

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Монтаж та обслуговування

систем кондиціонування і

вентиляції повітря»

Група: КВ - 05

Дипломний проект

студента денного відділення
КВ 05. 02. 000 ДП

Блізніченко Вячеслава
Валентиновича

м. Одеса - 2022 р.

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

Дата видачі завдання
«30» грудня 2021 р.
Дата закінчення проекту
«01» липня 2022 р.

Затверджую
Заступник директора ОТК з НВР
_____ Беркань Іг.В.
“ 30 ” грудня 2021 р.

ЗАВДАННЯ

до дипломного проектування

Прізвище, ім'я та по батькові: **Блізніченко Вячеслава Валентиновича**
Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»
Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Монтаж та обслуговування систем кондиціонування і вентиляції повітря»

Тема дипломного проекту: Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря
їдальні бази відпочинку на 200 посадкових місць, м. Очаків

Затверджена наказом по коледжу від « 30 » 12 2021 р. № 306 –А2- ОД

Вихідні дані для проекту: кліматичні умови м. Очаків

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

Пояснювальна записка

ВСТУП

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА. ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ

- 1.1 Техніко-економічне обґрунтування
- 1.2 Будівельна характеристика будинку
- 1.3 Розрахункові параметри зовнішнього повітря
- 1.4 Розрахункові параметри внутрішнього повітря
- 2 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА**
 - 2.1 Розрахунок теплопритоків у приміщення
 - 2.1.1 Теплопритоки через конструкції, що обгороджують
 - 2.1.2 Теплопритоки від їжі, що остигає
 - 2.1.3 Теплопритоки від людей
 - 2.1.4 Теплопритоки від устаткування
 - 2.1.5 Теплопритоки від освітлення
 - 2.2 Розрахунок вологопритоків у приміщення
 - 2.2.1 Вологопритоки від їжі, що остигає
 - 2.2.3 Вологопритоки від змочених поверхонь
 - 2.3 Вибір і улаштування схеми обробки повітря
 - 2.4 Розрахунок повітророзподілення
 - 2.4.1 Загальні положення
 - 2.4.2 Дифузори
 - 2.4.3 Методика розрахунку повітророзподілення й підбора дифузорів
 - 2.5 Аеродинамічний розрахунок повітряних мереж

2.5.1 Загальні положення
 2.5.2 Розрахунок і підбор повітропроводів
 3 ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА
 3.1 Підбор обладнання. Вибір типорозміру агрегату
 3.2 Розрахунок і підбор секції охолодження
 3.3 Підбор секції нагрівання
 3.4 Підбор вентиляторної секції
 4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА
 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ
 5.1 Вступ
 5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих чинників, що впливають на працівника
 5.3 Розробка заходів з охорони праці
 5.3.1 Безпека праці
 5.4 Пожежна безпека
 ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАННИХ ДЖЕРЕЛ

Графічна частина:

Графічний Аркуш 1. Аксонометрична схема кондиціювання
 Графічний Аркуш 2. План приміщення

Графік виконання проекту

Зміст	Термін виконання
1 Загальна частина	16 - 17.05.2022
2 Розрахунково-конструкторська частина	18 - 25.05.2022
3 Організаційна частина	26 – 27.05.2022
4 Аркуш 1	28 – 31.05.2022
5 Економічна частина	01 – 06.06.2022
6 Аркуш 2	07 – 09.06.2022
7 Охорона праці	11 - 12.06.2022
Попередній захист	15.06.2022
Захист дипломного проекту	22 - 30.06.2022

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

Протокол № 5 від “ 14” грудня 2021 р.

Голова комісії _____ (Беркань Ір.В.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _____ (Буданов В.О.)

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

Спеціальність 142
«Енергетичне машинобудування»
ОП: «Монтаж та обслуговування
Систем кондиціонування і вентиляції
повітря»
Група 4 КВ - 05

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
КВ 05. 02. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:

Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря їдальні бази
відпочинку на 200 посадкових місць, м. Очаків

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки
На 62 сторінках та графічного матеріалу на 2 аркушах.

Дипломник _____ (Блізніченко В.В.)

Керівник проекту _____ (Буданов В.О.)

Консультанти:

з економічної частини _____ (Коробкіна О.В.)

з будівельної частини _____ (Волянська С.В.)

з охорони праці _____ (Чорновол Н.І.)

по дотриманню
вимог ЄСКД _____ (Волянська С.В.)

До захисту допущено
Голова предметної комісії _____ (Беркань Ір.В.)

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

Захист “ _____ ” _____ 2022 р. Протокол ЕК № _____

Оцінка ЕК _____

Секретар ЕК _____ Петушенко С.М.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА. ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ.....	7
1.1 Техніко-економічне обґрунтування.....	7
1.2 Будівельна характеристика будинку	8
1.3 Розрахункові параметри зовнішнього повітря	9
1.4 Розрахункові параметри внутрішнього повітря.....	10
2 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА.....	11
2.1 Розрахунок теплопритоків у приміщення.....	11
2.1.1 Теплопритоки через конструкції, що обгороджують.....	11
2.1.2 Теплопритоки від їжі, що остигає.....	19
2.1.3 Теплопритоки від людей.....	20
2.1.4 Теплопритоки від устаткування.	21
2.1.5 Теплопритоки від освітлення	23
2.2 Розрахунок вологопритоків у приміщення.....	24
2.2.1 Вологопритоки від їжі, що остигає	24
2.2.3 Вологопритоки від змочених поверхонь	24
2.3 Вибір і улаштування схеми обробки повітря	25
2.4 Розрахунок повітророзподілення	34
2.4.1 Загальні положення	34
2.4.2 Дифузори.....	35
2.4.3 Методика розрахунку повітророзподілення й підбора дифузорів.....	36
2.5 Аеродинамічний розрахунок повітряних мереж.	39
2.5.1 Загальні положення	39
2.5.2 Розрахунок і підбор повітропроводів	42
3 ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА.....	44
3.1 Підбор обладнання. Вибір типорозміру агрегату	44

КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ				
Зм	Лист	№ докум.	Підп.	Дата
Розроб	Блізніченко			
Перев	Буданов			
Н.контр.				
Затв.				
<i>Розробка системи кондиціювання і вентиляції повітря їдальні бази відпочинку на 200 посадкових місць, м. Очаків</i>				
		Літ.	Аркуш	Аркушів
			3	65
ВСП «ОТФК ОНТУ», 2022 р.				

3.2 Розрахунок і підбор секції охолодження	46
3.3 Підбор секції нагрівання.....	49
3.4 Підбор вентиляторної секції	49
4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	50
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ	52
5.1 Вступ	52
5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих чинників, що впливають на працівника.....	52
5.3 Розробка заходів з охорони праці.....	53
5.3.1 Безпека праці.....	54
5.4 Пожежна безпека	56
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	58
Додатки.....	60

ВСТУП

Сучасні їдальні, кафе і ресторани, що піклуються про своїх клієнтів, повинні демонструвати не тільки бездоганну роботу кухні і високий рівень обслуговування, але і забезпечувати комфортні умови в закладі. Одна з основних складових комфорту - підтримання оптимального мікроклімату. При виборі конкретного технічного рішення для кліматизації їдальні, кафе чи ресторану слід враховувати архітектурні особливості приміщень, дизайн інтер'єру, вартість кліматичної системи, геометричні параметри приміщення для відвідувачів (обіднього залу) і безліч інших чинників.

У невеликих їдальнях, кафе завдання побудови систем вентиляції та кондиціонування можна вирішити за допомогою невеликої припливної системи і двох незалежних витяжних систем. При цьому одна з них буде обслуговувати приміщення кухні, а друга - залу. Вимога поділу витяжок є обов'язковою, що відображено в Будівельних нормах і правилах.

Ще одна особливість вентиляції - дисбаланс припливного і витяжного потоків. Так, в залі приплив повинен переважати над витяжкою, а на кухні - навпаки. Це дозволить уникнути попадання брудного повітря з кухні до зали.

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».

					КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ	Лист
						5
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

Якісне кондиціонування і вентиляція повітря в їдальні, ресторані або кафе - необхідна умова для формування доброго ставлення і лояльності публіки до даного закладу.

Приміщення громадського харчування - це об'єкти з високою щільністю теплонадлишків, 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 05. 02. 000 ДП ПЗ	Лист
						6
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА. ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ

1.1 Техніко-економічне обґрунтування

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 наружи, 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 05. 02. 000 ДП ПЗ	<i>Лист</i>
						7
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

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 Будівельна характеристика будинку

Об'єктом проектування є двоповерховий будинок їдальні, розрахований на 200 посадкових місць у місті Очаків.

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 пергаміну (=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 пергаміну (=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 05. 02. 000 ДП ПЗ	Лист
						8
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3 Розрахункові параметри зовнішнього повітря

Район будівництва - місто Очаків відноситься до району ІВ карти кліматичного районування для будівництва згідно [1].

Кліматичні параметри теплого періоду року для міста Очаків [1] представлені в додатку А.

Дані про середню місячну й річну температуру повітря в м. Очаків [1] наведені в додатку Б.

Кондиціонування повітря, згідно [3], за ступенем забезпечення метеорологічних умов підрозділяються на три класи:

Перший клас — забезпечує необхідні для технологічного процесу параметри відповідно до нормативних документів.

Другий клас — забезпечує оптимальні санітарно-гігієнічні норми або необхідні технологічні норми.

