

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. 013. 000 ДП

Тимченко Дмитра
Олеговича

м. Одеса - 2023 р

Спеціальність 142
Енергетичне машинобудування
Група 4 КВ-06

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА КВ 06. 013. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:

Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря ресторанного комплексу при «Дельфінарії» на 193 посадкових місць, м. Одеса

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки на _____ сторінках та графічного матеріалу на _____ аркушах.

Дипломник _____ (Тимченко Д.О.)

Керівник проекту _____ (Беркань Ір.В.)

Консультанти:

з економічної частини _____ (Кухарук А.А.)

з будівельної частини _____ (Волянська С.В.)

з охорони праці _____ (Чорновол Н.І.)

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

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

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

Захист “ _____ ” _____ 2023 р. Протокол ЕК № _____
Оцінка ЕК _____

Секретар ДЕК _____ (Куриленко В.В.)

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 НВП
_____ Беркань Іг.В.
“ 20 ” лютого 2023 р.

ЗАВДАННЯ

до дипломного проектування

Прізвище, ім'я та по батькові: Тимченко Дмитро Олегович

Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»

Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»

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

Тема дипломного проекту: Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря ресторанного комплексу при «Дельфінарії» на 193 посадкових місць, м. Одеса

Стверджена наказом по коледжу від « 17 » 10 2022 р. № 235–А2–ОД

Вихідні дані для проекту: 29 °С, 49 кДж/кг, 60 %, 1 м/с

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 кондиціювання або холодопостачання

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціювання 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 _____ (Беркань Ір.В.)

В С Т У П

Ресторатори знають, як важливо справити гарне враження на гостей, які після відвідування закладу можуть порекомендувати його знайомим. Або навпаки, залишити негативний відгук, який прочитають тисячі потенційних відвідувачів, тому сучасні ресторани, що піклуються про своїх клієнтів, повинні демонструвати не тільки бездоганну роботу кухні і високий рівень обслуговування, але і забезпечувати комфортні умови в закладі.

Одне з найважливіших завдань, які повинна вирішити вентиляційна система громадського харчування - зробити так, щоб гість не відчув небажаних запахів, відволікаючих його від страв. «Аромати» з гарячого цеху, сигаретний дим із кімнат для куріння, запахи з санвузла, проникаючи в обідню зону, можуть перекреслити враження від старань шеф-кухаря і негативно вплинути на репутацію закладу. 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.

Вентиляційні системи ресторанів покликані також забезпечити:

- ✓ комфортне перебування відвідувачів і персоналу в закладі;
- ✓ дотримання норм охорони праці на місцях роботи персоналу;
- ✓ видалення диму і парів в гарячому цеху;
- ✓ видалення неприємних запахів зі службових приміщень, санвузлів, підсобок.

Ще одна особливість вентиляції закладів громадського харчування - дисбаланс припливного і витяжного потоків. Так, в залі приплив повинен

					КВ 06. 013. 000 ДП ПЗ		
<i>Зм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб</i>					<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перев</i>						3	65
<i>Н.контр.</i>					ВСП «ОТФК ОНТУ», 2023 р.		
<i>Затв.</i>							

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 «чілер - фенкойл».

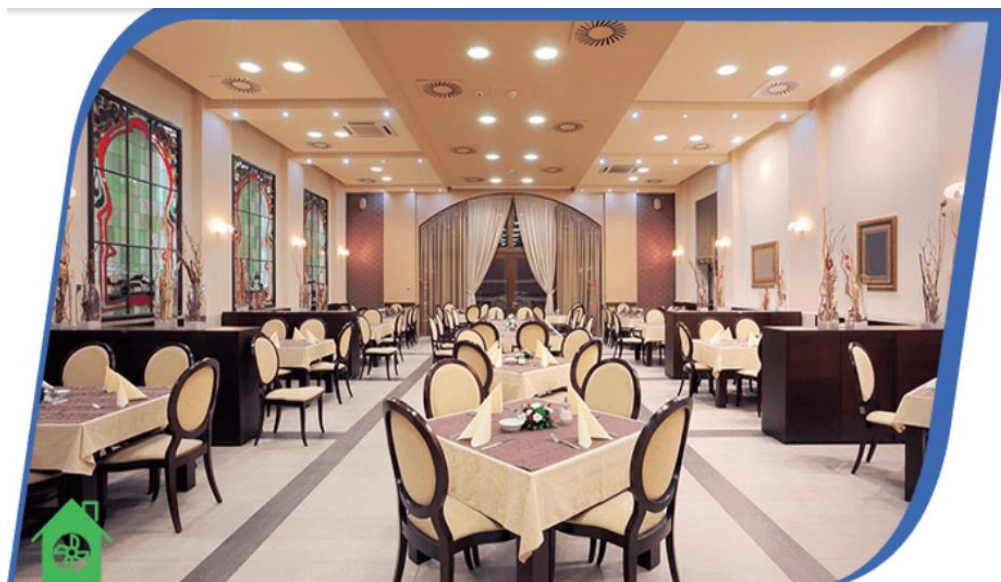
Рішення про застосування тієї чи іншої схеми вентиляції і кондиціонування має прийматися на підставі техніко-економічного обґрунтування, з урахуванням особливостей приміщень, вимог замовника і архітектора.

Правильно організована вентиляція в ресторані повинна складатися з декількох незалежних вентиляційних систем, які обслуговують кухню, обідній зал, технічні та побутові приміщення, вбиральні і приміщення для паління. У кожному з приміщень до вентиляції щодо інтенсивності повітрообміну пред'являються індивідуальні вимоги.

					КВ 06. 013. 007 ДП ПЗ	Лист
						4
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		



Мал.1 Системи вентиляції гарячого цеху ресторану



Мал. 2 Системи вентиляції залу для відвідувачів ресторану

Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

КВ 06. 013. 007 ДП ПЗ

Лист

5

1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Вихідні дані:

Місце передбачуваного будівництва	м. Одеса
розрахункова літня температура	29 °С
питома ентальпія повітря,	49 кДж/кг
відносна літня вологість повітря	60 %
швидкість вітру	1,0 м/с

1.2 Техніко-економічне обґрунтування

Одним з об'єктів проектування СКП у громадських будівлях є СКП на підприємствах громадського харчування: їдалень, 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 їдалень 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 зовні, а лише прохолоджують внутрішнє повітря, виникає необхідність в окремої проточній установці для забезпечення приміщення санітарною нормою приточного повітря (у більшості випадків використовується природна вентиляція).

					КВ 06. 013. 007 ДП ПЗ	Лист
						6
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

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 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.

					КВ 06. 013. 007 ДП ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		7

3. РОЗРАХУНКОВО- КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 Розрахункові дані

Об'єктом проектування є двоповерховий будинок ресторанного комплексу при «Дельфінарії» на 193 посадкових місця.

