей повітря при середній температурі повітря

$\nu_g = 13,28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості

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

$Pr_g = 0,707$ – число Прандтля

$\rho_g = 1,293 \text{ кг/м}^3$ – щільність

$c_p^g = 1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – питома теплоємність

Визначення температури поверхні повітроохолоджувача

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

$$t_{ног} = t_n - (0,1...0,8) \cdot \theta = 23 - (0,75) \cdot 11 = 14,75^\circ \text{C} \quad (6.4)$$

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

$$F_m = \pi \cdot d_n \cdot (u - \delta_p) = 3,14 \cdot 0,00935 \cdot (0,002 - 0,0003) = 0,0000499 \text{ м}^2 \quad (6.5)$$

Визначення внутрішньої поверхні труби ребристого елемента

$$F_{вн} = \pi \cdot d_{\epsilon} \cdot u = 3,14 \cdot 0,00783 \cdot 0,002 = 0,0000491 \text{ м}^2 \quad (6.6)$$

Визначення повної зовнішньої поверхні ребристого елемента

$$F_n = F_p + F_m = 0,00383 + 0,0000499 = 0,00384 \text{ м}^2 \quad (6.7)$$

Визначення коефіцієнта оребрення

$$\beta = \frac{F_n}{F_{\epsilon}} = \frac{0,00384}{0,0000491} = 78,2 \quad (6.8)$$

Визначення ступеня оребрення

$$\varphi = \frac{F_n}{\pi \cdot d_n \cdot u} = \frac{0,00384}{3,14 \cdot 0,00935 \cdot 0,002} = 65,3 \quad (6.9)$$

Визначення умовного ступеня оребрення теплообмінної поверхні

$$\beta_u = \frac{F_n}{F_m} = \frac{0,00384}{0,0000499} = 76,95 \quad (6.10)$$

Визначення режиму руху повітря

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_n}{\nu_n} = \frac{5 \cdot 0,00935}{13,28 \cdot 10^{-6}} = 3520 \quad (6.11)$$

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 $C_z = 0,95$

$$n = 0,61 \cdot \varphi^{0,08} = 0,61 \cdot 4,113^{0,08} = 0,683 \quad (6.12)$$

$$m = S_2 + \varphi^{-0,48} = 0,059 + 4,113^{0,08} = 0,564 \quad (6.13)$$

Визначення конвективного коефіцієнта тепловіддачі на стороні повітря

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_g}{d_n} = \frac{39,26 \cdot 0,028}{0,00935} = 117,57 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)} \quad (6.14)$$

Визначення коефіцієнта вологи випадіння

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

Визначення коефіцієнта ефективності ребра

$$E = \frac{thmh'}{mh'} = \frac{th190,4}{190,4} = 0,184 \quad (6.15)$$

$$mh' = h' \cdot [2 \cdot \alpha_{np} / (\delta_p / \lambda_p)]^{0,5} = 0,0258 \cdot [2 \cdot 20,948 / (0,0003 / 390)]^{0,5} = 190,4 \quad (6.16)$$

$$h' = h \cdot \left[1 + 0,805 \cdot \ln \frac{D}{d_n} \right] = 0,011 \cdot \left[1 + 0,805 \cdot \ln \frac{0,05}{0,00935} \right] = 0,0258 \text{ м} \quad (6.17)$$

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішній поверхні ребристого елемента

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

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot mh' = 1 - 0,058 \cdot 1,842 = 0,893 \quad (6.18)$$

Визначення щільності теплового потоку, віднесеного до внутрішньої поверхні труби

$$q_g = \alpha_\kappa \cdot \xi \cdot (t_{cp,g} - t_n) \cdot \beta^u = 117,52 \cdot 1,1 \cdot (20 - 23) \cdot 78,2 = 30,32 \text{ кВт/м} \quad (6.19)$$

Визначення коефіцієнта тепловіддачі при кипінні холодильного агента в трубах апарата

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

Визначення площі («сухий») поверхні повітроохолоджувача.

$$F_n = \frac{Q_0}{\left[k_n \cdot (t_{cp.s} - t_0) \right]} = \frac{187000}{13,255 \cdot (20 - 23)} = 4702,6 \text{ м}^2 \quad (6.20)$$

