

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ОНТУ»

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОПШ: «Монтаж і обслуговування

холодильно-компресорних

машин та установок»

Група: 4КВ - 06

Дипломний проєкт
здобувача освіти денного відділення
4 КВ 06. 006. 000 ДП

Олійника Дмитра
Олександровича

м. Одеса - 2023 р

Міністерство освіти і науки України
ВСП «Одеський технічний фаховий коледж ОНТУ»

Дата видачі завдання
«20» лютого 2023 р.
Дата закінчення проекту
«01» липня 2023 р.

Затверджую
Заступник директора з НВР
_____ Беркань Іг.В.
“20” лютого 2023 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Прізвище, ім'я та по батькові:

Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»

Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»

Освітня програма «Монтаж та обслуговування системи кондиціонування і вентиляції повітря»

дипломного проекту: Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря приміщення студентської їдальні «BISTRO» на 230 посадкових місця, м. Харків.

Стверджена наказом по коледжу від «17» 10 2022 р. № 235–А2- ОД
Вихідні дані для проекту: 46,5°, 27,3 °С, 56,9 кДж/кг

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

Вступ

1. Загальна частина

- 1.1 Вихідні дані проекту
- 1.2 Техніко-економічне обґрунтування проекту

2. Технологічна частина

- 2.1 Характеристика комфортного стану повітря об'єкту завдання

3. Розрахунково-конструкторська частина

- 3.1 Розрахункові дані проекту
- 3.2 Розрахунок теплоприпливів об'єкту завдання
- 3.3 Розрахунок вологовиділень об'єкту завдання
- 3.4 Зведена таблиця тепло і вологоприпливів об'єкту завдання
- 3.5 Визначення витрати повітря припливної установки
- 3.6 Побудова в d,h- діаграмі процесів обробки повітря
- 3.7 Розрахунок і вибір обладнання припливної установки
- 3.8 Розрахунок основного холодильного обладнання

4. Організаційна частина

- 4.1 Монтаж, ремонт, обслуговування системи кондиціонування і вентиляції повітря
- 4.2 Автоматизація системи кондиціонування і вентиляції повітря

5. Економічна частина

6. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

7. Використана література

Графічна частина

Графічний Аркуш 1. Аксонометрична схема повітророзподільної мережі системи кондиціонування або холодопостачання

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціонування і вентиляції повітря

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

Графік виконання проекту

Зміст	Термін виконання
1. Загальна частина	22 ÷ 23.05.2023
2. Технологічна частина	24 ÷ 25.05.2023
3. Розрахунково-конструкторська частина	26 ÷ 05.06.2023
4. Організаційна частина	06.06.2023
5. Аркуш 1, 2	07 ÷ 09.06.2023
6. Економічна частина	10 ÷ 12.06.2023
7. Аркуш 3	13.06.2023
8. Охорона праці	14.06.2023
Попередній захист	15.06.2023
Захист дипломного проекту	22 ÷ 30.06.2023

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

Протокол № 2 від “ 13” вересня 2022 р.

Голова комісії _____ (Беркань Ір.В.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _____ (Рекеда Ю.Д.)

З М І С Т

Стор.

ВСТУП	
1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА	
1.1 Вихідні дані проекту.....	
1.2 Техніко-економічне обґрунтування проекту.....	
2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	
2.1 Характеристика комфортного стану повітря об'єкту завдання.....	
3. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА	
3.1 Розрахункові дані проекту.....	
3.2 Розрахунок теплоприпливів об'єкту завдання.....	
3.3 Розрахунок вологовиділень об'єкту завдання.....	
3.4 Визначення сумарних тепло і вологоприпливів об'єкту завдання.....	
3.5 Побудова в d,h- діаграмі процесів обробки повітря	
3.6 Визначення витрати повітря припливної установки.....	
3.7 Розрахунок і вибір обладнання припливної установки	
3.8 Розрахунок основного холодильного обладнання.....	
4. Організаційна частина	
4.1 Монтаж, ремонт, обслуговування системи кондиціонування і вентиляції повітря.....	
4.2 Автоматизація системи кондиціонування і вентиляції повітря.....	
5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	
5.1 Розрахунок капітальних вкладень.....	

					ДП.БКВ 01.12.01.ПЗ			
Зм	Лист	№ докум.	Підп.	Дата				
Розроб	Дудуца І.І.				Розробка системи кондиціонування повітря для ресторану на 200 посадкових місць, м. Вінниця	Літ.	Аркуш	Аркуше
Перев	Буданов В.О.						2	79
Н.контр.	Буданов В.О.				ОТК ОНАХТ БКВ-01			
Зате.								

5.2 Розрахунок кількості виробленого холоду.....

5.3 Розрахунок експлуатаційних витрат.....

6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

7. ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Здоров'я, працездатність, та й просто самопочуття людини в значній мірі визначаються умовами мікроклімату і повітряного середовища в житлових і громадських приміщеннях, де він проводить значну частину свого часу.

Якщо говорити про фізіологічному впливі на людину навколишнього повітря, то слід нагадати, що людина в добу споживає близько 3 кг їжі і 15 кг повітря. Що це за повітря, яка його свіжість і чистота, душно, 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 (ВКВ). Повітряне опалення, поєднане з вентиляцією, створює в приміщенні цілком задовільний мікроклімат і забезпечує сприятливі умови повітряного середовища. ВКВ представляє собою систему більш високого порядку (з великими можливостями). Принципова перевага полягає в тому, що, крім виконання завдань вентиляції та опалення, ВКВ дозволяє створити сприятливий мікроклімат (комфортний рівень температур) в літній, жаркий період року, завдяки використанню в своєму складі фреонової холодильної машини.

На тепловідчуття людини впливають в основному такі чотири чинники:

- температура повітря
- вологість повітря,
- швидкість переміщення,
- температура огороджувальних поверхонь приміщення.

При різних комбінаціях цих параметрів теплові відчуття людини можуть здаватися однаковими.

Необхідно мати на увазі, що, хоча тепловідчуття і визначається перерахованими параметрами, не будь-яке їх поєднання забезпечує комфортні

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Кондиціонування невеликих їдалень, кафе і ресторанів вирішується шляхом установки спліт-систем. найдешевший варіант - використання настінних внутрішніх блоків. Дорожче, але при цьому більш придатне з точки зору дизайну рішення - касетні і каналні блоки.

Вентиляція і кондиціонування великих їдалень та ресторанів

У великих їдальнях та ресторанах необхідний набагато більший повітрообмін в приміщеннях і більша холодопродуктивність систем кондиціонування. З точки зору зручності експлуатації і зниження витрат на споживання електроенергії в таких закладах необхідно встановлювати промислове обладнання - центральні кондиціонери, мультизональні системи. Іноді може бути виправданою і система «чиллер - фенкойл».

Рішення про застосування тієї чи іншої схеми вентиляції і кондиціонування має прийматися на підставі техніко-економічного обґрунтування, з урахуванням особливостей приміщень, вимог замовника і архітектора.

Основні моменти при проектуванні систем вентиляції і кондиціонування їдалень, кафе і ресторанів.

Проектування кліматичних систем виконується на основі технічного завдання, яке видається замовником (господарем або генпідрядником). При цьому в технічному завданні повинні бути обов'язково зазначені такі дані:

Кількість персоналу і відвідувачів.

Розміщення столів і посадочних місць в обідньому залі.

Технічні характеристики обладнання в гарячому цеху.

Дані для розрахунку теплопритоків.

Облік відвідувачів.

Зупинимося на кожному пункті детальніше.

Кількість персоналу і відвідувачів

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

У закладах громадського харчування необхідно уважно поставитися до вентиляції гарячого цеху. Обмін повітря в гарячому цеху визначається з розрахунку, який виконує проектувальник систем вентиляції та кондиціонування.

При цьому дані для розрахунку надає замовник. Відповідно, від того, наскільки точними будуть ці дані, залежать і точність розрахунку, і комфорт роботи персоналу ресторану чи кафе.

Таким чином, при проектуванні вентиляції і кондиціонування гарячого цеху необхідно вимагати від замовника максимум інформації про обладнання, яке там буде встановлено, включаючи його характеристики - теплову потужність, необхідний повітрообмін і інші.

Дані для розрахунку теплоприпливів

Кафе, їдальні і ресторани, як правило, є оригінальними з точки зору дизайну приміщеннями, з незвичайними рішеннями по освітленню, склінню. Саме ці рішення багато в чому визначають теплове навантаження приміщення. Відповідно, і тут від замовника необхідний максимум інформації про архітектурні особливості.

Нормативна документація

Основним нормативним документом, яким користуються при проектуванні кафе і ресторанів, є Довідковий посібник до СНиП 2.08.02-89 «Проектування підприємств громадського харчування».

Згідно з цим документом огорожувальні конструкції приміщень, підлоги і вентиляційні короба повинні бути захищені від проникнення гризунів. Системи вентиляції в гарячих цехах проектуються із застосуванням припливно-витяжних локалізуючих пристроїв.

Системи витяжної вентиляції проектуються роздільними для наступних груп приміщень:

для відвідувачів;

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

виробничих (допускається об'єднувати в одну витяжну систему місцеві відсмоктувачі гарячих цехів і загальнообмінну вентиляцію, гарячих, холодних, доготувальних, мийних та інших виробничих приміщень);

місцевих відсмоктувачів від посудомийних машин;

вбиралень та душових з роздягальнями;

камер харчових відходів;

охолоджуваних камер фруктів, овочів і зелені.

Дані по нормативному повітрообміну в приміщеннях представлені в таблиці.

Тепловиділення в залах приймається 0,116 кВт / год (100 ккал/год від одного відвідувача. Температура повітря, що видаляється з торгових залів підприємств громадського харчування, визначається обов'язково з урахуванням градієнта по висоті.

Зниження витрат повітря через відсутність теплоносія

Дуже часто буває, що для ефективної роботи системи вентиляції взимку необхідні значні витрати енергії (теплової або електричної), якої просто немає і не буде в цій будівлі. Часто в такій ситуації приймають рішення знизити витрату повітря: мовляв, трохи «недовентелюємо», але хоч якісь умови та забезпечимо.

Такий підхід є помилковим в корені. Єдиний правильний вихід - використання рекуперації тепла. Вентустановки з секціями рекуперації дозволять знизити витрату енергії як мінімум удвічі.

Безумовно, застосування рекуперації викличе подорожчання основного обладнання та системи автоматики, але в даній ситуації технічно це єдиний вихід: для роботи вентиляції взимку, якісної роботи, необхідний постійний підігрів припливного повітря. Зате в залі ресторану будуть забезпечені необхідні параметри мікроклімату, що набагато важливіше.

Поділ відвідувачів і співробітників

При розрахунку повітрообміну слід пам'ятати, що на кожного відвідувача і співробітника ресторану потрібно подавати різний обсяг свіжого повітря: 60 м³ / год свіжого повітря на службовця і 30 м³ / год - на одного відвідувача.

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Справа в тому, що іноді доводиться бачити єдину «повітряну ставку» - по 60 м³ / год на кожну людину без розбору: постійний це «споживач повітря» або непостійний. Безумовно, від завищення витрат повітря гірше не буде, але тим не менше це вимагає додаткових енерговитрат, збільшення типорозміру вентилювання, повітропроводів та інших елементів вентиляційних систем.

Підводячи підсумки, відзначимо, що якісне кондиціонування і вентиляція повітря в ресторані або кафе - необхідна умова для формування доброго ставлення і лояльності публіки до даного закладу.

У той же час для об'єктів подібного роду важливий дизайн, а тому вимоги до декорування інженерних систем досить високі.

Нарешті, приміщення громадського харчування - це об'єкти з високою щільністю теплונатлишків, а тому вимагають досить потужних систем як для кондиціонування, так і для вентиляції. При цьому холодний струмінь повітря, що виходить з кондиціонерів, не повинна «задувати» відвідувачів, а повітрообмін повинен бути організований так, щоб виключити перетікання запахів з кухонних приміщень в обідній зал і із зони для курців відвідувачів в некурящу зону.

З точки зору вентиляції слід пам'ятати два моменти. По-перше, для приміщень підготовки їжі слід передбачати окремі витяжні системи. А по-друге, на кожного кращого відвідувача потрібно більше припливного повітря, що відповідним чином повинно відбитися на продуктивності вентиляційної установки.

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Вихідні дані

Проектом передбачена розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря приміщення студентської їдальні «BISTRO» на 230 посадкових місця, м. Харків.

Одним з об'єктів проектування СКП у громадських будівлях є СКП на підприємствах громадського харчування: їдальні, кафе, ресторанів. При цьому в більшості випадків обмежуються установкою декількох кондиціонерів типу спліт-системи по периметру залу їдальні, кафе або ресторану. І якщо для малих будинків даний спосіб більш-менш прийнятний, то для їдальні та ресторанів, розрахованих на велику кількість людей з декількома залами, він не підходить по ряду причин:

1) За допомогою спліт-систем вдається контролювати лише температуру повітря, що не дозволяє підтримувати комфортні умови інших параметрів повітряного середовища, таких як: вологість, швидкість повітря.

