

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і

вентиляції повітря»

Група: БКВ - 03

Дипломний проект

здобувача освіти денного відділення

БКВ 03. 009. 000 ДП

Рахімов Руслан

Рустамович

м. Одеса - 2022 р.

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

Спеціальність 142
«Енергетичне машинобудування»
ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»
Група БКВ - 03

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
БКВ 03. 009. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:

**Проект системи кондиціонування і вентиляції
супермаркету «Сільпо», площею 140 м.кв., м.
Чорноморськ**

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

Дипломник _____ (Рахимов Р.Р.)

Керівник проекту _____ (Жихарєва Н.В.)

Консультанти:

з економічної частини _____ (Коробкіна О.В.)

з будівельної частини _____ (Волянська С.В.)

з охорони праці _____ (Чорновол Н.І.)

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

До захисту допущено
Завідувач кафедри _____ (Хмельнюк М.Г.)

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

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

Оцінка ЕК _____

Секретар ЕК _____ Петушенко С.М.

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

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

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

ЗАВДАННЯ

ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Прізвище, ім'я та по батькові: **Рахімов Руслан Рустамович**

Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»
Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма **«Системи кондиціонування і вентиляції повітря»**

Тема дипломного проекту: **Проект системи кондиціонування і вентиляції супермаркету «Сільпо», площею 140 м.кв., м. Чорноморськ**

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

Вихідні дані для проекту: температура літня 32 °С
відносна вологість повітря літня 60 %

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

Вступ

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

Вступ

1 Загальна частина

- 1.1 Призначення і технічна характеристика об'єкта завдання
- 1.2 Вихідні дані
- 1.3 Техніко-економічне обґрунтування проекту

2 Технологічна частина

- 2.1 Характеристика комфортного стану повітря
- 2.2 Обґрунтування вибору температурного режиму в приміщеннях

3 Розрахунково-конструкторська частина

- 3.1 Розрахункові дані
- 3.2 Планування об'єкта завдання
- 3.3 Розрахунок тепло- і вологоприпливів об'єкта завдання
- 3.4 Розрахунок системи кондиціонування повітря (прямоточної, з однією рециркуляцією, з двома рециркуляціями)
- 3.5 Вибір обладнання системи кондиціонування повітря
- 3.6 Розрахунок політропічної зрошувальної камери
- 3.7 Визначення навантаження на компресор і випарник
- 3.8 Розрахунок температурних режимів роботи холодильної машини
- 3.9 Побудова циклу холодильної машини, визначення параметрів вузлових точок
- 3.10 Тепловий розрахунок та вибір компресору
- 3.11 Тепловий розрахунок та вибір теплообмінних апаратів холодильної установки

3.12 Розрахунок та добір допоміжного обладнання

4 Організаційна частина

4.1 Монтаж, ремонт, обслуговування системи кондиціонування і вентиляції повітря

4.2 Автоматизація системи кондиціонування і вентиляції повітря

5 Економічна частина

6 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

7 Використана література

Графічна частина

Графічний Аркуш 1. Аксонометрична схема повітророзподільної мережі системи кондиціонування

Графічний Аркуш 2. Схема центрального кондиціонування

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

Графік виконання проекту

Зміст	Термін виконання
1 Загальна частина	16 - 17.05.2022
2. Технологічна частина	18.05.2022
2 Розрахунково-конструкторська частина	19 - 25.05.2022
3 Організаційна частина	26 – 27.05.2022
4 Аркуш 1, 2	28 – 31.05.2022
5 Економічна частина	01 – 06.06.2022
6 Аркуш 3	07 – 09.06.2022
7 Охорона праці	11 - 12.06.2022
Попередній захист	15.06.2022
Захист дипломного проекту	22 - 30.06.2022

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

Протокол № 5 від “ 16” грудня 2021 р.

Завідувач кафедру _____ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _____ ((Жихарєва Н.В.))

ЗМІСТ

Стор.

ВСТУП.....	3
1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ СКП.....	5
2 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ.....	7
2.1 Характеристика будівельних конструкцій.....	7
3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	10
3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря	10
3.2 Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції	11
3.3 Розрахунок теплових виділень від різних джерел	17
3.4 Розрахунок вологовиділень	17
3.4.2 Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги.....	18
3.5 Визначення витрати повітря систем кондиціонування повітря.....	20
3.6 Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів обробки повітря в літній та зимовий періоди.....	21
4 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ.....	22
4.1. Визначення кількості та площі перетину припливних і витяжних каналів.....	23
4.2 Підбір вентиляційних каналів і решіток	24

					<i>БКВ 03.000.009. ДП.ПЗ</i>		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Рахімов Р.Р.			Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Жихарева Н.В.			1	82	
Реценз.							
Н. Контр.							
Затверд.							

5 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ.....	26
5.1.Розрахунок повітряного охолоджувача.....	26
5.2.Розрахунок повітряного нагрівача першого підігріву.....	29
6 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	33
6.1 Тепловий розрахунок компресора.....	33
6.3 Розрахунок повітряного конденсатора.....	47
7. АВТОМАТИКА.....	52
8.ОХОРОНА ПРАЦІ.....	61
9. ЕКОНОМІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	69
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	77

ВСТУП

Кондиціонування повітря – це створення та автоматична підтримка (регулювання) параметрів повітряного середовища, найсприятливіших для роботи персоналу та обладнання.