Визначення коефіцієнта тепловіддачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \cdot \varepsilon_n \cdot F_n} + \frac{1}{\alpha_a} \cdot \beta} = \frac{1}{\frac{1}{117,57 \cdot 1,1 \cdot 4702,6} + \frac{1}{5478} \cdot 78,2} = 70,04 \quad (6.21)$$

$$, \quad (6.22)$$

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

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

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

$$L = a \text{ с.} \quad (6.24)$$

Коефіцієнти

$$(6.25)$$

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

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{\text{Re}_ж}{1000}, \quad (6.26)$$

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

$$c = A \text{ B}, \quad (6.27)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{\text{Re}_ж}{1000}, \quad (6.28)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{2450}{1000} = 0,772, \quad (6.29)$$

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

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

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

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, наведений до внутрішньої поверхні труби

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

$$F'_{тр} = \pi \cdot d_{н} \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right), \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.32)$$

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

F_p – поверхня ребер,

$$, \quad (6.33)$$

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

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

$$F_{н} = F'_{тр} + F_p, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.34)$$

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

F_0 – основна поверхня труби,

$$F_0 = \pi \cdot d_{н}, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.35)$$

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

E - ступінь ефективності ребра,

$$E = \frac{th(m \cdot h')}{m \cdot h'}, \quad (6.36)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_{в}}{\delta_p \cdot \lambda_p}}, 1 / \text{м}, \quad (6.37)$$

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

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

)

$$\rho' = 1,28 \frac{s}{d_H} \sqrt{\frac{s_1}{s_2} - 0,2}, \quad (6.39)$$

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

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

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

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

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{\text{вн}} (T_{\text{к}} - T_{\text{ст}})}} = \frac{3952}{\sqrt[4]{T_{\text{к}} - T_{\text{ст}}}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (6.40)$$

де r - теплота конденсації, кДж/кг;

ρ – щільність рідини, кг/м³;

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

Питомий тепловий потік в апарату

з боку робочого тіла

$$q_{\text{аFвF}} = 3952 (T_{\text{к}} - T_{\text{ст}})^{0,75}, \text{ Вт/ м}^2. \quad (6.41)$$

з боку повітря

де $F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} = 3,14 \cdot 0,012 = 0,03768 \text{ м}^2/\text{м}$ – внутрішня поверхня труби;

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

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

7 ПІДБІР ПОВІТРОНАГРІВАЧА ТА ЗВОЛОЖУВАЧА

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

$$N=Q, \text{ КВт} \quad (7.1)$$

$$Q = G_{\theta} (h_2 - h_1), \text{ КВт} \quad (7.2)$$

$$Q_{\theta n} = 29 \cdot (25 - 12) = 338.81, \text{ КВт}$$

Активна довжина всіх трубчастих елементів повітронагрівача

d_n – зовнішній діаметр трубчастого елемента ,м

σ_m – питома потужність (ватне знімання) елемента ,Вт/м

$$L_a = \frac{10^3 \cdot 300.81}{\pi \cdot 0.012 \cdot 2.4 \cdot 10^3} = 3203.22, \text{ м} \quad (7.3)$$

6.5 Підбір парового зволожувача

Визначаємо кількість пари повітря, що йде на зволоження

$$G'_n = 0.001 \cdot G_{\theta} \Delta d, \text{ кг/с} \quad (7.4)$$

G_{θ} – 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)

$$G_n = 1.1 \cdot G'_n, \text{ кг/з} \quad (7.5)$$

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

Необхідна площа отворів

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

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

Необхідна кількість отворів

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

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

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

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

8 РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

8.1 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:

$$t_k = t_n + (8 \dots 15)\text{ }^{\circ}, \quad (7.1)$$

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

$$t_k = 28 + 13 = 41\text{ }^{\circ}.$$

Задаємося переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі

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

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, \quad (7.2)$$

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

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:

$$t_1 = t_o + \Delta t_{\text{вс}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (7.3)$$

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

Побудуємо цикл в lgr-h діаграмі й визначимо параметри точок процесів.