2) У великих залах доводиться встановлювати потужні моделі спліт-систем. Швидкість повітря на виході з повітроохолоджувача таких кондиціонерів найчастіше перевищує комфортні норми швидкості руху повітря, що створює відчуття дугтя;

3) Тому що кондиціонери спліт-системи не забезпечують приплив свіжого повітря з назовні, а лише прохолоджують внутрішнє повітря, виникає необхідність в окремій приточній установці для забезпечення приміщення санітарною нормою приточного повітря (у більшості випадків використовується природна вентиляція).

4) Спліт-Система має потребу в періодичному сервісному обслуговуванні, що збільшує капітальні витрати на кондиціонери, також вона не відрізняється високою надійністю.

За перерахованими вище причинами використання спліт-систем для підтримки комфортних параметрів повітряного середовища у великих їдальнях

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

та ресторанах є не доцільним. Тому виникає проблема пошуку підходящої СКП для даного типу будинку. У даній роботі виконано рішення даної проблеми на конкретному прикладі, шляхом проектування СКП на базі центрального кондиціонера.

1.2 Техніко-економічне обґрунтування

Будівельна характеристика будинку

Будинок кафе двоповерховий, розрахований на 123 посадкових місця у місті Харкові.

Зовнішні стіни виконані зі звичайної силікатної, 250x125x65 на цементно-піщаному розчині, товщина стін 2,5 цегли (=645 мм, із внутрішньої сторони оброблені штукатуркою на цементно-піщаному розчині (=20 мм і будівельною сумішшю Alinex під фарбування (=10 мм.) Покриття (бездахове) - із залізобетонних пустотних плит (=220 мм), покритих теплоізоляцією TERPLEX 45-500 (=50 мм), гідроізоляція - шар пергаменту (=1 мм), поверх нього бетонна стяжка (=25 мм). Характеристика теплоізоляційного матеріалу TERPLEX 45-500 наведена в додатку 4. Підлоги (на ґрунті) - залізобетонна пустотна плита (=220 мм), теплоізоляція - шар пінополістирола TERPLEX 45-500 (=50 мм), гідроізоляція - шар пергаменту (=1 мм), бетонна стяжка - (=25 мм), бітумна мастика (=2 мм), поверх покладений керамограніт (у залах) або кахель (на кухні). Міждахове перекриття із залізобетонних пустотних плит (=220 мм). Передбачено додаткову стелю для монтажу повітропроводів висотою 50 мм. Внутрішні перегородки виконані із силікатної цегли. Товщина - 1 цегла (=260 мм), штукатурка цементно-піщаним розчином (=20 мм), обробка будівельною сумішшю Alinex під фарбування (=10 мм). Заповнення світлового прорізу - двошарові склопакети в пластмасових плетіннях зі звичайного скла.

Орієнтація головного фасаду - південь.

Характер використовуваних приміщень – громадський.

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

2 поверх

Більярдна	22,4	50	0,2
Посудомийна	22,4	50	0,3
М'ясо-рибний цех	22,4	50	0,3
Овочевий цех	22,4	50	0,3
Борошняний цех	22,4	50	0,3
Гарячий цех	25	50	0,3
Кабінет 1	22,4	50	0,2
Кабінет 2	22,4	50	0,2
Кабінет 3	22,4	50	0,2

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

3. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 Розрахункові дані проєкту

Таблиця 3.1 - Кількість людей у приміщеннях

Приміщення	Відвідувачі	Персонал
Зала 1	115	7
Зала 2	70	4
VIP-зала 1	12	1
VIP-зала 2	23	2
Більярдна	12	2
Посудомийна	-	3
М'ясо-рибний цех	-	3
Овочевий цех	-	3
Борошняний цех	-	3
Гарячий цех	-	4
Кабінет 1	-	1
Кабінет 2	-	1
Кабінет 3	-	3

3.2 Розрахунок теплопритоків у приміщення

Теплопритоки через конструкції, що обгороджують

Для розрахунку теплопритоків через конструкції, що обгороджують, необхідно визначити коефіцієнт теплопередачі для кожного огороження. Загальний коефіцієнт теплопередачі багатошарової конструкції, що обгороджує, з послідовно розташованими шарами розраховують по формулі [4]

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{(R_H + \sum R_i + R_B) + R_{из}}, \quad (3.1)$$

де R_0 – загальний опір теплопередачі багатошарової конструкції, що обгороджує $m^2 \cdot K/Вт$,

R_H ; - опір тепловіддачі відповідно із зовнішньої або більше теплої сторони огороження $m^2 \cdot K/Вт$, $R_H = \frac{1}{\alpha_H}$;

R_i – опір теплопровідності i -го будівельного шару конструкції (крім шару теплоізоляції), $m^2 \cdot K/Вт$; $R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$;

R_B – опір тепловіддачі із внутрішньої сторони огороження, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

$$R_B = \frac{1}{\alpha_B};$$

$R_{\text{из}}$ – опір теплопровідності термоізоляційного шару, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; $R_{\text{из}} = \frac{\delta_{\text{из}}}{\lambda_{\text{из}}}$;

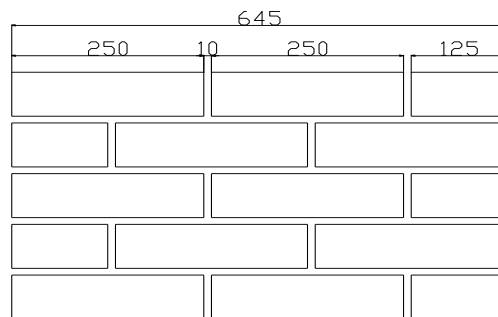
α_H і α_B - коефіцієнти тепловіддачі із зовнішньої й внутрішньої сторони огороження $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

δ_i - товщина будівельних шарів конструкції, м;

λ_i - коефіцієнт теплопровідності будівельних шарів конструкції, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$\delta_{\text{из}}$ - товщина ізоляційного шару, м;

$\lambda_{\text{из}}$ - коефіцієнт теплопровідності ізоляційного шару, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.



Малюнок 3.1 - Товщина зовнішніх стін

Розраховуємо коефіцієнт теплопередачі k_0 для кожного виду конструкції, що обгороджує. При розрахунках значення коефіцієнтів α_H і α_B приймаємо по додатку В, згідно [4].

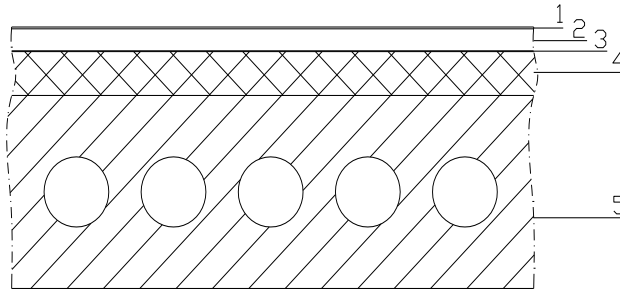
Зовнішні стіни: приймаємо $R_H = 0,043 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; $\delta_i=0,645 \text{ м}$; коефіцієнт теплопровідності силікатної цегли [5] $\lambda_i=0,87 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $R_B=0,111 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{0,043 + \frac{0,645}{0,87} + 0,111} = 1,133$$

Внутрішні перегородки: приймаємо $R_H = 0,111 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\delta_i=0,26 \text{ м}$; коефіцієнт теплопровідності силікатної цегли [5] $\lambda_i=0,87 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $R_B=0,125 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{0,111 + \frac{0,26}{0,87} + 0,125} = 1,869 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Конструкція підлоги: 1-1- бітумна мастика 2 мм, 2-2- бетонна стяжка 25 мм, шар пергаменту 1 мм, 4-4- теплоізоляція TERPLEX 45-500 50 мм, 5-5- плита пустотна 220 мм.



Малюнок 3.2 - Конструкція підлоги

Підлога: приймаємо $R_H = 0,043 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\delta_i = 0,248 \text{ м}$, $\lambda_i = 1,55 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $R_B = 0,167 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\delta_{\text{нз}} = 0,05 \text{ м}$, $\lambda_{\text{нз}} = 0,03 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{0,043 + \frac{0,248}{1,55} + 0,167 + \frac{0,05}{0,03}} = 0,27 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Покриття: конструкція покриття аналогічна конструкції підлоги, тому для покриття $k_0 = 0,27 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Перекрыття між поверхами: конструкція міжповерхових перекрыттів аналогічна конструкції підлоги, за винятком відсутності теплоізоляції. Тому:

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{0,143 + \frac{0,248}{1,55} + 0,167} = 2,128 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

k_0 для пластикових вікон приймаємо $1,961 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ згідно [6], для внутрішніх дерев'яних дверей $1,946 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ згідно [5].

Теплопритоки через конструкції, що обгороджують, Q_1 визначають як суму теплопритоків (через стіни, перегородки, перекрыття або покриття, через підлоги, заглиблені стіни підвальних приміщень), викликаних наявністю різниці температур зовні огороження й усередині охолоджуваного приміщення Q_{IT} , а також теплопритоків у результаті впливу сонячної радіації Q_I із через покриття й зовнішні стіни [4]:

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C} \quad (3.2)$$

Теплопритоки через стіни, перегородки, перекриття або покриття Q_{1T} (у кВт) розраховують по формулі

$$Q_1 = k_d F \theta \cdot 10^{-3} = k_d F (t_n - t_b) 10^{-3}, \quad (3.3)$$

де k_d – дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/(м²·К);

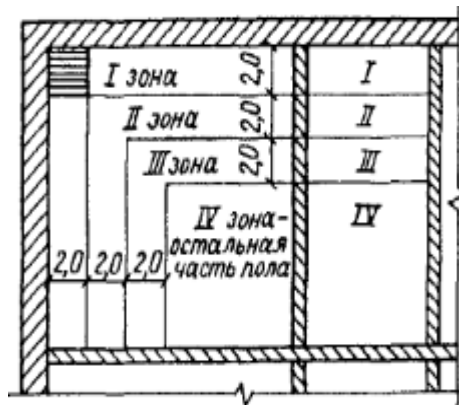
F – розрахункова площа поверхонь огороження, м²;

θ – розрахункова різниця температур (температурний напір), °С;

t_n – розрахункова температура повітря із зовнішньої сторони огороження,

t_b – температура повітря усередині охолоджуваного приміщення, °С

Теплоприток через підлогу (у кВт), розташовану на ґрунті, що не має обігрівальних пристроїв, визначають підсумовуванням теплопритоків через умовні зони шириною 2 м (малюнок 3.3) по формулі



Малюнок 3.3 – Розбивка підлоги на умовні зони

$$Q_{1T} = \sum k_{усл} F (t_n - t_b) m \cdot 10^{-3}, \quad (3.3)$$

де $k_{усл}$ – умовний коефіцієнт теплопередачі відповідної зони підлоги, Вт/(м²·К)

(для I, II, III зон $k_{усл}$ дорівнює відповідно 0,47; 0,23; 0,12 Вт/(м²·К), а іншої

зони підлоги (IV зона)

$k_{усл}=0,07$ Вт/(м²·К);

F – площа відповідної зони підлоги, m^2 ; площа ділянки підлоги розміром 2×2 , що примикає до кута зовнішніх стін (заштрихована ділянка), ураховують двічі.

Коефіцієнт m , що характеризує відносне зростання термічного опору підлоги при наявності ізоляції,

$$m = \frac{1}{1 + 1,25 \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right)}, \quad (3.4)$$

де δ – товщина окремих шарів конструкції підлоги, м;

λ – коефіцієнти теплопровідності матеріалів, що становлять конструкцію підлоги, $Вт/(m^2 \cdot K)$.

Теплопритоки від сонячної радіації Q_{1c} до кондиціонуємих приміщень складаються з теплопритоків через масивні огороження будинків (стіни, покрівлі, покриття й т.д.) і теплопритоків через світлові прорізи (вікна, вітрини й т.д.), тобто

$$Q_{1c} = Q_{1c}^{масс} + Q_{1c}^{свет}. \quad (3.5)$$

Теплопритоки від сонячної радіації через зовнішні стіни й покриття Q_{1c} в (кВт) визначають по формулі

$$Q_{1c} = k_d F \Delta t_c \cdot 10^{-3}, \quad (3.6)$$

де k_d – дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, $Вт/(m^2 \cdot K)$;

F – площа поверхні огороження, що опромінюється сонцем, m^2 ;

Δt_c – надлишкова різниця температур, що характеризує дії сонячної радіації в літню пору,.

Кількість теплоти від сонячної радіації залежить від зони розташування будинку (географічної широти), характеру поверхні й орієнтації її по сторонах обрію.