Зовнішні стіни виконані зі звичайної силікатної, 250 x 125 x 65 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 (без дахове) - 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 наведені в довідниках. Підлоги (на ґрунті) - залізобетонна пустотна плита (=220 мм), теплоізоляція - шар пінополістиролу 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.

Розрахункові параметри внутрішнього повітря

Розрахункові параметри внутрішнього повітря приймаються відповідно до для даного типу приміщенні. Вони наведені в таблиці 3.1

					КВ 06. 013. 007 ДП ПЗ	Лист
						8
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 - 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

3.2 Розрахунок теплоприпливів об'єктів завдання

Теплопритоки через конструкції, що огорожують

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

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

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

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, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

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

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

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

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 $\lambda_i = 0,87 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $R_B = 0,111 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$

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

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 $\lambda_i=0,87 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$; $R_B=0,125 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$;

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

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

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

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

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 $1,961 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ для внутрішніх дерев'яних дверей $1,946 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$

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:

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

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

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

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_v – 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

$$Q_{1T} = \sum k_{усл} F (t_n - t_v) m \cdot 10^{-3}, \quad (3.4)$$

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, 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,

$$m = \frac{1}{1 + 1,25 \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right)}, \quad (3.5)$$

де δ – товщина окремих шарів конструкції підлоги, м;

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

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

$$Q_{1c} = Q_{1c}^{\text{масс}} + Q_{1c}^{\text{свет}}. \quad (3.6)$$

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

$$Q_{1c} = k_d F \Delta t_c \cdot 10^{-3}, \quad (3.7)$$

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.

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 3.1. Визначення температури в неохолоджуваних приміщеннях суміжних з охолоджуваними здійснювалося шляхом складання теплового балансу приміщення.

Таблиця 3.2 - 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										

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

КВ 06. 013. 007 ДП ПЗ

Лист

14

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

Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

КВ 06. 013. 007 ДП ПЗ

Лист

15

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

$$Q_n = \frac{mc(t_n - t_k)n}{z} \quad (3.8)$$

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,

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

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

n — число місць в обідньому залі.

Результати розрахунку наведені в таблиці 3.4

Теплопритоки від людей

Кількість теплоти, виділюваної людьми (у Вт), підраховують по формулі:

$$Q_{4л} = q_{чел} n, \quad (3.9)$$

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).

Результати розрахунку наведені в таблиці 3.4

Кількість людей у приміщеннях наведені в таблиці 3.3

Таблиця 3.3 - 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 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:

$$Q_{мон} = Q_{ном} + Q_{ух} \quad (3.10)$$

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

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

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

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

$$Q_{об}^{газ} = Q_{мон} K K_0 K_u \quad (3.11)$$

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 неполірованої поверхні, 0,49 кВт – полірованої й 0,33 кВт – для поверхні, покритою ізоляцією.

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

$$Q_{об}^{эл} = \sum N_{эл.н} K_u K_0 \quad (3.12)$$

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

$$Q_{\text{эл.дв}} = \sum N_{\text{эл.дв}} K_u K_0 \quad (3.13)$$

де $\sum N_{\text{эл.дв}}$ - 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 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, хліборізнаая 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.

Результати розрахунку теплопритоків від людей 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 питомі виділення теплоти для люмінесцентних ламп. Якщо освітлення виконується лампами накаливання, то вводиться поправочний коефіцієнт 2,75.

Результати розрахунку теплопритоків від електричного освітлення наведені в таблиці 3.4.

3.3 Розрахунок вологопритоків у приміщення

Вологопритоки від їжі, що остигає

Вологовиділення від гарячої їжі в залах ресторану визначають по формулі:

					КВ 06. 013. 007 ДП ПЗ	<i>Лист</i>
						20
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

$$W_n = \frac{kmc(t_n - t_k)n}{z(2500 + 1,8t_{cp})} \quad (3.14)$$

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.

Вологопритоки від людей

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

$$W_{л} = w_{чел}n, \quad (3.15)$$

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

Вологопритоки від змочених поверхонь

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

$$\frac{W_n = 0,006F(t_c - t_m)}{3600}, \quad (3.16)$$

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 3.5.

3.4 Визначення сумарних тепло і вологоприпливів об'єкту завдання

Таблиця 3.4 - Зведена таблиця теплопритоків

Приміщення	Теплоприток	Загальне
------------	-------------	----------

	Від що обгороджуючих конструкцій, кВт	Від їжі, що остигає, кВт	Від людей, кВт	Від обладнання, кВт	Від освітлення, кВт	теплове навантаження, 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

Таблиця 3.5- Сумарні вологопритоки в приміщення

Приміщення	Вологоприток			Сумарний вологоприток, кг/с
	Від їжі, що остигає, кг/с	Від людей, кг/с	Від змочених поверхонь, 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

3.5 Побудова в d,h –діаграмі процесів обробки повітря.

Вибір схеми 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. 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 кондиціонуємого 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 кондиціонуєме

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 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 повітронагрівачі 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 повітронагрівача 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 повітронагрівачі першого підігріву, воложитьься в камері зрошення рециркулюючою водою

					КВ 06. 013. 007 ДП ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		24

(адіабатичне зволоження), нагрівається в повітронагрівачі другого підігріву й подається вентилятором, менша частина його (рівна кількості зовнішнього повітря) видаляється назовні, а більша частина надходить назад у кондиціонер.

Якщо схемою передбачене зволоження повітря паром, 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.