Метою даного дипломного о проекту є розробка СКП для супермаркету «Сіллпо», який розташований в м. Черноморськ.

В останні роки супермаркети майже повністю замінили звичайні магазини за рахунок того, що мають низку переваг: більші площі, велике різноманітність товару як продовольчого, так і не продовольчого, а також багато холодильників різних типів і призначень задля запобігання усіма необхідними потребами товару і покупця відповідно.

					БКВ 03000.011.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпись	Дата		2

В першу чергу, заходячи в супермаркет з вулиці, і не має значення влітку або взимку, нас зустрічає комфортна температура, вологість та інші параметри, над якими ми не замислюємось, але без врахування яких нам було б дуже важко знаходитись в подібних місцях. Те саме стосується і працівників супермаркету, адже тривала дія несприятливих метеорологічних умов у купі з робочими навантаженнями значно погіршує самопочуття, порушує стан здоров'я і тим самим знижує продуктивність праці, що непримінно відіб'ється на зниженні прибутку торгівельної мережі.

Також ми не повинні забувати, що як і будь-який магазин, супермаркет торгує товаром, що, нажаль, має свої терміни та умови зберігання і власники забо'язані задовільняти ці вимоги. Супер- та гігамаркети завжді поділені на зони і це не спроста, адже у кожній зоні міститься своя категорія товару з власними вимогами до стану повітря навколо і це вже не кажучи про рибну зону, що на відміну від інших виділяє свої запахи, які роблять погану рекламу і також мають бути якось усунені.

Основними етапами розробки та використання великої системи кондиціонування повітря є проектування, будівництво, введення в експлуатацію, експлуатація, підвищення енергоефективності та технічне обслуговування.

Метою дослідницької роботи було визначення переліку засобів та заходів, спрямованих на заощадження ресурсів та енергії, що витрачаються на проектування та подальшого монтажу систем кондиціонування. Для кожного заходу проведене орієнтовне оцінювання потенційної економії і можливість його застосування в системах.

Етапи проектування розділені на ескізний проект, проект узгоджений та узгоджена робоча документація. Між етапом узгодженим проектом та

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		4

узгодженої робочої документації також розташовуються такі етапи, як їх розробка, експертиза та узгодження з усіма технічними та іншими нормативами.

Дослідження були проведені для конкретно обраного об'єкта – торговельний центр «City-Center».

У підсумку отримані такі практично значущі висновки:

1. Найбільш ефективними заходами з енергозбереження є використання централізованих систем, своєчасне обслуговування систем, та розташування блоків кондиціонерів з розрахунком на найбільшу ефективність.

2. Найменш затратними заходами з енергозбереження є своєчасне видалення льоду та очищення внутрішніх та зовнішніх блоків.

3. Найбільш ефективними заходами з ресурсозбереження є використання систем кондиціонування з інвертором для зменшення витрат та застосування рекуператорів у комплексі із системами кондиціонування та опалення.

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		5

1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ СКП

Техніко-економічне обґрунтування (ТЕО) - це розрахунок економічної доцільності здійснення проекту, заснований на порівняльній оцінці витрат і результатів ефективності використання, а також строку окупності вкладень. ТЕО - це виваженість кожного Вашого кроку в реалізації задуманого.

Укладенню капіталу передують підготовка техніко-економічного обґрунтування (ТЕО) інвестиційного проекту. В інвестиційному процесі цьому етапу відводиться значне місце, адже чим більше вірогідної та грамотно оформленої інформації про підприємство (проект) одержить інвестор, тим менший ризик чекає на нього на етапі реалізації проекту. Крім того, до початку інвестування потрібен досить тривалий період переговорів, експертиз, узгоджень, перевірок та переперевірок, предметом яких є ТЕО і які здійснюються майже всіма суб'єктами інвестиційної діяльності. Розроблення та реалізація виробничого інвестиційного проекту проходить тривалий шлях від ідеї до будівництва та експлуатації об'єкта. Цей період розглядається як життєвий цикл інвестиційного проекту.

СКП необхідна для підтримки необхідних параметрів повітря в приміщенні, незалежних від зовнішніх впливів (температури, вологовмісті, випромінювання) і внутрішніх (теплоприпливи від устаткування, від людей, освітлення), які б сприяли створенню мікроклімату в приміщенні, необхідного по санітарно-гігієнічних нормах для нормального функціонування людського організму.

Основні економічні вимоги до проекту полягають в наступному: мінімальна вартість устаткування і будівельно-монтажних робіт, тривалий

термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла і особливо дорогого холоду.

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		6

СКП комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря в приміщеннях, що кондиціонують, оптимальних для самопочуття людей, що знаходяться в них. Параметри визначаються умовами тепло- і влагообмена, які, у свою чергу залежать від характеру виконуваної ними роботи, нервової напруги, одягу, а також температури, вологості і швидкості руху довколишнього повітря і інших чинників.

При виборі параметрів повітря в приміщенні необхідно враховувати, що вартість устаткування і експлуатація СКП невиправдано збільшиться, якщо вибрані значення температури і відносної вологості будуть завищені для холодного періоду року і занижені для теплого.

