

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»

Група: БКВ-05

Дипломний проект

здобувача освіти денного відділення
БКВ 05. 0018. 000 ДП

ФІЛОНЕНКА ІЛІ
МИХАЙЛОВИЧА

м. Одеса - 2024 р.

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

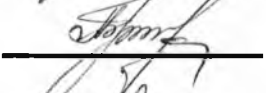
Спеціальність 142
«Енергетичне машинобудування»
ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»
Група БКВ-05

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
БКВ 05. 018. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:
«Модернізація системи кондиціонування і вентиляції повітря торгового
центру Сіті Центр Таїровський площею 5 400 м², м. Одеса.»

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки
на _____ сторінках та графічного матеріалу на 3 аркушах.

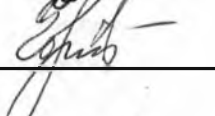
Дипломник  (Філоненко І.М.)

Керівник проекту  (Бригадир Л.Г.)

Консультанти:

з економічної частини  (Катан В.П.)

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  (Хмельнюк М.Г.)

Завідуючий відділенням  (Бригадир Л.Г.)

Захист "24" 06 2024 р. Протокол ЕК № 01 БКВ

Оцінка ЕК 4 (добре)

Секретар ЕК  Хоцяновський Ю.С.

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

Дата видачі завдання
«20» лютого 2024 р.
Дата закінчення проекту
«01» червня 2024 р.

Затверджую
Заступник директора з НВП
_____ Беркань Іг.В.
“20” лютого 2024 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУВАННЯ

Прізвище, ім'я та по батькові: Філоненко Ілля Михайлович

Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»

Вихідні дані для проекту: температура літня 30 °С

відносна вологість повітря літня 50 %

Тема дипломного проекту: «Модернізація системи кондиціонування і вентиляції повітря торгового центру Сіті Центр Таїровський площею 5 400 м², м. Одеса.»

Стверджена наказом по коледжу від «02» 11 2023 р. № 244-А2-ОД

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

Вступ

1. Загальна частина

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

2. Розрахунково-конструкторська частина

- 2.1 Розрахункові дані проекту
- 2.2 Розрахунок теплоприпливів об'єкту завдання
- 2.3 Розрахунок вологовиділень об'єкту завдання
- 2.4 Зведена таблиця тепло і вологоприпливів об'єкту завдання
- 2.5 Визначення витрати повітря припливної установки
- 2.6 Побудова в d,h-діаграмі процесів обробки повітря
- 2.7 Розрахунок і вибір і обладнання припливної установки
- 2.8 Розрахунок основного холодильного обладнання
- 2.9 Розрахунок обладнання вентиляційної мережі

3. Організаційна частина

- 3.1 Вибір системи і приладів автоматичного регулювання системи кондиціонування і вентиляції повітря

4. Економічна частина

5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

6. 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

Графічний Аркуш 4. Технічне креслення обладнання

Графік виконання проекту

Зміст	Термін виконання
1. Загальна частина	29 - 31.05.2024
2. Розрахунково-конструкторська частина	01 - 07.06.2024
3. Організаційна частина	08 - 09.06.2024
4. Аркуш 1, 2	10 - 11.06.2024
5. Економічна частина	12 - 14.06.2024
6. Аркуш 3, 4	15 - 17.06.2024
7. Організаційна частина	18.06.2024
8. Охорона праці	19.06.2024
Попередній захист	20.06.2024
Захист дипломного проекту	28 - 30.06.2024

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні кафедри енергетичного машинобудування

Протокол № 2 від “13” вересня 2023 р.

Завідувач кафедруо _____ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _____ (.)

ВСТУП

Кондиціонування мікроклімату будівель і споруд відіграє важливу роль у сучасній будівельній науці та техніці. Цей процес охоплює надання та автоматичне підтримання оптимальних тепловологічних умов для повітря. На відміну від загальної вентиляції та опалювання, кондиціонування дозволяє утримувати бажані параметри внутрішнього повітря протягом усього року, особливо в теплу пору, незалежно від погодних умов та коливань температури і вологості у приміщенні.

Наявність необхідного кліматичного обладнання значно підвищує ефективність праці людей у виробничих приміщеннях. Для нормальної роботи деяких технічних установок необхідний постійний контроль за мікрокліматом.

З точки зору фізіологічного впливу навколишнього повітря на людину, важливо пам'ятати, що людина вдихає щодня близько 15 кг повітря. Його свіжість, чистота та температурний режим в приміщенні значно впливають на комфорт і здоров'я людини, і це залежить від якості інженерних систем, спрямованих на забезпечення внутрішнього комфорту.

Кондиціонер - пристрій, що забезпечує створення та автоматичне підтримання в закритих приміщеннях необхідних параметрів (температури, вологості, чистоти, швидкості руху повітря). Система кондиціонування повітря включає технічні засоби для забору, очищення, розподілу та регулювання повітря, а також обміну теплом і зволоження чи осушення повітря, автоматизації, дистанційного керування і контролю.

Центральні системи кондиціонування повітря мають декілька переваг:

1. Вони забезпечують ефективне утримання встановлених температурних і вологісних умов у приміщеннях.

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		1

2. Устаткування, яке потребує регулярного обслуговування і ремонту, зазвичай сконцентроване в одному місці, такому як підсобне приміщення чи технічний поверх.

3. Вони забезпечують ефективно приглушення шуму і вібрації.

Незважаючи на переваги центральних систем кондиціонування, варто зазначити, що їх великі розміри і необхідність складних монтажних робіт, таких як встановлення кондиціонерів, прокладання повітроводів і трубопроводів, часто перешкоджають їх використанню в існуючих будівлях, які піддаються реконструкції.

Отже, центральні системи кондиціонування повітря включають в себе різноманітні функції для підготовки повітря у приміщеннях, такі як охолодження, нагрівання, зволоження або осушення, а також очищення через фільтрацію, іонізацію тощо. Ці системи здатні забезпечувати підтримку заданих параметрів повітря, не залежно від зовнішніх метеорологічних умов і змін тепла та вологості у приміщенні. Завдяки сучасним технологіям можна успішно створити сприятливий клімат, використовуючи єдину систему для створення мікроклімату. Така система може об'єднувати всі аспекти кліматизації, забезпечуючи вентиляцію, кондиціонування, опалення, а також очищення, зволоження і осушення повітря.

Метою даного проекту є модернізація системи кондиціонування і вентиляції повітря торгового центру Сіті Центр Таїровський площею 5 400 м², м. Одеса.

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
						2
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

1.1 Характеристика будівельних конструкцій

Тема дипломного проекту: «Модернізація системи кондиціонування і вентиляції повітря торгового центру Сіті Центр Таїровський площею 5 400 м², м. Одеса.»

Стіна зовнішня:

Штукатурка

$$\delta = 25 \text{ мм}; \lambda = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \rho_{\text{ст}} = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$$

Залізобетон

$$\delta = 50 \text{ мм}; \lambda = 2,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \rho_{\text{ст}} = 2500 \text{ кг}/\text{м}^3$$

ПСБ-С

$$\delta = 80 \text{ мм}; \lambda = 0,05 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \rho_{\text{ст}} = 40 \text{ кг}/\text{м}^3$$

Залізобетон

$$\delta = 50 \text{ мм}; \lambda = 2,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \rho_{\text{ст}} = 2500 \text{ кг}/\text{м}^3$$

Перегородка внутрішня:

Базальтовый утеплювач Ізолайт-Л

$$\delta_{\text{ккп}} = 100, \text{ мм} \quad \lambda_{\text{ккп}} = 0,35 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) \quad \rho_{\text{ккп}} = 35 \text{ кг}/\text{м}^3$$

Гіпсокартон

$$\delta_{\text{ккп}} = 9,5 \text{ мм} \quad \lambda_{\text{ккп}} = 0,15 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) \quad \rho_{\text{ккп}} = 800 \text{ кг}/\text{м}^3$$

Штукатурка вапняна з кам'яним пилом (2 шари)

$$\delta_{\text{ккп}} = 10 \text{ мм} \quad \lambda_{\text{ккп}} = 0,87 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) \quad \rho_{\text{ккп}} = 1500 \text{ кг}/\text{м}^3$$

Перекрыття:

Залізобетонна плита

$$\delta = 100 \text{ мм}; \lambda = 2,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \rho_{\text{кр}} = 2500 \text{ кг}/\text{м}^3$$

ПСБ-С

$$\delta = 140 \text{ мм}; \lambda = 0,06 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \rho_{\text{кр}} = 40 \text{ кг}/\text{м}^3$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		3

цементно-піщаний шар

$$\delta = 20 \text{ мм}; \lambda = 0,93 \text{ Вт/(м*К)}; \rho_{\text{кр}} = 1000 \text{ кг/м}^3$$

Сталь

$$\delta = 0,5 \text{ мм}; \lambda = 58 \text{ Вт/(м*К)}; \rho_{\text{кр}} = 7800 \text{ кг/м}^3$$

Спочатку обираємо коефіцієнт теплосвоєння матеріалу S для шару на межі розділення. Потім розраховуємо опір R , теплову інерцію шару огороження D і загальну теплову інерцію огороження ΣD за наведеними нижче формулами:

$$R = \frac{\delta}{\lambda} \quad (2.1)$$

де δ - товщина шару огороження;

λ - теплопровідність шару огороження.

$$D = R \cdot S \quad (2.2)$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 2.1.