Третій клас — забезпечує припустимі норми, якщо вони не можуть бути забезпечені вентиляцією в теплий період року без застосування штучного охолодження повітря.

Для даного будинку проектується СКП другого класу.

Згідно [2] як розрахункові параметри зовнішнього повітря для СКП другого класу приймаємо розрахункові параметри Б для міста Очаків, наведені в [2], знижені на 2 °С (Таблиця 1.1)

Таблиця 1.1 - Розрахункові параметри зовнішнього повітря

Найменування пункту	Розрахункова географічна широта, ° пн ш	Барометричний тиск кПа	Період року	Параметри Б			Середня добова амплітуда температури повітря, °С
				Температура повітря, °С	Питома ентальпія, кДж/кг	Швидкість вітру, м/с	
Очаків	46°	97	Теплий	29	49,1	1	13,6

1.4 Розрахункові параметри внутрішнього повітря

Розрахункові параметри внутрішнього повітря приймаються відповідно до [2] для даного типу приміщенні. Вони наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 - Розрахункові параметри внутрішнього повітря

Приміщення	Температура, °С	Вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с
1 поверх			
Зала 1	22,4	50	0,2
Зала 2	22,4	50	0,2
VIP-Зала 1	22,4	50	0,2
VIP-Зала 2	22,4	50	0,2
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

2 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

2.1 Розрахунок теплопритоків у приміщення

2.1.1 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]

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{(R_H + \sum R_i + R_B) + R_{из}}, \quad (2.1)$$

де R_0 – загальний опір теплопередачі багатошарової конструкції, що обгороджує $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$,

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

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

R_B – опір тепловіддачі із внутрішньої сторони огороження, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;
 $R_B = \frac{1}{\alpha_B}$;

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

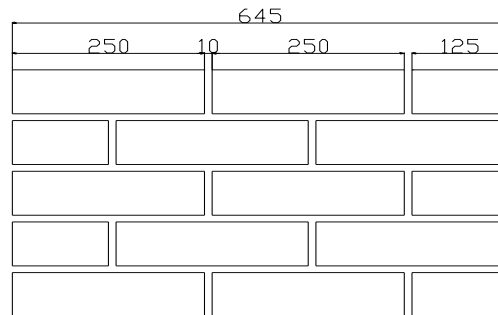
α_H і α_B - коефіцієнти тепловіддачі із зовнішньої й внутрішньої сторони огороження $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

δ_i - товщина будівельних шарів конструкції, м;

λ_i - коефіцієнт теплопровідності будівельних шарів конструкції, Вт/(м²·К).;

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

$\lambda_{из}$ - коефіцієнт теплопровідності ізоляційного шару, Вт/(м²·К).



Малюнок 2.1 - 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].

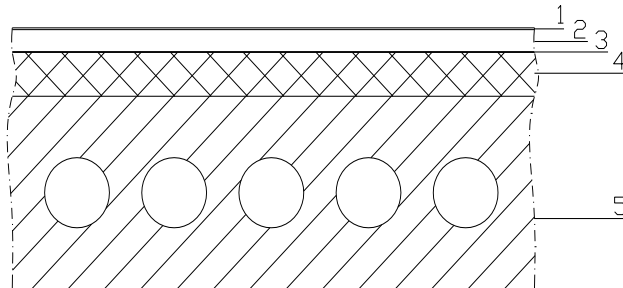
Зовнішні стіни: приймаємо $R_H = 0,043 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; $\delta_i=0,645 \text{ м}$; коефіцієнт теплопровідності силікатної цегли [5] $\lambda_i=0,87 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $R_B=0,111 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$

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

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 пергаміну 1 мм, 4-4- теплоізоляція TERPLEX 45-500 50 мм, 5-5- плита пустотна 220 мм.



Малюнок 2.2 - Конструкція підлоги

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

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

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

Перекрытия між поверхами: конструкція міжповерхових перекрытиїв 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 $1,961 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ згідно [6], для внутрішніх дерев'яних дверей $1,946 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ згідно [5].

Теплопритоки через конструкції, що обгороджують, Q_1 визначають як суму теплопритоків (через стіни, перегородки, перекрытия 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]:

$$Q_1 = Q_{IT} + Q_{1c} \quad (2.2)$$

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

$$Q_1 = k_d F \theta \cdot 10^{-3} = k_d F (t_n - t_b) 10^{-3}, \quad (2.3)$$

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

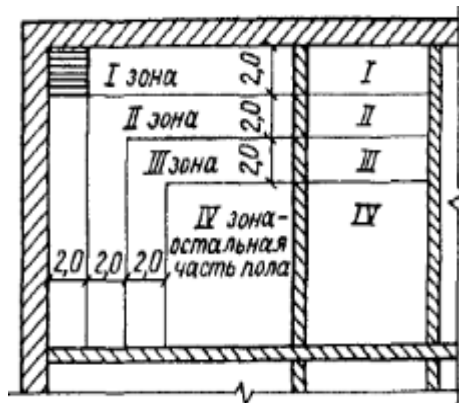
F – розрахункова площа поверхонь огороження, м²;

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 2.3) по формулі



Малюнок 2.3 – Розбивка підлоги на умовні зони

Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

(2.3)

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

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)

$$k_{усл}=0,07 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)};$$

F – площа відповідної зони підлоги, м²; площа ділянки підлоги розміром 2х2, що примикає до кута зовнішніх стін (заштрихована ділянка), ураховують двічі.

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

$$m = \frac{1}{1 + 1,25 \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right)}, \quad (2.4)$$

де δ – товщина окремих шарів конструкції підлоги, м;

λ – коефіцієнти теплопровідності матеріалів, що становлять конструкцію підлоги, Вт/(м²·К).

Теплопритоки від сонячної радіації $Q_{1с}$ 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

$$Q_{1с} = Q_{1с}^{\text{масс}} + Q_{1с}^{\text{свет}}. \quad (2.5)$$

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

					КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ	Лист
						15
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{1c} = k_d F \Delta t_c \cdot 10^{-3}, \quad (2.6)$$

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

F – площа поверхні огороження, що опромінюється сонцем, м²;

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 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 огороження наведені в таблиці 2.1. Визначення температури в неохолоджуваних приміщеннях суміжних з охолоджуваними здійснювалося шляхом складання теплового балансу приміщення.

Таблиця 2.1 - Теплопритоки через огороження

Огороження	k_D , Вт/(м ² ·К)	F, м ²	$\sum F_{\text{окна/двери}}$, м ²	t_n , °С	θ , °С	$Q_{1T}^{\text{масс}}$, кВт	$Q_{1T}^{\text{свет}}$, кВт	$Q_{1c}^{\text{масс}}$, кВт	$Q_{1c}^{\text{свет}}$, 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 південно-східна	1,133	13,759	-	29	6,6	0,103	-	0,154	-	0,257
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

Таблиця 2.1 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

Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата
----	-----	----------	--------	------

КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ

Лист

18

Таблиця 2.1 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

2.1.2 Теплопритоки від їжі, що остигає

У залах їдальні істотна частка теплоти виділяється від їжі, що остигає.

Тепловиділення від їжі, що остигає (у Вт) визначають по формулі [7]

$$Q_n = \frac{mc(t_n - t_k)n_p}{z} \quad (2.6)$$

де $m = 0,85$ — 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_p — число місць в обідньому залі.

Результати розрахунку теплопритоків від їжі, що остигає, наведені в таблиці 2.4.

2.1.3 Теплопритоки від людей

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

$$Q_{4.л} = q_{чел} n, \quad (2.7)$$

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 2.2.

Таблиця 2.2 - 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

Результати розрахунку теплопритоків від людей наведені в таблиці 2.4.

2.1.4 Теплопритоки від устаткування.

Кількість теплоти, виділювана встаткуванням, залежить від цілого ряду причин: застосовуваного способу обігріву (газ або електрика), оснащення 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:

$$Q_{\text{тон}} = Q_{\text{ном}} + Q_{\text{ух}} \quad (2.8)$$

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

$Q_{\text{ном}}$ - кількість теплоти, виділюваної встаткуванням у приміщенні (складається з корисної теплоти, що витрачається безпосередньо на готування їжі, і із втрат теплоти зовнішніми огороженнями встаткування), кВт;

$Q_{\text{ух}}$ – втрата теплоти з газами, що йдуть, кВт.

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

$$Q_{\text{об}}^{\text{газ}} = Q_{\text{тон}} K K_0 K_u \quad (2.9)$$

де $Q_{\text{тон}} = V Q_p^{\text{н}}$ - кількість теплоти, виділюваної при згорянні газу, кВт;

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

$Q_p^{\text{н}}$ - 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

$$Q_{об}^{эл} = \sum N_{эл.н} K_u K_0 \quad (2.10)$$

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

$$Q_{эл.дв} = \sum N_{эл.дв} K_u K_0 \quad (2.11)$$

де $\sum N_{эл.дв}$ - 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 Jemі GS-18; у м'ясо-рибному цеху –

жарочна шафа ШЖЭ-1, м'ясорубка МІМ-80; в овочевому цеху – апарат пароварочний АП-1, протиручно-різальна машина МПР-350М; у борошняному цеху – пекарська шафа ЭШ-2до, тестомісильна машина ТММ-03, хліборізна 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 2.4.

2.1.5 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 питомі 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 2.3.