Як установка кондиціонування був вибраний центральний кондиціонер фірми ВЕЗА (типоразмер по каталогу КЦКП 50). До складу установки входять фільтри на припливному та витяжному потоці повітря, блоки повітрянагрівачів, живлений від централізованої системи тепlopостачання з параметрами теплоносія 90°C / 70°C. Також встановлена форсункова камера зволоження, пластинчатий тепло утилізатор, блоки вентиляторів і блоки шумоглушіння. Всі блоки забезпечені системами автоматики, що входять до складу установки.

Джерелом холодопостачання служать чилер (фірми TRANE типоразмер по каталогу CGA 150) з повітряним охолодженням конденсатору встановленого на даху приміщення. У комплект з чилерам також входить встроєний гідромодуль.

У приміщення по результатам теплового розрахунку подається розрахункова кількість зовнішнього повітря що відповідає санітарним нормам. Викид відпрацьованого повітря виконується через тепло утилізатор, витяжною системою. У приміщення повітря подається по герметичним воздуховодам в ізоляції. Повітрярозподіл в приміщенні здійснюється розподільниками повітря компанії " Арктос „ при дотриманні необхідних

									Лист
									7
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ				

параметрів повітряного середовища і рухливості повітря в робочій зоні.

У даному випадку вибрані розподільники повітря марки ВМС – вентиляційні решітки з вертикальними подвижними пластинами, з можливістю роздачі великих витрат повітря .

Техніко-економічна оцінка СКП завжди представляє інтерес для замовника. Така оцінка виконується не лише в процесі проектування, але і на перед проектній стадії, що особливо важливе для вибору того або іншого варіанту системи або для вирішення питання про доцільність пристрою СКП.

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		8

2 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

1.1. Характеристика будівельних конструкцій

Назва об'єкту: перший поверх, супермаркет "Сільпо", торговельний центр "City-Center".

Місце розташування: місто Одеса.

Географічна широта 48° .

Температура зовнішнього повітря влітку $28,6^{\circ}\text{C}$, взимку -18°C

Коефіцієнт теплопередачі визначається як:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (1.1)$$

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

δ_i та λ_i – товщина та теплопровідність i -го шару огороження;

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

Міжповерхове перекриття:

1. Розчин цементно піщаний – $\delta = 20 \text{ мм}$, $\lambda = 1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;
2. Залізобетонна плита – $\delta = 120 \text{ мм}$, $\lambda = 1.55 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;
3. Розчин цементно піщаний – $\delta = 20 \text{ мм}$, $\lambda = 1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;
4. Армована стяжка цементна – $\delta = 20 \text{ мм}$, $\lambda = 1.4 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.
5. Пінополіуретан – $\delta = 2.5 \text{ мм}$, $\lambda = 0.032 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Тоді

$$k_{\text{покр}} = \left(\frac{1}{8} + \frac{1}{8} + \frac{0.02}{1} + \frac{0.12}{1.55} + \frac{0.02}{1} + \frac{0.02}{1.4} + \frac{0.0025}{0.32} \right)^{-1} = 2.567 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

									Лист
									9
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ				

Зовнішні стіни:

1. Облицювальна плитка – $\delta = 10$ мм, $\lambda = 0.93$ Вт/(м·К);
2. Розчин цементно піщаний – $\delta = 3$ мм, $\lambda = 1$ Вт/(м·К);
3. Монолітний залізобетон – $\delta = 250$ мм, $\lambda = 2.02$ Вт/(м·К);
4. Розчин цементно піщаний – $\delta = 20$ мм, $\lambda = 1$ Вт/(м·К);
5. Базальтовий утеплювач – $\delta = 100$ мм, $\lambda = 0.037$ Вт/(м·К);
6. Армowana панель – $\delta = 100$ мм, $\lambda = 0.25$ Вт/(м·К).

Тоді

$$k_{ст} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0.1}{0.25} + \frac{0.1}{0.037} + \frac{0.02}{1} + \frac{0.25}{2.02} + \frac{0.003}{1} + \frac{0.01}{0.93} + \frac{1}{23} \right)^{-1}$$
$$= 0.292 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

Вибираємо коефіцієнт теплосвоєння матеріалу S шару на границі розділення. Потім розраховуємо опір R, теплову інерцію шару огороження D, теплову інерцію огороження ΣD за формулами наведеними нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт} \quad (1.3)$$

$$D = R \cdot S \quad (1.4)$$

Результати розрахунків зводимо до таблиці 1.1.

					БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		10

Конструкція й матеріал	Щільність, ρ , кг/м ³	Товщина, δ , м	Коефіцієнти			
			Питома теплопро відність, λ , Вт/(мК)	Теплозасв оєння, S, Вт/(м ² К)	Термічний опір, R, (м ² К/Вт)	Теплова інерція, D
«Вікна»					«...»	
Зовнішня стіна						
Облицювал ьна плитка	1450	0.01	1	9.63	0.01	0.096
Розчин цементно піщаний	1800	0.003	1	10.48	0.003	0.031
Монолітний залізобетон	2400	0.25	2.02	17.03	0.124	2.112
Розчин цементно піщаний	1800	0.02	1	10.48	0.02	0.21
Базальтовий утеплювач	80	0.1	0.037	0.445	2.703	1.215
Армована панель	10	0.1	0.25	4.9	0.4	1.96

Таблиця 1.1.