	1'	1	2	3	4
P, МПа	7,9	7,9	19,5	19,5	7,9
t, °C	19	14	60	36	9
h, кДж/кг	407	412	437	255	255
v, м ³ /кг		0.038			

Зробимо тепловий розрахунок:

Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_{1'} - h_4, \text{ кДж / кг}, \quad (8.4)$$

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

Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}, \text{ кДж / м}^3, \quad (8.5)$$

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

Питома адіабатна робота стиску

$$l_a = h_2 - h_1, \text{ кДж / кг}, \quad (8.6)$$

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

Коефіцієнт подачі компресора

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

$$\lambda = 0,93,$$

Повна холодопродуктивність

$$Q_0 = V_T \cdot \lambda \cdot q_v, \text{ кВт}, \quad (8.7)$$

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

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

$$N_a = G_a \cdot l_a, \text{ кВт}, \quad (8.9)$$

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

Ефективний КПД

$$\eta_e = f\left(\frac{P_k}{P_0}\right), \quad (8.10)$$

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

Ефективна потужність компресора

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_e}, \text{ кВт}, \quad (8.11)$$

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

Ефективний коефіцієнт перетворення

$$\text{COP}_e = \frac{Q_0}{N_e}, \quad (8.12)$$

$$\text{COP}_e = \frac{141,36}{35,76} = 3,95.$$

Електрична потужність компресора

$$(8.13)$$

Електричний коефіцієнт перетворення

$$\text{COP} = 3,48.$$

9 ВИБІР СХЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ

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

Літній режим

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

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

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

Зимовий режим

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

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

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

По сигналу загрози замерзання відбувається наступне:

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

Система управління ХМ

Завдання управління холодильної машини діляться на три групи:

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

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

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

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

Перша група завдань включає:

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

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

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

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

До завдань другої групи відносяться:

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

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

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

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

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

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

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

Третя група завдань забезпечує:

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

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

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

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

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

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

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

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

Для захисту від частих перемикань компресора по команді терморегулятора передбачений обмежувач частоти перемикань — таймер компресора. Встановлюється мінімальний час зупинки, при якому компресор залишається відключеним, навіть, якщо в цей час отримана команда на запуск, кількість запусків в годину з урахуванням мінімального часу, який повинен пройти між двома послідовними запусками компресора.

Таким чином, при ступінчастому регулюванні продуктивності вдається зменшити частоту перемикань компресора, але виникають невеликі коливання температури повітря на виході з випарника.

Таймер блоку управління компресором дозволяє вводити тимчасові параметри, що визначають надійну роботу холодильної машина: кількість запусків в годину, інтервал часу між включенням насоса і запуском компресора, а так само час затримки відключення насоса після відключення компресора, мінімальний час роботи компресора після запуску.

У всіх блоках управління може бути передбачено, як додаткова опція, підключення мікропроцесорного дистанційного модуля управління, що дозволяє здійснювати управління роботою холодильної машини, контроль параметрів і функціонування із спеціального приміщення усередині будівлі.

10 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЄКТУ

Економічні розрахунки

Розрахунок капітальних вкладень

Капітальні вкладення на створення систем вентиляції і кондиціонування повітря складаються з витрат, пов'язаних з придбанням устаткування, включаючи засоби автоматики, вартості виробничої площі, на якій воно розміщується і витрат на будівельномонтажні роботи, безпосередньо пов'язані із створенням системи кондиціонування і вентиляції.

Капітальні вкладення визначають по формулі:

$$K = K_{об} + K_{тр} + K_{м} + K_{пр}, (грн.) \quad (10.1)$$

- где $K_{об}$ - вартість устаткування;

$K_{тр}$ - транспортні витрати, приймаються у розмірі 1-5% від вартості устаткування;

$K_{м}$ - витрати на монтажні і пусконаладжувальні роботи приймаються у розмірі 15-20% від вартості устаткування;

$K_{пр}$ - вартість проекту (проектної документації), приймаємо в розмірі 20 – 25 % від вартості обладнання.