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
						4
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1. Характеристика огорожувальних конструкцій приміщення:

№	Конструкція та матеріал	Щільність ρ , Кг/м ³	Товщина на δ ,мм	Коефіцієнт			
				Питома теплопровідність λ ,Вт/(м*К)	Теплозасвоєння S , Вт/(м ² *К)	Термічний опір R , м ² *К/Вт	Теплова інерція $\sum D$
1	Вікна	Двокамерне скління в дерев'яних рамах				0,42	
2	Зовнішня стіна						
	Залізобетон	2500	50	2,04	16,95	0,02451	0,41544
	Цементна штукатурка	1000	25	0,7	11	0,027	0,297
	ПСБ-С	40	80	0,05	0,49	1,6	0,784
	Залізобетон	2500	50	2,04	16,95	0,02451	0,41544
3	Внутрішня перегородка						
	Вапняна штукатурка	1500	10	0,87	9,76	0,011	0,112
	Утеплювач базальтовий	35	100	0,35	25,04	0,285	7,15
	Гіпсокартон	800	9,5	0,15	5,12	0,63	3,24
4	Перекриття						
	Залізобетонна плита	2500	100	2,04	16,95	0,02451	0,41544
	ПСБ-С	40	140	0,06	0,99	2,33	2,31
	Цементно-піщаний шар	1800	20	0,93	11,09	0,0215	0,2385
	Сталь	7850	0,5	58	126,5	0,86*10 ⁻⁵	0,00109

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n} \right)^{-1} \quad (2.3)$$

Стіна зовнішня $K_{нс}$ Вт/(м²К)

$$K_{нс} = \left(\frac{1}{8} + \sum \frac{0,025}{0,7} + \frac{0,05}{2,04} + \frac{0,05}{2,04} + \frac{0,08}{0,05} + \frac{1}{23,3} \right)^{-1} = 0,54, \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Перегородка внутрішня $K_{вн.пер}$ Вт/(м²К)

$$K_{вн.пер} = \left(\frac{1}{8} + \sum \frac{0,01}{0,87} + \frac{0,1}{0,35} + \frac{0,0095}{0,15} + \frac{1}{23,3} \right)^{-1} = 1,892, \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Перекрыття $K_{пер.}$ Вт/(м²К)

$$K_{пер.} = \left(\frac{1}{8} + \sum \frac{0,1}{2,04} + \frac{0,14}{0,06} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,0005}{58} + \frac{1}{23,3} \right)^{-1} = 0,389 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Вивчили основні вихідні дані проекту і характеристики всіх будівельних матеріалів, що використовувалися при будівництві. На основі цих даних були обрані конструкції стін для внутрішніх приміщень, а також підібрана теплоізоляція для зовнішніх стін, яка не тільки запобігає зайвому нагріванню приміщень, але й зменшує тепловтрати з приміщення, що сприяє економії електроенергії при кондиціюванні приміщення влітку та опаленні його взимку.

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

3. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря

Теплий період року:

Параметри Б:

Температура - 28,7°C

Питома ентальпія зовнішнього повітря, 56,1 Кдж/кг

Швидкість повітря , 1 м/сек

Середньодобова амплітуда температури повітря 10,8 °C

Холодний період року:

Характеристики Б:

Температура -22°C

Питома ентальпія зовнішнього повітря: -20,7 кДж/кг

Швидкість повітря: 4,2 м/с

Кількість градусо-днів опалювального періоду: 4065,6

Об'єкт – торговельний центр в Одесі. Система кондиціонування об'єкту забезпечує комфортні умови.

Системи кондиціонування повітря комфортного призначення розраховуються для забезпечення оптимальних умов для самопочуття людей.

Ці умови визначаються параметрами тепло- та вологообміну, що залежать від фізіологічних особливостей людини, її стану здоров'я, характеру виконуваної роботи, рівня стресу, одягу, а також від температури, вологості та швидкості руху повітря навколо.

Керуючись нормами проектування, ми встановлюємо наступні параметри температури, відносної вологості та швидкості руху повітря у внутрішніх приміщеннях особливо чистих для пекарні:

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

Температура повітря в приміщенні:

В літній період $t_{в} = 22,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

В зимовий період $t_{в} = 22,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Відносна вологість повітря в приміщенні:

В літній період $\varphi_{в} = 46 \text{ } \%$;

В зимовий період $\varphi_{в} = 46 \text{ } \%$.

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

3.2 Визначення теплоприпливів через огороджуючі конструкції (Приміщення №1)

Теплий період року

У приміщенні забезпечена сталість температури повітря на рівні 22,0°С. Дані про характеристику огороджуючих конструкцій приміщення наведено в таблиці 2.1. Максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна розраховується відповідно до формул, використовуючи коефіцієнт теплопередачі для двокамерного скління в дерев'яних рамах $K_4=0,51$ (згідно з БНіП II-3-79), при відсутності захисних конструкцій на вікнах $K_1= 1$; $K_2= 1$; $K_3= 1$.

$$Q_{oc,i} = (q_n \cdot K_1 + q_p \cdot K_2) \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot A_{oc} \quad (3.1)$$

Де q_n, q_p - Поверхнева щільність теплового потоку в липні в дану годину доби визначається для прямої та розсіяної сонячної радіації, яка потрапляє через осклений світловий отвір. Ці параметри розглядаються окремо для вертикального та горизонтального скління відповідно до вимог БНіП II-3-79.;

$K_1 = K_{n,z} \cdot K_{n,v}$ - Коефіцієнт опромінення сонячною радіацією враховує площу світлового отвору, яка не затінена горизонтальними та вертикальними площинами у будівельних конструкціях.

Параметри за сторонами світу:

На південній стороні:

площа 0 м² ;

максимальна щільність потоку прямої радіації Вт/ м² ;

максимальна щільність потоку розсіяної радіації Вт/ м².

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9

На західній стороні:

Площа 7,82 м²;

Найбільша інтенсивність прямого потоку радіації 545 Вт/ м² ;

Найбільша щільність потоку розсіяної радіації 129 Вт/ м².

На східній стороні:

Площа 0 м²;

Найбільша щільність потоку прямої радіації Вт/ м²;

Найбільша щільність потоку розсіяної радіації Вт/ м² .

На північній стороні:

Площа 15,64 м²;

Найбільша щільність потоку прямої радіації Вт/м²;

Найбільша щільність потоку розсіяної радіації Вт/м² .

Отже, найбільший тепловий потік сонячної радіації через вікна, що спрямовані на західну сторону:

$$Q_{oc,i} = (545 \cdot 1 + 129 \cdot 1) \cdot 1 \cdot 0.51 \cdot 7.82 = 2690 \text{ Вт.}$$

Для визначення коефіцієнта поглинання приміщення теплового потоку сонячної радіації розраховуємо коефіцієнти тепло засвоєння Вт/(м²·К):

Для вікон:

$$Y_{oc} = \frac{1}{R_{oc} - 1/\alpha_{вн}}, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)} \quad (3.2)$$

Де R_{oc} – Тепловий опір теплопередачі осклених світлових отворів, зазначений у додатку 6 БНіП II-3-79.