Для плоскої покрівлі надлишкова різниця температур залежить тільки від тону фарбування й не залежить від орієнтації й широти. Для плоских покрівель

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

без фарбування (темних) надлишкову різницю температур приймають 17,7, з фарбуванням світлих тонів 14,9. Для шатрових покрівель надлишкову різницю температур приймають залежно від географічної широти: для південної зони 15, середньої 10, північної 5.

Для зовнішніх стін надлишкову різницю температур можна прийняти по додатку 10 [4].

При розрахунку враховують теплоту сонячної радіації, що проникає через покрівлю й одну зі стін або з найбільшою поверхнею, або несприятливо орієнтовану.

Результати розрахунку теплопритоків через зовнішні огородження наведені в таблиці 3.2. Визначення температури в неохолоджуваніх приміщеннях суміжних з охолоджуваніми здійснювалося шляхом складання теплового балансу приміщення.

Таблиця 3.2 - Теплопритоки через огородження

Огородження	k_d , Вт/(м ² ·К)	F, м ²	$\sum F_{\text{окна/двери}}$, м ²	t_n , °С	θ , °С	$Q_{\text{іт}}^{\text{масс}}$, кВт	$Q_{\text{іт}}^{\text{свет}}$, кВт	$Q_{\text{іс}}^{\text{масс}}$, кВт	$Q_{\text{іс}}^{\text{свет}}$, кВт	Q_1 , кВт
1 поверх, зал 1										
Стіна зовнішня східна	1,133	35,884	9,112	29	6,6	0,268	0,118	0,447	1,377	2,21
Стіна зовнішня західна	1,133	26,029	6,562	29	6,6	0,195	0,085	-	-	0,28
Внутрішня перегородка північна	1,869	38,01	-	23	0,6	0,043	-	-	-	0,043
Внутрішня перегородка східна	1,869	17,934	-	24,7	2,3	0,077	-	-	-	0,077
Внутрішня перегородка південна	1,869	50,988	-	24,1	1,7	0,162	-	-	-	0,162
Підлога	0,27	163,804	-	29	6,6	0,044	-	-	-	0,044
Зал 2										
Стіна зовнішня західна	1,133	30,696	7,65	29	6,6	0,23	0,099	0,459	1,156	1,944
Стіна зовнішня північна	1,133	40,788	10,2	29	6,6	0,305	0,132	-	-	0,437
Внутрішня перегородка південна	1,869	25,704	-	23	0,6	0,029	-	-	-	0,029
Внутрішня перегородка східна	1,869	38,346	-	27	4,6	0,33	-	-	-	0,33
Підлога	0,27	110,838	-	29	6,6	0,032	-	-	-	0,032
VIP-зал 1										
Стіна зовнішня південна	1,133	8,207	2,083	29	6,6	0,061	0,027	0,085	0,291	0,464
Стіна зовнішня	1,133	13,759	-	29	6,6	0,103	-	0,154	-	0,257

південно-східна										
Стіна зовнішня східна	1,133	7,286	1,849	29	6,6	0,054	0,024	-	-	0,078
Внутрішня перегородка північна	1,869	16,83	3,75	24,7	2,3	0,072	0,017	-	-	0,089
Внутрішня перегородка західна	1,869	18,27	-	24,1	1,7	0,058	-	-	-	0,058
Підлога	0,27	18,651	-	29	6,6	0,033	-	-	-	0,033
VIP-зал 2										
Стіна зовнішня південна	1,133	10,5	-	29	6,6	0,079	-	-	-	0,079
Стіна зовнішня південно-західна	1,133	11,102	2,817	29	6,6	0,083	0,036	0,142	0,38	0,641

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ					Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата						

Таблиця 3.2 продовження

Стіна зовнішня західна	1,133	13,799	3,4	29	6,6	0,103	0,044	0,206	0,514	0867
Стіна зовнішня північно-західна	1,133	11,015	2,795	29	6,6	0,082	0,036	-	-	0,117
Стіна зовнішня північна	1,133	10,5	-	29	6,6	0,079	-	-	-	0,079
Підлога	0,27	37,713	-	29	6,6	0,067	-	-	-	0,067
2 поверх, більярдна										
Стіна зовнішня північна	1,133	40,788	10,2	29	6,6	0,305	0,132	-	-	0,437
Внутрішня перегородка західна	1,869	53,456	-	29	6,6	0,66	-	-	-	0,66
Внутрішня перегородка південна	1,869	25,704	-	24	1,6	0,077	-	-	-	0,077
Внутрішня перегородка східна	1,869	53,466	-	27	4,6	0,46	-	-	-	0,46
Перекриття	2,128	43,704	-	29	6,6	0,129	-	-	-	0,129
Покриття	0,27	154,542	-	29	6,6	0,275	-	0,739	-	1,014
Посудомийна										
Стіна зовнішня східна	1,133	9,756	2,55	29	6,6	0,073	0,033	0,122	0,385	0,613
Перегородка	1,869	8,337	3,75	29	6,6	0,103	0,048	-	-	0,151
Перекриття	0,27	14,679	-	29	6,6	0,026	-	0,07	-	0,096
М'ясо-рибний цех										
Стіна зовнішня східна	1,133	10,26	2,55	29	6,6	0,077	0,033	0,128	0,385	0,623
Перегородка	1,869	9,06	3,75	29	6,6	0,112	0,048	-	-	0,16
Перекриття	0,27	12,2	-	29	6,6	0,022	-	0,058	-	0,08
Овочевий цех										
Стіна зовнішня східна	1,133	10,05	2,55	29	6,6	0,857	0,033	0,125	0,375	0,608
Перегородка	1,869	8,85	3,75	29	6,6	0,109	0,048	-	-	0,157
Перекриття	0,27	12	-	29	6,6	0,021	-	0,057	-	0,078
Борошняний цех										
Стіна зовнішня східна	1,133	12,6	-	29	6,6	0,094	-	0,09	-	0,184
Перегородка	1,869	8,85	3,75	29	6,6	0,109	0,048	-	-	0,157
Перекриття	0,27	12	-	29	6,6	0,021	-	0,05	-	0,071
Гарячий цех										
Внутрішня перегородка західна	1,133	27,534	5,1	29	4	0,126	0,04	0,412	0,771	1,349
Внутрішня перегородка південна	1,869	25,704	-	29	4	0,192	-	-	-	0,192
Внутрішня перегородка північна	1,896	25,704	-	24	-1	-	0,048	-	-	-
Внутрішня перегородка східна	1,869	38,01	-	29	4	0,284	-	-	-	0,284
Покриття	0,27	55,386	-	29	4	0,06	-	0,265	-	0,325
Кабінет 1										
Стіна зовнішня південна	1,133	16,98	2,55	29	6,6	0,127	0,033	0,175	0,356	0,691
Внутрішня перегородка східна	1,869	18,27	-	29	6,6	0,225	-	-	-	0,225
Внутрішня перегородка західна	1,869	18,27	-	29	6,6	0,225	-	-	-	0,225
Внутрішня перегородка північна	1,869	15,78	3,75	29	6,6	0,195	0,048	-	-	0,243

Таблиця 3.2 продовження

Перекриття	2,128	20,228	-	24,1	1,7	0,015	-	-	-	0,015
Покриття	0,27	20,288	-	29	6,6	0,036	-	0,097	-	0,133
Кабінет 2										
Стіна зовнішня південна	1,133	16,35	2,55	29	6,6	0,122	0,033	0,168	0,356	0,679
Внутрішня перегородка східна	1,869	18,27	-	29	6,6	0,225	-	-	-	0,225
Внутрішня перегородка північна	1,869	15,5	3,75	29	6,6	0,187	0,048	-	-	0,187
Перекриття	2,128	19,575	-	24,1	1,7	0,015	-	-	-	0,015
Покриття	0,27	19,375	-	29	6,6	0,035	-	0,094	-	0,129
Кабінет 3										
Стіна зовнішня південна	1,133	10,5	-	29	6,6	0,079	-	-	-	0,079
Стіна зовнішня південно-західна	1,133	11,102	2,817	29	6,6	0,083	0,036	0,142	0,38	0,641
Стіна зовнішня західна	1,133	13,799	3,4	29	6,6	0,103	0,044	0,206	0,514	0,867
Стіна зовнішня північно-західна	1,133	11,015	2,795	29	6,6	0,082	0,036	-	-	0,117
Стіна зовнішня північна	1,133	10,5	-	29	6,6	0,079	-	-	-	0,079
Покриття	0,27	37,713	-	29	6,6	0,067	-	0,18	-	0,247

Теплопритоки від їжі, що остигає

У залах ресторану істотна частка теплоти виділяється від їжі, що остигає. Тепловиділення від їжі, що остигає (у Вт) визначають по формулі [7]

$$Q_n = \frac{mc(t_n - t_k)n_p}{z} \quad (3.6)$$

де $t = 0,85$ — середня вага блюд, що доводяться на один що обідає, кг;

$c = 3,35$ — середня теплоємність блюд, кДж / (кг К);

$t_n = 70$ °С — середня температура блюд, що надходять в обідній зал, °С;

$t_k = 40$ °С — те ж у момент споживання, °С;

Z — тривалість прийому їжі одним відвідувачем (для ресторанів — 1 година, для їдалень без самообслуговування — 0,5—0,75 години, із самообслуговуванням — 0,34 години);

n — число місць в обідньому залі.

											Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата							

КВ 06.006.007 ДП ПЗ

Результати розрахунку теплопритоків від їжі, що остигає, наведені в таблиці 3.4.

Теплопритоки від людей

Кількість теплоти, виділюваної людьми (у Вт), підраховують по формулі [4]

$$Q_{4л} = q_{чел} n, \quad (3.7)$$

де $q_{чел}$ - кількість теплоти, виділюваної однією людиною залежно від температури повітря в приміщенні й роду виконуваної роботи; n - число людей, що одночасно перебувають у приміщенні (у торговельних залах підприємств живлення приймається рівним числу посадкових місць).

Тепло- і вологовиділення від людей (на 1 чоловік) наведені в додатку 5 [4]. Кількість людей у приміщеннях наведені в таблиці 3.2. Результати розрахунку теплопритоків від людей наведені в таблиці 3.4.

Теплопритоки від устаткування.

Кількість теплоти, виділювана встаткуванням, залежить від цілого ряду причин: застосовуваного способу обігріву (газ або електрика), оснащеності даного підприємства встаткуванням, режиму роботи підприємства, а також від потужності й режиму роботи кожної одиниці технологічного встаткування.

Для встаткування, що обігривається природним газом, підрахунок теплопритоків ускладнюється тим, що не вся теплота, отримана при згорянні газу, виділяється в приміщення. Частина її становить втрати теплоти з газами, що йдуть:

$$Q_{топ} = Q_{ном} + Q_{ух} \quad (3.8)$$

де $Q_{топ}$ - кількість теплоти, виділюваної в топленні згорянні газу, кВт;

$Q_{ном}$ - кількість теплоти, виділюваної встаткуванням у приміщенні (складається з корисної теплоти, що витрачається безпосередньо на

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

готування їжі, і із втрат теплоти зовнішніми огороженнями встаткування) , кВт;

Q_{xy} – втрата теплоти з газами, що йдуть, кВт.

Кількість теплоти $Q_{об}^{газ}$ (у кВт) , виділюваної газовим тепловим устаткуванням, визначають по формулі

$$Q_{об}^{газ} = Q_{мон} K K_0 K_u \quad (3.9)$$

де $Q_{мон} = V Q_p^H$ - кількість теплоти, виділюваної при згорянні газу, кВт;

V – об'ємна витрата газу при нормальних умовах, м³/з;

Q_p^H - теплотворна здатність 1 м³ газу, при нормальних умовах, рівна 35600 кДж/м³;

K – коефіцієнт, що враховує одночасність роботи однотипного встаткування (для їдалень $K_0=0,8$, для ресторанів і кафе $K_0=0,6$);

K_u - коефіцієнт використання встаткування (виражає тривалість безперервної роботи встаткування протягом зміни в перерахуванні на 1/ робочу годину.

Тепловиділення від одиниці встаткування, що обігривається пором, можна приймати, за даними А. А. Гоголіна, рівним 1,3 кВт на 1 м² зовнішній неpolірованої поверхні, 0,49 кВт – polірованої й 0,33 кВт – для поверхні, покритою ізоляцією.

Для встаткування з електричним обігрівом тепловиділення $Q_{об}^{эл}$ (у кВт) підраховують по формулі

$$Q_{об}^{эл} = \sum N_{эл.н} K_u K_0 \quad (3.10)$$

де $\sum N_{эл.н}$ - сумарна потужність всіх електронагрівників даного встаткування, кВт.

Теплоту, виділювану електродвигунами механічного встаткування, $Q_{эл.дв}$ (у кВт) визначають по формулі

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{зл.дв} = \sum N_{зл.дв} K_u K_0 \quad (3.11)$$

де $\sum N_{зл.дв}$ - сумарна потужність всіх електродвигунів механічного встаткування, кВт.