Таблиця 2.3 - Зведена таблиця теплопритоків

Приміщення	Теплоприток					Загальне теплове навантаження, кВт
	Від що обгороджуючих конструкцій, кВт	Від їжі, що остигає, 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

Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ

Лист

23

2.2 Розрахунок вологопритоків у приміщення

2.2.1 Вологопритоки від їжі, що остигає

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

$$W_n = \frac{kmc(t_n - t_k)n}{z(2500 + 1,8t_{cp})} \quad (2.12)$$

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 2.4.

2.2.2 Вологопритоки від людей

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

$$W_{л} = w_{чел}n, \quad (2.13)$$

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 2.2.

Результати розрахунку вологопритоків від людей наведені в таблиці 2.4.

2.2.3 Вологопритоки від змочених поверхонь

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

					КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ	Лист
						24
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{W_n = 0,006F(t_c - t_m)}{3600}, \quad (2.14)$$

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 2.4.

Таблиця 2.4. 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

2.3 Вибір і улаштування схеми обробки повітря

Витрати холоду й теплоти в системах з рециркуляцією внутрішнього повітря менше, ніж у прямоточних системах. Тому якщо тільки санітарні норми допускають рециркуляцію, необхідно її використовувати. Однак системи з 100%-ною рециркуляцією застосовують тільки в спеціальних спорудах (газосховища й т.п).

У звичайних СКП припливне повітря складається із суміші зовнішнього повітря з рециркуляційним. При цьому витрата зовнішнього повітря при розрахункових зовнішніх умовах обмежують санітарним мінімумом (20 м³/год

на 1 чоловіка), а в перехідні періоди (весна, осінь) економічно доцільно витрата зовнішнього повітря збільшити аж до 100%.

Потоки зовнішнього й рециркуляційного повітря в центральних кондиціонерах змішуються, як правило, перед фільтром і повітронагрівачем першого підігріву. Це дозволяє очищати від пилу все оброблюване повітря й охороняти повітронагрівачі першого підігріву від забруднення. Однак у районах з низькою зимовою температурною параметри точки суміші можуть виявитися в області туману (нижче кривої $\varphi = 100\%$), тобто із суміші повітря буде випадати волога. У цих випадках спочатку зовнішнє повітря нагрівають у повітронагрівачах першого підігріву, а потім змішують із рециркуляційним. При здійсненні такої схеми обробки повітря вживають спеціальних заходів проти розморожування повітронагрівачів першого підігріву.

У літній період повітря із приміщення рециркуляційним вентилятором (при двохвентиляторній схемі) або вентилятором кондиціонера (при одновентиляторній схемі) забирається з кондиціонуемого приміщення, частково віддається назовні, а більша частина надходить у камеру (секцію) змішання кондиціонера. Там він змішується із зовнішнім повітрям, витрату якого обмежують мінімально припустимою нормою, після чого суміш повітря очищається у фільтрі, прохолоджується й осушується в камері зрошення або в поверхневому повітроохолоджувачі блоку тепломасообміну.

В установках для приміщень із малими вологовиділеннями (наприклад, житлові приміщення) і невеликою кількістю зовнішнього повітря, параметри повітря після повітроохолоджувача можуть бути близькими до необхідних параметрів припливного повітря. У цьому випадку повітря після повітроохолоджувача без додаткової обробки подають у кондиціонуеме приміщення. Саме за такою схемою працюють більшість автономних кондиціонерів.

Для цього суміш зовнішнього й рециркуляційного повітря охолоджують глибше, ніж це потрібно для компенсації теплопритоків. Тому переохолоджену

					КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ	<i>Лист</i>
						26
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

суміш після повітроохолоджувача перед подачею в приміщення нагрівають до температури припливного повітря (з урахуванням підігріву у вентиляторі). Необхідність у наступному підігріві виникає також при охолодженні повітря в камерах зрошення, з яких повітря виходить із відносною вологістю, близької до $\varphi = 0,95$

В установках, де все рециркуляційне повітря змішується із зовнішнім (схема з першою рециркуляцією), для підігріву повітря після його охолодження й осушення використовуються повітрянагрівачі другого підігріву. Перевага даної схеми полягає в можливості точного регулювання температури повітря в приміщенні, а її недолік - у необхідності підігріву повітря навіть у літню пору. Тому застосовують схему, по якій тільки частина рециркуляційного повітря надходить для охолодження, а інше рециркуляційне повітря по обвідному каналі байпасується повз камеру зрошення й змішується з охолодженою першою сумішшю (схема з першою та другою рециркуляцією). Завдяки цьому повітря може бути нагрітий до температури приточного повітря без використання повітрянагрівача другого підігріву. Перевага цієї схеми заключається у відсутності сторонніх джерел для підігріву повітря, і, отже, у її економічності, недолік - у труднощі точної підтримки параметрів приточного повітря шляхом кількісного регулювання потоків повітря стулчастими клапанами. Крім того, при такому способі нагрівання повітря відбувається і його одночасне доуволоження, що знижує осушуючу здатність установки. Тому застосування схем з першою й другою рециркуляцією для приміщень із великим навантаженням по схованій теплоті (більшими вологовиділенням) не може бути рекомендовано.

У зимовий період у СКП із першою рециркуляцією суміш рециркуляційного й зовнішнього повітря очищається у фільтрі, нагрівається в повітрянагрівачі першого підігріву, воложитья в камері зрошення рециркулюючою водою (адіабатичне зволоження), нагрівається в повітрянагрівачі другого підігріву й подається вентилятором, менша частина

					КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ	<i>Лист</i>
						27
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

його (рівна кількості зовнішнього повітря) видаляється назовні, а більша частина надходить назад у кондиціонер.

Якщо схемою передбачене зволоження повітря парою, повітронагрівач другого підігріву не потрібний.

Застосування в зимовий час схеми з першою й другою рециркуляцією також дозволяє виключити повітронагрівачі другого підігріву. Однак, як і в літню пору, ця схема не дозволяє здійснити точну підтримку параметрів повітря в приміщенні.

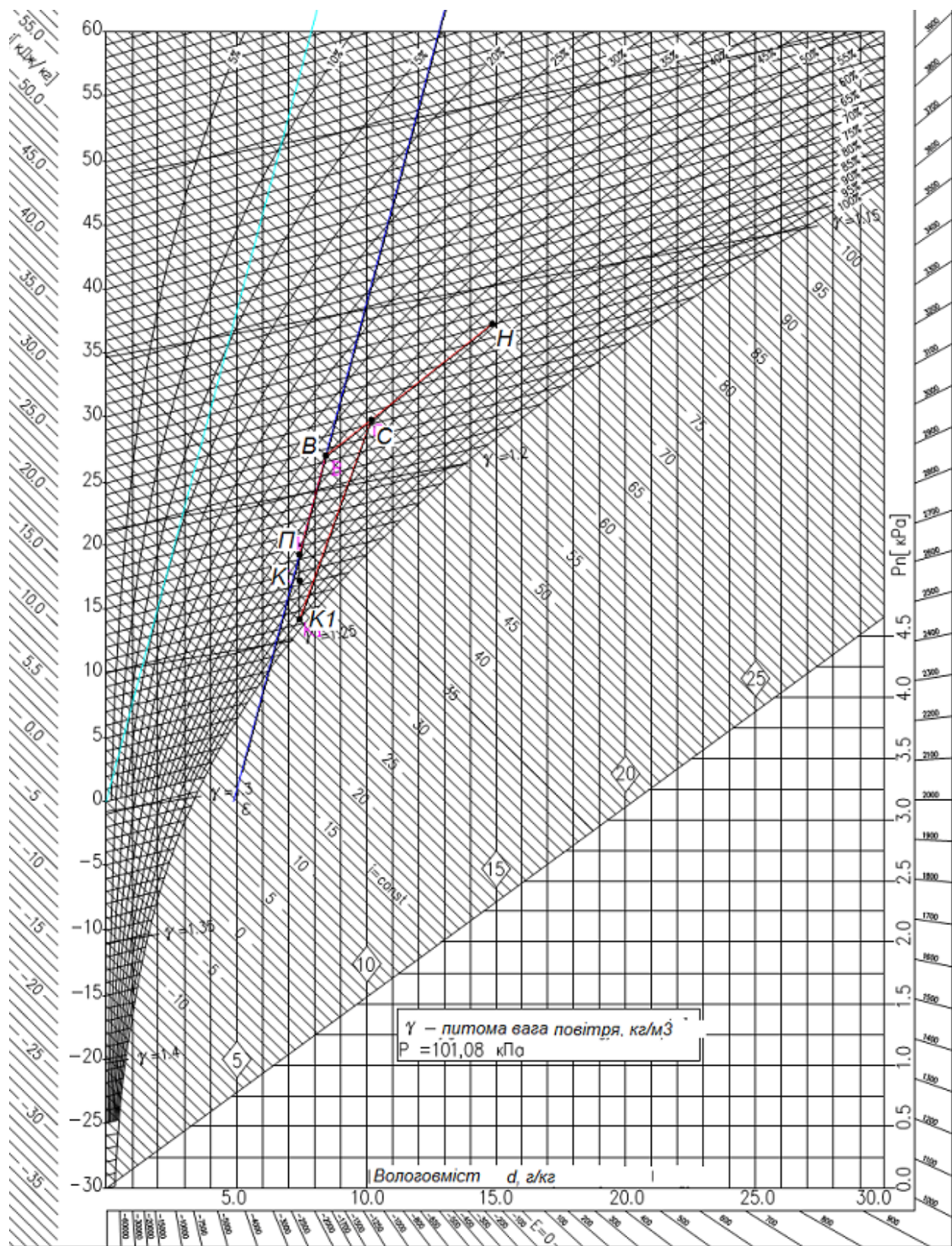
Побудова процесів обробки повітря в $i - d$ -діаграмі подібно з таким для прямоточних систем. Основне розходження полягає в тім, що тепловологісній обробці в кондиціонері піддається не зовнішньої повітря, а його суміш із рециркуляційним. Тому побудову процесів починають із визначення витрати зовнішнього 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. 20.3, на якому показані тільки апарати, що беруть участь в обробці.