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

$\alpha_{\text{вн}}$ – коефіцієнт тепловіддачі, який приймаємо по табл.4 БНіП II-3-79.

$$Y_{oc} = \frac{1}{0.42 - (1/8.7)} = 3,28 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Для зовнішньої стіни за шаром утеплювача: $D=1,9 > 1$, то $Y_{ct} = S_{\text{ут.}} = 0,49 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Для перегородок проводиться розрахунок для половини їх товщини:

$D/2 = 5,251 > 1$, то $Y_{\text{вн.пер}} = S_{\text{вн.пер}} = 25,04 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Для перекриття по шару залізобетонної плити: $D=2,965 > 1$,

то $Y_{\text{пер}} = S_{\text{жел.}} = 16,95 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Показник сумарного теплосвоєння приміщення:

$$\sum Y = Y_{oc} \cdot A_{oc} + Y_{ct} \cdot A_{ct} + Y_{\text{вн.пер}} \cdot A_{\text{вн.пер}} + Y_{\text{пер}} \cdot A_{\text{пер}} \quad (3.3)$$

Де A_{ct} – внутрішні поверхні огорожень приміщення, м^2

$$\sum Y = 3,28 \cdot 7.82 + 0,49 \cdot 185,34 + 25.04 \cdot 208,8 + 16,95 \cdot 288 = 10227 \text{ Вт}/\text{К}$$

Індекс конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2.55(A_{oc} + A_{ct} + A_{\text{вн.пер}} + A_{\text{пер}}), \text{ м}^2 \quad (3.4)$$

$$\Delta = 2.55 \cdot (7.82 + 185,34 + 208,8 + 288) = 1761 \text{ м}^2$$

Коефіцієнт абсорбції приміщенням теплового потоку сонячної радіації:

$$a_{\Pi} = \left(\sum y / \Delta \right)$$

$$a_{\Pi} = (10227/1761) = 5,812 \approx 6 \quad (3.5)$$

За БНіП II-3-79 визначаю загальну тривалість радіації через західні вікна $\Delta Z = 8$ годин, починаючи з радіації о 11 годині. За значенням коефіцієнта $a_{\Pi} = 6$ розраховую показники для кожної години доби і вношу їх до таблиці 3.1.

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

Помножую $Q_{oc\ i}$ на показники a_n ; отриманні годині поступлення теплоти, поглиненні приміщенням та передані повітрю вносимо в другу стовку табл.3.1

Визначаю величину теплового потоку теплопередачою через вікна і значення заносимо в табл.3.1

$$Q_{\Delta t} = (t_n + 0.5 \cdot \theta_1 A_{m.c.} - t_n) A_{oc} / R_{oc}, \text{Вт} \quad (3.6)$$

Для західної стіни:

$$Q_{\Delta t} = (28,7 + 0.5 \cdot 0,97 \cdot 10,8 - 22,0) \cdot \frac{7,82}{0,51} = 173,80 \text{ Вт}$$

Де $t_{нар}$ – середня за добу температура зовнішнього повітря, яка визначається як середня температура за липень згідно з графіком 3 "Температура зовнішнього повітря" БНіП 2.01.01-82(Будівельна кліматологія).

A_{mc} – максимальний добовий діапазон температур зовнішнього повітря в липні, який приймається. за БНіП 2.01.01-82.

Θ_1 – коефіцієнт, що відображає циклічні зміни температури зовнішнього повітря, визначений згідно з таблицею 6 посібника до БНіП 2.04.05-91.

t_n – температура повітря в приміщенні, °С, яка приймається за БНіП 2.04.05-91.

A_{oc}, R_{oc} – площа, m^2 , та приведений опір теплопередачі, $m^2K/Вт$, скління світлового прорізу, яке приймається за посібником до БНіП 2.04.05-91.

Розраховуємо величину теплового потоку через зовнішню стіну (Західна)

$$Q_M = \left[\frac{1}{R} \cdot (t_{нар} + \rho \cdot \frac{j_{cp}}{\alpha_n} - t_n) + \frac{\alpha_{вн}}{V} \left(0,5 \cdot \theta_1 \cdot A_{m.c} + \frac{\rho}{\alpha_n} \cdot \theta_2 \cdot j_{max} \right) A_M \right] \quad (3.7)$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

Де R – опір теплопередачі масивної захисної конструкції(зовнішньої стіни, перекриття), $m^2 \cdot ^\circ C / Wt$, яке приймається у відповідності до вимог п.п.2.6-2.9 БНіП II-3-79;

$t_{нар}$, t_n – середня температура зовнішнього повітря в липні за БНіП 2.01.01-82, та температура повітря в приміщенні.

ρ – коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею захисних конструкцій , який приймається за додатком 7 БНіП II-3-79 ;

$J_{ср}$ – Середньодобове значення питомої енергії сумарної сонячної радіації, яка надходить у липні, визначається згідно з таблицею 7 для горизонтальних і таблицею 8 для вертикальних поверхонь, відповідно до посібника до БНіП 2.04.05-91;

β_k – Коефіцієнт, який дорівнює одиниці у випадку відсутності вентильованого повітряного прошарку в огороженні (перекритті), і становить 0,6 для всіх інших захисних конструкцій;

V – величина затухань амплітуди коливань температури зовнішнього повітря в захисній конструкції, яка визначається за п. 3.4* БНіП II-3-79 або за формулою:

$$V = 2^{\Sigma D} \left(0.83 + 3 \cdot \frac{\Sigma R}{\Sigma D} \right) \cdot V_c \cdot V_a \quad (3.8)$$

$$V = 2^{1,912} \left(0.83 + 3 \cdot \frac{1,676}{1,912} \right) \cdot 0.8567 \cdot 1 = 11,15$$

Де ΣR – термічний опір огороження, $Wt / (m^2 \cdot ^\circ C)$

ΣD – теплова інерція огороження.

Для багат шарових конструкцій:

$$V_c = 0.85 + 0.15 \cdot \frac{S_2}{S_1} \quad (3.9)$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		13

$$V_c = 0.85 + 0.15 * \frac{0.49}{11} = 0.8566$$

Де S_1 і S_2 – коефіцієнти теплосасвоєння матеріалів першого і другого шару залежно від напрямку теплової хвилі, Вт/м²°С, за БНіП II-3-79;

$V_a = 1$, оскільки немає повітряного прошарку;

θ_1 θ_2 – коефіцієнти, які приймаються за табл.6 за посібником до БНіП 2.04.05-91, відповідно при $\varepsilon_1 = \varepsilon + 15$, $\varepsilon_1 = \varepsilon + z$.

ε – запізнювання температурних коливань в огороженні;

z – час максимуму сумарної(прямої та розсіяної) сонячної радіації, яке приймається за табл.7 та 8 за посібником до БНіП 2.04.05-91.

A_m – площа масивної захисної конструкції, яка включає зовнішні стіни та перекриття), м².

α_n , $\alpha_{вн}$ – Коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої та внутрішньої поверхонь обшивки, Вт/(м²°С), яке визначається за БНіП II-3-79.

$\rho = 0,3$ для штукатурки (зовнішній шар стіни)

$J_{ср} = 129$ Вт/м² для західної стіни

$A_j = 545 - 129 = 416$ (Вт/м²) для західної стіни;

$$\varepsilon = 2.7 \cdot \sum D - 0.4 \text{ (ч)} \quad (3.10)$$

$$\varepsilon = 2.7 \cdot 1,912 - 0.4 = 4,75 \text{ (ч)}$$

$$\varepsilon_2 = 4,75 + 6 = 10,75 \text{ (ч) для ЗХ стіни;}$$

Якщо $\varepsilon = a > 24$ год, то значення коефіцієнта θ приймається для відповідної години доби при $\varepsilon = a - 24$ год.

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		14

Тоді:

$$\varepsilon_1 = 30.7 - 24 = 6.7 \text{ (ч), для ЗХ стіни;}$$

Протягом 7 годин сонячного часу відбувається найбільший тепловий потік, який нагріває повітря приміщення і складає 1,353 кВт.

$$Q_M = \left[\frac{1}{1,676} \cdot \left(28,7 + 0,3 \cdot \frac{129}{23,3} - 22,0 \right) + \frac{8}{11,15} \left(0,5 \cdot 0,5 \cdot 10,8 + \frac{0,3}{23,3} \cdot 0,87 \cdot 416 \right) 69,6 \right]$$
$$= 4,6903 + 367,52 = 372,21 \text{ Вт}$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		15

3.3 Розрахунок теплових виділень від різних джерел

(Приклад для приміщення №1)

Тепловиділення від людей

$$Q_{\text{нов}}^{\text{л}} = n_{\text{люд}} \cdot q_{\text{нов}}, \text{ Вт}; \quad (3.11)$$

$n_{\text{люд}}=18$ чел.; – Кількість людей, які перебувають одночасно в приміщенні.

Припускається середня важкість роботи, тоді

$$Q_{\text{чел}} = 18 \cdot 201 = 3612 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{нов}}^{\text{л}} = 3612 \text{ Вт.}$$

Визначаємо явні й сховані теплоприпливи від людей:

$$Q_{\text{л}}^{\text{явн}} = n \cdot q_{\text{люд}}^{\text{скр}} \text{ Вт.} \quad (3.12)$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{явн}} = 18 \cdot 87,5 = 1575 \text{ Вт.}$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{сх}} = Q_{\text{нов}}^{\text{л}} - Q_{\text{люд}}^{\text{явн}}, \text{ Вт} \quad (3.13)$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{сх}} = 3612 - 1570 = 2042 \text{ Вт}$$

Тепловиділення від штучного освітлення

$$Q_{\text{осв}} = q_{\text{осв}} \cdot F_{\text{пол}} \cdot z, \text{ Вт} \quad (3.14)$$

$q_{\text{осв}}$ – тепловиділення від висвітлення на 1 м^2 площі підлоги;

$F_{\text{пола}}$ – площа підлоги;

Z – освітленість.

$$Q_{\text{осв}} = 25 \cdot 288 \cdot 0,7 = 5039 \text{ Вт}$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		16

Надходження теплоти від обладнання

$$Q_{обл} = N_{обл} \cdot n \cdot K_{ОД} \text{ Вт} \quad (3.15)$$

Де: $N_{обл}$ - Номінальна потужність обладнання, Вт.

n - кількість обладнання, шт.