Значення K_u для підприємств живлення наведені вище. Для переробних цехів м'ясокомбінатів приймають $K_u = 0,65$ для встаткування машинних залів (вовчки, куттери) і $K_u = 0,25$ для встаткування шприцовочної.

У технологічних цехах ресторану встановлене наступне встаткування: у посудомийній – посудомийна машина Jemi GS-18; у м'ясо-рибному цеху – жарочна шафа ШЖЭ-1, м'ясорубка МММ-80; в овочевому цеху – апарат пароварочний АП-1, протирочно-різальна машина МПР-350М; у борошняному цеху – пекарська шафа ЭШ-2до, тестомісильна машина ТММ-03, хліборізнааа2 машина АХМ300Т2, у гарячому цеху – плита газова ПГК-49Ж, плита електрична ЭП-4ЖШ, казан КПЭМ-60, сковорода електрична СЭП-0,25, шафа шашликова ШШЭ-2, мармит МЭП-2Б. Характеристика встаткування наведена в додатку Ж.

Результати розрахунку теплопритоків від устаткування наведені в таблиці 3.4.

Теплопритоки від освітлення

Теплопритоки від електричного висвітлення визначають за фактичною або проектною електричною потужністю освітлення, а при відсутності цих даних - шляхом множення норм рівня освітленості, наведених у додатку К, на питоми виділення теплоти для люмінесцентних ламп [7]. Якщо освітлення виконується лампами накаливання, то вводиться поправочний коефіцієнт 2,75.

Результати розрахунку теплопритоків від електричного освітлення наведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 - Зведена таблиця теплопритоків

Приміщення	Теплоприток					Загальне теплове навантаження, кВт
	Від обгороджувачих конструкцій, кВт	Від остигаючої їжі, кВт	Від людей, кВт	Від обладнання, кВт	Від освітлення, кВт	
Зал 1	2,816	2,136	11,709	-	0,017	16,678
Зал 2	2,772	1,424	7,098	-	0,017	11,311

VIP-зал 1	0,979	0,237	1,252	-	0,024	2,492
VIP-зал 2	1,85	0,475	2,509	-	0,024	4,858
Більярдна	2,777	-	1,68	-	0,017	4,474
Посудомийна	0,86	-	0,39	1,2	0,061	2,511
М'ясо-рибний цех	0,863	-	0,39	1,201	0,061	2,515
Овочевий цех	0,843	-	0,39	1,89	0,061	3,184
Борошняний цех	0,412	-	0,39	2,72	0,061	3,583
Гарячий цех	2,102	-	0,52	19,615	0,044	22,281
Кабінет 1	1,532	-	0,072	0,195	0,037	1,836
Кабінет 2	1,265	-	0,072	0,165	0,037	1,539
Кабінет 3	1,93	-	0,216	0,65	0,037	2,838
Разом						80,101

3.3 Розрахунок вологопритоків у приміщення

Вологопритоки від їжі, що остигає

Вологовиділення від гарячої їжі в залах ресторану визначають по формулі [7]

$$W_n = \frac{kmc(t_n - t_k)n}{z(2500 + 1,8t_{cp})} \quad (3.12)$$

де $do = 0,34$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність споживання їжі, а також наявність жирової плівки, що утрудняє випар вологи; $t_{cp} = \frac{(t_n + t_k)}{2}$ – середня температура їжі.

Результати розрахунку вологопритоків від їжі, що остигає, наведені в таблиці 3.4.

Вологопритоки від людей

Кількість вологи, виділюваної людьми, $W_{л}$ (у кг/с) підраховують по формулі [4]

$$W_{л} = w_{чел}n, \quad (3.13)$$

де $w_{чел}$ – вологовиділення однієї людини, кг/з; n - число людей у приміщенні.

Вологовиділення залежно від температури повітря в приміщенні й роду виконуваної роботи наведені в додатку 5. Число людей у кожному приміщенні наведено в таблиці 3.2.

Результати розрахунку вологопритоків від людей наведені в таблиці 3.4.

						КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			

Вологопритоки від змочених поверхонь

Вологовиділення зі змоченої поверхні встаткування й підлоги (W_n , кг/с) визначають по наближеній формулі [9]

$$W_n = \frac{0,006F(t_c - t_m)}{3600}, \quad (3.14)$$

де F – площа мокрої поверхні підлоги; t_c и t_m – температура повітря в приміщенні відповідно по сухому й мокрому термометрі.

Результати розрахунку вологопритоків від змочених поверхонь наведені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4. Вологопритоки в приміщення

Приміщення	Вологоприток			
	Від їжі, що остигає кг/с	Від людей, кг/с	Від змочених поверхонь, кг/с	Сумарний вологоприток, кг/с
Зал 1	0,000357	0,00222	0,001201	0,003269
Зал 2	0,000217	0,001395	0,000812	0,002181
VIP-зал 1	0,000037	0,000251	0,000137	0,000383
VIP-зал 2	0,000071	0,000485	0,000277	0,000769
Більярдна	-	0,000585	0,001133	0,001718
Посудомийна	-	0,000362	0,000462	0,000824
М'ясо-рибний цех	-	0,000194	0,000108	0,000302
Овочевий цех	-	0,000194	0,000089	0,000283
Борошняний цех	-	0,000194	0,000088	0,000282
Гарячий цех	-	0,000194	0,000088	0,000282
Кабінет 1	-	0,000018	0,000148	0,000166
Кабінет 2	-	0,000018	0,000144	0,000162
Кабінет 3	-	0,000053	0,000277	0,00033
			Разом	0,011809

3.4 Зведена таблиця тепло і вологоприпливів об'єкту завдання

Таблиця 3.5 - Зведена таблиця теплопритоків і волоприпливів

Приміщення	Загальне теплове навантаження, кВт	Сумарний вологоприток, кг/с
Зал 1	16,678	0,003269
Зал 2	11,311	0,002181
VIP-зал 1	2,492	0,000383
VIP-зал 2	4,858	0,000769
Більярдна	4,474	0,001718
Посудомийна	2,511	0,000824
М'ясо-рибний цех	2,515	0,000302
Овочевий цех	3,184	0,000283
Борошняний цех	3,583	0,000282
Гарячий цех	22,281	0,000282
Кабінет 1	1,836	0,000166
Кабінет 2	1,539	0,000162
Кабінет 3	2,838	0,00033
Разом	80,101	0,011809

3.5 Визначення витрати повітря припливної установки

Вибір і улаштування схеми обробки повітря

Визначаємо об'ємна витрата повітря, яким необхідно подавати в кондиціонуєме приміщення, з умови видалення теплопритоків:

$$L = \frac{\sum q_n}{\rho(i_B - i_n)} = \frac{\sum q_n}{\rho c \Delta t_p} \quad (3.15)$$

де ρ – щільність повітря при $t = t_n$, кг/м³;

c – питома теплоємність повітря при $t = t_n$, кДж/кг;

Δt_p – припустима (робоча) різниця температур, °С;

i_B, i_n – питомі ентальпія приточного й внутрішнього повітря (у крапках П и В). 31

Визначаємо об'ємна витрата зовнішнього повітря по формулі

$$L_n = n L_{тр}, \quad (3.15)$$

де n – число людей у приміщенні; $L_{тр}$ – необхідна об'ємна витрата повітря (у м³/ч) у приміщенні по нормах на одну людину: приймаємо 25 м³/ч.

Визначаємо витрата рециркуляційного повітря

$$L_p = L_n - L_n \quad (3.16)$$

Результати розрахунку: тепловологісне відношення - $\varepsilon_n = 9715$ кДж/кг;

витрата приточного повітря – $L = 7$ м³/з; витрата зовнішнього повітря - $L_n = 3,2$ м³/з; витрата рециркуляційного повітря $L_p = 3,8$ м³/с.

З результатів розрахунку видно, що більшу частину приточного повітря становить рециркуляційне. Тому для даних умов доцільно застосовувати схеми з рециркуляцією повітря. Отже, приймаємо схему з першою рециркуляцією. Побудова процесів обробки повітря в I-d діаграмі здійснюємо відповідно до вищевикладеної методики [4].

Визначаємо теплове навантаження на повітроохолоджувач по формулі [4]:

$$Q_0 = L_n \rho (i_n - i_{к1}) \quad (3.17)$$

Визначаємо витрата теплоти в повітронагрівачі другого підігріву

$$Q_{II} = L_n \rho (i_{к1} - i_k) \quad (3.18)$$

Результати: $Q_0=200,69\text{кВт}$; $Q_{II}=25,25\text{ кВт}$.

3.6 Побудова в d,h діаграмі процесів обробки повітря

Витрати холоду й теплоти в системах з рециркуляцією внутрішнього повітря менше, ніж у прямооточних системах. Тому якщо тільки санітарні норми допускають рециркуляцію, необхідно її використовувати.

Побудова процесів обробки повітря в $i - d$ -діаграмі подібно з таким для прямооточних систем. Основне розходження полягає в тім, що тепловологісній обробці в кондиціонері піддається не зовнішньої повітря, а його суміш із рециркуляційним. Тому побудову процесів починають із визначення витрати зовнішнього повітря $L_{\text{н}}$, приточного $L_{\text{п}}$ й рециркуляційного повітря $L_{\text{р}} = L_{\text{п}} - L_{\text{н}}$.

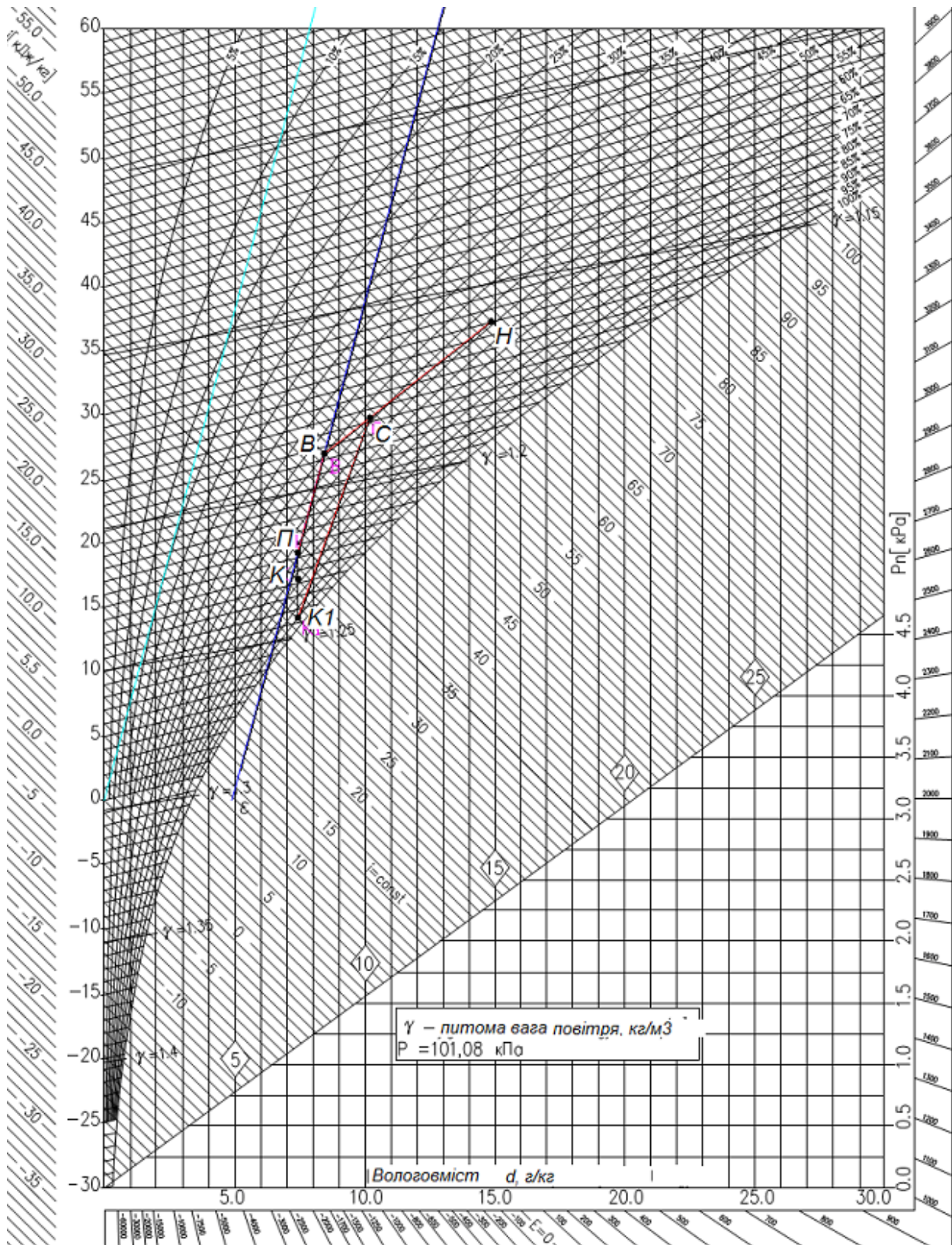
Розглянемо послідовність побудови обробки повітря для літнього розрахункового режиму на мал., на якому показані тільки апарати, що беруть участь в обробці.