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

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:

$$i_c = \frac{L_{\text{н}}\rho_{\text{н}}i_{\text{н}} + L_{\text{р}}\rho_{\text{р}}i_{\text{р}}}{L_{\text{н}}\rho_{\text{н}} + L_{\text{р}}\rho_{\text{р}}} \quad (2.15)$$



Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата
----	-----	----------	--------	------

КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ

Лист

29

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 крапки 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

$$Q_0 = L_n \rho (i_c - i_{x_1}) \quad (2.16)$$

Теплове навантаження на повітронагрівач другого підігріву знаходять по формулі

$$Q_{II} = L_n \rho (i_x - i_{x_1}) \quad (2.17)$$

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:

$$\frac{L_{\delta}}{L_{\delta 0}} = \frac{K_2 K}{BK} \quad (2.18)$$

звідки, з урахуванням балансу повітряних потоків:

$$L_{\delta 0} = \frac{L_p}{1 + K_2 K / BK} \quad (2.19)$$

$$L_{\delta} = L_p + L_{\delta 0} \quad (2.20)$$

Стан повітря після першого змішання характеризується крапкою C_2 , що лежить на лінії BH . Параметри повітря в цій точці знаходимо за правилом змішання потоків $L_{\delta 0}$ і L_p .

Теплову навантаження на повітроохолоджувач у СКП із першою й другою рециркуляцією

$$Q_0 = L_{\delta 0} \rho (i_{c1} + i_{x1} i'_{x1}) \quad (2.21)$$

Визначаємо тепловологісне відношення по формулі [4]

$$\varepsilon_{\pi} = \frac{\sum Q_{\pi}}{\sum W} + i_w \quad (2.21)$$

$$i_w = 2500 + 1,8t \quad (2.22)$$

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

$$L = \frac{\sum Q_n}{\rho(i_B - i_n)} = \frac{\sum Q_n}{\rho c \Delta t_p} \quad (2.23)$$

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).

Визначаємо об'ємна витрата зовнішнього повітря по формулі

$$L_n = n L_{TP}, \quad (2.24)$$

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

Визначаємо витрата рециркуляційного повітря

$$L_p = L_n - L_n \quad (2.25)$$

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]:

$$Q_0 = L_n \rho (i_n - i_{k1}) \quad (2.26)$$

Визначаємо витрата теплоти в повітряонагрівачі другого підігріву

$$Q_{II} = L_{II} \rho (i_{k1} - i_k) \quad (2.27)$$

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

					КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		33

2.4 Розрахунок повітророзподілення

2.4.1 Загальні положення

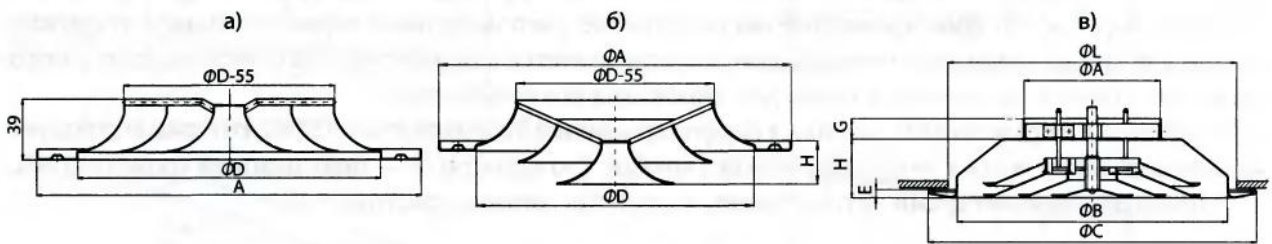
Обґрунтування можливості прийняття того або іншого значення робочої різниці температур і відповідно температури приточного повітря роблять розрахунком повітророзподілення. При рішенні інженерних завдань не завжди необхідно знати докладну картину руху повітряних потоків у приміщенні. У багатьох випадках досить бути впевненим, що в будь-якій точці що обслуговується або робочої зони швидкість і надлишкова температура повітря в струмені не перевищують деякого граничного рівня. Тому в основі розрахунку повітророзподілення лежать наближені математичні моделі, що відбивають фізичну модель руху повітря загалом і експериментально отримані коефіцієнти швидкості й температури для конкретного типу повітророзподільника. Методики розрахунку повітророзподілення засновані на перевірці значення рухливості повітря й надлишкової температури в струмені в самих несприятливих крапках: на границі обслуговується зони, що, при вентиляції, що переміщує, і на рівні підлоги при вентиляції, що витісняє, шляхом порівняння їх з нормованими значеннями. Несприятливі точки визначають залежно від виду струменя, умов її поширення й розмірів приміщення. Особливістю проектування вентиляції, що витісняє, є те, що при малих швидкостях випуску повітря з повітророзподільника й малих значень робочої різниці температур визначальної стає розрахунок витрати приточного повітря, що забезпечує стійкий рух конвективних потоків і стратифікацію в приміщенні.

2.4.2 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 при 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.

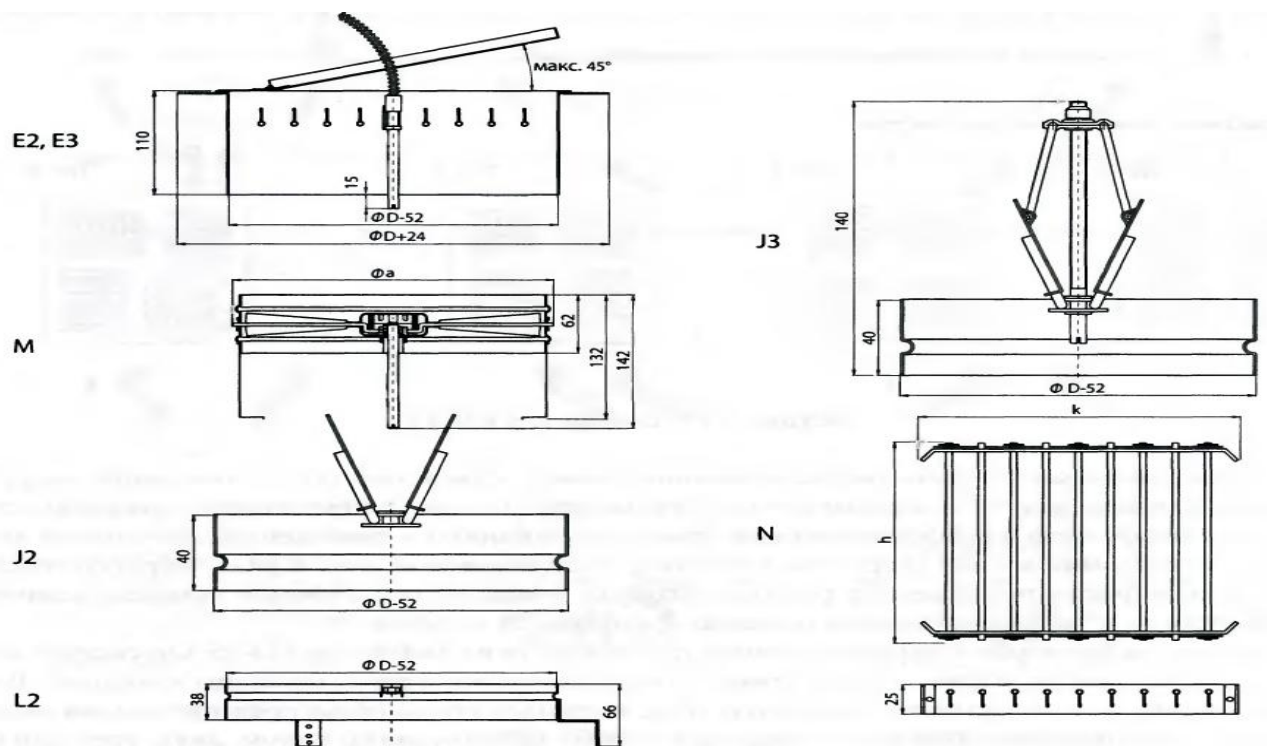
Малюнок 3.1. Профілі дифузорів: а) фіксовані в одній площині; б) фіксовані в різних площинах; в) рухливі переміщувані уздовж осі



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. Вони можуть бути різної конструкції (малюнок 3.2).

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 3.2. Регулятори для дифузорів



2.4.3 Методика розрахунку повітророзподілення й підбора дифузорів

Дифузори, розташовувані на стелі, формують віяловий струмінь, що при подачі охолодженого повітря повинна настилатися на стелю.