$K_{ОД}$ - коефіцієнт од одночасного використання обладнання

$$Q^{п\acute{и}ч} = 18 \cdot 2000 \cdot 0,8 = 28800 \text{ Вт.}$$

$$Q_{обл} = Q^{п\acute{и}ч} = 28800 \cdot 0,8 \cdot 1 = 23039 \text{ Вт.}$$

Повний теплоприплив в приміщення:

$$Q_{нов} = 3612 + 5039 + 23039 = 31690 \text{ Вт.}$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		17

3.4 Розрахунок вологовиділень

Вологовиділення від людей

$$W_l = n \cdot W_{\text{люд}}, \text{ кг/с} \quad (3.16)$$

Де: n – кількість людей у приміщенні;

$$W_l = 18 \cdot (4,514 \cdot 10^{-5}) = 0,0008125 \text{ кг/с}$$

Вологовиділення від вологого прибирання:

$$W_{\text{вол.пр.}} = \sigma F_n (d_g'' - d_g) \cdot 0.1, \text{ кг/с} \quad (3.17)$$

Де σ – коефіцієнт вологообміну який дорівнює 0,0079

d_g, d_g'' - Вміст води в повітрі при заданій відносній вологості і на точці насичення.

$$W_{\text{вол.пр.}} = 0,0079 \cdot 288 \cdot (17,5 - 7,8) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 0,002207 \text{ Кг/с}$$

Вологовиділення від баку з водою

$$W_{\text{бак}} = \sigma \cdot F_{\text{бак}} \cdot (d_w - d_g), \text{ кг/с} \quad (3.18)$$

де: $F_{\text{бак}}$ - площа поверхні води у баку з водою = 1.4 м²

d_w - вологомiст у повітрі над поверхнею баку з водою

$$W_{\text{бак}} = 0,0079 \cdot 1,4 \cdot (0.0243 - 0.0078) = 0.0001825 \text{ кг/с}$$

Враховуючи, що лише 33% обладнання у кожному приміщенні використовується для охолодження водою, враховуємо вологовиділення від охолоджувальної рідини відповідно до цієї частки від номінальної потужності обладнання.

$$W_{\text{ох.рід.}} = K_{\text{вл}} \cdot N_{\text{об}} / (2500 - 2.3 \cdot t_{\text{в.бак}}) \quad (3.19)$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		18

де: $K_{вл}$ - коефіцієнт який враховує специфіку праці та дорівнює, 0,12

$t_{в.бак}$ - температура води на поверхні баку, 28 °C

$$W_{ох.під.} = 0,12 \cdot \frac{11,88}{2500 - 2,3 \cdot 28} = 0,0005853 \text{ кг/с}$$

Сумарні вологовиділення в приміщення:

$$W_{нов} = W_l + W_{вол.пр.} + W_{бак} + W_{ох.під.}, \text{ кг/с} \quad (3.20)$$

$$W_{нов} = 0,0008125 + 0,002207 + 0,0001825 + 0,0005853 = 0,00379 \text{ кг/с}$$

Визначаємо загальні сховану і явну теплоту:

$$Q_{скр} = \sum Q_{скр}, \text{ Вт} \quad (3.21)$$

$$Q_{вол.пр.}^{cx} = r \cdot W_{вол.пр.} = 2435,6 \cdot 0,002207 = 5,375 \text{ кВт}$$

$$Q_l^{cx} = r \cdot W_l = 2435,6 \cdot 0,0008125 = 1,97 \text{ кВт}$$

$$Q_{бак}^{cx} = r \cdot W_{бак} = 2435,6 \cdot 0,0001825 = 0,444, \text{ кВт}$$

$$Q_{ох.під.}^{cx} = r \cdot W_{ох.під.} = 2435,6 \cdot 0,0005853 = 1,423, \text{ кВт}$$

$$\sum Q_{cx} = 5,375 + 1,97 + 0,444 + 1,423 = 9,20 \text{ кВт}$$

$$Q_{явн} = Q_{нов} - Q_{cx}, \text{ Вт}$$

$$Q_{явн} = 31690 - 9220 = 22470 \text{ Вт}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику:

$$\varepsilon = \frac{Q_{нов}}{W_{нов}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.22)$$

$$\varepsilon = \frac{31690 \cdot 10^{-3}}{0,00379} = 8360 \text{ кДж/кг}$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

Масова витрата повітря:

По балансу загальної теплоти:

$$G_1 = \frac{Q_{нов}}{h_n - h_в}, \text{ кг/с}; \quad (3.23)$$

де $h_в = 42$ кДж/кг- ентальпія повітря приміщенні;

$h_n = 56,1$ кДж/кг- ентальпія припливного повітря;

$$G_1 = \frac{31690 \cdot 10^{-3}}{56,1 - 42} = 2,24 \text{ кг/с},$$

По балансі явної теплоти:

$$G_2 = \frac{Q_{скр}}{\Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (3.24)$$

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

$$G_2 = \frac{9,22}{5} = 1,84 \text{ кг/с}$$

По балансі вологи:

$$G_3 = \frac{W_{нов}}{d_n - d_в}, \text{ кг/с} \quad (3.25)$$

де $d_в$ - вологовміст повітря в приміщенні, кг/кг_{св};

d_n - вологовміст припливного повітря, кг/кг_{св};

$$G_3 = \frac{0,00379}{(11,1 - 7,8) \cdot 10^{-3}} = 1,15 \text{ кг/с}.$$

Приймаємо $G_T = G_1 = 2,25$ кг/с.

Холодний період року

$$G_x = G_T = 2,25 \text{ кг/с} \quad (3.26)$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		20

Тепловиділення від людей:

$$Q_l^z = Q_l^l = 3618 \text{ Вт} \quad (3.27)$$

Тепловиділення від освітлення:

$$Q_{осв}^z = Q_{осв}^l = 5040 \text{ Вт} \quad (3.28)$$

Тепловиділення від обладнання:

$$Q_{обл}^z = Q_{обл}^{верстаки} = 23040 \text{ Вт} \quad (3.29)$$

Теплоприпливи через огороження:

$$Q_{огор} = Q_{ст} + Q_{вік} \text{ Вт} \quad (3.30)$$

$$Q_{ст} = k_{ст} F (t_n - t_v), \text{ Вт} \quad (3.31)$$

де $F_{ст}$ – площа стін, м^2 ;

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

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

$$Q_{ст} = 0.54 \cdot 177,52 \cdot (-22 - 22,0) = -4265,8 \text{ Вт}$$

$$Q_{вік} = F_{вік} \cdot k_{вік} \cdot (t_n - t_v), \text{ Вт} \quad (3.32)$$

де $F_{вік}$ – площа вікон, м^2 ;

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

$t_n - t_v$ – температурний градієнт між зовнішнім повітрям і повітрям у приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{вік} = 31,28 \cdot 0.51 \cdot (-22 - 22,0) = -709,9 \text{ Вт}$$

$$Q_{огор} = -4265,8 - 709,9 = -4975,7 \text{ Вт}$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		21

Повний теплоприплив і вологовиділення:

$$Q_{нов}^3 = Q_l^3 + Q_{осв} + Q_{обл} + 0.4 * Q_{огр}, \text{ Вт} \quad (3.33)$$

$$Q_{нов} = 3618 + 5040 + 23040 + 0.4 \cdot (-4975,7) = 29708 \text{ Вт}$$

$$W_{нов}^3 = W_{нов}^л = 0.00379 \text{ кг/с} \quad (3.34)$$

$$h_n = h_{\epsilon} - \frac{Q_{пол}^3}{G}, \text{ кДж/кг} \quad (3.35)$$

$$h_n = 42 - \frac{29,708}{2,25} = 28,79 \text{ кДж/кг}$$

$$\epsilon = \frac{Q_{пол}^3}{W_{пол}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.36)$$

$$\epsilon = \frac{29,708}{0.00379} = 7844 \text{ кДж/кг}$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

3.5 Розрахунок повітря-обмінів в приміщенні для пекарні

Об'ємні потоки повітря в пекарні розраховуються на основі масових витрат повітря, які видаляються з приміщення.

$$L_{np} = 3600 \cdot G_b / 1.2, \text{ м}^3/\text{ГОД} \quad (3.37)$$

Де: G_b - масова витрата повітря у приміщенні, кг/год

$$L_{np} = 3600 \cdot 2,24 / 1.2 = 6740, \text{ кг/год}$$

Розраховуємо об'ємний потік повітря з урахуванням втрат у мережі повітропроводів..

$$L_{нов} = L_{np} \cdot 1,03, \text{ м}^3/\text{ГОД} \quad (3.38)$$

$$L_{нов} = 6740 \cdot 1.03 = 6942, \text{ м}^3/\text{ГОД}$$

Усі отримані данні заносимо у таблицю 3.1

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		23

Таблиця 3.1 - Сумарна таблиця розрахунку теплоприпливів та витрат повітря.