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		11

Перекриття

Розчин цементно піщаний	1800	0.02	1	10.48	0.02	0.21
Залізобетон на плита	2500	0.12	1.55	15.381	0.077	1.184
Розчин цементно піщаний	1800	0.02	1	10.48	0.02	0.21
Армована стяжка цементна	1800	0.02	1.4	12.4	0.014	0.174
Пінополіуретан	1200	0.0025	0.32	6.405	0.0078	0.05

РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б :

М. Черноморськ

Розрахункові літні параметри зовнішнього повітря категорії Б:

барометричний тиск $P=1010$ гПа;

ентальпія зовнішнього повітря $h=68$ кДж/кг;

температура зовнішнього повітря $t=28.6$ °С;

розрахункова швидкість вітру 3.3 м/с;

амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 8.8$ °С.

Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря:

барометричний тиск $P=990$ гПа;

ентальпія зовнішнього повітря $h=-17$ кДж/кг;

температура зовнішнього повітря $t=-18$ °С;

розрахункова швидкість вітру $6,2$ м/с.

Об'єкт представляє собою перший поверх будівлі сучасної споруди, яка складається з торгівельної зали, гарячого цеху та адміністративно-господарських приміщень. Система кондиціонування даного об'єкту носить комфортний характер.

Системи кондиціонування повітря комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря, оптимальних для самопочуття людей. Параметри визначаються умовами тепло- та волого обміну, які в свою чергу залежать від конструкції людини, стану її здоров'я, характеру роботи, яку він виконує, нервового напруження, одягу, а також від температури, вологи та швидкості руху навколишнього повітря.

Керуючись нормами проектування, приймаємо наступні значення

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		13

температури, відносної вологості в приміщенні:

Внутрішні параметри повітря в :

температура повітря влітку $t_{в} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$;

температура повітря взимку $t_{в} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$;

відносна вологість повітря в приміщенні влітку $\phi_{в} = 55 \%$;

відносна вологість повітря в приміщенні взимку $\phi_{в} = 60\%$.

3.2 Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції

Теплий період року.

В приміщенні підтримується постійна температура повітря 22°C .

Характеристика огорожуючих конструкцій приміщення приведена в

таблиці 2.1. Максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна розраховуємо за формулами, при коефіцієнті тепло пропускання для одинарного скління в дерев'яних переплетах $K_4=0,75$ (БНіП II-3-79) та відсутності захисних споруд на вікнах $K_1=1; K_2=1, K_3=1$.

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

Де q_n, q_p - поверхнева щільність теплового потоку, $\text{Вт}/\text{м}^2$, через осклений світловий отвір в липні в дану годину доби відповідно прямої та розсіяної сонячної радіації, яка приймається для вертикального та горизонтального скління за БНіП II-3-79;

$K_1 = K_{n,z} \cdot K_{n,v}$ - коефіцієнт опромінення сонячною радіацією для врахунку площі світлового отвору, незатіненого горизонтальною та вертикальною площинами в будівельному виконанні.

Параметри за сторонами світу.

На східній стороні:

площа 18 м^2 ;

максимальна щільність потоку прямої радіації $497 \text{ Вт}/\text{м}^2$;

максимальна щільність потоку розсіяної радіації $121 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Таким чином максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		14

на східній стороні:

$$Q_{oc,i} = (497 \cdot 1 + 121 \cdot 1) 1 \cdot 0,75 \cdot 18 = 8343 \text{ Вт}$$

Для знаходження показника $a_{\text{п}}$ поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації знаходимо коефіцієнти тепло засвоєння $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

Для вікон:

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

Де R_{oc} – термічний опір теплопередачі осклених світлових отворів, який приймається з додатку 6 БНіП II-3-79.

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

$$Y_{oc} = \frac{1}{0,15 - 1/8} = 40 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Для зовнішньої стіни за шаром утеплювача: $D=1,215 > 1$, то $Y_{\text{ст}} = S_{\text{ут.}} = 0,445 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Для перегородок проводиться розрахунок для половини їх товщини залізобетону: $D/2 = 0,229 < 1$, то

$$Y_{\text{пер}} = R_{\text{м}} S_{\text{м}}^2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.3)$$

$$Y_{\text{пер}} = 0,6 \cdot 12,2^2 = 44,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

Де $R_{\text{м}}$ – термічний опір частини шару перегородки, розділеної по осі симетрії, $[(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}]$;

$S_{\text{м}}$ – коефіцієнт тепло засвоєння матеріалу шару на кордоні розділення, $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$.