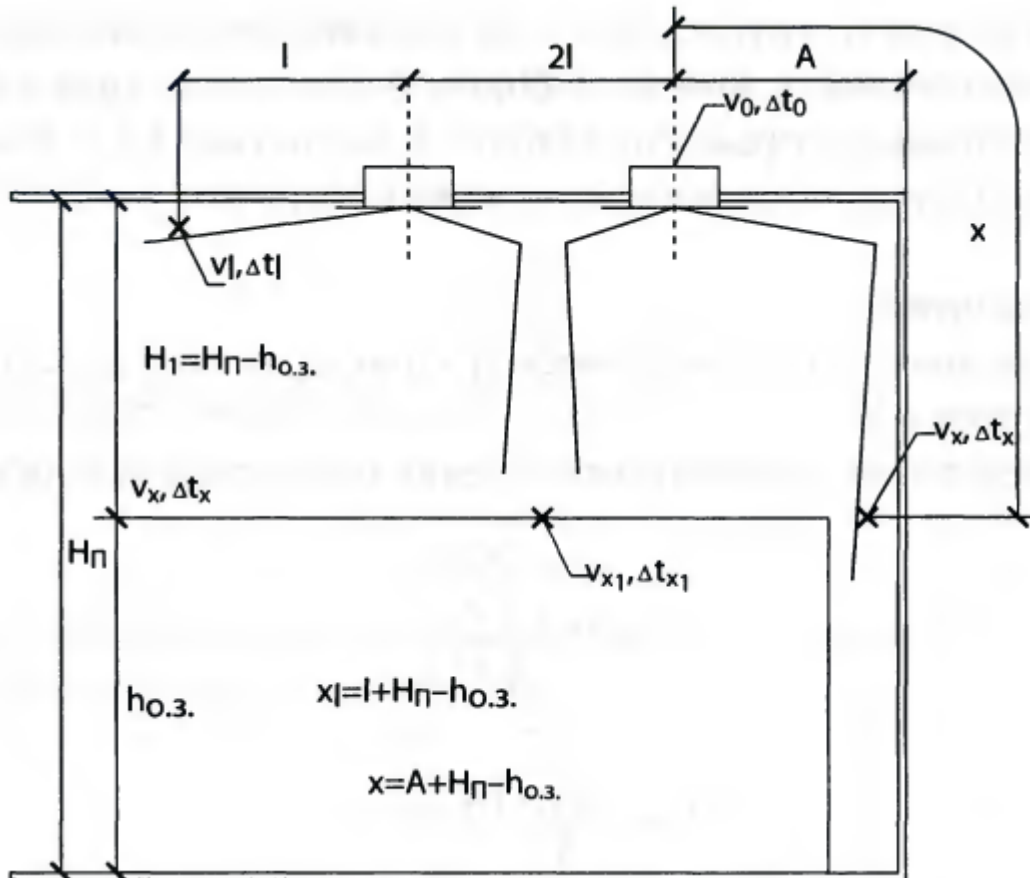
Поток повинен бути розбитий на квадратні або прямокутні осередки, у центрі кожної з яких розміщується повітророзподільник. Розрахункова схема подачі повітря що настається приточним віяловим струменем наведений на малюнку 3.3. На схемі прийнята довжина l — половина відстані між повітророзподільниками, A — відстань від повітророзподільника до стіни. Значення надлишкової температури в струмені й швидкості повітря визначають для двох крапок на границі обслуговується зони, що: у стіни й між двома повітророзподільниками. Розрахункова довжина траєкторії струменя відповідно:

Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

$$x = H_n - h_{0.3} + A, \quad (3.1)$$

$$x = H_n - h_{0.3} + l, \quad (3.2)$$

Малюнок 3.3 Розрахункова схема подачі повітря віяловим струменем, що настилає



Послідовність розрахунку

1. Поток розбивають на осередки, у центрі кожної з яких розміщується повітророзподільник. Розміщення повітророзподільників повинне відповідати умові:

$$0,5 < \frac{l}{x} < 1,5 \quad (3.3)$$

Кількість осередків визначить кількість повітророзподільників n .

Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

2. Витрата повітря через один повітророзподільник визначають по формулі

$$L_{\text{сп}} = \frac{L_n}{n}; \quad (3.4)$$

3. Безвідривний плин повинен відбуватися на довжині струменя l , що забезпечується величиною геометричної характеристики струменя $H_{\text{тр}}$:

$$H_{\text{тр}} = \frac{l}{0,4}. \quad (3.5)$$

4. Необхідну площу живого перетину дифузора $A_{0\text{мп}}$ із умови забезпечення нормованого значення швидкості повітря в струмені на границі зони, що обслуговується, $v^{\text{дон}}$ визначають по формулі

$$A_{0\text{мп}} = \left(5,45 \frac{v_x^{\text{дон}} x}{H_{\text{тр}}}\right)^4 \frac{1}{(n\Delta t_o)^2}, \quad (3.6)$$

5. По площі живого перетину підбирають дифузор відповідного типорозміру й виписують дані для нього:

а) площа живого перетину A_0 , м²;

б) коефіцієнт місцевого опору ζ ;

в) m — аеродинамічна характеристика приточного струменя;

n — теплова характеристика приточного струменя.

6. Обчислюють фактичну швидкість повітря в живому перетині:

$$v_o = \frac{v_x^{\text{дон}} x}{m\sqrt{A_o}}. \quad (3.7)$$

7. Обчислюють геометричну характеристику струменя по формулі

$$H = \frac{m v_0 \sqrt{(273 + t_e)^4 \sqrt{A_0}}}{\sqrt{ng \Delta t_0}} = 5,45 \frac{m v_0^4 \sqrt{A_0}}{\sqrt{n \Delta t_0}}; \quad (3.6)$$

фактичну довжину безвідривного плинуну: $x_{omp} = 0,4H$.

Якщо $x_{omp} > l$ і $x_{omp} > A$, то визначають швидкість повітря v_x по формулі

$$v_x = \frac{m v_0 \sqrt{A_0}}{x} K_{cm} K_{\epsilon_3} K_{uz}; \quad (3.7)$$

і надлишкову температуру повітря Δt_x на осі струменя по формулі

$$\Delta t_x = \frac{n \Delta t_0 \sqrt{A_0}}{x} \frac{k_{\epsilon_3}}{k_{uz} k_{cm}}; \quad (3.7)$$

У формули підставляють значення x — довжина траєкторії струменя від місця її випуску до перетинання осі струменя із межею зони, що обслуговується, справедливі для даної схеми по формулах 3.1 і 3.2.

При даному способі повітророзподілення й подачі охолодженого повітря коефіцієнти стиснення, взаємодії, неізотермічності приймають рівними одиниці. Отримані значення порівнюють із нормованими значеннями.

2.5 Аеродинамічний розрахунок повітряних мереж.

2.5.1 Загальні положення

Розподіл повітря в системах кондиціювання 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

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 герметичної;
- : при необхідності повітропроводи повинні мати відповідну тепло-, звуко- або пароізоляцію;
- : простір, займаний повітропроводами, повинен бути мінімальним.

Системи повітряних комунікацій класифікуються по швидкості потоку повітря й робочому тиску.

Класифікація по швидкості 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, створюваний вентилятором, являє собою суму статичного й динамічного тиску й повинен відповідати загальним втратам напору на шляху

					КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ	<i>Лист</i>
						40
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

руху повітря. Такі втрати напору виникають: за рахунок тертя повітря об стінки 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 проектованій витраті й відповідні втрати тиску у повітропроводі на 1 м довжини.

Сумарні втрати тиску у повітропроводах визначаються по формулі

$$\Delta P = R \cdot l + z, \text{ кг/м}^2, \quad (3.8)$$

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

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g} \cdot l, \text{ кг/м}^2, \quad (3.9)$$

де x — коефіцієнт опору тертю;

l — довжина повітропроводу, м;

d — діаметр повітропроводу, м;

v — швидкість повітря, м/с;

γ — об'ємна вага повітря, кг/м³;

g — прискорення сили ваги, м/с²;

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

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

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot A \cdot B}{A + B}, \quad (3.10)$$

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

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

$$z = \sum \xi \cdot \left(\frac{v^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g} \right), \quad (3.11)$$

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

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

2.5.2 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 , $\text{м}^3/\text{год}$, і довжину кожної ділянки повітропровода, м. Спочатку прораховуємо саму віддалену від вентилятора й найбільш навантажену ділянку мережі.

2) По номограмах, задаючись швидкістю руху повітря, відповідно до вимог для даного приміщення, і знаючи кількість повітря L , що проходить по даній ділянці, вибираємо діаметр кожної ділянки повітропровода d , потім визначаємо швидкісний тиск $v^2 g$ 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) Наявний 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 – $1,194\text{ кг/м}^3$.