Приміщення №	Сумарний Теплоприплив (літо) $Q_{нов}$, кВт	Сумарні вологовиділення (літо) $W_{нов}$, кг/с	Сумарний теплоприплив (зима) $Q_{нов}^3$, кВт	Сумарні вологовиділення (зима) $W_{нов}^3$, кг/с	Тепловологісна характеристика (літо) ϵ кДж/кг* К	Масова витрата повітря G , кг/с	Об'ємна витрата повітря L , м ³ /год
1	31,690	0,00379	29,708	0,00379	8370	2,24	6921
2	14,88	0,00182	13,54	0,00182	8193	1,02	3125
3	11,401	0,00157	10,77	0,00157	7268	0,8	2472
4	19,22	0,00245	17,566	0,00245	7855	1,34	4215
						$\Sigma=$ 4,76	$\Sigma=$ 14770

3.6 Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів обробки повітря в літній та зимовий періоди

Кондиціонування для теплої пори року

Для літнього процесу кондиціонування витрата повітря для асиміляції тепло - вологісного навантаження в приміщеннях визначимо:

$$G_1 = 4,76 \left(\frac{Kz}{c} \right);$$

При висоті стелі $h = 5.8(\text{м})$ приймаємо робочу різницю температур при якій повітря приточування асимілює надлишки вологи і тепла в приміщеннях

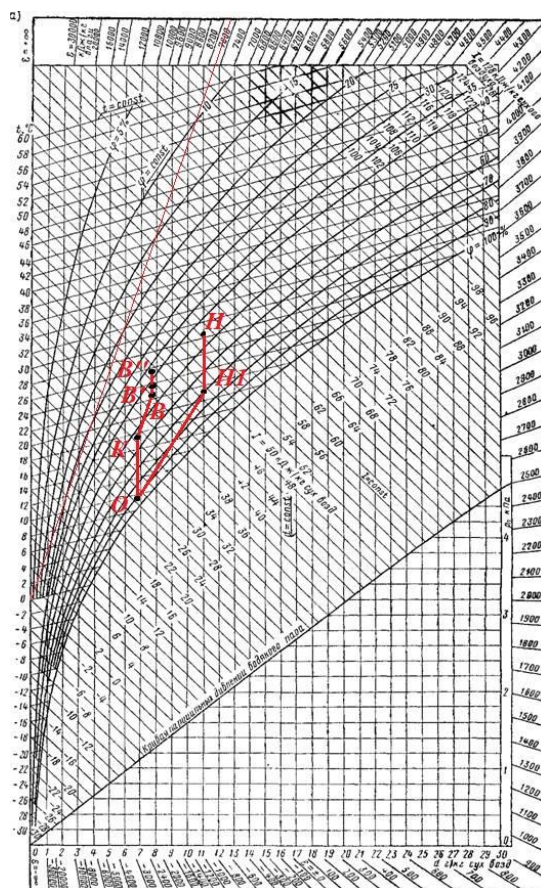
$$\Delta t_p = 5^{\circ}\text{C}.$$

При побудові літнього режиму функціонування СКП на h-d діаграмі відзначаємо параметри зовнішнього повітря t_H . Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні $t_{Вл}$. Після чого побудуємо процес обробки повітря у повітронагрівачеві, для цього від точки $t_{Вл}$, по $d=\text{const}$ відкладемо один градус при підігріві повітря при його проходженні через систему СКП та отримаємо точку $t_{Вл}'$ та ще на два градуси при його проходженні через теплоутилізатор та отримаємо точку $t_{Вл}''$. Після чого від точки $t_{Вл}$ відкладемо п'ять градусів по тепловологісній характеристиці ε та отримаємо точку $t_{Кл}$. Для того щоб побудувати процес охолодження повітря у СКП необхідно від точки $t_{Кл}$ відкласти по $d=\text{const}$ відрізок який буде перетинатися з $\phi=0,9$ та отримаємо точку t_O . Після чого від точки t_H по $d=\text{const}$ відкладемо прямий відрізок до перетину з вологістю 70 % та отримаємо точку $t_{Н1}$ після чого з'єднуємо її з точкою t_O . І заносимо параметри всіх точок до таблиці 3.2 і визначаємо продуктивності всіх апаратів СКП в літній період.

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		25

Таблиця 3.2 - Параметри повітря літнього режиму кондиціонування

	$t_{B_{л}}$	$t_{B_{л}'}$	$t_{B_{л}''}$	$t_{H_{л}}$	t_{H_1}	$t_{K_{л}}$	t_{O}
$t_i, (°C)$	22,5	23,5	25,5	28,7	21	17,5	9,5
$h_i, \left(\frac{кДж}{кг}\right)$	42	43	45	56,1	49	35	27
$d_i, \left(\frac{г}{кг}\right)$	7,8	7,8	7,8	11	11	6,8	6,8
$\varphi, \%$	45	41	35	44	70	54	90



Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

БКВ 05.018.000. ДП ПЗ

Арк.

26

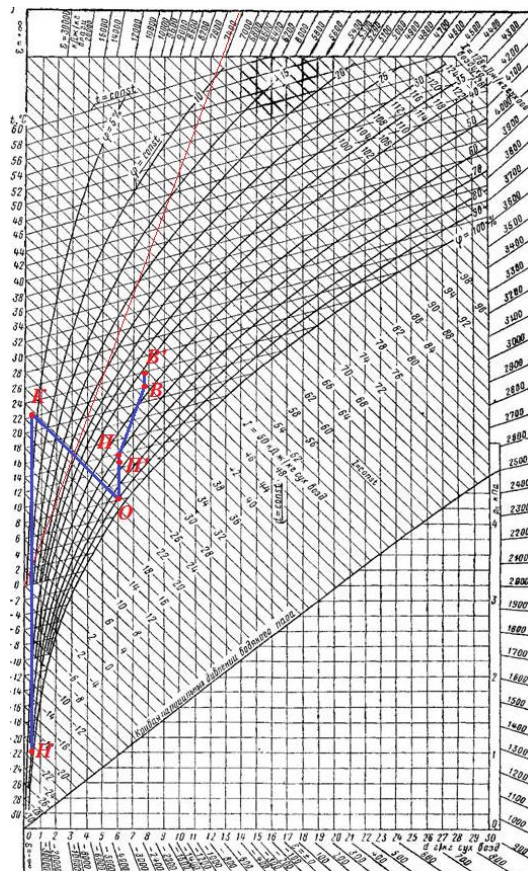
Кондиціонування у холодну пору року

Ми складаємо зимовий режим роботи СКП, визначаючи точку зовнішньої температури t_3 на діаграмі. Після цього, підігріваючи повітря у повітряному нагрівачі, ми піднімаємося по лінії $d = \text{const}$ до перетину з $t = 22,5$ °С і отримуємо точку $t_{\Gamma y}$. Потім ми відзначаємо точку з параметрами, які потрібно зберігати в приміщенні. t_{B_3} , після цього будуємо процес від точки t_{B_3} по $\varepsilon = 7500$ та перетинаємо з h_{Π} .

$$h_n = h_B - (Q_{нов}^3 / G_1) \text{ кДж/кг.}$$

$$h_n = 42 - (94,203 / 7,2) = 28,92 \text{ кДж/кг.}$$

Отримуємо точку t_{K_3} після чого по $h = \text{const}$ підіймаємося до перетину $d = \text{const}$ з точки $t_{\Gamma y}$ та будуємо точку $t_{\Gamma K}$. Параметри всіх точок заносимо в таблицю 3.3 і визначаємо продуктивність всіх апаратів СКП в зимовий період року.



	t_{B_3}	$t_{B'_3}$	$t_{П_3}$	$t_{П'_3}$	t_{K_3}	t_{H_3}	t_{O_3}
$t_i, (°C)$	22,5	24	14	13	22,5	-22	8
$h_i, \left(\frac{кДж}{кг}\right)$	42	44	29	28	23,5	-20,7	23,5
$d_i, \left(\frac{г}{кг}\right)$	7,8	7,8	6	6	0,45	0,45	6
$\varphi, \%$	45	41	60	65	5	90~100	90

Таблиця 3.3 - Параметри повітря зимового режиму кондиціонування

У цьому розділі детально розглянуті параметри повітря у приміщенні в літній і зимовий періоди. Проведено розрахунки теплових навантажень від сонячної радіації, теплових навантажень від навколишнього середовища та від різних джерел. Також розглянуті витрати вологи від людей та різних джерел. Освітлено процеси повітрообміну та обробки повітря у системах кондиціонування повітря (СКП) в літній та зимовий періоди.