На $i - d$ - діаграму наносять точки H , B і $П$, що відповідають параметрам зовнішнього, внутрішнього й приточного повітря, а також лінію лучачи процесу зміни параметрів повітря в приміщенні $\varepsilon_{\text{л}}$.

Для СКП із першою рециркуляцією положення точки суміші на лінії, що з'єднує B і H , знаходять на перетинанні цієї лінії з ізоентальпією i_c , значення якої знаходять за правилом змішання:

$$i_c = \frac{L_{\text{н}}\rho_{\text{н}} i_{\text{н}} + L_{\text{р}}\rho_{\text{р}} i_{\text{р}}}{L_{\text{н}}\rho_{\text{н}} + L_{\text{р}}\rho_{\text{р}}} \quad (3.19)$$

						КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			



Малюнок 3.4

Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

КВ 06.006.007 ДП ПЗ

Лист

де i_n й ρ_n - ентальпія (у кДж/кг) і щільність (у кг/м³) зовнішні повітря; $i_p = i_s$ і $\rho_p = \rho_s$ - ентальпія й щільність рециркуляційного повітря, прийняті рівними ентальпії й густини внутрішнього повітря.

Далі при побудові режиму обробки проводять через точку $П$ вертикальну лінію ($d = const$) до перетинання з лінією $\varphi = 0,95$ (точка K_1) і з'єднують точки C і K_1 прямою лінією. Температуру повітря в точці K (на виході повітронагрівача другого підігріву) приймають на 1-2⁰С нижче, ніж у точці $П$.

Теплове навантаження на повітроохолоджувач (у кВт) визначають по формулі

$$Q_0 = L_n \rho (i_c - i_{x_1}) \quad (3.20)$$

Теплове навантаження на повітронагрівач другого підігріву знаходять по формулі

$$Q_{II} = L_n \rho (i_x - i_{x_1}) \quad (3.21)$$

де i_c , i_x , i_{x_1} - питомі ентальпії у відповідних крапках, кДж/кг; ρ - середня щільність повітря в процесі охолодження або нагрівання.

При побудові процесу обробки повітря у СКП із першою й другою рециркуляцією необхідно визначити кількість повітря, що проходить через повітроохолоджувач і байпас L_b .

Беремо до уваги, що параметри точки K повинні бути однакові для обох схем обробки: у СКП із першою рециркуляцією це параметри повітря після повітронагрівача II підігріву, а у СКП із першою й другою рециркуляцією це параметри повітря після другого змішання. Тому проводимо лінію BK до перетинання з лінією $\varphi = 0,95$ в точці K_2 і вимірюємо довжину відрізків K_2K і KB . Співвідношення кількості повітря, що проходять через обвідної канал (байпас) і повітроохолоджувач, знаходять за правилом змішання:

$$\frac{L_b}{L_{eo}} = \frac{K_2K}{BK} \quad (3.22)$$

звідки, з урахуванням балансу повітряних потоків:

$$L_{\text{eo}} = \frac{L_p}{1 + K_2 K / BK} \quad (3.23)$$

$$L_{\text{б}} = L_p + L_{\text{eo}} \quad (3.24)$$

Стан повітря після першого змішання характеризується крапкою C_2 , що лежить на лінії BH . Параметри повітря в цій точці знаходимо за правилом змішання потоків L_{eo} і $L_{\text{н}}$.

Теплову навантаження на повітроохолоджувач у СКП із першою й другою рециркуляцією

$$Q_0 = L_{\text{eo}} \rho (i_{c1} + i_{k1} i'_{k1}) \quad (3.25)$$

Визначаємо тепловологісне відношення по формулі [4]

$$\varepsilon_{\text{п}} = \frac{\sum Q_{\text{п}}}{\sum W} + i_w \quad (3.26)$$

$$i_w = 2500 + 1,8t \quad (3.27)$$

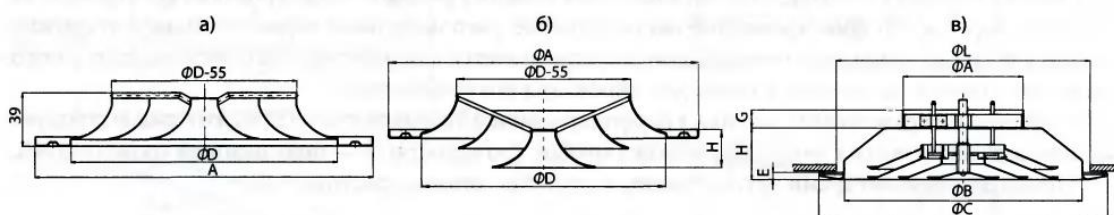
$$\varepsilon_{\text{п}} = 9715 \text{ кДж/кг}$$

3.7 Розрахунок і вибір обладнання припливної установки

Дифузори

Як повітророзподільні пристрої у всіх кондиціонуємих приміщеннях використовуються стельові дифузори.

Дифузори виготовляють із листової сталі, алюмінію або пластмаси. Завдяки високій ежекційній здатності вони дозволяють розподіляти повітря при³⁴ більших значеннях робочої різниці температур у порівнянні з вентиляційними ґратами – 4-6°C, максимальне значення – 8°C. При значній пропускній здатності створюють невеликий рівень шумів.



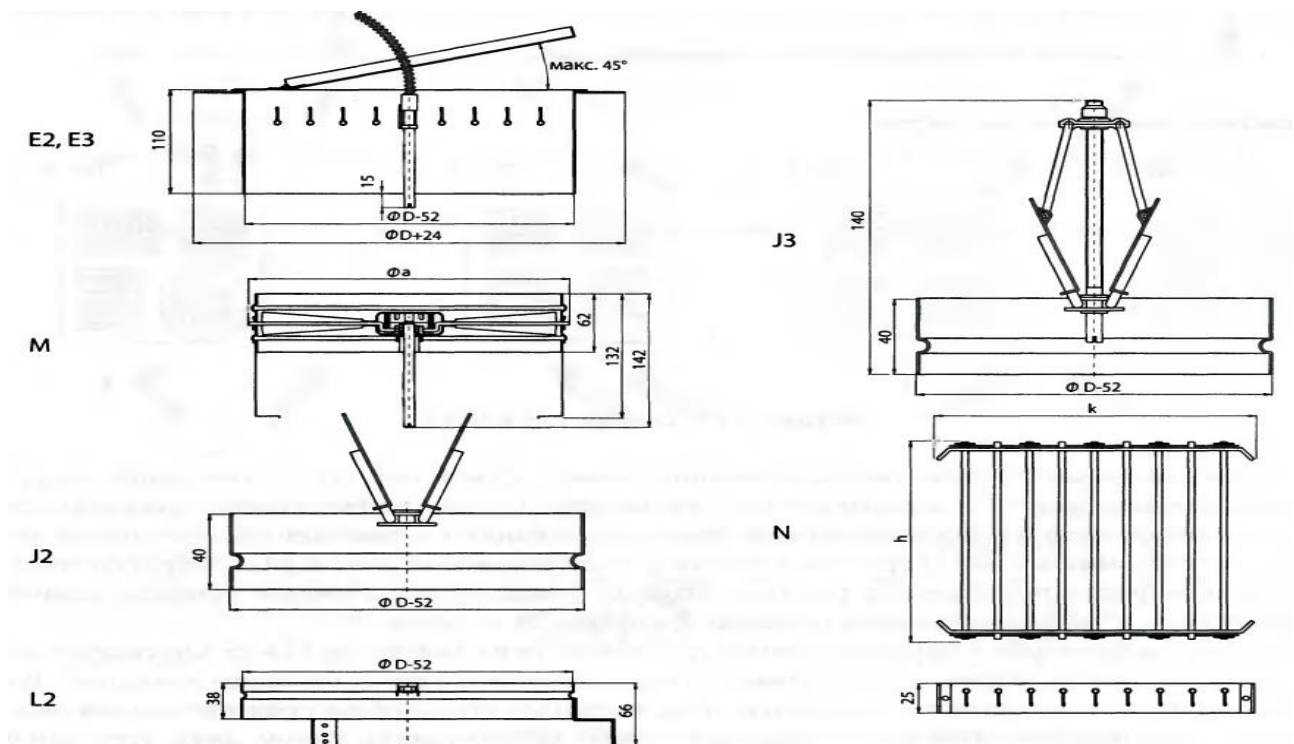
Малюнок 3.5

						КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			

Малюнок 3.5. Профілі дифузорів: а) фіксовані в одній площині; б) фіксовані в різних площинах; в) рухливі переміщувані уздовж осі

У комплекті з дифузором поставляють регулятори для зміни витрати повітря через дифузор, а отже, і швидкості повітря в струмені і її далекобійності. Регулятори виготовляють із листових сталей, для захисту від корозії покривають водоемульсійною чорною фарбою.

Регулятор J2 містить у собі дві незалежно поворотні заслінки, що набудовуються. Він використовується для зміни напрямку потоку й регулювання витрати повітря через дифузор. Можливе кріплення круглого дифузора до убудованої траверси по центрі.



Малюнок 3.6. Регулятори для дифузорів
Аеродинамічний розрахунок повітряних мереж.

Розподіл повітря в системах кондиціонування й вентиляції здійснюється по більш-менш складній системі повітропроводів. Мова може йти й про найпростіший одиночний повітропровід, і про складну розгалужену систему повітропроводів, що обслуговують цілий поверх або весь будинок. В обох

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

випадках мова йде про повітророзподільну мережу, що повинна відповідати певним вимогам:

- : забезпечувати продуктивність по повітрю;
- : мати мінімальні втрати напору;
- : мати швидкість потоку повітря задовольняючим вимогам санітарних норм;
- : мати рівень шумів, не перевищуючий припустимий по санітарних нормах;
- : бути герметичною;
- : при необхідності повітропроводи повинні мати відповідну тепло-, звуко- або пароізоляцію;
- : простір, займаний повітропроводами, повинен бути мінімальним.

Системи повітряних комунікацій класифікуються за швидкістю потоку повітря й робочому тиску.

Класифікація за швидкістю підрозділяє повітропроводи на малошвидкісні (зі швидкістю повітря в каналі, що не перевищує 13 м/с) і високошвидкісні канали (зі значеннями від 13 до 25 м/с). Витяжні канали завжди розраховуються як малошвидкісні.

Класифікація по тиску підрозділяє їх на повітропроводи низького тиску зі значеннями до 900 Па (близько 100 мм вод. ст.); середнього тиску зі значеннями від 900 до 1700 Па (100-170 мм вод. ст.) і високого тиску зі значеннями від 1700 до 3000 Па (170-300 мм вод. ст.).

Для невеликих приміщень застосовуються винятково системи повітропроводів низькошвидкісні й низького тиску.

Установки високошвидкісні й високого тиску застосовуються в великих будинках, особливо в будинках підвищеної висотності, тому що дають більші переваги при мінімізації перетинів вентиляційних каналів. Проблема використання таких повітропроводів полягає в їхній підвищеній гучності, що залежить від швидкості потоку повітря.

Загальний тиск, створений вентилятором, являє собою суму статичного й динамічного тиску й повинен відповідати загальним втратам напору на шляху руху повітря. Такі втрати напору виникають: за рахунок тертя повітря об стінки

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

повітропроводу, через вигини й повороти, зміни перетинів повітропроводу й т.д. Всі ці втрати повинні бути врівноважені загальним тиском, створюваним вентилятором. Зазначені втрати напору впливають значною мірою на споживання електроенергії вентилятором, тому доцільно вести проектування повітропроводів і здійснювати їхній монтаж по можливості з меншою кількістю вигинів, поворотів і змін перетину.

Розрахунок мережі повітропроводів у загальному виді зводиться до визначення втрат тиску у повітропроводах при даній витраті повітря.

Задаються перетином або діаметром повітропроводів і визначають швидкість повітря при проєктованій витраті й відповідні втрати тиску у повітропроводі на 1 м довжини.

Сумарні втрати тиску у повітропроводах визначаються по формулі

$$\Delta P = R \cdot l + z, \text{ кг/м}^2, \quad (3.28)$$

де R — втрати тиску на тертя, кг/м^2 на 1 пог. м повітропроводу;

l — довжина повітропроводу, м;

z — втрати тиску на місцеві опори, кг/м^2 .

При температурі повітряного потоку, що відрізняється від 20°C , на втрати тиску, підраховані по вищевказаній формулі, варто вводити поправочні коефіцієнти, відповідно, на тертя й на місцеві опори.