Для перекриття по шару залізобетонної плити: $D=1,184 > 1$,

То $Y_{\text{пер}} = S_{\text{жел.}} = 15,381 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Показник сумарного тепло засвоєння приміщення:

$$\sum Y = Y_{oc} A_{oc} + Y_{\text{ст}} A_{\text{ст}} + Y_{\text{пер}} A_{\text{пер}} \quad (3.4)$$

					БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		15

Де $A_{ст}$ – внутрішні поверхні огорожень приміщення, m^2

$$\Sigma Y = 40 \cdot 18 + 0,445 \cdot 780,280 + 15,381 \cdot 2363,73 = 37352,8 \text{ Вт/К}$$

Показник інтенсивності конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2,55(A_{oc} + A_{ст} + A + A_{нок} + A_{обор}), m^2 \quad (3.5)$$

$$\Delta = 2,55(18 + 780,280 + 2363,73) = 8063 m^2$$

Показник поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації:

$$a_{п} = \varphi(\Sigma Y / \Delta) \quad (3.6)$$

$$a_{п} = \varphi(37352,8 / 8063) = \varphi 4,63$$

За БНіП П-3-79 знаходимо загальну тривалість радіації через східні вікна $\Delta Z = 4$ год та початок радіації $Z = 13$ год, при $a_{п} = 4,63$ знаходимо величини показника та заносимо їх в табл. 3.1

Помножаємо $Q_{oc i}$ на показники $a_{п}$; отриманні години поступлення теплоти, поглиненні приміщенням та передані повітрю вносимо в другу стовку табл. 3.1

Визначаємо величину теплового потоку теплопередачею через вікна і значення заносимо в табл. 3.1

$$Q_{\Delta t} = (t_{н} + 0,5\theta_1 A_{м.с.} - t_{п}) A_{oc} / R_{oc}, \text{Вт} \quad (3.7)$$

Для східної стіни:

$$Q_{\Delta t} = (28,6 + 0,5\theta_1 8,8 - 19) 18 / 0,15 = 528\theta_1 + 1152 \text{ Вт}$$

Де $t_{нар}$ – середня за добу температура зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$, яка приймається рівною температурі липня в графі 3 «Температура зовнішнього повітря» БНіП 2.01.01-82 (Будівельна кліматологія).

$A_{мс}$ – максимальна добова амплітуда температури зовнішнього повітря в липні, яка приймається за БНіП 2.01.01-82.

θ_1 – коефіцієнт який виражає гармонічне змінення температури зовнішнього повітря, який приймається по таблиці 6 посібника до БНіП 2.04.05-91.

					БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		16

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.

Знаходимо величину теплового потоку через зовнішню стіну

$$Q_M = \left[\frac{1}{R} \cdot \left(t_{нар} + \rho \cdot \frac{j_{cp}}{\alpha_n} - t_n \right) + \frac{\beta_k \cdot \alpha_{вн}}{V} \left(0,5 \cdot \theta_1 \cdot A_{м.с} + \frac{\rho}{\alpha_n} \cdot \theta_2 \cdot A_j \right) \right] A_M \quad (3.8)$$

по південній стіні:

$$Q_M = \left[\frac{1}{1} \cdot \left(28,6 + 0,7 \cdot \frac{328}{23} - 22 \right) + \frac{1,8}{128} \left(0,5 \cdot 1 \cdot 8,8 + \frac{0,7}{23} \cdot 1 \cdot 538 \right) \right] 210 = 3755 \text{ Вт}$$

по західній стіні:

$$Q_M = \left[\frac{1}{1} \cdot \left(28,6 + 0,7 \cdot \frac{328}{23} - 22 \right) + \frac{1,8}{128} \left(0,5 \cdot 1 \cdot 8,8 + \frac{0,7}{23} \cdot 1 \cdot 127 \right) \right] 243 = 4155 \text{ Вт}$$

по східній стіні:

$$Q_M = \left[\frac{1}{1} \cdot \left(28,6 + 0,7 \cdot \frac{328}{23} - 22 \right) + \frac{1,8}{128} \left(0,5 \cdot 1 \cdot 8,8 + \frac{0,7}{23} \cdot 1 \cdot 486 \right) \right] 225 = 4000 \text{ Вт}$$

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

J_{cp} – середньодобове значення поверхневої щільності теплового потоку сумарної сонячної радіації (прямої та розсіяної), $Вт/m^2$, яка поступає в липні, приймаємо по табл.7 для горизонтальної та по табл.8 для вертикальної поверхні за посібником до БНіП 2.04.05-91.

β_k – коефіцієнт, який дорівнює 1 при відсутності вентиляваного повітряного прошарку в огороженні (перекритті) та дорівнює 0,6 для усіх

										Лист
										17
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					

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:

$$V = 2^{\Sigma D} \left(0.83 + 3 \cdot \frac{\Sigma R}{\Sigma D} \right) \cdot V_c \cdot V_a \quad (3.9)$$

$$V = 2^{5.62} \left(0.83 + 3 \cdot \frac{3.26}{5.62} \right) \cdot 1.01 \cdot 1 = 128$$

Де ΣR – термічний опір огороження, Вт/(м²°С)

ΣD – теплова інерція огороження.

Для багатошарових конструкцій:

$$V_c = 0.85 + 0.15 \cdot \frac{S_2}{S_1} \quad (3.10)$$

$$V_c = 0.85 + 0.15 \cdot \frac{10.48}{9.63} = 1.01$$

Де S_1 і S_2 – коефіцієнти тепло засвоєння матеріалів першого та другого шару по ходу 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 $\epsilon_1 = \epsilon + 15$, $\epsilon_2 = \epsilon + z$.

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(зовнішньої стіни, перекриття), м².

$\alpha_{нв}$, $\alpha_{вн}$ – коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої та внутрішньої поверхні огороження, Вт/(м²°С), яке визначається за БНіП II-3-79**.