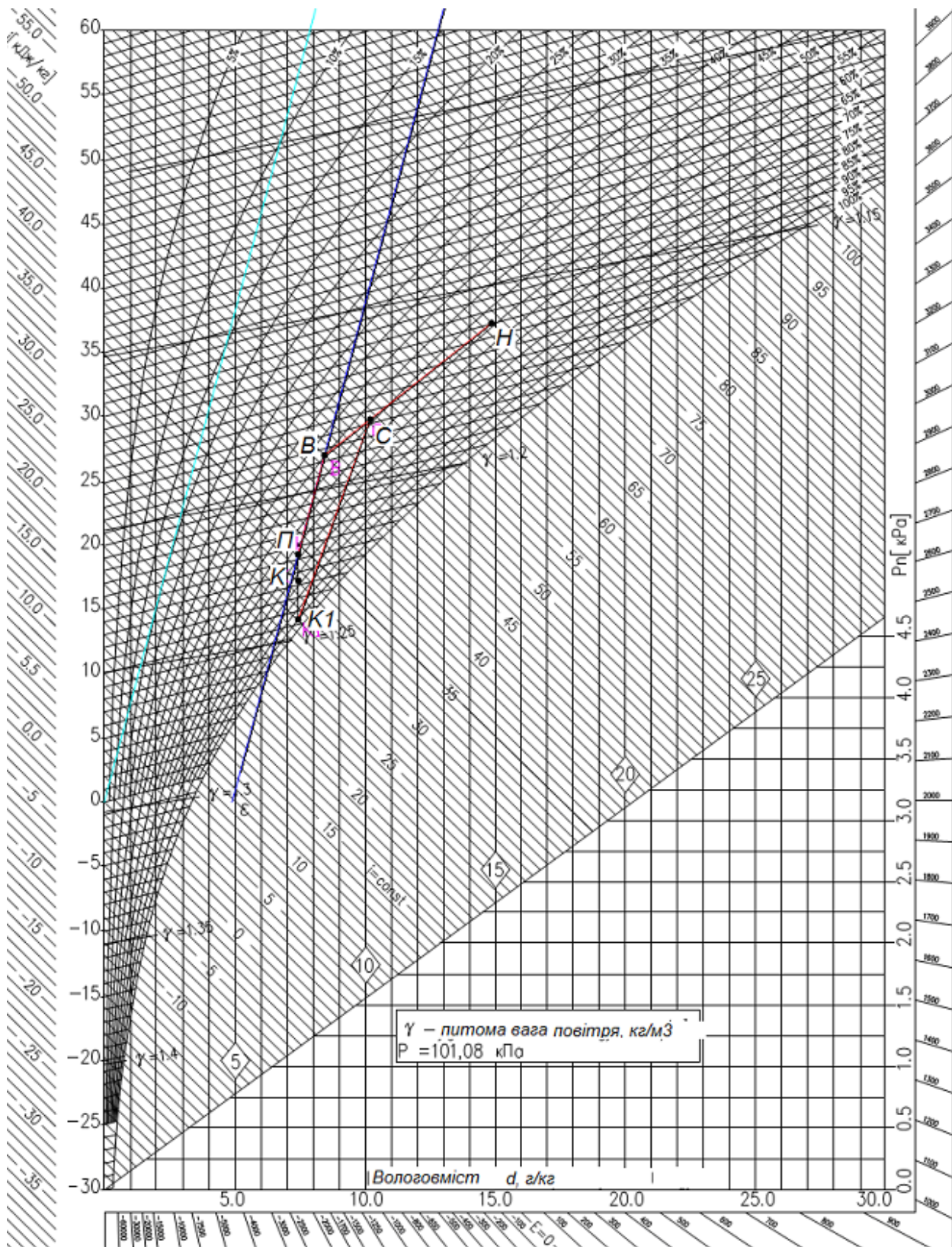
Побудова процесів обробки повітря в $i - d$ -діаграмі подібно з таким для прямоточних систем. Основне розходження полягає в тім, що тепловологісній обробці в кондиціонері піддається не зовнішньої повітря, а його суміш із рециркуляційним. Тому побудову процесів починають із визначення витрати зовнішнього повітря L_n , приточного L_n й рециркуляційного повітря $L_p = L_n - L_n$.

Розглянемо послідовність побудови обробки повітря для літнього розрахункового режиму на мал. 3.1, на якому показані тільки апарати, що беруть участь в обробці.

На $i - d$ - діаграму наносять точки H , B і P , що відповідають параметрам зовнішнього, внутрішнього й приточного повітря, а також лінію лучачи процесу зміни параметрів повітря в приміщенні ε_d .

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:

$$i_c = \frac{L_n \rho_n i_n + L_p \rho_p i_p}{L_n \rho_n + L_p \rho_p} \quad (3.17)$$



Мал. 3.1

де i_n й ρ_n - ентальпія (у kJ/kg) і щільність (у kg/m^3) зовнішні повітря; $i_p = i_e$ і $\rho_p = \rho_e$ - ентальпія й щільність рециркуляційного повітря, прийняті рівними ентальпії й густини внутрішнього повітря.

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

КВ 06. 013. 007 ДП ПЗ

Лист

26

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 повітрянагрівача другого підігріву) приймають на $1-2^{\circ}C$ нижче, ніж у точці $П$.

3.6 Визначення витрати повітря припливної установки

Теплове навантаження на повітроохолоджувач (у кВт) визначають по формулі

$$Q_0 = L_n \rho (i_c - i_{k_1}) \quad (3.18)$$

Теплове навантаження на повітрянагрівач другого підігріву знаходять по формулі

$$Q_{II} = L_n \rho (i_k - i_{k_1}) \quad (3.19)$$

де i_c, i_k, i_{k_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 $L_{\bar{b}}$.

Беремо до уваги, що параметри точки K повинні бути однакові для обох схем обробки: у СКП із першою рециркуляцією це параметри повітря після повітрянагрівача 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 K_2B . Співвідношення кількості повітря, що проходять через обвідної канал (байпас) і повітроохолоджувач, знаходять за правилом змішання:

$$\frac{L_{\bar{b}}}{L_{\bar{вo}}} = \frac{K_2K}{BK} \quad (3.20)$$

звідки, з урахуванням балансу повітряних потоків:

$$L_{\text{го}} = \frac{L_p}{1 + K_2 K / BK} \quad (3.21)$$

$$L_{\text{о}} = L_p + L_{\text{го}} \quad (3.22)$$

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

Теплову навантаження на повітроохолоджувач у СКП із першою й другою рециркуляцією

$$Q_0 = L_{\text{го}} \rho (i_{c1} + i_{\kappa_1} i'_{\kappa_1}) \quad (3.23)$$

Визначаємо тепловологісне відношення по формулі [4]

$$\varepsilon_{\text{п}} = \frac{\sum Q_{\text{я}}}{\sum W} + i_w \quad (3.24)$$

$$i_w = 2500 + 1,8t \quad (3.25)$$

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

$$L = \frac{\sum Q_n}{\rho(i_{\text{в}} - i_{\text{п}})} = \frac{\sum Q_{\text{я}}}{\rho c \Delta t_p} \quad (3.26)$$

де ρ – щільність повітря при $t = t_{\text{п}}$, кг/м³;

c – питома теплоємність повітря при $t = t_{п}$, кДж/кг;
 Δt_p – припустима (робоча) різниця температур, °С;
 $i_{в}, i_{п}$ – питомі ентальпія приточного й внутрішнього повітря (у крапках П и В).

Визначаємо об'ємна витрата зовнішнього повітря по формулі

$$L_n = nL_{тр}, \quad (3.27)$$

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

$$L_p = L_n - L_n \quad (3.28)$$

Результати розрахунку: тепловологісне відношення - $\varepsilon_{п} = 9715$ 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.