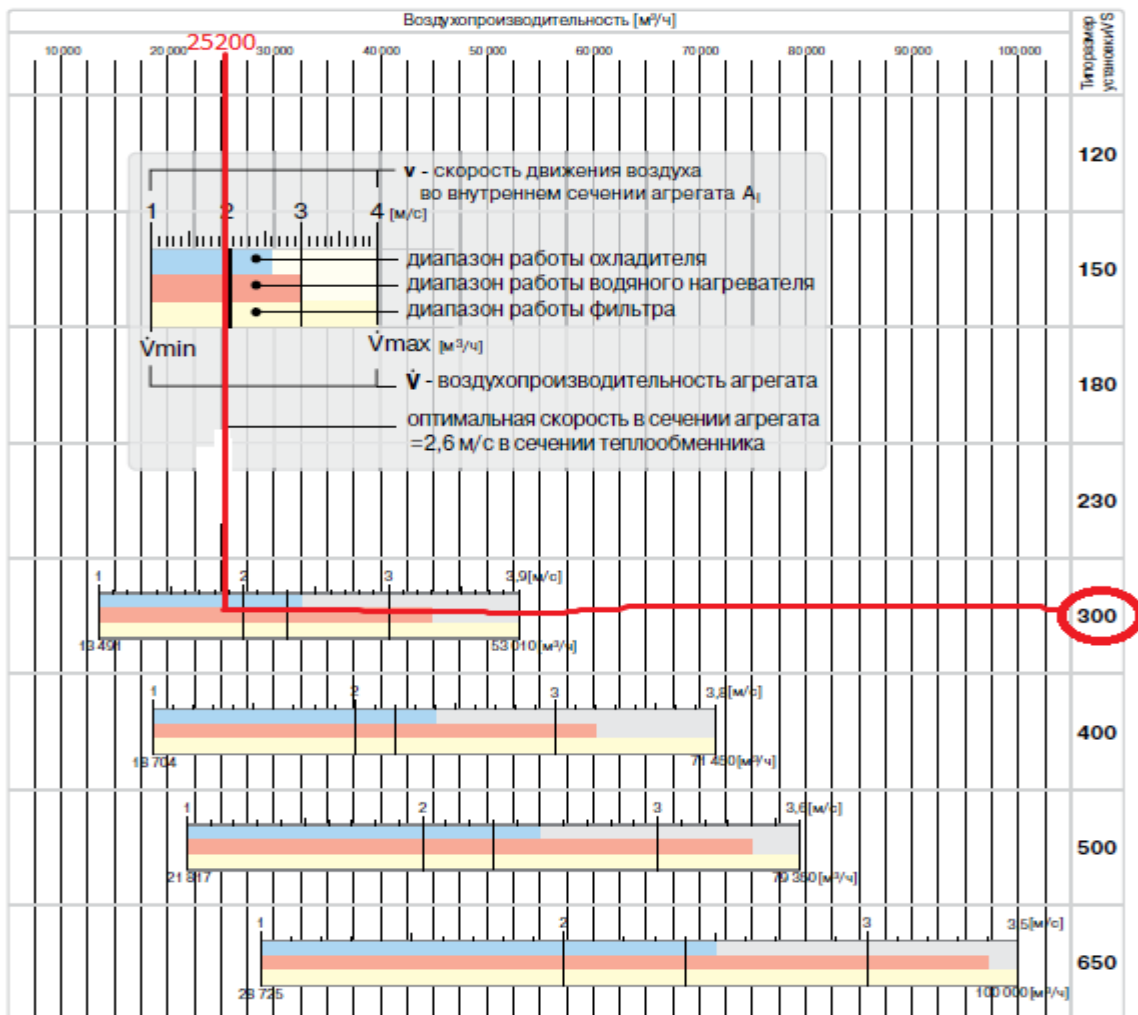
3 ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА

3.1 Підбір обладнання. Вибір типорозміру агрегату

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 (малюнок 3.1)

Малюнок 3.1 - Вибір типорозміру агрегату



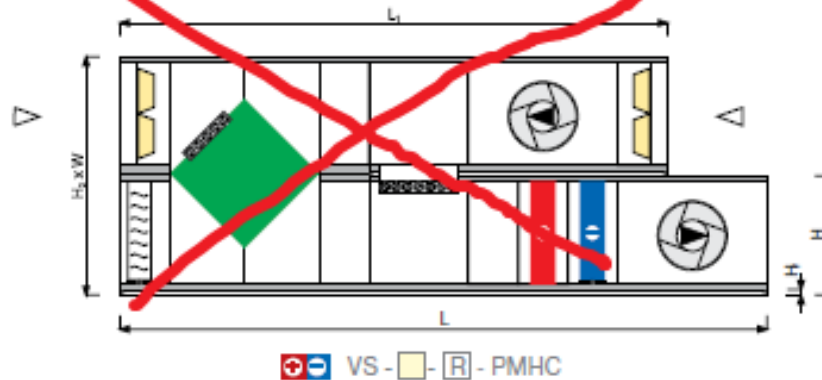
Вибираємо компонування агрегату (малюнок 3.2)

Малюнок 3.2 - Компонування агрегату

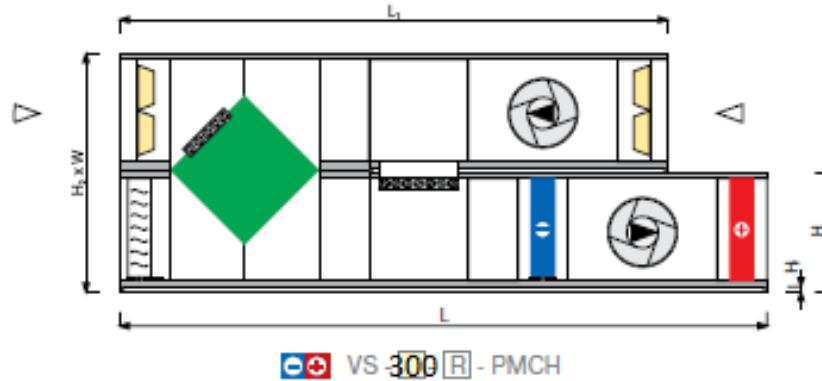
Приточно-вытяжные агрегаты: перекрестно-точный теплообменник **VENTUS**
 Смешивание, Нагревание, Охлаждение

Базовый агрегат

Типоразмеры VS 21÷650



Типоразмеры VS 21÷650



VS	V _{min} [м³/ч]	V _{min} [CFM]	V _{max} * [м³/ч]	V _{max} * [CFM]	L [мм]	L* [мм]	L ₁ [мм]	H (H ₂₀ / H ₀₁) [мм]	H ₂ (H ₂₀ / H ₂₁) [мм]	H ₁ * (H ₂₀ / H ₂₁) [мм]	W [мм]	h x w [мм]	h x w [мм]	h ₁ x w ₁ [мм]
21	1167	687	2200	1295	4050	4415	3318	488 / 544*	936 / 992*	40 / 96*	961	313x821	313x821	250x560
30	1586	933	3100	1825	4050	4415	3318	620 / 676*	1200 / 1256*	40 / 96*	961	440x821	440x821	380x613
40	1958	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	1660x2945	1660x2945	933x2650
500	21817	12841	54000	31783	7341	7341	6610	/ 1889	/ 3778	/ 80	3585	1660x3445	1660x3445	1190x3150
650	28725	16907	71400	42025	8438	8438	7707	/ 2366	/ 4732	/ 80	3697	2146x3557	2146x3557	1520x3250

Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата
----	-----	----------	--------	------

КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ

Лист

45

3.2 Розрахунок і підбор секції охолодження

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

Розраховуємо одноступінчасту хладонову холодильну машину з регенеративним теплообмінником. В якості холодоагенту вибираємо хладон R32.

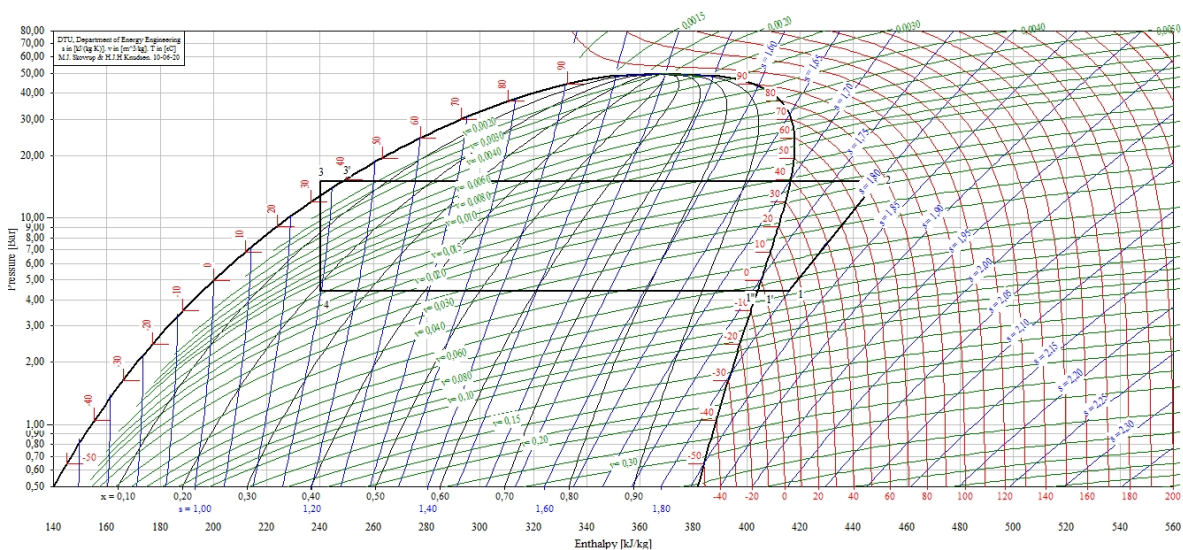
Температура кипіння холодоагенту приймається на 14-16 °С нижче температури середовища [4]. Середовище – оброблюване повітря з температурою $t = 10,4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Отже, $t_0 = 10,4 - 14 = -3,6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

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

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

Будуємо холодильний цикл у діаграмі i-lgr для R32. Цикл будується за допомогою програми CoolPack [13]. Цикл наведений на малюнку 3.3.