Втрати тиску на тертя в круглих повітропроводах можна визначити по формулі

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g} \cdot l, \text{ кг/м}^2, \quad (3.29)$$

де x — коефіцієнт опору тертю;

l — довжина повітропроводу, м;

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

d — діаметр повітропроводу, м;

v — швидкість повітря, м/с;

γ — об'ємна вага повітря, кг/м³;

g — прискорення сили ваги, м/с²;

v^2g — швидкісне (динамічне) тиск, кгс/м².

Для повітропроводів прямокутного перетину за розрахункову величину діаметра d приймається еквівалентний діаметр $d_{\text{екв}}$, що визначається по формулі

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot A \cdot B}{A + B}, \quad (3.30)$$

де A и B - розміри сторін прямокутного повітропроводу, м.

Втрати тиску на місцеві опори z , кгс/м², визначаються по формулі

$$z = \sum \xi \cdot \left(\frac{v^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g} \right), \quad (3.31)$$

де $\sum \xi$ — сума коефіцієнтів місцевих опорів на розрахунковій ділянці повітропроводу.

Значення коефіцієнтів місцевих опорів ξ у табличному виді наведені в довідковій літературі.

Розрахунок і підбор повітропроводів

Задаються оптимальною швидкістю, визначають перетин або діаметр повітропровода, а також відповідні втрати тиску.

1) Накреслити аксонометричну схему системи повітропроводів. На схемі вказати порядковий номер кожної розрахункової ділянки, кількість повітря L , м³/год, і довжину кожної ділянки повітропровода, м. Спочатку прораховуємо саму віддалену від вентилятора й найбільш навантажену ділянку мережі.

2) За номограмами, задаючись швидкістю руху повітря, відповідно до вимог для даного приміщення, і знаючи кількість повітря L , що проходить по даній ділянці, вибираємо діаметр кожної ділянки повітропроводу d , потім визначаємо швидкісний тиск v^2g і відповідні втрати тиску на тертя R .

3) За табличним даними (з довідкової літератури) визначаємо суму коефіцієнтів місцевих опорів.

4) Перемножуючи отримані значення на швидкісний тиск, одержуємо величину втрат на місцеві опори z .

5) Найвищий тиск для наступних відгалужень мережі повітропроводів визначаємо як суму втрат тисків на ділянках мережі до заданого відгалуження.

Необхідно погодити всі ділянки мережі повітропроводів, тобто довести опір кожної ділянки до опору найбільш навантаженої ділянки. Погодити ділянки повітропроводів між собою можна за допомогою діафрагм, які встановлюють на найменш навантажених ділянках повітропроводів.

На практиці величина втрат тиску на тертя R на l пог. м довжини жорстких круглих повітропроводів для потоку повітря з температурою $20\text{ }^\circ\text{C}$ і об'ємною вагою $g=1,2\text{ кг/м}^3$ визначається по таблицях з довідкової літератури.

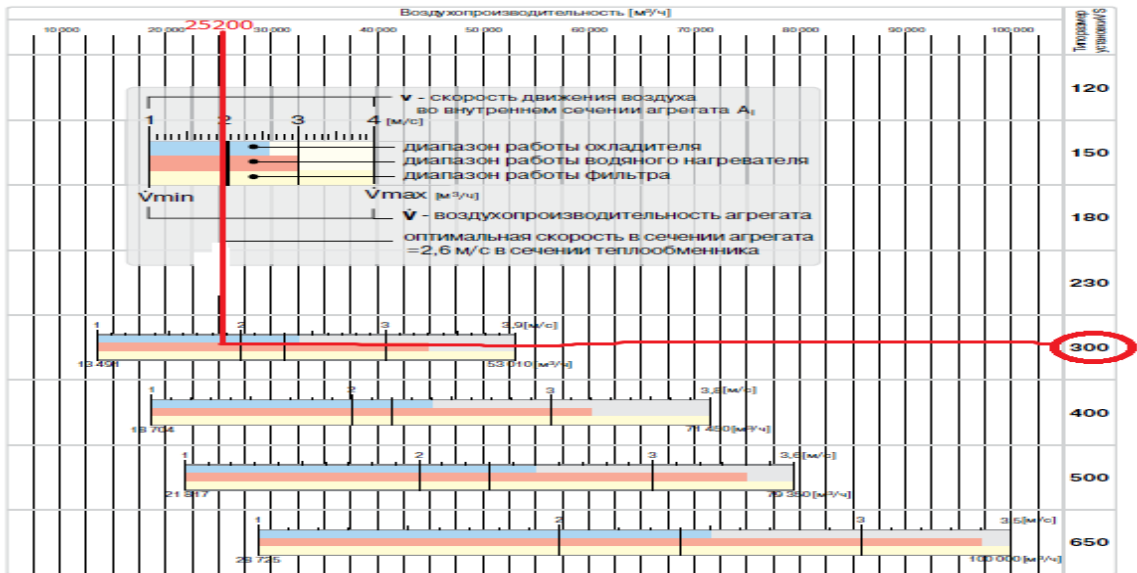
Повітропроводи прямокутного перетину. Температура приточного повітря $15,4\text{ }^\circ\text{C}$, густина – $1,223\text{ кг/м}^3$. Температура приточного повітря $22,4\text{ }^\circ\text{C}$, густина – $1,194\text{ кг/м}^3$.

Підбір обладнання припливної установки

Підбір обладнання здійснюється за каталогом корпорації VTS Group [12] з типового ряду агрегатів для кондиціонування й вентиляції Ventus.

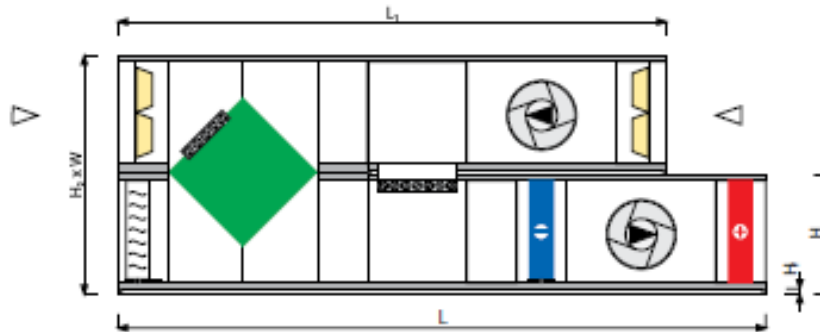
Визначаємо типорозмір агрегату з каталогу по повітропродуктивності ($L=25200\text{ м}^3/\text{ч}$): VS-300

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		



Малюнок 3.7- Вибираємо компонування агрегату

Типорозміри VS 21÷650



VS 300 R - PMCH

VS	V _{min} [M ³ /h]	V _{min} [CFM]	V _{max} * [M ³ /h]	V _{max} * [CFM]	L [MM]	L* [MM]	L ₁ [MM]	H (H ₁₀ / (H ₁₀)) [MM]	H ₂ (H ₂₀ / H ₂₀) [MM]	H ₃ * (H ₃₀ / (H ₃₀)) [MM]	W [MM]	h x w [MM]	h x w [MM]	h ₁ x w ₁ [MM]
21	1167	687	2200	1295	4050	4415	3318	488 / 544**	936 / 992**	40 / 96**	961	313x821	313x821	250x660
30	1586	933	3100	1825	4050	4415	3318	620 / 676**	1200 / 1256**	40 / 96**	961	440x821	440x821	380x613
40	1968	1152	4100	2413	4050	4415	3318	620 / 676**	1200 / 1256**	40 / 96**	1168	440x1028	440x1028	440x821
55	2878	1694	6054	3563	4781	5147	4050	755 / 811**	1470 / 1526**	40 / 96**	1339	575x1199	575x1199	440x1028
75	3805	2240	8150	4797	4781	5147	4050	875 / 931**	1710 / 1766**	40 / 96**	1480	695x1340	695x1340	575x1199
100	4863	2862	10700	6298	5147	5513	4415	975 / 1031**	1910 / 1966**	40 / 96**	1660	795x1520	795x1520	695x1340
120	5815	3423	13300	7828	5147	5513	4415	1012 / 1068**	1984 / 2040**	40 / 96**	1891	832x1751	832x1751	795x1520
150	7167	4218	16400	9653	5878	6244	5147	1113 / 1169**	2186 / 2242**	40 / 96**	2085	933x1945	933x1945	795x1520
180	8640	5085	19900	11713	5878	5878	5147	/ 1357	/ 2714	/ 80	2085	1137x1945	1137x1945	795x1520
230	10398	6120	24600	14479	5878	5878	5147	/ 1357	/ 2714	/ 80	2493	1137x2353	1137x2353	740x1913
300	13491	7941	32900	19364	6975	6975	6244	/ 1656	/ 3312	/ 80	2585	1436x2445	1436x2445	933x1945
400	18704	11009	44500	26192	6975	6975	6244	/ 1889	/ 3778	/ 80	3085	1669x2945	1669x2945	933x2650
500	21817	12841	54000	31783	7341	7341	6610	/ 1889	/ 3778	/ 80	3585	1669x3445	1669x3445	1199x3150
650	28725	16907	71400	42025	8438	8438	7707	/ 2366	/ 4732	/ 80	3697	2146x3557	2146x3557	1520x3250

Малюнок 3.8 - Компонування агрегату

3.8 Розрахунок основного холодильного обладнання

Як охолоджувач у кондиціонері використовується хладоновий охолоджувач, що є випарником холодильної машини.

Розраховуємо одноступінчасту хладонову холодильну машину з регенеративним теплообмінником.

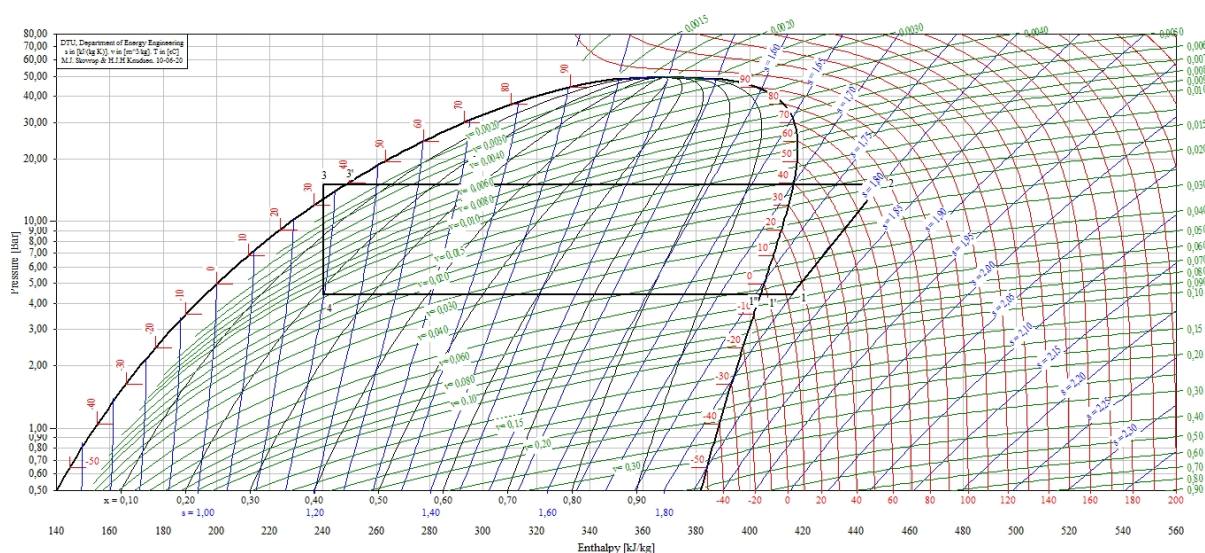
Як холодоагент вибираємо **фреон R32**.

Температура кипіння холодоагенту приймається на 14-16 °C нижче температури середовища [4]. Середовище – оброблюване повітря з температурою $t = 10,4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Отже, $t_0 = 10,4 - 14 = -3,6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура конденсації приймається на 10 °C вище розрахункової температури зовнішнього повітря. Отже, $t_k = 29 + 10 = 39$

Перегрів пар у випарнику й трубопроводі приймаємо рівним 5 °C, а в теплообміннику – до 20 °C.

Будуємо холодильний цикл у діаграмі i-lgr для R32. Цикл будується за допомогою програми CoolPack [13]. Цикл наведений на малюнку 3.9.



Малюнок 3.9 – Цикл роботи холодильної машини

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальний робочий тиск, бар	32,0
Максимальний тиск спокою, бар	20,0
Кількість масла, л	7,0
Максимальний робочий струм, А	125
Струм при заблокованому роторі, А	654
Опір обмотки, Ом	0,16

По питомому тепловому навантаженню на конденсатор визначаємо площу теплопередаючої поверхні:

$$F = \frac{q_k M_T}{k \theta_m} = \frac{200,85 \cdot 1,225}{0,025 \cdot 12} = 820 \text{ м}^2$$

де k – коефіцієнт тепловіддачі конденсатора, кВт/(м²К) (для повітряних конденсаторів приймаємо 0,025 [4]);

θ_m - температурний напір, С (для повітряних конденсаторів приймаємо 12 [4]).