$\rho = 0,7$ для облицювальна плитка (зовнішній шар стіни)

$J_{cp} = 125$ Вт/м² для західної та східної орієнтації, $J_{cp} = 159$ для південної

										Лист
										18
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					

орієнтації;

$A_j = 685 + 129 - 328 = 486 \text{ (Вт/м}^2\text{)}$ для східної стіни, $A_j = 733 + 133 - 328 = 538 \text{ (Вт/м}^2\text{)}$ для південної стіни, $A_j = 356 + 99 - 328 = 127 \text{ (Вт/м}^2\text{)}$ для західної стіни;

$$\varepsilon = 2.7 \cdot \sum D - 0.4 \text{ (ч)} \quad (3.11)$$

$$\varepsilon = 2.7 \cdot 5.62 - 0.4 = 15 \text{ (ч)}$$

$\varepsilon_1 = 15 + 15 = 30 \text{ (ч)}$, $\varepsilon_2 = 15 + 8 = 23 \text{ (ч)}$ для ПД стени;

$\varepsilon_1 = 15 + 15 = 30 \text{ (ч)}$, $\varepsilon_2 = 15 + 6 = 21 \text{ (ч)}$ для ЗХ стени;

$\varepsilon_1 = 15 + 15 = 30 \text{ (ч)}$, $\varepsilon_2 = 15 + 13 = 28 \text{ (ч)}$ для СХ стени.

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

$$\varepsilon_1 = 30 - 24 = 6 \text{ (ч)} \text{ для ПД стени;}$$

$$\varepsilon_1 = 30 - 24 = 6 \text{ (ч)} \text{ для ЗХ стени;}$$

$$\varepsilon_1 = 30 - 24 = 6 \text{ (ч)}, \varepsilon_2 = 28 - 24 = 4 \text{ (ч)} \text{ для СХ стени.}$$

Сумарний максимальний тепловий потік, що нагріває повітря приміщення доводиться на 13 годин сонячного часу. Він становить 4 кВт.

3.3 Розрахунок теплових виділень від різних джерел

Тепловиділення від людей

$$Q_{нов}^l = n_{люд} \cdot q_{нов} \text{ Вт ;} \quad (3.12)$$

$n_{люд} = 500$ чол.; – кількість людей одночасно перебувають у приміщенні (460 відвідувачів та 40 чол. персоналу);

Приймаємо роботу середньої важкості, тоді

$$Q_{нов}^l = 130 \cdot 500 = 65000 \text{ Вт ;}$$

Визначаємо явні й сховані теплоприпливи від людей:

$$Q_l^{скр} = n \cdot q_{люд}^{скр}, \text{ Вт} \quad (3.13)$$

									Лист
									19
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ				

$$Q_{л}^{яв} = 500 \cdot 45 = 22500 \text{ Вт}$$

$$Q_{л}^{сх} = Q_{люд} - Q_{люд}^{явн}, \text{ Вт} \quad (3.14)$$

$$Q_{л}^{сх} = 65000 - 22500 = 42500 \text{ Вт}$$

Тепловиділення від штучного освітлення

$$Q_{осв} = q_{осв} \cdot F_{пол} \cdot z, \text{ Вт} \quad (3.15)$$

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

$F_{пола}$ – площа підлоги;

Z – освітленість.

$$Q_{осв} = 20 \cdot 2200 \cdot 0,7 = 30800 \text{ Вт}$$

Повний теплоприплив в приміщення:

$$Q_{нов} = 4000 + 8343 + 65000 + 30800 = 108143 \text{ Вт}$$

Теплоприпливи від обладнання ;

Враховуємо стилажі 1,8 кВт на 200 стелажів

3.4 Розрахунок вологовиділень

Вологовиділення від людей

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

де n - число людей у приміщенні;

$W_{л} = 0.0000463 \text{ кг/с}$ - вологовиділення від однієї людини;

$$W_{л} = 500 \cdot 0.0000208 = 0,0104 \text{ кг/с};$$

Вологовиділення від вологого прибирання:

$$W_{вол.пр.} = \sigma F_{п} (d_{в} - d_{г}) \cdot 0.1, \text{ кг/с} \quad (3.17)$$

де σ - коефіцієнт вологообміну, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

											Лист
											20
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ						

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^B} = \frac{\alpha}{c_p^{c.B.} + c_p^п \cdot d_{cp}}, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \quad (3.18)$$

$$\sigma = \frac{8,7}{1,006 \cdot 10^3 + 1,86 \cdot (9,8 + 12) / 2} = 0,0085 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

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

$d_{\epsilon}, d''_{\epsilon}$ - вологовміст повітря при заданій відносній вологості i на лінії насичення.

$$W_{вол.пр.} = 0,0085 \cdot 2000 \cdot (12 - 9,8) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 0,0038 \text{ кг}/\text{с}$$