$$K_{м} = 0.03 \cdot 566624 = 16998.7 (\text{грн});$$

$$K_{м} = 0.15 \cdot 566624 = 84993.6 (\text{грн});$$

$$K_{пр} = 0.2 \cdot 566624 = 113324.8 (\text{грн});$$

$$K = 566624 + 16998.7 + 84993.6 + 113324.8 = 781941.1 (\text{грн}).$$

Таблиця 10.1 - Капітальні вкладення на СКП

Назва обладнання	Ціна за одиницю, грн	Одиниці виміру	Кількість одиниць	Загальна вартість обладнання, грн
Даховий кондиціонер	128000	шт.	4	512000
Жестяні повітроводи	75	п.м.	520	39000
Повітророзподільні дифузори	63	шт.	248	15624
Вся вартість обладнання				566624
Транспортні витрати				16998.7
Витрати на монтажні роботи				84993,6
Вартість проектних робіт				113324,8
Всього капітальних вкладень				781941,1

Розрахунок експлуатаційних витрат

Експлуатаційними витратами (поточні витрати) є витрати, пов'язані з експлуатацією системи кондиціонування і вентиляції, направлені на підтримку системи в робочому стані і на отримання необхідних параметрів повітря в приміщенні. При визначенні витрат враховуємо тільки основні статті витрат (прямі витрати) без врахування накладних витрат.

Вони включають:

1. Витрати на електроенергію (C_e)
2. Витрати на воду (C_v) і допоміжні матеріали (C_d)
3. Витрати на заробітну плату (C_z)
4. Витрати на поточне обслуговування й поточний ремонт (C_o)
5. Амортизаційні витрати (C_a)
6. Інші витрати (C_i)

Витрати на електроенергію

Витрати на воду

$$C_{\text{в}} = B \cdot t_{\text{в}} \cdot \Pi_{\text{в}} \cdot 10^{-3} \quad (10.3)$$

де B – витрата води на зволоження;

$t_{\text{в}}$ – кількість годин роботи в режимі зволоження;

$\Pi_{\text{в}}$ – вартість 1 м³ води.

$$C_{\text{в}} = 84 \cdot 10^{-3} \cdot 1080 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} = 362 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Допоміжні матеріали

$$C_{\text{м}} = C_{\text{м}_1} + C_{\text{м}_2} \quad (10.4)$$

де $C_{\text{м}_1}$ - вартість річної витрати фреону, грн/рік;

$C_{\text{м}_2}$ - вартість річної витрати фільтруючого матеріалу, який визначається залежно від марки матеріалу, його запиленої і запиленої зовнішнього повітря, грн/год;

$$C_{\text{м}_1} = 0,1 \cdot V \cdot \Pi_{\text{х}} = 0,1 \cdot 23 \cdot 80 = 184 (\text{грн.}) \quad (10.5)$$

де V – обсяг холодоагенту, заправляемого в систему, кг;

$\Pi_{\text{х}}$ – вартість 1 кг хладогента, грн.

Вартість фільтруючого матеріалу:

$$C_{\text{м}_2} = \frac{t_{\text{ф}} \cdot f \cdot \Pi_{\text{м}}}{t_{\text{м}}} = \frac{3744 \cdot 8 \cdot 20}{3500} = 280 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right); \quad (10.6)$$

де $t_{\text{ф}}$ – час роботи фільтру, год/рік;

f – робоча поверхня фільтруючого матеріалу, м²;

$\Pi_{\text{м}}$ – вартість 1 м² фільтруючого матеріалу, грн.;

$t_{\text{м}}$ – час роботи фільтруючого матеріалу, год/рік.

$$C_{\text{м}} = 184 + 280 = 464 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування

$$C_o = 0,05 \cdot K_{об} = 0,05 \cdot 152155 = 7605 \left(\frac{грн.}{рік} \right) \quad (10.7)$$

Амортизаційні відрахування

$$C_a = 0,15 \cdot K_{об} = 0,15 \cdot 152155 = 22823 \left(\frac{грн.}{рік} \right) \quad (10.8)$$

Інші витрати

Приймаємо у розмірі 3% від сумарних експлуатаційних витрат:

$$C_{np} = 0,03 \cdot C_{об} = 0,03 \cdot 77595 = 2328 \left(\frac{грн.}{рік} \right). \quad (10.9)$$

Результати розрахунків експлуатаційних витрат зводимо в таблицю:

Таблиця 12.2 – Експлуатаційні витрати

Найменування статей витрат	Сума, грн/рік
Витрати на електроенергію	46341
Витрати на воду	362
Витрати допоміжні матеріали	464
Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування	7605
Амортизаційні відрахування	22823
Інші витрати	2328
Всього експлуатаційні витрати, грн/год	79923