Визначаємо теплове навантаження на повітроохолоджувач по формулі [4]:

$$Q_0 = L_{п}\rho(i_{п} - i'_{к1}) \quad (3.29)$$

Визначаємо витрата теплоти в повітронагрівачі другого підігріву

$$Q_{II} = L_{п}\rho(i'_{к1} - i_{к}) \quad (3.30)$$

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

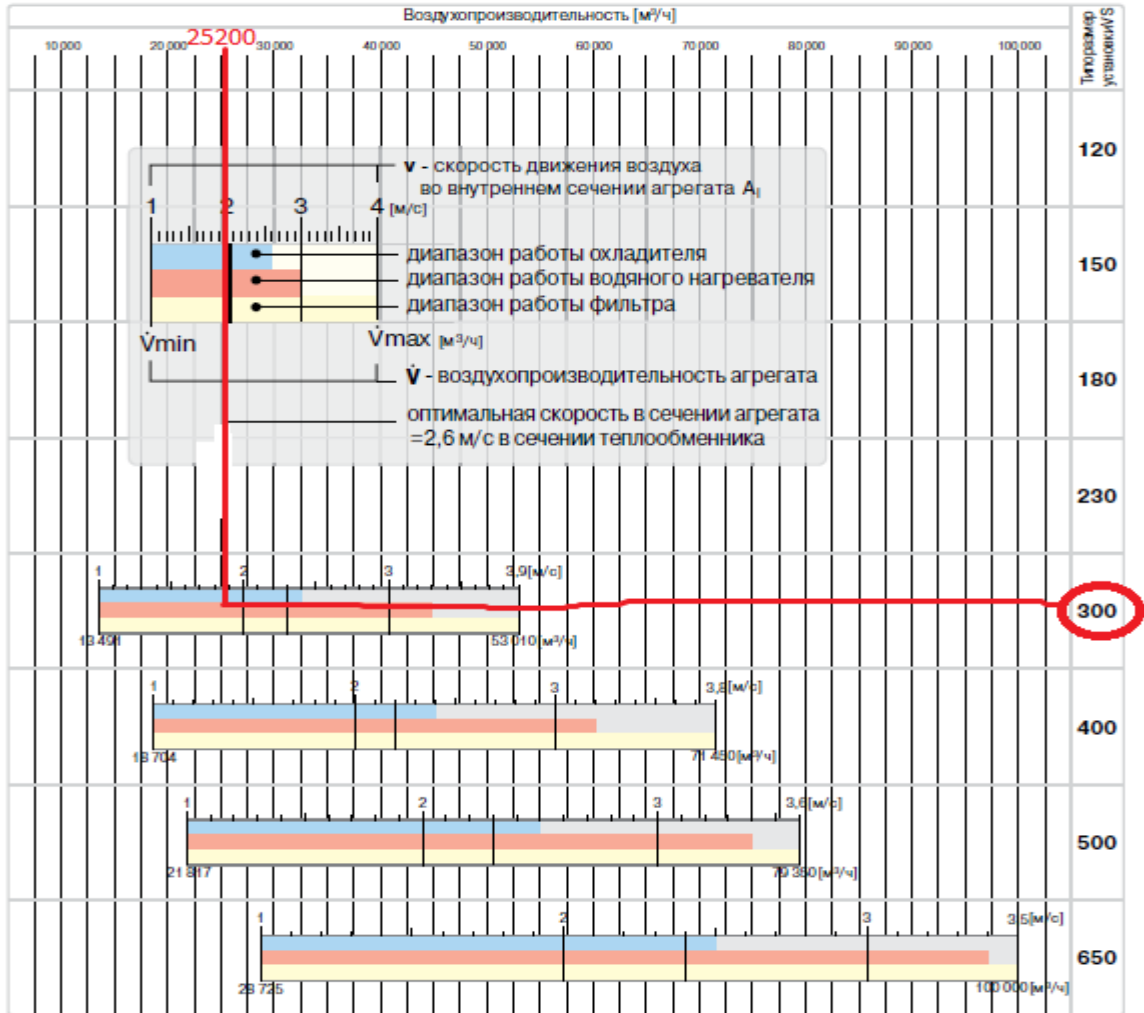
3.7 Розрахунок і вибір обладнання припливної установки.

Вибір типорозміру агрегату

Підбор обладнання здійснюється за каталогом корпорації VTS Group 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)

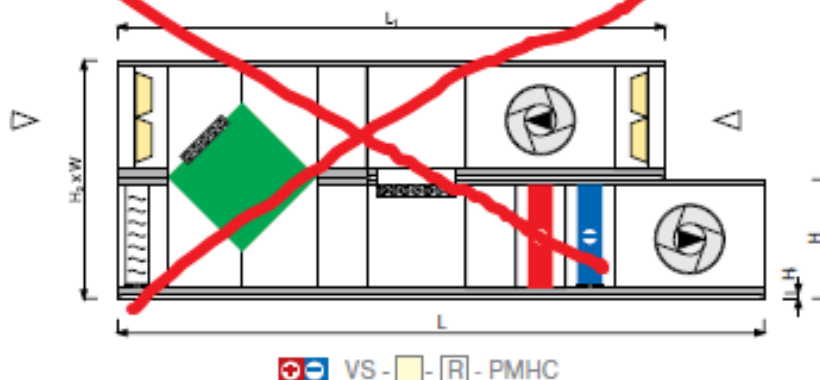
Вибираємо компонування агрегату (малюнок 3.2)



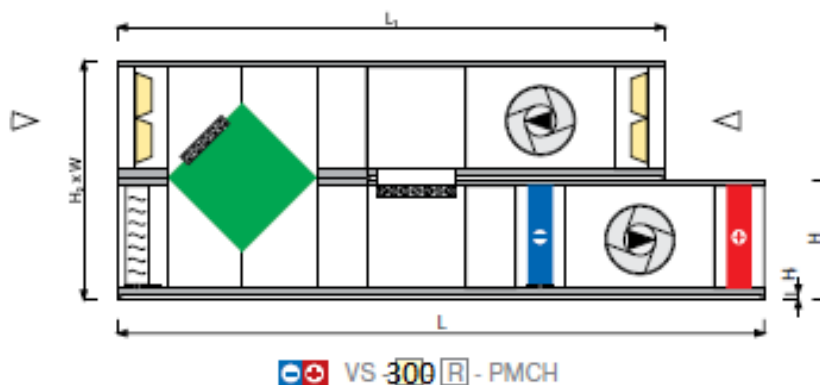
Малюнок 3.1 - Вибір типорозміру агрегату

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 ₀) [мм]	H ₂ (H ₂₀ /H ₀) [мм]	H ₁ * (H ₂₀ /H ₀) [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	250x660
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	1199x3150
650	28725	16907	71400	42025	8438	8438	7707	/ 2366	/ 4732	/ 80	3697	2146x3557	2146x3557	1520x3250