3.7 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Система припливно-витяжного повітророзподілення, як правило, має складну структуру. Розрахунок таких систем полягає у визначенні перетинів повітроводів і втрат напору на окремих ділянках та у розгалуженнях.

Основні цілі аеродинамічного розрахунку систем повітророзподілення включають:

1) Вибір діаметрів для круглих повітроводів і розмірів перетину для прямокутних повітроводів;

2) Визначення втрат тиску в системах, включаючи усмоктувальні і нагнітальні повітроводи.

При розрахунку систем повітророзподілення необхідно враховувати наступні умови:

- Діаметри повітроводів (або розміри перетинів) повинні відповідати стандартам;

- Втрати напору в будь-якій галузі повітропроводу мають бути меншими, ніж ті, що знаходяться позаду;

- Швидкість повітря у повітроводах має знаходитися в рекомендованих межах;

- Швидкість повітря в магістральних ділянках повинна зменшуватися в напрямку руху повітря;

- Діаметр будь-якого збірного повітроводу повинен бути не меншим за діаметр підходящих до нього відгалужень.

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		29

При проектуванні кожної системи повітророзподілення задаються наступні початкові дані:

- Максимальна допустима швидкість повітря на окремих ділянках;
- Конфігурація мережі і форма перетинів повітроводів;
- Матеріал повітровода;
- Витрати повітря і довжина ділянок;
- Характеристика повітровода (кінцевий або магістральний);
- Задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без урахування опори трійників і хрестовин.

Вичерчуємо в аксонометрії аксонометричну схему магістрального повітроводу.

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L = G \cdot 3600 / \rho, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.1)$$

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

Для системи П1 корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L_1 = 7,2 \cdot 3600 / 1,2 = 21600 \text{ м}^3/\text{ч}$$

З врахуванням втрат із-за нещільності в системі розподілення повітря устаткування підбираємо по наступних об'ємних витратах:

для системи В1

$$V = \frac{G}{\rho}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.2)$$
$$V = \frac{7,2}{1,2} = 6 \text{ м}^3/\text{с}$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		30

Для ділянки №1 повітровою магістрального знаходимо площу

$$F = \frac{V}{v} = \frac{6}{10} = 0,6 \text{ м}^2 \quad (3.3)$$

Задаюь швидкістю повітря для промислових об'єктів $v=10 \text{ м/с}$

В таблиці повітроводів, уточнюю площу і вибираю $F=0,6 \text{ м}^2$.

Підбираю тоді прямокутний повітровод з $A \times B=100 \times 200 \text{ мм}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = V/F \quad (3.4)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 10/0,6=16,66 \text{ м/с.}$$

Розраховую відгалуження повітровою:

$$V_1 = \frac{m_1 + m_2}{1.2} = \frac{2,25 + 1,72}{1.2} = 3,308 \text{ м}^3/\text{с}$$

Для відгалуження №1 повітровою магістрального знаходжу площу:

$$F = \frac{3,308}{5} = 0,662 \text{ м}^2$$

Задаюь швидкістю повітря для відгалужень ($v=5 \dots 6$) м/с , $v=5 \text{ м/с}$

В таблиці повітроводів, уточнюю площу і вибираю $F=0,7 \text{ м}^2$.

Підбираю тоді прямокутний повітровод з $A \times B=150 \times 200 \text{ мм}$

$$V_2 = \frac{m_3 + m_4 + m_5}{1.2} = \frac{1,06 + 0,81 + 1,36}{1.2} = 3,23 \text{ м}^3/\text{с}$$

Для відгалуження №2 повітровою магістрального знаходжу площу:

$$F = \frac{3,23}{5} = 0,646 \text{ м}^2$$

В таблиці повітроводів, уточнюю площу і вибираю $F=0,7 \text{ м}^2$.

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		31

Підбираю тоді прямокутний повітровод з $A \times B = 150 \times 200$ мм

Відгалуження після першого приміщення

$$V_1 = \frac{m_2}{1.2} = \frac{1,72}{1.2} = 1,433 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$F = \frac{1,433}{5} = 0,2866 \text{ м}^2$$

Задаюся швидкістю повітря для відгалужень ($v=5 \dots 6$) м/с, $v=5$ м/с

В таблиці повітроводів, уточнюю площу і вибираю $F=0,5 \text{ м}^2$.

Підбираю тоді прямокутний повітровод з $A \times B = 100 \times 150$ мм

Відгалуження після третього приміщення

$$V_1 = \frac{m_4 + m_5}{1.2} = \frac{0,81 + 1,36}{1.2} = 1,808 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$F = \frac{1,808}{5} = 0,362 \text{ м}^2$$

Задаюся швидкістю повітря для відгалужень ($v=5 \dots 6$) м/с, $v=5$ м/с

В таблиці повітроводів, уточнюю площу і вибираю $F=0,5 \text{ м}^2$.

Підбираю тоді прямокутний повітровод з $A \times B = 100 \times 150$ мм

Відгалуження після четвертого приміщення

$$V_1 = \frac{m_5}{1.2} = \frac{1,36}{1.2} = 1,133 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$F = \frac{1,133}{5} = 0,227 \text{ м}^2$$

Задаюся швидкістю повітря для відгалужень ($v=5 \dots 6$) м/с, $v=5$ м/с

В таблиці повітроводів, уточнюю площу і вибираю $F=0,5 \text{ м}^2$.

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		32

Підбираю тоді прямокутний повітровод з $A \times B = 100 \times 150$ мм

В цьому розділі, використовуючи методичні вказівки та практичний досвід компанії "Єврокліма Україна", були розраховані та спроектовані повітропроводи для подачі кондиціонованого повітря у всі приміщення пекарні. Враховуючи обсяги необхідного повітря для кожного приміщення, були визначені оптимальні розміри повітропроводів. Також були підібрані повітророзподільні решітки, що дозволяють регулювати обсяг повітря, що подається в приміщення, а також дальність кидка повітряного струменя.

Після виконання розрахунків можна зробити висновок, що параметри повітря, яке виходить через розподільні решітки, відповідають комфортним умовам для робочих приміщень пекарні.

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
						33
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3.8 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

3.8.1 Підбір центрального кондиціонера

На основі максимальних значень витрати приточного повітря визначаємо ефективність роботи кондиціонера:

Знаходжу сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max} = 4,8 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера:

$$L_{KD} = \frac{3600 \cdot G_g}{\rho}, \quad (3.1)$$

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

$$L_{KD} = \frac{3600 \cdot 4,8}{1,2} = 14400 \text{ м}^3/\text{год}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера з врахуванням втрат в мережі повітропроводів:

$$L_{KD}^{\text{повне}} = L_{KD} \cdot 1.05 = 14400 \cdot 1.05 = 15120 \text{ м}^3/\text{год} \quad (3.2)$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Из каталогов фирмы ВЕЗА выбираємо КЦКП-16.

Після вибору кондиціонера остаточно визначаємо масову витрату припливного повітря:

$$G = \frac{\rho \cdot L_{KD}^{\text{повне}}}{3600} = \frac{1,2 \cdot 15120}{3600} = 5,04 \text{ кг/с} \quad (3.3)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		34

3.8.2 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_n = -22^\circ\text{C}$, $t_k = 22,5^\circ\text{C}$, витрати повітря $L_{\text{КД}} = 22680 \text{ м}^3/\text{год}$, початкова та кінцева температура теплоносія початкова та кінцева температура теплоносія $t_1 = 110^\circ\text{C}$, $t_2 = 70^\circ\text{C}$.