Розрахунок приведених витрат

Приведені витрати визначимо по формулі:

$$П_i = C_i + E_H \cdot K_i = 77923 + 0,15 \cdot 209974 = 109419 (грн.). \quad (10.10)$$

Визначимо питомі витрати на 1 м³ повітря

- капітальні вкладення:

$$K' = \frac{K}{V} = \frac{209974}{6450} = 32,5 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{м}^3} \right). \quad (10.11)$$

- експлуатаційні витрати:

$$C' = \frac{C}{V} = \frac{77923}{6450} = 12 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{год} \cdot \text{м}^3} \right). \quad (10.12)$$

- приведені витрати:

$$\Pi' = \frac{\Pi}{V} = \frac{109419}{6450} = 17 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{год} \cdot \text{м}^3} \right). \quad (10.13)$$

Розрахунок економії від утилізації тепла:

Знаючи вартість 1 Гдж теплової енергії визначимо вартість енергії, що утилізувала:

$$C_{yt} = 20 \cdot 0,436 \cdot 18 \cdot 180 = 25,5 (\text{тис. грн.}). \quad (10.14)$$

Річний економічний ефект

- где C_2, C_1 - ціна послуг до и після введення в експлуатацію СКП;

N_2, N_1 - кількість відвідувачів, чол.

$$E = 1750$$

Економічна ефективність:

Економічна ефективність системи кондиціонування повітря визначається як відношення сумарного економічного ефекту до капітальним витратам на розробку і створення системи кондиціонування повітря

(10.16)

- де S- сумарний економічний ефект;

Π - поточні витрати пов'язані з експлуатацією СКВ;

K - капітальні витрати.

$$E = \frac{175900 - 55153}{209974} = 0,24.$$

Термін окупності

Термін окупаемости капітальних вкладення визначимо по формулі:

$$T=2.6 \text{ років} \quad (10.17)$$

Результати розрахунку зведемо в таблицю техніко-економічних показників СКП ресторану

Таблиця 10.3 - Техніко-економічні показники СКП салону

Показники:	Проектований варіант:
Продуктивність по повітрі, $\left(\frac{m^3}{год}\right)$	6450
Холодопродуктивність, (kWt)	51
Встановлена потужність, (kWt)	43,6
Витрата води, $\left(\frac{m^3}{год}\right)$	0,1
Капітальні вкладення, тис.грн.:	209,87
Річні експлуатаційні витрати, тис.грн.:	77,92
Питомі витрати на $1m^3$ повітря:	
- капітальні вкладення:	32,5
- експлуатаційні витрати:	12
- приведені витрати:	17
Економія від утилізації тепла, тис.грн:	25,5
Термін окупності, роки:	2,6

11 ОХОРОНА ПРАЦІ

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

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

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

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

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проектованої установки

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

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

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

Токсичність робочої речовини

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

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

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

Гранично допустима концентрація на робочому місці
ПДК = 1000 ppm.

Температура самозаймання, 733 ° C.

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

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

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

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

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

зnezараження 1-ний тонни газоподібного фосгену буде потрібно 1000 тонн води або 100 тонн 10 %-ого розчину лугу. Симптоми ураження - солодкуватий присмак в роті, нудота, кашель, задуха, ніяковість в грудях, загальна слабкість. Газоподібний фосген потрапляє в організм через органи дихання і викликає набряк легенів. Потрапляючи в легені фосген, наводить до певних біохімічних і структурних змін в легеневій тканині і капіляри, підвищуючи проникність останніх, що наводить до заповнення легенів плазмою крові (набряк легенів). Токсичний набряк легенів розвивається швидко. При цьому з'являється часте і поверхневе дихання, болісний кашель з рясним виділенням пінявої мокроти, синюшність обличчя та рук. Подальше наростання кисневого голодування і ослаблення серцево-судинної діяльності погіршує стан людини. У цьому періоді за відсутності необхідної невідкладної допомоги настає, смерть.

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

8.1. Пожежна профілактика

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

У приміщеннях як автоматична пожежна сигналізація використовується АДО (автоматичною димовий оповіщувач). Принцип його дії заснований на тому, що продукти горіння впливають на іонізаційний струм, що наводить в дію електромагнітне реле, яке включає систему сигналізації.