Малюнок 3.2 - Компонування агрегату

3.8 Розрахунок основного холодильного обладнання

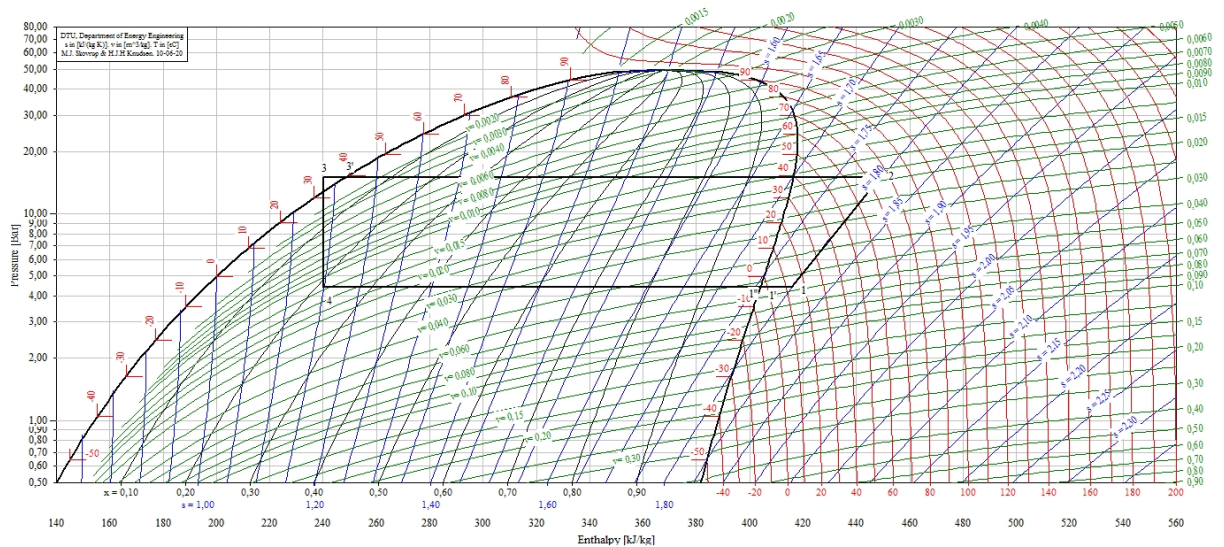
Як охолоджувач у кондиціонері використовується хладоновий охолоджувач, що є випарником холодильної машини.

Розраховуємо одноступінчасту хладонову холодильну машину з регенеративним теплообмінником. В якості холодоагенту вибираємо хладон R32. Температура кипіння холодоагенту приймається на 14-16 °С нижче температури середовища. 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 - $\lg p$ для R32. Цикл будується за допомогою програми CoolPack. Цикл наведений на малюнку 3.3.



Малюнок 3.3 – Цикл роботи холодильної машини

Значення параметрів хладону в точках циклу наведені в таблиці 3.1

Таблиця 3.1 - Значення параметрів хладона 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

Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

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);

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

По площі теплопередаючої поверхні підбираємо конденсатор КВ 803-3, характеристики якого наведені в таблиці 3.3

Таблиця 3.3 - Характеристики конденсатора КВ 803-3

Характеристика	Значення
Номінальна потужність, кВт, при $\Delta T=15$ К	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);

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

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

Підбор секції нагрівання

У секції нагрівання центрального кондиціонера використовується електричний нагрівач. Необхідна потужність повітрянагрівача $L=25,256$ кВт. За каталогом підбираємо електричний нагрівач VS-15 потужністю 30 кВт.

Підбор вентиляторної секції

За результатами аеродинамічного розрахунку повітропроводів підбираємо вентилятор подачі приточного повітря. З каталогу 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. 013. 007 ДП ПЗ	Лист
						35
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Вхідні дані

Таблиця 5.1 - Вхідні дані

№	Показники	Найменування, кількість
1	Найменування об'єкту	Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря ресторанного комплексу при «Дельфінарії» на 193 посадкових місць, м. Одеса
2	Система охолодження	безпосередня
3	Холодоагент	R-32
4	Марка масла	BSE
5	Наявність градирні	—
6	Кількість робочих годин на 1 робітника за рік	440
7	Ступінь автоматизації	повна
8	Кількість змін праці	—
9	Витрати масла на 1 компресор, кг	7,0
10	Витрати фреон на поповнення системи на 1 кВт холодопродуктивності, кг	0,5
11	Ціна 1 кВт. електроенергії, грн.(виробнича)	4,30
12	Ціна 1 кг холодоагенту, грн.	316,0
13	Ціна 1 кг масла, грн.	1355,0

Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

КВ 06. 013. 007 ДП ПЗ

Лист

36

Таблиця 5.2 – Технічна характеристика обладнання

№	Перелік обладнання	Марка	Кількість, шт.	Холодопродуктивність, кВт	t_0 °C	Номінальна потужність електродвигуна, кВт	Ціна, грн.
1	Центральний кондиціонер (агрегат приточно-втяжний)	Ventus VS-300	1				159313
2	Компресор	DUAL SCROLL ZR 380-KCTWD	2	100,3	-3,6	19,43	195650
3	Конденсатор (8 вентиляторів)	KB 803-3	1			8 x 4,2	239 680
4	Охолоджувач	VS-300 6R	2				43944
5	Секції нагрівання	VS-15	1			30	56487
6	Вентиляторна секція	PLUG VS-300	1				14366
7	Дифузор стельовий		40				79,0
8	Повітропровід прямокутного перетину		1				350,0

Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

КВ 06. 013. 007 ДП ПЗ

Лист

37

5.2 Розрахунок капітальних вкладень

Сумарна вартість обладнання по кожному найменуванню розраховується за формулою:

$$C_m = C_n \cdot K_n, \quad (5.1)$$

де C_n – ціна одиниці обладнання, грн.

K_n – кількість даного найменування обладнання, шт.

$$C_m = 159313 \cdot 1 + 195650 \cdot 2 + 239680 \cdot 1 + 43944 \cdot 2 + 56487 \cdot 1 + 14366 \cdot 1 + 79 \cdot 40 + 350 \cdot 1 = 864656 \text{ грн.}$$

Розрахунки заносимо в таблицю.