Приймаю повітрянагрівач *ВНВ 243.1 – 163 – 120 – 12 – 3,0 – 06 – 2* кондиціонера КЦКП-16 площа фронтального перетину $1,956 \text{ м}^2$

$$v_p = \frac{G_B}{3600 \cdot F_f} \quad (3.4)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м^2 ;

G_B – витрата повітря кг/с ;

$$v_p = 15120 / (3600 \cdot 1,956) = 3,221 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт :

$$Q = 0.278 \cdot C_g \cdot G_g \cdot (t_k - t_n) \quad (3.5)$$

c_g – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 15120 \cdot (22,0 - (-22)) = 186057 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, кг/ч :

$$G_w = \frac{3.6 \cdot Q}{c_w \cdot (t_1 - t_2)} \quad (5.6)$$

c_w – теплоємність води;

$$G_w = 3.6 \cdot 186057 / (4.187 \cdot (110 - 70)) = 3999 \text{ кг/год.}$$

Знаходжу потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} \quad (3.6)$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		35

$$F = \frac{186057}{18,2 \cdot 90,25} = 113,6 \text{ м}^2$$

3.3 Розрахунок повітроохолоджувача

Повітряохолоджувач - це теплообмінний пристрій, призначений для охолодження (і в більшості випадків для видалення вологості) повітря. У повітряохолоджувачах рух повітря є примусовим.

Процес охолодження і осушення повітря в повітроохолоджувачі відбувається у такій послідовності: спочатку повітря охолоджується при постійному вологовмісті в перших рядах повітроохолоджувача; найбільше охолодження відбувається у нижній частині ребрення, де ребра тісно примикають до поверхні трубок. У цих рядах повітря охолоджується до температури нижче точки роси потоку повітря, що спричиняє конденсацію вологи. Найбільше конденсації вологи спостерігається у останніх рядах повітроохолоджувача. Інтенсивність випадання вологи відрізняється по висоті ребра: найбільша інтенсивність випадання спостерігається в підставі ребра і зменшується по його висоті. На виході з повітроохолоджувача шляхом перемішування охолодженого і осушеного повітря отримуємо суміш з відносною вологістю приблизно 90%.

Для розрахунків використовується умовна лінія, яка з'єднує точки початкового і кінцевого стану повітря для побудови умовного процесу охолодження і осушення.

Вихідні данні для розрахунку повітроохолоджувача: початкові та кінцеві параметри повітря $t_n = 28,7^\circ\text{C}$, $t_k = 21^\circ\text{C}$, витрати повітря $L_{\text{КД}} = 22680 \text{ м}^3/\text{год}$, температура теплоносія $t_{\text{жсн}} = 6^\circ\text{C}$.

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		36

Приймаю повітроохоложувач *BOB 243.1 – 133 – 120 – c – d – d – 1*
кондиціонера КЦКП-12,5 площа фронтального перетину 1,985 м²

$$v_{\rho} = \frac{G_B}{3600 \cdot F_f} \quad (3.7)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м²;

G_B – витрата повітря кг/с;

$$v_{\rho} = 15120 / (3600 \cdot 1,985) = 2,27 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість холодопродуктивності для охолодження повітря, Вт:

$$Q = 0.278 \cdot C_v \cdot G_v \cdot (t_H - t_K) \quad (3.8)$$

C_v – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 15120 \cdot (28 - 21) = 33830 \text{ Вт}$$

Знаходжу потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad (3.9)$$

$$F = \frac{33830}{18,2 \cdot 18,85} = 98,6 \text{ м}^2$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		37

3.9 РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

3.9.1 Теплової розрахунок компресора

Вихідними даними для розрахунку холодильної машини є необхідна кількість холоду для СКВ і режим її роботи. Для операцій холодильної установки використовується фреон R410A, який має високі термодинамічні характеристики.

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

Температура кипіння залежить від робочої температури що виходить з чилера води: $t_{води} = 10^\circ\text{C}$

$$t_0 = t_{нов} - \Delta t_0 = 22 - 15 = 7^\circ\text{C} \quad (3.1)$$

Приймаю $\Delta t_0 = 5^\circ\text{C}$ – розрахункова різниця температур для пластинчастих випарників, використовуваних в чилерах .

Температура конденсації визначається по емпіричній залежності:

$$t_k = t_{зов} + (8 \div 15)^\circ\text{C} \quad (3.2)$$

$t_{зов} = 28.7^\circ\text{C}$ – температура зовнішнього повітря.

$$t_k = 28,6 + 11,4 = 40,0^\circ\text{C}$$

Задаюь переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

$$\Delta t_k = 5,0^\circ\text{C}$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		38

Визначаю температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.3)$$

$$t_3 = 40 - 5 = 35,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Задаюь перегрівом пари холодильного агента в обмотках ел.двигуна компресора: $\Delta t_{\text{вс}} = 10^\circ\text{C}$

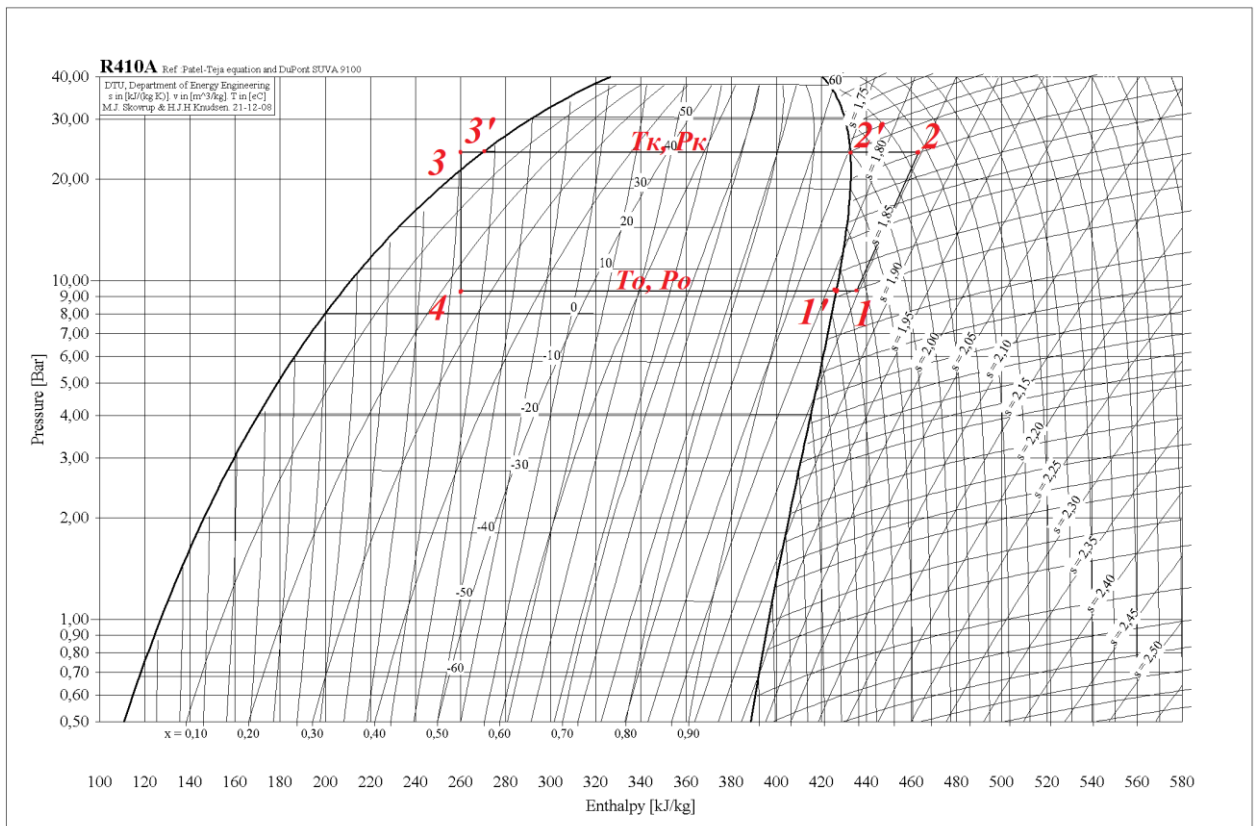
Перегрів після випарника $\Delta t_0 = 5^\circ\text{C}$.

Визначаємо температуру в точці 1:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{\text{вс}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.4)$$

$$t_1 = 5 + 10 = 15,0^\circ\text{C}$$

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



Таблиця 6.1 – Параметри холодильного циклу

	P, МПа	T, °C	h, кДж/кг	V, м ³ /кг
1	0,98	15	435,6	0.0304
2	2,4	66,4	463	-
3	2,4	35	260	-
4	0,98	7	260	-
1'	0,98	7	426,6	-
2'	2,4	40	433	-
3'	2,4	40	270	-

Підбираємо чилер зі спіральним компресором.