Засоби і матеріали, за допомогою яких припиняється горіння, називаються вогнегасячими засобами.

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

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

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

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

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

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

Електробезпека

Електробезпека - система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливої і небезпечної дії електричного струму. Небезпека електричного струму на відміну від інших небезпек посилюється тим, що людина не в змозі без спеціальних приладів виявити напругу дистанційно, а також швидкоплинність поразки - небезпека виявляється, коли людина вже уражена. Аналіз смертельних нещасних випадків показує, що на долю поразок електричним струмом

доводиться на виробництві до 40%, в енергетиці - до 60 % ; велика частина поразок (до 80 %) відбувається в електроустановках напругою до 1000 В (110- 380 В).

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

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

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

Електробезпека устаткування

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

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

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

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

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

Захист від шуму і вібрації

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

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

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

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

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

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

Засоби захисту від шуму і вібрації розділяють на наступні види:

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

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

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

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

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

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

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

Вібропоглинання забезпечують нанесенням на вібруючі поверхні обгороджувань, трубопроводів і воздуховодов матеріалів з великим коефіцієнтом внутрішнього тертя.

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

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

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

ВИСНОВКИ

Метою кваліфікаційної роботи являється спроектувати систему кондиціонування повітря де розроблений Проект системи кондиціонування повітря Мерседес центру м. Одеса_Розглянутий об'єкт являє собою будинок сучасної будівлі, що складає з 2 основних приміщень - торговельних залів, що займають перший і другий поверхи будинку, і адміністративно-господарських приміщень

Керуючись нормами проектування , приймали наступні значення підтримання параметрів:

Теплий період року - $t = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\phi = 50\%$;

Холодний період року - $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\phi = 50\%$;

Головною метою кондиціонування повітря в торгівельно-виставочному центрі Мерседес є подача достатньої кількості чистого повітря, видалення шкідливих домішок, забезпечення відповідних показників мікроклімату і створення повітряно-теплого балансу і створювати комфортні умови перебування людей в приміщеннях.

Проект системи кондиціонування повітря для Мерседес-центру має враховувати особливості функціонального призначення, об'єму приміщень і специфіки роботи автосалону або сервісного центру. Ось основні етапи та ключові аспекти такого проекту: для цього ми

1- Визначили площу та об'єм приміщень автосалону, сервісної зони, адміністративних приміщень, складських та робочих зон.
- Оцінюємо навантаження щодо вентиляції та кондиціонування, враховуючи потенційне підвищене забруднення (виробничі забруднення, пил, запахи, вихлопи).

2 Розглянули потребу у підтриманні комфортної температури та вологості для клієнтів і співробітників, а також для збереження автомобілів та обладнання.

2.Особливості проектування системи - Використання сучасних систем з технологією високої енергоефективності, наприклад, ROOFTOP геотермальні насоси. - Вибір системи кондиціювання з урахуванням необхідної продуктивності, рівня шуму та зручності обслуговування. - Передбачення зонування приміщень для створення комфортних мікрокліматів у різних зонах. 3. Врахування особливостей автосалону - Забезпечення ефективного повітрообміну для зменшення концентрації вихлопних газів та запахів з автомобілів. - Використання систем очищення повітря (фільтрація, іонізація) для підвищення якості повітря. \- Можливе використання систем рекуперації тепла для зниження витрат на енергообладнання.\- Розробленні схеми розміщення воздуховодів, витяжних та припливних вентиляційних каналів, кондиціонерів, рекуператорів тепла. \- Вибір обладнання з врахуванням технічних характеристик, енергоспоживання та довговічності. \- Врахування можливості монтажу систем у обмежений простір, з обходом існуючих конструкцій.