Малюнок 3.3 – Цикл роботи холодильної машини



Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

Значення параметрів хладону в точках циклу наведені в таблиці 3.1

Таблиця 3.1 - Значення параметрів хладону в точках циклу.

Номер точки	Параметри			
	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$i, \text{кДж/кг}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$
1''	-3,6	0,44	403,98	-
1'	1,4	0,44	407,64	-
1	20	0,44	416,02	0,05753
2	75	1,5	449,24	-
3'	39	1,5	248,39	0,00316
3	32,7	1,5	240,23	-
4	-3,6	0,44	240,42	-

Визначаємо:

питому масову холодопродуктивність:

$$q_0 = i_{1''} - i_4 = 403,98 - 240,21 = 163,77 \text{ кДж/кг}$$

питому роботу стиску в компресорі

$$l_T = i_2 - i_1 = 449,24 - 416,02 = 33,22 \text{ кДж/кг}$$

питоме теплове навантаження на конденсатор

$$q_k = i_2 - i_{3'} = 449,24 - 248,39 = 200,85 \text{ кДж/кг}$$

необхідна масова витрата холодоагенту

$$M_T = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{200,61}{163,77} = 1,225 \text{ кг/с}$$

необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора

$$V_T = \frac{M_T \vartheta_1}{\lambda} = \frac{1,225 \cdot 0,05753}{0,73} = 0,0965 \text{ м}^3/\text{с}$$

За результатами розрахунку підбираємо 2 спіральних компресори марки DUAL SCROLL ZR 380-KCTWD. Характеристики компресорів наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 - Характеристика компресора

Характеристика	Значення
Об'ємна продуктивність, м ³ /с	0,0488
Довжина/Ширина, мм	1209/481
Висота, мм	590
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 3.3

Таблиця 3.3 - Характеристики конденсатора KB 803-3

Характеристика	Значення
Номинальна потужність, кВт, при $\Delta T=15^{\circ}\text{C}$	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.

3.3 Підбор секції нагрівання

У секції нагрівання центрального кондиціонера використовується електричний нагрівач. Необхідна потужність повітрянагрівача, розрахована по формулі (2.27), $L=25,256$ кВт. За каталогом [12] підбираємо електричний нагрівач VS-15 потужністю 30 кВт.

3.4 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.

					KB 05. 02. 000 ДП ПЗ	Лист
						49
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

В економічному розділі визначаються капітальні витрати на закупівлю й установку встаткування СКП. У таблиці 4.1 перераховані види встаткування для СКП і їхня вартість.

Таблиця 4.1 - Вартість обладнання

№	Модель	Найменування обладнання	Одиниць	Ціна за одиницю, грн	Загальна вартість, грн
1	DUAL SCROLL ZR 380-KCTWD	Компресор спіральний	2	863074	1726148
2	KB-803C	Конденсатор повітряний	1	1254900	1254900
3	VS-3006R	Охолоджувач повітря	1	257489	257489
4	VS-300	Агрегат приточно-витяжний	1	425000	425000
5	VS-15	Нагрівач електричний	1	32500	32500
6	PLUG VS-300	Вентилятор радіальний	1	69920	69920
7		Повітропровід прямокутного перетину 1000x1000, сталевий	18,1 м	3800	68780
8		Повітропровід прямокутного перетину 100x200, сталевий	38,84 м	775	30101
9		Повітропровід прямокутного перетину 100x100, сталевий	2,4 м	480	1152
10		Повітропровід прямокутного перетину 100x280, сталевий	4,8 м	800	3840
11		Повітропровід прямокутного перетину 100x450, сталевий	8,29	1050	8705
12		Повітропровід прямокутного перетину 125x630, сталевий	6,42	1300	8346
13		Повітропровід прямокутного перетину 160x1000, сталевий	2	2050	4100
14		Повітропровід прямокутного перетину 160x800, сталевий	58,6	1850	108410
15		Повітропровід прямокутного перетину 350x1000, сталевий	4,56	2700	12312
16		Повітропровід прямокутного перетину 315x315, сталевий	17,215	2350	40455
17		Повітропровід прямокутного перетину 315x355, сталевий	19,11	2550	48730
18		Повітропровід прямокутного перетину 315x560, сталевий	14,51	2600	37726
19		Повітропровід прямокутного перетину 560x1000, сталевий	10,735	3250	34888
20	KD	Дифузор стельовий	48	2350	112800
Разом					4286302

Таким чином, вартість технологічного обладнання необхідного для кондиціонування повітря й вентиляції становить 4286302 грн. Далі розраховуються: вартість транспортних витрат - 0,5 % від вартості технологічного обладнання, монтаж обладнання становить - 15% від вартості технологічного обладнання. Вартість КВА приймається в розмірі 8 % від вартості обладнання.

Таблиця 4.2 Загальна вартість СКП

Вид витрати	Вартість, грн
Вартість обладнання	4286302
Вартість доставки	21431
Монтаж обладнання	642945
Вартість КВА	342904
Разом	5293582

Таким чином, загальні витрати на покупку й монтаж устаткування СКП становлять 5293582 грн.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ

5.1 Вступ

Умови праці впливають на здоров'я, працездатність і всебічний розвиток особи трудящого, який здійснює трудову діяльність при дії комплексу умов, як матеріально-технічних, так і природних

Охорона здоров'я працівників, забезпечення безпечних умов праці, ліквідація професійних захворювань і виробничого травматизму складають одну з головних турбот нашої держави.

Забезпечення здорових і безпечних умов праці покладається на адміністрацію підприємств, установ, організацій. Вона зобов'язана впроваджувати сучасні засоби техніки безпеки, попереджуючі виробничий травматизм і забезпечувати санітарно-гігієнічні умови, що запобігають виникненню професійних захворювань.

В даному розділі дипломного проекту розглядається питання розробки системи кондиціонування і вентиляції повітря їдальні бази відпочинку на 200 посадочних місць.

5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих чинників, що впливають на працівника.

Питання безпеки для здоров'я людини систем кондиціонування повітря можна розділити на дві групи:

- перша – небезпека кондиціонерів, пов'язана із їх конструкційними та функціональними особливостями (розподіл повітряного потоку; витік холодоагенту; шум; ступінь очищення повітря; утворення та відведення конденсату; розповсюдження патогенних мікроорганізмів через центральні системи кондиціонування);

					КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ	Лист
						52
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

- друга – небезпека, пов’язана із людським чинником, тобто із тим наскільки правильно людина експлуатує дану установку (правильне використання режимів роботи, професійний монтаж і обслуговування, вчасне очищення фільтрів і т.д.).

5.3 Розробка заходів з охорони праці

У випадку використання кондиціонера варто пам’ятати, що мікроклімат у приміщенні залежить не тільки від його конструкції, але і дій людини яка ним керує. Тому можна розглянути основні вимоги для забезпечення уникнення шкідливої дії чинників на людину.

- потік кондиціонованого повітря не повинен бути занадто холодним;
- не налаштовувати термостат на не налаштовувати термостат на температури, які є набагато нижчими за ту, яка є наданий момент у приміщенні, щоб різниця між температурою зовні і всередині приміщення не була занадто великою (температура яка підтримується кондиціонером не повинна бути нижчою за температуру ззовні більше ніж на 5 – 6°C);
- не рекомендується охолоджувати приміщення нижче 24°C, так як це може призвести до переохолодження і застуди;
- для зниження рівня шуму в конструкції сучасних кондиціонерів реалізована новітня система шумозаглушення.
- нормований витік фреону (приблизно 6 – 8% на рік) відбувається завжди – наслідок з’єднання міжблокового трубопроводу шляхом розвальцьовування. Для компенсації цього витоку кондиціонер необхідно дозаправляти фреоном кожні 1,5 – 2 роки. Якщо дозаправлення не проводити більше двох років, то кількість фреону в системі впаде нижче допустимого рівня, що позначиться на роботі компресора (наступає перегрів) і кондиціонера в цілому.

При правильному використанні і дотриманні вищевикладених вимог кондиціонер не заподіє шкоди, а створить необхідний комфорт.

5.3.1 Безпека праці

В установках кондиціонування повітря десятирічної давності і більше, у разі недбалого догляду, кондиціонер може бути причиною виникнення серйозних хвороб, так, як саме у фільтрах цих установок гніздяться кліщі, пилок рослин (які можуть бути причиною приступів астми у алергіків), а також різні мікроорганізми (бактерії, грибки, в тому числі і цвілеві та ін.). Серед всього цього найбільш небезпечною є бацила *Legionella pneumophila*, яка провокує хворобу легіонерів.

Конструкція сучасних кондиціонерів і принцип їх роботи не дають змогу для створення середовища, в якому можливий розвиток легіонелли. У сучасних побутових спліт-системах і мережних кондиціонерах вода утворюється як конденсат, який за хімічним складом є дистильованою водою. Її температура – 0°C. І вже через хвилину вона повністю відводиться із кондиціонера через дренажну систему.