Виконуємо тепловий розрахунок КМ спірального:

Об'єм западин провідного ротора:

$$V_{01} = \left[\pi(R_1^2 - r_1^2) \cdot \frac{1}{4} - f_1 \right] \cdot L, \text{ м}^3 \quad (3.5)$$

$$V_{01} = \left[3,14 * (50^2 - 28^2) * 10^{-6} \cdot \frac{1}{4} - 4 \cdot 10^{-4} \right] \cdot 0,058 = 3,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Об'єм западин веденого ротора:

$$V_{02} = V_{01} \cdot \frac{z_1}{z_2}, \text{ м}^3 \quad (3.6)$$

$$V_{02} = 2,39 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{4}{6} = 2,27 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		40

Теоретичний об'єм, описаний спіральним компресором:

$$V_m = (V_{01} + V_{02}) \cdot n_1 \cdot Z_1, \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.7)$$

$$V_m = (2,39 + 1,63) \cdot 10^{-5} \cdot 50 \cdot 4 = 0,012 \text{ м}^3/\text{с}$$

Питома масова холодовидатність:

$$q_0 = h_1' - h_4, \text{ кДж/кг} \quad (3.8)$$

$$q_0 = 426,6 - 260 = 166,6 \text{ кДж/кг}$$

Питома об'ємна холодовидатність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}, \text{ кДж/м}^3 \quad (3.9)$$

$$q_v = \frac{166,6}{0,0304} = 5460 \text{ кДж/м}^3$$

Питома адіабатна робота стиснення:

$$l_a = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг} \quad (3.10)$$

$$l_a = 463,0 - 435,0 = 28,0 \text{ кДж/кг}$$

Коефіцієнт подачі спірального компресора:

$$\lambda = 0,93 - 0,02 \cdot \frac{P_k}{P_0} \quad (3.11)$$

$$\lambda = 0,93 - 0,02 \cdot \frac{24}{9,8} = 0,87$$

Повна холодовидатність:

$$Q_0 = V_m \cdot \lambda \cdot q_v, \text{ кВт} \quad (3.12)$$

$$Q_0 = 0,009 \cdot 0,87 \cdot 5460 = 63,7 \text{ кВт}$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		41

Масова витрата холодильного агента:

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с} \quad (3.13)$$

$$G_a = \frac{63,7}{166} = 0,389 \text{ кг/с}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = G_a \cdot l_a, \text{ кВт} \quad (3.14)$$

$$N_a = 0,389 \cdot 28 = 10,27 \text{ кВт}$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = f\left(\frac{P_k}{P_0}\right) \quad (3.15)$$

$$\eta_e = f\left(\frac{2,4}{0,98}\right) = f(2.58) = 0,58$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_e}, \text{ кВт} \quad (3.16)$$

$$N_e = \frac{10,27}{0,58} = 17,6 \text{ кВт}$$

Ефективний коефіцієнт перетворення:

$$COP_e = \frac{Q_0}{N_e} \quad (3.17)$$

$$COP_e = \frac{63,7}{17,6} = 3,62$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{эл.дв}}}, \text{ кВт} \quad (3.18)$$

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		42

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{17,6}{0,92} = 18,9 \text{ кВт}$$

Електричний коефіцієнт перетворення:

$$COP_{\text{эл.}} = \frac{Q_0}{N_{\text{эл}}} \quad (3.19)$$

$$COP_{\text{эл.}} = \frac{63,7}{18,9} = 3,37$$

$$Q_{\text{ка}} = 63,7 + 10,27 = 74,0 \text{ кВт}$$

$$F_{\text{кд}} = \frac{74,0 \cdot 10^3}{36 \cdot 10} = 205,6 \text{ м}^2$$

Дану площу задовольняє МАВО.К 630.1х3.Б.43.4П.Г

3 вент. х1,75 кВт

Теплопродукт КД 87,2 кВт

Після проведення розрахунків і урахування всіх особливостей кондиціонування приміщень деревообробної промисловості у Черкасах, було обрано відповідні будівельні матеріали та розроблено теплоізоляцію, спрямовану на зменшення споживання електроенергії влітку та зимою. Ураховані всі теплоприпливи, які впливають на приміщення, зокрема від сонячної радіації, навколишнього середовища, різних джерел та вологи від людей. Також розраховані процеси повітрообміну в пекарні та обробки повітря в системі кондиціонування приміщень.

Розроблено повітропроводи для всіх приміщень і підібрано відповідні повітророзподільні решітки. Після цього обрано каналний кондиціонер, розраховано повітронагрівач і повітроохолоджувач, а також проведено

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

розрахунок основного холодильного обладнання і спірального компресора на базі обраного чилера.

Також враховані вимоги до охорони праці на підприємстві, що дозволяє зробити висновок про відповідність споруди всім нормам пожежної та електробезпеки. Підібране обладнання оптимально відповідає умовам, які необхідно підтримувати у приміщенні.

					БКВ 05.018.000. ДП ПЗ	Арк.
						44
Змін.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ім'я користувача:
Катерина Григоріївна Краснокутська

ID перевірки:
1016388880

Дата перевірки:
26.06.2024 11:09:02 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
26.06.2024 11:09:56 EEST

ID користувача:
100011688

Назва документа: 2БКВ-05 Філоненко

Кількість сторінок: 44 Кількість слів: 5869 Кількість символів: 38699 Розмір файлу: 1.76 MB ID файлу: 1016201134

12.9% Схожість

Найбільша схожість: 11.9% з Інтернет-джерелом (<https://card-file.ontu.edu.ua/server/api/core/bitstreams/b42918e5-a94>).

12.9% Джерела з Інтернету

48

Сторінка 46

Не знайдено джерел з Бібліотеки

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

0% Вилучень

Немає вилучених джерел

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи

337

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

В І Д Г У К

керівника про дипломний проект здобувача освіти

Філоненка Ілля Михайловича

Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Системи кондиціонування і вентиляції повітря»

Тема: Модернізація системи кондиціонування і вентиляції повітря торгового центру Сіті Центр Таїровський площею 5 400 м², м. Одеса.

ХАРАКТЕРИСТИКА ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ (РОБОТИ)

а) Об'єм та якість виконаної роботи (графічного матеріалу та розрахунково-пояснювальної записки)

Дипломний проект Філоненка І.М. виконано згідно завданню і складається з пояснювальної записки на сторінках і графічного матеріалу на аркушах, формату А-1. Дипломний проект відповідає вимогам ЕСКД і ДСТУ

б) Самостійність роботи над проектом (роботою)

Дипломник Філоненка І.М. над дипломним проектом працював самостійно, графік виконання окремих розділів пояснювальної записки і графічних аркушів не порушував.

в) Теоретична підготовка дипломника

Теоретична підготовка студента Філоненко І.М. - добра.

При навчанні за освітньою програмою «Системи кондиціонування і вентиляції повітря» показав програмні результати навчання на достатньо високому рівні, зацікавленість проявляв до дисциплін професіонального циклу.

**ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ
ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ»**

РЕЦЕНЗІЯ

на дипломний проект (роботу) студента

Філоненка Іллі Михайловича

Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»

Освітньо-професійна програма «Системи кондиціювання і вентиляції повітря»

Тема: Проект системи кондиціювання і вентиляції повітря ідальні санаторного комплексу «Одеса» на 230 посадкових місць.

Обсяг розрахунково-пояснювальної записки _____ сторінки

Обсяг графічної частини проекту _____ 3 _____ аркуші

ХАРАКТЕРИСТИКА ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

а) Висновок про ступінь відповідності виконаного дипломного проекту (роботи) завданню

Дипломний проект Філоненка І.М., виконаний згідно завданню і складається з пояснювальної записки на _____ сторінках і графічного матеріалу на 3 аркушах. Дипломний проект відповідає вимогам ЕСКД і ДСТУ

б) Характеристика виконання кожного розділу проекту: ступеня використання дипломником останніх досягнень науки і техніки передових методів роботи на виробництві

Тема дипломного проекту розкрита у повному обсязі. Всі розділи розрахунково-конструкторської частини виконані з урахуванням останніх досягнень науки і техніки в галузі енергетичного машинобудування. Дипломник використовував технічну і довідкову літературу по данні у темі. Враховані передові методи роботи на виробництві

в) Оцінка якості виконання графічної частини проекту (роботи) і пояснювальної записки

Якість виконання пояснювальної записки і графічної частини добра

г) Перелік позитивних якостей дипломного проекту (роботи)

1. Виконання графічної частини за допомогою програми AutoCAD.

2. Використання сучасного холодильного обладнання.

д) Основні недоліки дипломного проекту (роботи)

1. _____

2. _____

3. _____

Оцінка розрахункової частини 4(добре)

Оцінка графічної частини 4(добре)

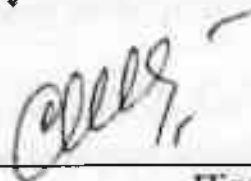
Загальна оцінка 4(добре)

Прізвище, ім'я, по батькові: Шевченко Сергій Іванович

Місце роботи і посада рецензента:

АТ «ОПЗ» цех комплектації обладнання і металів, провідний інженер

« 26 » 06. 24



Підпис