Сумарні вологовиділення в приміщення:

$$W_{нов} = W_l + W_{вол.пр.}, \text{ кг}/\text{с} \quad (3.19)$$

$$W_{нов} = 0,0071 + 0,0038 = 0,011 \text{ кг}/\text{с}$$

Визначаємо загальні сховану і явну теплоту:

$$Q_{скр} = \sum Q_{скр}, \text{ Вт} \quad (3.20)$$

$$Q_{вол.пр.}^{cx} = r \cdot W_{вол.пр.} = 2461 \cdot 0,0038 = 9204 \text{ Вт}$$

$$Q_l^{cx} = r \cdot W_l = 2461 \cdot 0,0104 = 25590 \text{ Вт} \quad (3.21)$$

$$\sum Q_{cx} = 35000 \text{ Вт}$$

$$Q_{явн} = Q_{нов} - Q_{cx}, \text{ Вт} \quad (3.22)$$

$$Q_{явн} = 108143 - 35000 = 73143 \text{ Вт}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику:

$$\epsilon = \frac{Q_{нов}}{W_{нов}}, \text{ кДж}/\text{кг} \quad (3.23)$$

$$\epsilon = \frac{108}{0,011} = 9921 \text{ кДж}/\text{кг}$$

Масова витрата повітря:

По балансу загальної теплоти:

$$G_1 = \frac{Q_{нов}}{h_{\epsilon} - h_n}, \text{ кг}/\text{с}; \quad (3.24)$$

де $h_{\epsilon} = 47$ кДж/кг- ентальпія повітря приміщенні;

										Лист
										21
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					

$h_n = 40$ кДж/кг- ентальпія припливного повітря;

$$G_1 = \frac{108,146}{47 - 40} = 15,45 \text{ кг/с,}$$

По балансі явної теплоти:

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (3.25)$$

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

$$c_p = 1,006 + 1,86 \cdot d, \text{ кДж} \quad (3.26)$$

$$c_p = 1,006 + 1,86 \cdot 9 \cdot 10^{-3} = 1,0227 \text{ кДж}$$

$$G_2 = \frac{73}{1,0227 \cdot 5} = 14,3 \text{ кг/с}$$

По балансі вологи:

$$G_3 = \frac{W_{нов}}{d_e - d_n}, \text{ кг/с} \quad (3.27)$$

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

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

$$G_3 = \frac{0,011}{(10,8 - 10) \cdot 10^{-3}} = 13,63 \text{ кг/с.}$$

Приймаємо $G_T = 15,5 = 15,5$ кг/с.

Холодний період року

$$G_x = G_T = 15,5 \text{ кг/с}$$

Тепловиділення від людей:

$$Q_l^3 = Q_l^1 = 65000 \text{ Вт}$$

Тепловиділення від освітлення:

$$Q_{осв}^3 = Q_{осв}^1 = 30800 \text{ Вт}$$

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		22

Теплопритоки через огороження:

$$Q_{огор} = Q_{ст} + Q_{вік} = -10042 - 400 = -10442 \text{ Вт}$$

$$Q_{ст} = k_{ст} F (t_n - t_в), \text{ Вт} \quad (3.28)$$

$$Q_{ст} = 0,292 \cdot 905 \cdot (-18 - 20) = -10042 \text{ Вт}$$

де $F_{ст}$ – площа стін, м^2 ;

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

$t_n - t_в$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні,

$^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{вік} = F_{вік} \cdot k_{вік} (t_n - t_в), \text{ Вт} \quad (3.29)$$

$$Q_{вік} = 0,6 \cdot 18 \cdot (-17 - 20) = -400 \text{ Вт}$$

де $F_{ок}$ – площа вікон, м^2 ;

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

$t_n - t_в$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні,

$^{\circ}\text{C}$.

Повний теплоприток і вологовиділення:

$$Q_{нов} = Q_l + Q_{осв} + 0,4Q_{огор}, \text{ Вт} \quad (3.30)$$

$$Q_{нов} = 65000 + 30800 + 0,4 \cdot 10442 = 91623 \text{ Вт}$$

$$W_{нов}^3 = W_{нов}^л = 0,011 \text{ кг/с}$$

$$h_n = h_в - \frac{Q_{пол}^3}{G}, \text{ кДж/кг} \quad (3.31)$$

$$h_n = 38 - \frac{92}{16,5} = 32 \text{ кДж/кг}$$

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

$$\varepsilon = \frac{92}{0,011} = 8406 \text{ кДж/кг}$$

										Лист
										23
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					

Таблиця 3.1 - Сумарна таблиця розрахунку теплопритоків

Приміщення	Сумарний теплоприплив (літо) Qпов,кВт	Сумарні вологовиділення (літо) Wпов, кг/с	Сумарний теплоприплив (зима) Qпов, кВт	Сумарні вологовиділення (зима) Wпов, кг/с	Тепловологісна характеристика (літо) ε , кДж/кг·К	Масова витрата повітря G, кг/с	Об'ємна витрата повітря L, м ³ /ч
1.Торговий зал №1	108	11·10 ⁻³	92	11·10 ⁻³	9921	15,5	48825
2.Санузел Служ.	-	-	-	-	-	0,016	50
3.Санузел клиент						0,016	50
4.Коридор						0,003	9
						Σ= 13,64	Σ=