- Встановлення систем автоматичного керування для оптимізації роботи системи та підтримання комфортних параметрів. \- Інтеграція систем кондиціювання з системами пожежної безпеки та контролю доступу.\Врахування нормативних документів \- Виконання проекту відповідно до ДБН, , та інших стандартів України щодо вентиляції та кондиціювання. \- Передбачення системи моніторингу та обслуговування для забезпечення високої надійності- Врахування принципів енергозбереження (ізоляція, автоматичне управління, рекуперація тепла). - За можливості застосування відновлюваних джерел енергії.Загалом, проект системи кондиціювання для Мерседес-центру бути орієнтований не тільки на створення комфортних умов для клієнтів і персоналу, а й на забезпечення безпеки і високої якості обслуговування автомобілів,

Для даного проекту підбираємо грати фірми Твитопласт, які проводяться методом ін'єкційного формування із пластмаси ABS

Система кондиціювання даного об'єкта носить комфортний характер. Для приміщень значних розмірів у практиці одержали найбільше поширення Rooftop кондиціонер, що знайшло відбиття й у даній розробці.

З каталогів обираємо кондиціонер Rooftop призначений для застосування в вентиляційних системах і системах кондиціювання повітря приміщень різного призначення і дозволяють здійснювати всі процеси повітряної обробки : нагрівання , фільтрацію , осушення , охолодження , зволоження , рекуперація та регенерацію тепла і холоду , дезінфекцію , шумоглушення , і підтримка в приміщенні штучного клімату із заданими параметрами

Принцип роботи дахового кондиціонера: свіже повітря надходить через повітрозабірні грати з вулиці в спеціальну камеру, де змішується з рециркуляційним (відпрацьованим) повітрям з приміщення за системою воздуховодов. Змішання повітряних мас відбувається за рахунок безперервного руху спеціальних жалюзі (заслінок). При досягненні оптимального співвідношення зовнішнього і рециркуляційного повітря, а також необхідних температурних значень потік повітря фільтрується і направляється в теплообмінник (конденсатор), де він охолоджується або нагрівається в залежності від моделі та налаштувань, і потім за допомогою вентилятора рівномірно розподіляється по системі повітроводів безпосередньо в обслуговувані приміщення.

Для роботи холодильної машини використовуємо фреон R407C, який має достатньо хороші термодинамічні якості. Склад R407C: R32 – 23%; R125 – 25%; R134a – 52%;

Режим роботи холодильної установки визначається температурою кипіння холодильного агента ($t_0 = 12,5^{\circ}\text{C}$) та температурою конденсації ($t_k = 38.6^{\circ}\text{C}$).

Поведінка в автосалоні Купуючи машину, ми ретельно переглядаємо варіанти, дізнаємося всі подробиці про можливу покупку, а також дивимося на зовнішній вигляд. За цією справою можна провести не одну годину, тому так важливо, щоб у приміщенні була сприятлива атмосфера та комфорт. Коли нам дме в спину, відчуваємо багато неприємних запахів, або нічим дихати - тоді ми прискорюємо підбір, щоб швидше покинути будівлю, і можемо припуститися багато помилок. Тому так важливо в таких магазинах як автосалон вдаватися до маніпуляцій для нормального мікроклімату. Вентиляція в автосалоні, а також система кондиціювання допоможуть Власнику запустити якісний повітрообмін та налагодити комфортну температуру без протягів.



Особливості приміщення та вимоги до середовища

Автосалони спеціалізуються з продажу великих товарів. Виходячи з цього, можна зрозуміти, що такі приміщення мають великі розміри, які можна порівняти з виставковими залами або торговими центрами. Щоб забезпечити покупців та співробітників здоровим мікрокліматом у закладах з продажу авто, законодавством було прописано спеціальні норми, які можна переглянути у документі ДБН В.2.5-67:2013 'Опалення, вентиляція та кондиціювання'. У них чітко вказані такі вимоги: температурний режим повинен становити 20-22°C, а взимку ні в якому разі не повинен бути нижчим за 18°C, а ось вологість повітря має перебувати в діапазоні 40-60%.

Головною особливістю автосалонів є великі вікна, через які клієнти можуть розглянути автомобіль. Так само це є непоганим ходом із привернення уваги до магазину. Але проблема полягає в тому, що ці вітражні вікна не затемнюють, щоб покращити огляд, а це дає можливість проникнути сонячним променям. У результаті температура підвищується, а на вікнах починає накопичуватися конденсат, що знижує рівень видимості і підвищує вологість, призводить до утворення грибка. Тому важливо встановлювати системи кондиціювання з підвищеною віддачею холоду, а також потужні вентиляційні установки.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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

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