Таблиця 5.3 - Загальна вартість обладнання

№	Найменування обладнання	Тип, марка	Кількість, шт.	Ціна за 1 обладнання, грн.	Сумарна вартість, грн.
1	Центральний кондиціонер	Ventus VS-300	1	159313	159313
2	Компресор	DUAL SCROLL ZR 380-KCTWD	2	195650	391300
3	Конденсатор (8 вентиляторів)	KB 803-3	1	239 680	239 680
4	Охолоджувач	VS-300 6R	2	43944	87 888
5	Секції нагрівання	VS-15	1	56487	56487
6	Вентиляторна секція	PLUG VS-300	1	14366	14366
7	Дифузор стельовий		40	79,0	3160
8	Повітропровід прямокутного перетину		1	350,0	350
9	Разом сумарна вартість обладнання				864656
10	Вартість іншого обладнання				86465,6
11	Витрати на монтаж і транспорт				12969,84
12	Загальна вартість				964091,4

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.

$$K_v = 0 + 964091,4 = 964091,4 \text{ грн.}$$

					КВ 06. 013. 007 ДП ПЗ	Лист
						39
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

5.3 Розрахунок цехових витрат

5.3.1 Розрахунок кількості виготовленого холоду (виробнича потужність)

Виготовлення холоду в стандартних умовах $Q_{ст}$ в тис кДж, розраховується за формулою:

$$Q_{ст} = \sum(Q_0 \cdot K_з \cdot 19440), \quad (5.3)$$

де Q_0 – сумарна розрахункова часова холодопродуктивність, кВт;

$K_з$ – середньозважений коефіцієнт переведу праці компресора з робочих умов у стандартні при різних температурах кипіння холодоагенту.

$$Q_{ст} = 200,6 \cdot 0,5 \cdot 19440 = 1949832 \text{ тис. кДж}$$

5.3.2 Розрахунок витрат на допоміжні матеріали

Витрати на допоміжні матеріали містять в собі витрати на поповнення системи фреоном та змащуючим мастилом.

Розрахунки проводяться у таблиці 5.4

Таблиця 5.4 – Розрахунок витрат на допоміжні матеріали

Статі витрат	Умовні значення та розрахунок	Сума, грн.
1.Сумарна холодопродуктивність, кВт	$\sum Q_0$	200,6
2.Середня питома норма расходу фреону, кг/1кВт	q_a	0,5
3.Середній коефіцієнт втрат фреону при ремонтах	K_p	1,05
4. Ціна 1 кг фреону, грн.	$Z_{x.a.}$	316,0
5.Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати	$K_{x.a.}$	1,15
6.Витрати на поповнення системи фреоном, грн.	$C_{x.a.} = \sum Q_0 \cdot q_a \cdot K_p \cdot Z_{x.a.} \cdot K_{x.a.}$	38271,5
7.Кількість зарядженого мастила у середньому на 1 компресор, кг	m	7
8.Кількість компресорів, шт	n	2
9.Коефіцієнт втрат мастила при ремонтах	K_B	1,2
10.Кількість разів змін масла за рік	R	–

Продовження таблиці 5.4

11.Середня ціна 1 кг мастила, грн;	Z_M	1355,0
12.Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати, грн	K_M	1,14
13. Витрати на поповнення мастила, грн.	$C_{M=m \cdot n \cdot K_B \cdot R \cdot Z_M \cdot K_M}$	25951,0
14.Разом:	$C_p = C_{x.a} + C_M$	64222,5
15.Інші витрати (5%)	$C_i = C_p \cdot 5/100$	3211,13
16.Усього:	$C_{д.м} = C_p + C_i$	67433,63

5.3.3 Розрахунок витрат на силову електроенергію

Річне споживання електроенергії (у грн) розраховується у таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 – Розрахунок споживання силової електроенергії

№	Споживачі електроенергії	Тип, марка обладнання	Ном.п отуж ність, кВт	Коеф. викори стання облад- нання	Кільк ість устат куван ня	Фонд робо чо го часу, годин	Загальна потреба електроен ергії, кВт.год	Витрати на силову електроен ергію в грн
	Вихідні дані		Wh.	Кв.об.	Куст.	Чрік	$W_{заг} = Wh \cdot K_{в.об} \cdot K_{у.}$ Чрік	$C_w = W_{заг} \cdot C_e$
1	Компресор	DUAL SCROL L ZR 380-KCTWD	19,43	0,85	2	5400	178367,4	766 979,8
2	Конденсатор (8 вентиляторів)	KB 803-3	33,6	0,7	1	3000	70560	303408
3	Секції нагрівання	VS-15	30	0,7	1	3000	63000	270900
	Всього	—	83,03	—	4	—	—	1341289

Витрати на силову електроенергію в грн, розраховується по формуле:

$$C_w = W_{заг} \cdot C_e \quad (5.4)$$

де C_e – ціна 1кВт електроенергії, грн.

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:

$$T_{c1} = \frac{ЗП}{Г}, \quad (5.5)$$

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

Г – кількість годин роботи у місяць.

$$T_{c1} = \frac{6700}{164} = 40,85 \text{ грн.}$$

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:

$$T_{c6} = T_{c1} \cdot ТК_6, \quad (5.6)$$

де ТК – тарифний коефіцієнт відповідно для кожного тарифу.

Розрахунок тарифної ставки 6 розряду:

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

Тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу розраховується за формулою:

$$T_\phi = T_c \cdot E_\phi \cdot K, \quad (5.7)$$

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:

$$O_\phi = T_\phi + \sum D \quad (5.8)$$

де T_ϕ – тарифний фонд зарплати, грн.;

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

$$\sum D = T_\phi \cdot \frac{25}{100} \quad (5.9)$$

Додатковий фонд заробітної плати розраховується за формулою:

$$D = \frac{T_\phi \cdot d}{100} \quad (5.10)$$

де d – відсоток додаткового фонду (10%);

Річний фонд розраховується за формулою:

$$P_\phi = O_\phi + D_\phi \quad (5.11)$$

Відчислення від річного фонду заробітної плати виконується за формулою:

$$B_c = \frac{P_\phi \cdot p}{100} \quad (5.12)$$

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

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
E_ϕ – ефективний фонд робочого часу, годин.	E_ϕ	440
K – кількість працівників компресорного цеху	K	1
T_ϕ - тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу	$T_\phi = T_c \cdot E_\phi \cdot K$, грн	32353,2

Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

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

5.4 Розрахунок собівартості одиниці холоду

Для розрахунку собівартості одиниці холоду необхідно розрахувати калькулювання цехової собівартості 1000 кДж холоду.

Собівартість одиниці холоду $C_{\text{ст.заг.1000кДж}}$ в грн, розраховується за формулою:

$$C_{\text{ст.заг.1000кДж}} = \frac{C_{\text{ст}}}{Q_{\text{ст}}} \quad (5.13)$$

де $C_{\text{ст}}$ – цехова собівартість, грн.;

$Q_{\text{ст}}$ – річний виробіток холоду, тис. кДж.

$$C_{\text{ст.заг.1000кДж}} = \frac{2426100}{1949832} = 1,25 \text{ грн.}$$

Розділив витрати по кожній статті витрат на річну виробку холоду в стандартних умовах, отримаємо собівартість одиниці холоду по кожному виду витрат.