Деякі розробники використовують у своїх установках спеціальне покриття, як всередині, так і зовні кондиціонера, на якому не розмножуються ні

грибки, ні бактерії. Наприклад, компанія Samsung покриває внутрішні елементи своїх кондиціонерів йонами срібла (технологія Silver Nano). Це дозволяє позбавитись і неприємного запаху в приміщенні, так як останній теж виникає внаслідок діяльності бактерій

Різні антибактеріальні покриття вентиляторів внутрішнього блоку, теплообмінників, фільтрів і пультів керування застосовують Daikin, Fujitsu

Виробники сучасних систем кондиціонування постійно працюють над проблемою зведення ризиків від використання кондиціонерів до нуля. З іншого боку, зменшенню ризиків сприятиме дотримання користувачами правил коректного використання установок.

Правила безпечного використання кондиціонеру:

- стежити, щоб штучно створювана температура не була занадто низькою;
- розташовувати патрубки холодного повітря спрямованими вгору, а не на присутніх в приміщенні;
- якщо в приміщенні не передбачено приливно-витяжна вентиляція, то за тривалої роботи кондиціонера приміщення обов'язково необхідно провітрювати;
- не забувати про періодичний загальний контроль установки спеціалістом.

Використовуючи правила безпечного використання кондиціонеру, термін експлуатації кондиціонера можна значно продовжити. Установку кондиціонера треба продумати таким чином, щоб при роботі в охолодному режимі на нього не потрапляли прямі сонячні промені. Такий варіант установки і експлуатації вбереже, в першу чергу, внутрішню частину обладнання від перенапруги. Також, в сонячні дні, жалюзі або штори в приміщенні де працює кондиціонер, краще тримати в закритому положенні. Відсутність прямого світлового потоку буде сприяти безперешкодному проходженню світлодіодного сигналу з пульта дистанційного керування кондиціонером

					КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ	Лист
						55
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4 Пожежна безпека

Основні протипожежні вимоги до систем вентиляції та кондиціонування повітря направлені на запобігання утворенню вибухонебезпечного середовища, обмеження кількості горючих елементів і матеріалів, запобігання утворенню в займистою середовищі джерел запалювання, обмеження розповсюдження пожежі по повітропроводам.

Будівлі, приміщення, технологічні установки повинні бути забезпечені первинними засобами пожежогасіння.

Первинні засоби пожежогасіння призначені для гасіння пожеж у початковій стадії їх розвитку силами персоналу підприємства до прибуття штатних підрозділів пожежної охорони, а також ліквідації невеликих осередків пожеж. Вони є у всіх виробничих приміщеннях і передаються під охоронну відповідальність безпосередньо керівникам цих об'єктів або іншим посадовим особам з числа інженерно-технічних працівників.

До первинних засобів гасіння пожежі належать вогнегасники, як ручні так і пересувні, бочки з водою, відра, сокири, багри, лопати, ящики з піском, азбестові полотна, повстяні мати, шерстяні ковдри, ломи, пилки тощо.

Вогнегасники слід встановлювати у легкодоступних та помітних місцях (коридорах, біля входів або виходів з приміщень тощо), а також у пожежонебезпечних місцях, де найбільш вірогідна поява осередків пожежі. При цьому необхідно забезпечити їх захист від попадання прямих сонячних променів і безпосередньої (без загороджувальних щитків) дії опалювальних та нагрівальних приладів.

Пожежні щити (стенди), інвентар, інструмент, вогнегасники в місцях установлення не повинні створювати перешкоди під час евакуації.

Відповідальність за своєчасне і повне оснащення об'єктів вогнегасниками та іншими засобами пожежогасіння, забезпечення їх технічного обслуговування,

					КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		56

навчання працівників правил користування вогнегасниками несуть власники цих об'єктів (або орендарі згідно з договором оренди).

					КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		57

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАННИХ ДЖЕРЕЛ

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

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

Додатки

Додаток А - Кліматичні параметри теплого періоду року для міста Очаків

Місто	Барометричний тиск, кПа	Температура повітря, °С, забезпеченістю 0,95	Температура повітря, °С, забезпеченістю 0,98	Середня максимальна температура повітря найбільш теплого місяця, °С	Абсолютна максимальна температура повітря, °С	Середня добова амплітуда температури повітря найбільш теплого місяця, °С	Середня місячна відносна вологість повітря найбільш теплого місяця, %	Середня місячна відносна вологість повітря в 15 год найбільш теплого місяця, %	Кількість опадів за квітень - жовтень	Добовий максимум опадів, мм	Переважає напрямок вітру червень - серпень	Максимальна із середніх швидкостей вітру по румбах за липень, м/с
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Очаків	98	25	29	27	36	8,0	57	40	238	-	СВ	3,7

Додаток Б - Дані про середню місячну й річну температуру повітря в м.

Очаків

Місто	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	Рік
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Очаків	-1,3	-0,6	2,9	9,2	15,3	19,6	22,0	21,6	17,0	11,3	5,8	1,1	10,3

Додаток В - Коефіцієнти тепловіддачі

Поверхні	Коефіцієнт тепловіддачі, α , Вт/(м ² К)	Опір тепловіддачі, R , м ² К/Вт
Зовнішні поверхні стін і бездахових покриттів	23	0,043
Внутрішні поверхні приміщень без примусової циркуляції повітря: стіни	8	0,125
підлоги й стелі	6-7	0,167-0,143
Внутрішні поверхні приміщень із помірної циркуляції повітря	9	0,111
Внутрішні поверхні приміщень із інтенсивної циркуляції повітря	11	0,091

Додаток Г - Характеристики теплоізоляційного матеріалу TERPLEX

Найменування показника	Марка			Метод випробування
	TERPLEX 35-250*	TERPLEX ЕКОНОМ	TERPLEX 45-500*	
1. Щільність, кг/м ³	28,0 - 38,0	28,0 - 38,0	34,0 - 45,0	ГОСТ 17177-94
2. Міцність на стиск при 10% лінійній деформації, МПа, не менш	0,25	0,25	0,50	ГОСТ 17177-94
3. Межа міцності при статичному вигині, МПа	0,4 - 1,0	0,4 - 1,0	0,4 - 0,7	ГОСТ 17177-94
4. Водопоглинення, % по обсязі, не більше:				ГОСТ 17177-94
а) за 24 години	0,2	0,2	0,2	
б) за 30 діб	0,4	0,4	0,4	
5. Коефіцієнт теплопровідності в сухому стані при температурі (25+5)°С, Вт/(м·ДО), не більше	0,028	0,028	0,030	ГОСТ 7076-99
6. Паропроникність, мг/(м.год.Па)	0,018	0,018	0,015	ГОСТ 25898-83
7. Капілярність	0	0	0	
8. Коефіцієнт лінійного теплового розширення, м/мК	80* 10 ⁻⁶			
9. Модуль пружності, МПа	12	12	12	
10. Категорія стійкості до вогню, група	Г 1	Г 4	Г 4	СНиП 21-01-97

Додаток Д - Виділення тепла й вологи від людей

Рід роботи	У чисельнику – явні тепловиділення $Q_{4л}$ (у Вт), У знаменнику – вологовиділення $W_{4л} \cdot 10^6$ (у кг/с)							
	Розрахункові температури повітря в кондиціонуємих приміщеннях, °С							
	10-13	14-16	17-19	20-22	23-25	25-28	30-32	35
Легка робота сидячи	$\frac{130}{9,16}$	$\frac{86}{11,9}$	$\frac{79}{14,7}$	$\frac{72}{17,7}$	$\frac{68}{19,4}$	$\frac{49}{27,0}$	$\frac{35}{32,2}$	$\frac{12}{32,2}$
Легка фізична робота (касири, відвідувачі їдалень, магазинів і ін.)	$\frac{147}{11,1}$	$\frac{116}{13,9}$	$\frac{98}{21,4}$	$\frac{95}{22,2}$	$\frac{70}{32,2}$	$\frac{60}{36,0}$	$\frac{47}{41,6}$	$\frac{6}{55,5}$
Робота середньої важкості (продавці магазинів, офіціанти, прибиральниці й т.д.)	$\frac{157}{20,8}$	$\frac{130}{32,0}$	$\frac{140}{34,7}$	$\frac{112}{39,0}$	$\frac{80}{51,5}$	$\frac{70}{55,5}$	$\frac{47}{69,5}$	$\frac{6}{79,0}$
Важка робота (персонал гарячих цехів, кухонь)	$\frac{198}{37,0}$	$\frac{158}{52,7}$	$\frac{163}{51,4}$	$\frac{130}{64,5}$	$\frac{89}{80,5}$	$\frac{64}{90,5}$	$\frac{35}{101,0}$	$\frac{8}{94,5}$

Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата
----	-----	----------	--------	------

КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ

Лист

61

Додаток Ж. Норми освітленості й передачі кольору в приміщеннях
(Стандарт ISO 8995)

Тип приміщення	Освітленість, лк	Передача кольору	Колірна температура, що рекомендується
РЕСТОРАНИ Й ГОТЕЛІ			
Вестибюль	300	80	нейтральний
Кухня	500	80	нейтральний
Зал ресторану	200	80	теплий
Ресторан самообслуговування	200	80	теплий
Буфет	300	80	теплий
Коридори	100	80	нейтральний

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

КВ 05. 02. 000 ДП ПЗ

Лист

62