По площі теплопередаючої поверхні підбираємо конденсатор КВ 803-3, характеристики якого наведені в таблиці 3.8

Таблиця 3.8 - Характеристики конденсатора **КВ 803-3**

Характеристика	Значення
Номінальна потужність, кВт, при $\Delta T=15$ ДО	202,7
Витрата повітря м ³ /год	67500
Число обертів і діаметр вентилятора, хв ⁻¹ , мм	880, 3x800
Ширина, довжина, висота, мм	4165x1700x750
Вага, кг (не більше)	610
Площа теплопередаючої поверхні, м ²	824,6
Обсяг труб, дм ³	95

За питомою масовою холодопродуктивністю визначаємо площу теплопередавальної поверхні охолоджувача прямого випару:

$$F = \frac{q_k M_T}{k \theta_m} = \frac{163,77 \cdot 1,225}{0,104 \cdot 5} = 473 \text{ м}^2$$

де k – коефіцієнт тепловіддачі охолоджувача, кВт/(м².К) (для приймаємо 0,104 [12]);

θ_m - температурний напір, (для повітряних конденсаторів приймаємо 5 [12]).

По площі теплопередаючої поверхні підбираємо охолоджувач VS-300 6R.

Підбор секції нагрівання

У секції нагрівання центрального кондиціонера використовується електричний нагрівач. Необхідна потужність повітрянагрівача, розрахована по

						КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			

формулі (2.27), $L=25,256$ кВт. За каталогом [12] підбираємо електричний нагрівач VS-15 потужністю 30 кВт.

Підбор вентиляторної секції

За результатами аеродинамічного розрахунку повітропроводів підбираємо вентилятор подачі приточного повітря. З каталогу [12] підбираємо вентилятор PLUG VS-300 тиском 2300 Па, що відповідає необхідному тиску 2211,25 Па.

Також агрегат VS-300 укомплектований стандартним набором повітроочисних пристроїв (фільтрів) і приладами автоматики.

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА

4.1 Монтаж, ремонт, обслуговування системи кондиціонування і вентиляції повітря

Установка центральних кондиціонерів.

Центральні кондиціонери: це кліматичний комплекси, здатні охолоджувати, зволожувати повітря і забезпечувати вентиляцію приміщень площею від 500 кв. м. Установка центральних кондиціонерів проводиться всередині будівлі, в спеціальному підсобному (експлуатаційному приміщенні) або підвалі. Центральний кондиціонер працює тільки в парі з холодильною машиною: на базі чиллер-центральний кондиціонер (це так звані «кондиціонери на воді»), для роботи яких потрібно не фреон, а вода (або рідина - етиленгліколь) або на базі компресорно-конденсаторний блок - центральний кондиціонер, які працюють на холодоагенті (фреон).

Основні види робіт по установці промислових кондиціонерів:

1. Центральний кондиціонер призначений тільки для внутрішньої установки.
2. Монтаж фреонової траси;
3. Монтаж повітроводів;
4. Монтаж трубопроводів;
5. Монтаж дренажної системи;
6. Електромонтажні роботи.

Варто зазначити, що монтаж такого обладнання як промисловий кондиціонер потребує попереднього виїзду фахівця на об'єкт. Для правильного і грамотного підбору техніки даного типу, а також її установки, необхідно ознайомитися з умовами і характеристиками будівлі. Вартість установки промислових кондиціонерів, визначаються виходячи з складності виконуваних робіт, після огляду об'єкта і проведення необхідних розрахунків за всіма видами робіт, необхідних при установці.

Робота центрального кондиціонера не автономна, вона забезпечується за рахунок зовнішнього джерела холоду або тепла, наприклад, чиллера, системи опалення, компресорно-конденсаторного блоку, бойлера.

Кондиціонер призначений для кількох процесів одночасно: кондиціонування, вентиляція, очищення і зволоження повітря. Завдяки централізованій системі, повітря рівномірно розподіляється по всій площі приміщення.

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Складові блоки центрального кондиціонера:

Кондиціонери центрального типу виробляються у вигляді набору модулів, які відповідають за певну функцію:

Секція нагріву

Нагрівання повітря здійснюється за допомогою водяного або електричного нагрівачів. При встановленні водяного нагрівача потрібно підведення гарячої води.

Секція охолодження

Дана секція являє собою теплообмінник, водяного або фреонового типу. Відповідно, в якості холодоагенту використовується рідина або фреон. Для монтажу теплообмінника фреонового типу додатково потрібна установка компресорно-конденсаторного блоку.

Вентиляційна секція

Дана секція використовується для здійснення процесу подачі повітря у приміщення. У зв'язку з тим, що вентилятори відцентрового типу мають високу продуктивність, у більшості випадків саме їх використовують у системі центрального кондиціонування. Вентилятор може бути встановлений на виході з кондиціонера.

Звукоізолююча секція

Секція обладнана шумопоглинаючими вставками. Дані елементи виконані з шару мінеральної вати і скловолокна.

Так, шум створений вентилятором швидко поглинається і не поширюється.

Секція зволоження

Цей процес може здійснюватися за допомогою парового зволожувача. Щоб уникнути потрапляння в приміщення конденсату, рекомендовано встановлювати крапле вловлювачі.

Секція фільтрації

Завдяки фільтрам затримується понад 70% пилу і мікроалергенів, що містяться в повітрі. У випадку забруднення всі фільтри легко можна замінити. За необхідності можливе встановлення подвійної системи фільтрації. Для автоматичного контролю стану фільтрів додатково встановлюється

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

дифманометр, який дозволяє своєчасно визначити відсоток засміченості фільтрів і зробити заміну.

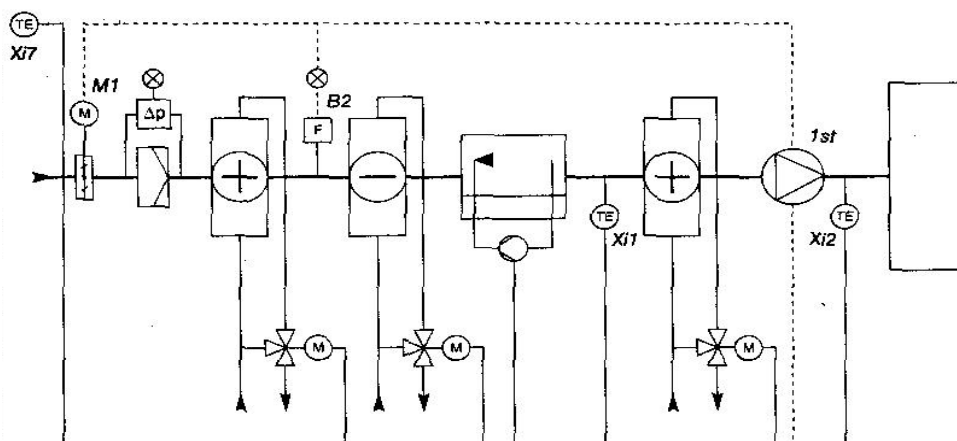
Теплові утилізатори

З метою економії енергії в кондиціонерах використовуються рекуператори, що дозволяють відновлювати тепло з повітря, що знаходиться в приміщенні.

Можливе також встановлення теплоутилізаторів. Існує кілька видів теплових утилізаторів:

- перехресні теплообмінники,
- обертові теплообмінники,
- системи з проміжним теплоносієм.

4.2 Автоматизація системи кондиціонування і вентиляції повітря



Узимку зовнішнє повітря, пройшовши вхідну заслонку, після очищення в секції фільтрації надходить на теплообмінник першого підігріву, де нагрівається до заданої температури. Вона виміряється датчиком, підключеним до входу. Потім повітря зволожується в камері зрошення. Насос цієї камери одержує команду на включення через релейний вихід щита керування. Зволожений і нагрітий до заданої температури повітря надходить на теплообмінник другого підігріву, де нагрівається до величини, установленної регулятором температури. Установка цієї температури варіюється залежно від температури зовнішнього повітря. Реальна температура приточного повітря виміряється датчиком, підключеним до входу регулятора.

Улітку перший підігрів не працює, а також через високу вологість не використовується камера зрошення. Камера зрошування може використовуватися з метою осушення повітря з умови подачі води при

						КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			

температурі нижче температури за зволженим термометром. Підтримка необхідної вологості в режимі осушення забезпечується послідовним охолодженням і нагріванням (у теплообміннику другого підігріву).

Необхідна температура після охолоджувача підтримується по датчикові температури, підключеному до входу регулятора, а температура приточного повітря - по датчикові, підключеному до входу.

Крім регулятора в щиті встановлена релейна автоматика, що забезпечує захист від заморожування по термостату і погодженість у роботі повітряної заслонки і вентилятора.

Дифманометр на фільтрі сигналізує про його засмічення; сигналізація передбачена також при спрацьовуванні системи захисту від заморожування. Обидва види сигналізації - світлові.

Для забезпечення роботи охолоджувача передбачене підключення чиллера, у якому є захист від замерзання по сигналах від датчика температури на виході із чиллера й тепловий захист компресора. Фреоновий контур захищений по низькому й високому тискові. При спрацьовуванні захисту чиллер автоматично відключається й може бути запущений після усунення неполадок.

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2 – Технічна характеристика обладнання

№	Перелік обладнання	Марка	Кількість, шт.	Холодопродуктивність, кВт	t ₀ °C	Номінальна потужність електродвигуна, кВт	Ціна, грн.
1	Компресор спіральний	DUAL SCROLL ZR 380-KCTWD	2	200,6	4	39,48	195650
2	Конденсатор повітряний	KB-803C	1			33,6	182092
3	Охолоджувач повітря	VS-3006R	1				43944
4	Агрегат приточно-втяжний	Ventus- VS-300	1				127250
5	Нагрівач електричний	VS-15	1			30	56487
6	Вентилятор радіальний	PLUG VS-300	1				14366
7	Повітропровід		100				350
8	Дифузор стельовий	KD	48				79

Загальна вартість капіталовкладень K_v в грн. на будівлю та обладнання компресорного цеху розраховується за формулою:

$$K_v = C_{\text{бд}} + C_{\text{заг}}^{\text{об}}, \quad (5.2)$$

де $C_{\text{заг}}^{\text{об}}$ – загальна вартість обладнання, грн.

$$K_v = 0 + 1067788,8 = 1067788,8 \text{ грн.}$$

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

5.3.4 Розрахунок чисельності виробничого персоналу компресорного цеху

З урахуванням повної автоматизації обладнання приймаємо 1 працівника 6 розряду для обслуговування холодильної установки з річним фондом робочого часу - 440 годин.

5.3.5 Розрахунок річного фонду заробітної платні виробничого персоналу компресорного цеху

Погодинна тарифна ставка кожного розряду розраховується від тарифної ставки першого розряду.

Тарифна ставка першого розряду розраховується за формулою:

$$T_{cl} = \frac{ЗП}{Г},$$

(5.5)

де: ЗП – мінімальна заробітна плата, встановлена державою, грн.;

Г – кількість годин роботи у місяць.

$$T_{cl} = \frac{6700}{164} = 40,85 \text{ грн.}$$

Мінімальна зарплата у погодинному вимірі з 01.01.2023 дорівнює 6700 грн.

6700 грн – мінімальна місячна заробітна плата, грн.

164 годин – середньомісячна кількість робочих годин ($1987/12 = 164$)

Норма тривалості робочого часу в годинах при 40-годинному робочому тижні – 1987 год.

Тарифна ставка другого та послідуєчих розрядів розраховується за формулою:

$$T_{c6} = T_{cl} \cdot TK_6,$$

(5.6)

де ТК – тарифний коефіцієнт відповідно для кожного тарифу.

Розрахунок тарифної ставки 6 розряду:

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_c(6p) = 40,85 \cdot 1,8 = 73,53 \text{ грн.}$$

Тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу розраховується за формулою:

$$T_{\phi} = T_c \cdot E_{\phi} \cdot K,$$

(5.7)

де T_c – середня годинна тарифна ставка, грн.;

E_{ϕ} – ефективний фонд робочого часу, годин;

K – кількість працівників компресорного цеху.

Основний фонд заробітної плати розраховуються за формулою:

$$O_{\phi} = T_{\phi} + \sum D$$

(5.8) де T_{ϕ} – тарифний фонд зарплати, грн.;

D – сума доплат за умови праці та нічний час, грн. (25% від тарифного фонду заробітної плати):

$$\sum D = T_{\phi} \cdot \frac{25}{100}$$

(5.9)

Додатковий фонд заробітної плати розраховується за формулою:

$$D = \frac{T_{\phi} \cdot d}{100}$$

(5.10)

де d – відсоток додаткового фонду (10%);

Річний фонд розраховується за формулою:

$$P_{\phi} = O_{\phi} + D_{\phi}$$

(5.11)

Відчислення від річного фонду заробітної плати виконується за формулою:

$$B_c = \frac{P_{\phi} \cdot p}{100}$$

(5.12)

де p – відсоток відрахувань від річного фонду (ЄСВ=22%).