Усі розрахунки заносяться у таблицю.

Таблиця 5.7 – Розрахунок собівартості одиниці (1000 кДж) холоду

№	Статті витрат	Сума витрат, грн.	
		На річний виробіток холоду	На одиницю холоду, грн.
1	Допоміжні матеріали	67433,63	0,03
2	Зарплата виробничих працівників	43677	0,02
3	Відрахування від зарплати	9609	0,001
4	Електроенергія силова	1341289	0,69
5	Цехові витрати (ЗПвир.прац.*(0,2)	8735,4	0,001
6	Амортизація обладнання(10%)	964091,4	0,49
7	Разом цехова собівартість (Сст)	2426100	1,25

5.5. Основні техніко-економічні показники проекту

Показники проекту заносяться в таблицю.

Таблиця 5.8 - Основні техніко-економічні показники проекту

№	Показники	Кількість
1	Найменування об'єкту	Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря ресторанного комплексу при «Дельфінарії» на 193 посадкових місць, м. Одеса
2	Система охолодження	безпосередня
3	Холодильний агент	R-134a
4	Марка масла	BSE-32
5	Ступінь автоматизації	повна
6	Сума капіталовкладень, грн	964091,4
7	Холодопродуктивність компресорів, кВт	200,6
8	Кількість компресорів, шт.	1
9	Річний виробіток холоду, тис. кДж.	1949832
10	Цехова собівартість, грн.	2434835,43

11	Собівартість одиниці холоду, грн..	1,25
12	Чисельність виробничого персоналу, осіб.	1

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ

Економічні розрахунки підтверджують економічну ефективність системи вентиляції і кондиціонування повітря для ресторанного комплексу при «Дельфінарії» на 193 посадкових місць, м. Одеса з низьким рівнем собівартості за одиницю холоду (1,25 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 ресторанного комплексу при «Дельфінарії» на 193 посадкових місць, м. Одеса можна вважати доцільним та економічно вигідним.

6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ

Вступ

Закон України «Про охорони праці» - є одним із найважливіших законодавчих актів. Цей закон визначає основні положення щодо реалізації конституційного права громадян на охорону їх життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, регулює відносини між власником підприємства або уповноваженим ним органом і працівником з питань безпеки, гігієни праці та виробничого середовища і встановлює єдиний порядок охорони праці в Україні.

Відповідно до Конституції України, громадянам забезпечується рівноправність у області праці, незалежно від національності і раси. Жінці в Україні надані рівні з чоловіком права на працю, оплату праці і соціальне забезпечення.

Трудові права громадян охороняються законом. Захист трудових прав здійснюється державними органами, а також професійними спілками

Згідно з діючим законодавством на всіх підприємствах, в установах, організаціях власниками створюються безпечні і нешкідливі умови праці.

Дипломним проектом розглядається питання розробки системи кондиціонування і вентиляції ресторанного комплексу. Тому в розділі охорони праці важливим є забезпечення безпеки дії вказаної системи.

2 Гігієнічні вимоги до виробничого середовища.

Умови праці на робочому місці, безпека технологічних процесів, робота машин, механізмів, устаткування, стан засобів, колективного та індивідуального захисту, а також санітарно-побутові умови повинні відповідати вимогам нормативних актів про охорону праці.

2.1 Вимоги до вентиляції

Проектування системи вентиляції і кондиціонування в ресторані - досить непросте завдання, адже необхідно забезпечити комфортний мікроклімат в приміщеннях різного призначення.

Показником успішності ресторану є запах, який присутній в залах для відвідувачів. Він не повинен бути неприємним, а так само не повинен бути занадто нудотним, надто нав'язливим або переповненим хімічними речовинами. Адже саме від запахів в залі залежатиме відвідуваність закладу і приємність проведення часу там. Повітря в залах повинен бути природним, свіжим і не мати зайвих запахів.

У цілому для підприємств сфери харчування комфортні умови перебування є одним із пріоритетних завдань на стадії відкриття та успішної роботи закладу. Одним зі складових цього комфорту є бездоганна робота системи вентиляції і

					КВ 06. 013. 007 ДП ПЗ	<i>Лист</i>
						47
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

кондиціонування повітря, що підтримує оптимальну температуру, рухливість і свіжість повітря у всіх приміщеннях закладу.

Отже, в залах хороших ресторанів необхідно якісно спроектувати вентиляційну систему, що б прибрати можливий дискомфорт відвідувачів. У добавок, правильно спланована система вентиляції ресторану набагато поліпшить умови роботи персоналу і позитивно відобразиться на успішності закладу

1.1.1 Важливими завданнями вентиляції в залах ресторанів є:

- Видалення застоючих повітряних мас, тютюнового диму і запахів, що приходять з кухні закладу;
- видалення гарячого повітря (або підігрів), що забезпечить комфортний мікроклімат для відвідувачів і співробітників.

Підприємство харчування підрозділяється на наступні групи приміщень::

Приміщення для відвідувачів - обідні зали, допоміжні приміщення та приміщення магазину (відділу) кулінарії;

Приміщення для виготовлення нклінарної продукції - основні виробничі приміщення, складські приміщення та службово-побутові приміщення.

До кожної групи даних приміщень пред'являються свої вимоги до вентиляції. Основні вимоги до мікроклімату та правила її організації викладені в ДБН Ст. 2.2-25:2009 «ПІДПРИЄМСТВА ХАРЧУВАННЯ (ЗАКЛАДИ РЕСТОРАННОГО ГОСПОДАРСТВА)» і ДБН Ст. 2.5-67.2013 «Опалення Вентиляція і Кондиціонування».

Важливо так само розділяти в приміщеннях ресторанів зали для курців і некурящих відвідувачів, що б не створювати дискомфортних ситуацій для некурящих і забезпечити максимально приємне проведення часу у ресторані. У залі для курців вентиляція повинна бути так спроектована, щоб запахи з даного залу не потрапляли в сусідній.

Відмінності вентиляованих залів і кімнат і все розмаїття створюваних умов у них є головними особливостями створення вентиляційної системи. Вентиляції повинна бути встановлена як єдиний комплекс припливно - витяжної системи вентиляції та кондиціонування.

Витяжні системи кухні і залів не повинні бути з'єднані в одну, так як це провокує утворення конденсатів і сприяє поширенню різних запахів

Під час проектування системи вентиляції кухні ресторану головним завданням є усунення різних запахів і запобігання їх попадання в зал.

Для того, «перехопити» повітряні потоки, які виходять від поверхні, де йде приготування, і передати їх в повітроводи, використовують витяжні парасолі.

					КВ 06. 013. 007 ДП ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		48

Система з використанням витяжних парасольок і загальнообмінна система різняться між собою, але в той же час доповнюють один одного



При проектуванні системи витяжної вентиляції важливо звернути увагу на те, що вони повинні бути окремими для наступних груп приміщень::

- приміщення для відвідувачів;
- гарячих цехів і мийних;
- місцевих відсмоктувачів, які вбудовані в технологічне обладнання;
- виробничих (за винятком гарячих цехів і мийних:);
- складських (за винятком охолоджуваних камер) приміщень;
- адміністративних приміщень;
- туалетів, умивальних і душових;
- охолоджуваних камер для зберігання овочів і фруктів;
- охолоджуваних камер для зберігання харчових відходів.

Система витяжної вентиляції на підприємствах сфери харчування, які вбудовані в будинки іншого призначення або прибудовані до них проектується окремими від вентиляційних систем цих будинків. Ще важний аспект: викиди витяжних систем підприємств сфери харчування, яке вбудоване в житловий будинок або прибудовані до нього, виводяться вище покрівлі даного житлового будинку.

Вентиляція обіднього залу

Свіже припливне повітря подається в приміщення для відвідувачів окремими від іншої групи приміщень припливними системами (системою). Тому розрахунок повітрообміну проводиться на поглинання теплонадлишків від людей, сонячної радіації, гарячих страв, електроосвітлення.

1.1.2 Вентиляція виробничих приміщень (гарячий та кондитерський цехи)

Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

При проектуванні вентиляції в гарячому цеху має бути забезпечено розрідження, яке досягається подачею в цех 40 % припливного повітря, призначеного для вентиляції. Таке рішення виключає перетікання запахів під час процесу приготування страв з виробничих приміщень до залу з відвідувачами. Припливне повітря рекомендується подавати в рорбосу зону гарячого і кондитерського цехів і к верхню зану решти приміщень..

Кондиціонування повітря підприємств харчування

При проектуванні системи кондиціонування повітря рекомендується застосовувати центральні та місцеві кондиціонери з охолодженням припливного і рециркуляційного повітря. Рециркуляція допускається лише в межах одного приміщення. При цьому обмін повітря в обідньому залі, а також в гарячому і кондитерському цехах повинні розраховуватися з урахуванням подачі в приміщення охолодженого повітря.

Кондиціонування повітря – це створення автоматичного підтримування в приміщенні, незалежно від зовнішніх умов (постійних чи таких, що змінюються), по визначеній програмі температури, вологості, чистоти і швидкості руху повітря.

У відповідності з вимогами для конкретних приміщень повітря нагрівають або охолоджують, зволожують або висушують, очищають від забруднюючих речовин або піддають дезінфекції, дезодорації, озонуванню.

Системи кондиціонування повітря повинні забезпечувати нормовані метеорологічні параметри та чистоту повітря в приміщенні при розрахункових параметрах зовнішнього повітря для теплого і холодного періодів року згідно ДБН 2.5-67.2013 «Опалення Вентиляція і кондиціонування».

Робочою речовиною є холодоагент фреон. Фреон активно використовується в кліматичному обладнанні завдяки вигідним фізичним характеристикам. Коли відбувається випаровування, він вбирає в себе тепло, а при конденсації – виділяє його.

В сучасних холодильниках, так і спліт-системах, він працює по замкнутому циклу. Як тільки техніка виключається, холодоагент випаровується, за рахунок чого температура в приміщенні поступово знижується. Далі фреон у вигляді газу надходить у конденсатор і там з газоподібного стану перетворюється в рідину. Тепло, яке виділяється в процесі, виводиться назовні.

Рідкі фреони визивають опіки шкіри і пошкодження очей.

Нещільності в хладонових холодильних установках виявляють за допомогою розчину мильної емульсії, полімерних індикаторів, галоїдних ламп і течешукачів. Перспективним способом є добавка до хладогену фарбуючи індикаторів, які створюють в містах нещільностей стійкі кольорові плями. При визначенні місць витoku хладона за допомогою галоїдних ламп і течешукачів

приміщення машинного відділення попередньо вентилюють, під час перевірки в приміщенні не повинно бути сильних потоків повітря.

В компресорному цеху повинна бути аптечка з необхідним набором медикаментів і засоби для надання долікарської допомоги.

Перед входом в машинне відділення хладонової установки включають вентиляцію. При значному витокі хладона і роботі в загазованому приміщенні вентиляція повинна працювати постійно.

4. Пожежна безпека

Протипожежний захист приміщення забезпечується застосуванням автоматичної установки пожежної сигналізації, наявністю засобів пожежогасіння, застосуванням основних будівельних конструкцій будинку з регламентованими межами вогнестійкості, організацією своєчасної евакуації людей

Витяжні парасолі, у відмінності від інших систем вентиляції на кухні ресторану, мають найбільший ступінь пожежонебезпеки, оскільки у витяжному повітрі містяться горючі частинки.

Для запобігання від загоряння в витяжних зонтах можна використовувати пакети для сухого або вологого хімічного погашення вогню. Хімічні системи захищають від загоряння як парасолі, так і всю систему з повітроводами.

Пожежна безпека повинна передбачити можливість автоматичного перекриття руху газу в сторону обладнання, на якому готується їжа.

Протипожежний захист приміщення забезпечується застосуванням автоматичної установки пожежної сигналізації, наявністю засобів пожежогасіння, застосуванням основних будівельних конструкцій будинку з регламентованими межами вогнестійкості, організацією своєчасної евакуації людей.

Для гасіння пожеж на початкових стадіях широко застосовуються вогнегасники. 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.

					КВ 06. 013. 007 ДП ПЗ	Лист
						51
Зм	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

7. ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДБН В.2.5.-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування
2. Липа А.И. Основы теории и современные технологии обработки воздуха. Одесса 2003: ОГАХ, 225 с.
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 чилерами 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.:Выш. 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. – Одеса: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 підлоги й стелі	8 6-7	0,125 0,167-0,143
Внутрішні поверхні приміщень із помірної циркуляції повітря	9	0,111
Внутрішні поверхні приміщень із інтенсивної циркуляції повітря	11	0,091

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

КВ 06. 013. 007 ДП ПЗ

Лист

54

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)	$\frac{198}{37,0}$	$\frac{158}{52,7}$	$\frac{163}{51,4}$	$\frac{130}{64,5}$	$\frac{89}{80,5}$	$\frac{64}{90,5}$	$\frac{35}{101,0}$	$\frac{8}{94,5}$

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