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунки заносяться у таблицю 5.6.

Таблиця 5.6 – Розрахунок фонду оплати праці

Назва показника	Формула	Розрахунок
T_c – середня годинна тарифна ставка, грн	T_c	73,53
ЕФ – ефективний фонд робочого часу, годин.	Еф	440
К – кількість працівників компресорного цеху	К	1
T_ϕ - тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу	$T_\phi = T_c \cdot E_\phi \cdot K$, грн	32353,2

Продовження таблиці 5.6

Д - сума доплат за умови праці та нічний час, грн. (25% від тарифного фонду заробітної плати).	$\sum D = T_\phi \cdot 25 / 100$, грн	8088,3
O_ϕ - основний фонд заробітної плати	$O_\phi = T_\phi + \sum D$	40441,5
D_ϕ - додатковий фонд заробітної плати	$D_\phi = (T_\phi \cdot d) / 100$, грн	3235,3
P_ϕ - річний фонд	$P_\phi = O_\phi + D_\phi$, грн.	43677
B_c - відрахування від річного фонду заробітної плати	$B_c = (P_\phi \cdot p) / 100$, грн	9609

Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

КВ 06.006.007 ДП ПЗ

Лист

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 5

Економічні розрахунки підтверджують економічну ефективність системи вентиляції і кондиціонування повітря для приміщення студентської їдальні «BISTRO» на 230 посадкових місця, м. Харків з середнім рівнем собівартості за одиницю холоду (0,75 грн. за 1000 кДж) у порівнянні з середньогалузевим рівнем, що вказує на високий рівень конкурентоспроможності на ринку холоду.

Собівартість одиниці холоду є результатом науково-обґрунтованого проектування з підбором високопродуктивного та високотехнологічного обладнання з економічними характеристиками.

Отже, проєкт системи вентиляції і кондиціонування повітря для приміщення студентської їдальні «BISTRO» на 230 посадкових місця, м. Харків можна вважати доцільним та економічно вигідним.

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ

Вступ

Державна політика України в галузі охорони праці базується на ряді принципів, основними з яких є пріоритет життя і здоров'я працівників, повна відповідальність роботодавця за створення безпечних та належних умов праці, підвищення рівня промислової безпеки, комплексне розв'язання завдань з охорони праці, соціальний захист працівників, повне відшкодування шкоди особам, які потерпіли від нещасних випадків на виробництві та професійних захворювань.

Темою дипломного проекту розглядається питання розробки системи кондиціонування і вентиляції повітря для приміщення студентської їдальні. Тому розглянемо основні вимоги, які необхідно дотримуватися для безпеки праці працівників.

Кондиціоноване повітря допомагає пережити періоди великої жари, що в останні роки стають все більш інтенсивними. Поряд з охолодженням повітря, такі установки знижують надмірну вологість повітря, яка головним чином є відповідальною за більшість недомог людини. Кондиціонер можна використовувати і як обігрівальний прилад у міжсезоння.

6.1 Класифікація систем кондиціонування та вентиляції

Кондиціонування повітря здійснюється комплексом технічних засобів, який називається системою кондиціонування повітря (СКП). До складу СКП входять технічні засоби забору повітря, підготовки, тобто надання необхідних властивостей (фільтри, теплообмінники зволожувачі чи осушувачі повітря), переміщення (вентилятори) та його розподілу, а також засоби холодо- та тепlopостачання, автоматики, дистанційного керування та контролю. СКП великих громадських, адміністративних приміщень 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 та переміщення повітря компонується в єдиному корпусі у пристрої, який називається кондиціонером.. У багатьох випадках усі технічні засоби для кондиціонування повітря скомпоновані в одному блоці або двох блоках, і тоді поняття «СКП» та «кондиціонер» є однозначними.

Сучасні системи кондиціонування можуть бути класифіковані за:

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

більше двох років, то кількість фреону в системі впаде нижче допустимого рівня, що позначиться на роботі компресора (настапає перегрів) і кондиціонера в цілому..

Першими ознаками зменшення кількості холодоагенту в систему є утворення інею або льоду на штуцерних з'єднаннях зовнішнього блоку (місце приєднання г мідних трубок) і так само недостатнє охолодження повітря в приміщенні.

Всі фреони – є галогенопохідними метану (CH₄) і етану (C₂H₆), які одержують шляхом заміщення атомів Гідрогену атомами Хлору (Cl) і Флуору (F). Від кількості заміщених атомів Гідрогену залежать фізичні властивості фреону: зі зменшенням кількості атомів Гідрогену зростає стабільність речовини і знижується її горючість. Разом з тим, зі збільшенням кількості атомів Хлору зростає токсичність і озоноруйнуюча здатність холодоагенту

Шкоду, якої завдають фреони озоновому шару оцінюється величиною озоноруйнуючого потенціалу, який для озонобезпечних фреонів дорівнює “0” (R-410A, R-407C, R-134A) і для озоноруйнуючих – від 1 (R-12) до 13 (R-10, R-110).

Правила установки кондиціонера.

- Лінії живлення необхідно забезпечувати автономним пристроєм електричного захисту незалежно від наявності захисту на загальній лінії;
- Зовнішній простір і стіни будівель навколо кондиціонерів мають бути розчищені від гілок дерев, витких рослин та інших предметів, конструкцій з горючих матеріалів в радіусі не менше 1,5 м;

Як підготувати приміщення для правильної експлуатації:

Використовуючи правила безпечного використання кондиціонеру, терміг його експлуатації можна значно продовжити.

Установку кондиціонера треба продумати таким чином, щоб при роботі в охолоджуючому режимі на нього не потрапляли сонячні промені. Такий варіант установки і експлуатації вбереже внутрішню частину обладнання від перенапруги. Також в сонячні дні, жалюзі або штори в приміщенні, де працює кондиціонер, краще тримати в закритому положення. Відсутність прямого світлового потоку буде сприяти безперешкодному проходженню світлодіодного сигналу з пульта дистанційного керування кондиціонером.

6.2 Вентиляція

Вентиляцією називається сукупність заходів та пристроїв, що використовуються при організації повітрообміну, для забезпечення заданого стану повітряного середовища в приміщеннях та на робочих місцях, у відповідності до БНіП (Будівельних норм).

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		



6.2.2 Механічна вентиляція

В механічних системах вентиляції використовуються обладнання та прилади (вентилятори, електродвигуни, повітрянагрівачі, пиловловлювачі, автоматика та ін.), які дозволяють переміщувати повітря на значні відстані.

Такі системи можуть подавати та видаляти повітря з локальних зон приміщення у необхідній кількості, незалежно від мінливих умов навколишнього повітряного середовища. За необхідності повітря піддають різним видам обробки (очищенню, нагріванню, зволоженню і т.д.), що практично неможливо в системах із природним нагнітанням.

На практиці часто передбачають так звану «змішану вентиляцію», тобто одночасно природну та механічну вентиляції. У кожному конкретному проекті визначається, який тип вентиляції є найкращим у санітарно-гігієнічному відношенні, а також економічно та технічно більш раціональним.

При обслуговуванні вентиляційних систем необхідно контролювати стан зовнішніх і внутрішніх поверхонь вентиляторів, електродвигунів і фундаментів. При нагріванні підшипників – ліквідувати причину нагрівання, а при їх збиранні – стежити за тим, щоб вони не були сильно затягнені і щоб в них не потрапили ошурки, пил, пісок. Не допускати перегріву кожуха електродвигуна. Не допускати провисання повітроводів. Чищення повітроводів, при необхідності, слід проводити з повним або частковим розбиранням ланок повітроводів, укриттів, місцевих відсмоктувачів, елементів пилоочисних устроїв, розбиранням вентиляторів.

6.3 Пожежна безпека

При виникненні пожежі у вентиляційних камерах або у приміщеннях, обладнаних вентиляційними системами необхідно негайно повідомити

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

експлуатаційний персонал і старшого в зміні чи диспетчера та діяти за їх вказівками.

При пожежі необхідно: негайно вимкнути систему вентиляції (крім систем подачі повітря в тамбур-шлюзи приміщень категорії А і Б); увімкнути систему протидимової вентиляції; відкрити димові клапани в димовій зоні; перекрити всі вогнезатримувальні клапани. Необхідність виконання інших дій повинна визначатися Планом локалізації та ліквідації аварійних ситуацій і аварій (ПЛАС), якщо його наявність передбачена для даного об'єкта.

Для гасіння пожеж на початкових стадіях широко застосовуються вогнегасники. У виробничих приміщеннях це головним чином пінні та вуглекислотні вогнегасники, достоїнством яких є висока ефективність гасіння пожежі, збереження електричного устаткування. Розташовують вогнегасники на видних місцях, на висоті не більше як 1,5 м від полу.

Будівлі укомплектовані пожежними щитами з набором інструментів – лому, багра, сокири з дерев'яною ручкою, щільного полотна (азбест, волок), біля щитів – бочки з водою, ящики з піском. Паління на підприємстві допускається тільки в спеціальних місцях, обладнаних надписом – «Місце для паління».

Виробничі приміщення мають запасні виходи. Двері повинні мати освітлений надпис « Запасний вихід». План евакуації вивішується на видному місці у основного виходу із приміщення.

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

7. ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Сніп РК 4.02-05-2001
2. Сніп 2.04. 05-2001
3. Явнель Б. К. Курсове й дипломне проектування холодильних установок і систем кондиціонування повітря. - 3-е изд., перераб. і доп - М.: Агропромидат, 1989. 223 с.; іл. - (Підручники й учеб. посібника для технікумів)
4. Холодильна техніка Властивості речовин; Богданов, С.Н.; Іванов, О.П.; Куприянова, А.В.; Изд-В: М.: Агропромиздат, 1985 г
5. Сніп РК 2.04-03-2002
6. Програма для розрахунку циклів холодильних машин CoolPack
7. Аверкин, А.Г.Примеры и задачи по курсу кондиционирование воздуха и холодоснабжение.— М.: Издательство ассоциации строительных вузов. 2003— 125с
8. Белова, Е.М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. – М.:Евроклимат, 2003. – 400 с.
9. Богословский В.Н. , Кокорин О.Я, Петров Л.В.Кондиционирование воздуха и холодоснабжение.– М.:Стройздат, 1985.– 367 с.
10. Богословский В.Н. Строительная те плофизика. Учебник для вузов. [Текст] / В.Н. Богословский. – М.:Высш. школа, 1982. – 415 с.
11. Каталог климатического оборудования корпорации VTS Group
12. Жуковський С.С., Возняк О.Т., Довбуш О.М., Люльчак. З.С Вентилювання приміщень: Навч.посібник. - Л.: Львівська політехніка, 2007. - 476с.
13. Грачев Ю.Г. Основы оптимизации систем кондиционирования микроклимата.– Пермь: Издательство. Перм. политехн. ин-та, 1987. - 80с. + 1 вкл.
14. Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ. – Холодильна техніка і технологія. – Одесса:ОДАХ. – 2012. – №5(139). - с.16-20.

					КВ 06.006.007 ДП ПЗ	Лист
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

15. Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г. Повышение эффективности системы охлаждения плодоовощехранищ. – Вестник международной академии холода 2013.Сб т– Вып 4 – с. 16 – 20.
16. Кокорин О.Я.. Отечественное оборудование для создания систем вентиляции и кондиционирования воздуха/ О.Я.Кокорин,– М.: «Экстропечать»,2005.– 99 с.
17. Лабай , В.Й., Тепломасообмін+, Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
18. Липа, А.И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха.. – Одесса: ОГЦНТЭИ, 2010. – 607 с.
19. Чумак И.Г. Холодильные установки. Проектирование. – Учеб. Пособие.- 3-е изд., перераб. и доп.– Одесса: Друк, 2007. – 480 с.
20. Экономическая эффективность энергосбережения в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха: Учебное пособие// А.И.Еремкин, Т.И.Королева, Г.В.Данилин, В.В.Бызеев, А.Г.Аверкин. - М.: АСВ,2008. - 184с.
21. Перепека В.И., Жихарева Н.В. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. Учебное пособие.-: О: ТЭС, 2014.-240 с.
22. Жихарева Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря Учебное пособие.-: О: ТЭС, 2016.-68 с.
23. ДБН В.2.6.-31:2013
24. Юдин Е.Я., Белов С.В., Баланцев С.К. Охрана труда в машиностроении.- М.: Машиностроение, 1983.- 432с.: ил
25. <http://universalpro.com.ua/articles/kondicionirovanie-ofisa>
26. http://veza.com.ua/vizitka-inmak/Кондиционеры_КЦКП/14248
27. VTS Group <https://teplota.ua/wing-vts-group>



<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>

КВ 06.006.007 ДП ПЗ

Лист