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:

$$G_1 = 15,5 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right);$$

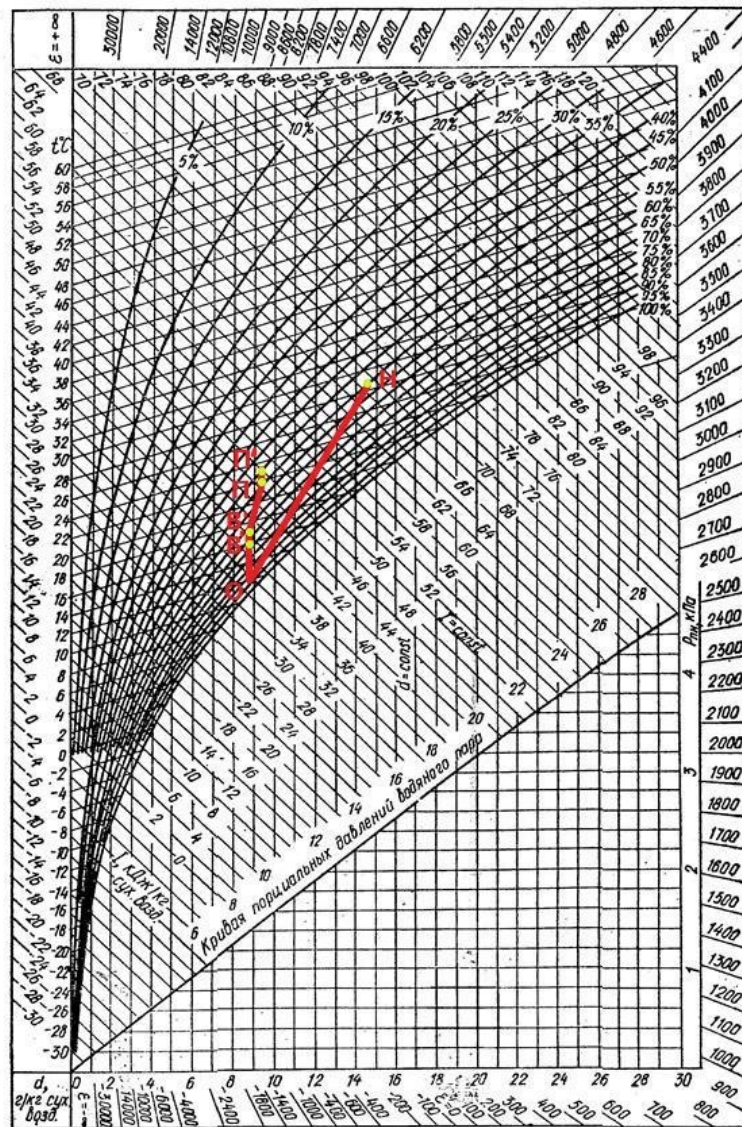
При висоті стелі $h = 4,5(\text{м})$ приймаємо робочу різницю температур при якій повітря приточування асимілює надлишки вологи і тепла в приміщеннях $\Delta t_p = 5^{\circ}\text{C}$

При побудові літнього режиму функціонування СКП на h-d діаграмі відзначаємо параметри зовнішнього повітря $t_{\text{Нл}}$. Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні $t_{\text{Вл}}$. На прямій $d = \text{const}$ побудованою з $t_{\text{Вл}}$ приймаємо нагрів у витяжному вентиляторі $\Delta t = 1^{\circ}\text{C}$ отримуємо точку $t_{\text{Вл}}'$. Будуємо процес в приміщенні і відкладаємо робочу різницю температур, що відповідає точці повітря приточування $t_{\text{Пл}}$. Будуємо процес в повітроохолоджувачі, з'єднавши $t_{\text{Нл}}$ з температурою поверхні повітроохолоджувача t_f . Приймаємо нагрів повітря в припливному повітроводі вентиляторі $\Delta t = 1^{\circ}\text{C}$, і будуємо $t_{\text{Пл}}'$, через яку будуємо пряму по $d = \text{const}$ до перетину з процесом в повітроохолоджувачі і отримуємо параметри повітря після охолодження $t_{\text{К}}$. Параметри всіх точок заносимо в таблицю 3.2 і визначаємо продуктивності всіх апаратів СКП в літній період.

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		25

Таблиця 3.2 - Параметри повітря літнього режиму кондиціонування

	т.Н _л	т.П _л '	т.П _л	т.В _л	т.В _л '
$t_i, (^{\circ}C)$	28,6	16	17	22	23
$h_i, (кДж/кг)$	67	39	40	47	58
$d_i, (г/кг)$	14,5	8,8	8,8	9,6	9,8



Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата
------	------	-------------	---------	------

БКВ 03.009.000ДП.ПЗ

Лист

26

Кондиціонування у холодну пору року

Будуємо зимовий режим функціонування СКП, для цього відзначаємо на діаграмі точку зимового зовнішнього повітря $t.H_3$, будуємо пряму $d = const$ и за розрахунком підігріву в електронагрівачу отримуємо точку повітря приточування H_3^1 , далі за рахунок підігріву в теплоутилизаторі отримуємо точку повітря $t.H_3^2$, далі за рахунок підігріву в наступному повітрянагрівачі отримуємо точку H_3^3 . Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні $t.B_3$. Далі розраховуємо ентальпію $t.П_3$ по формулі:

$$h_{п} = h_{в} - (Q_{зима}^{Т3} / G_x) = 44 - (92 / 15,5) = 38 \text{ кДж/кг.}$$

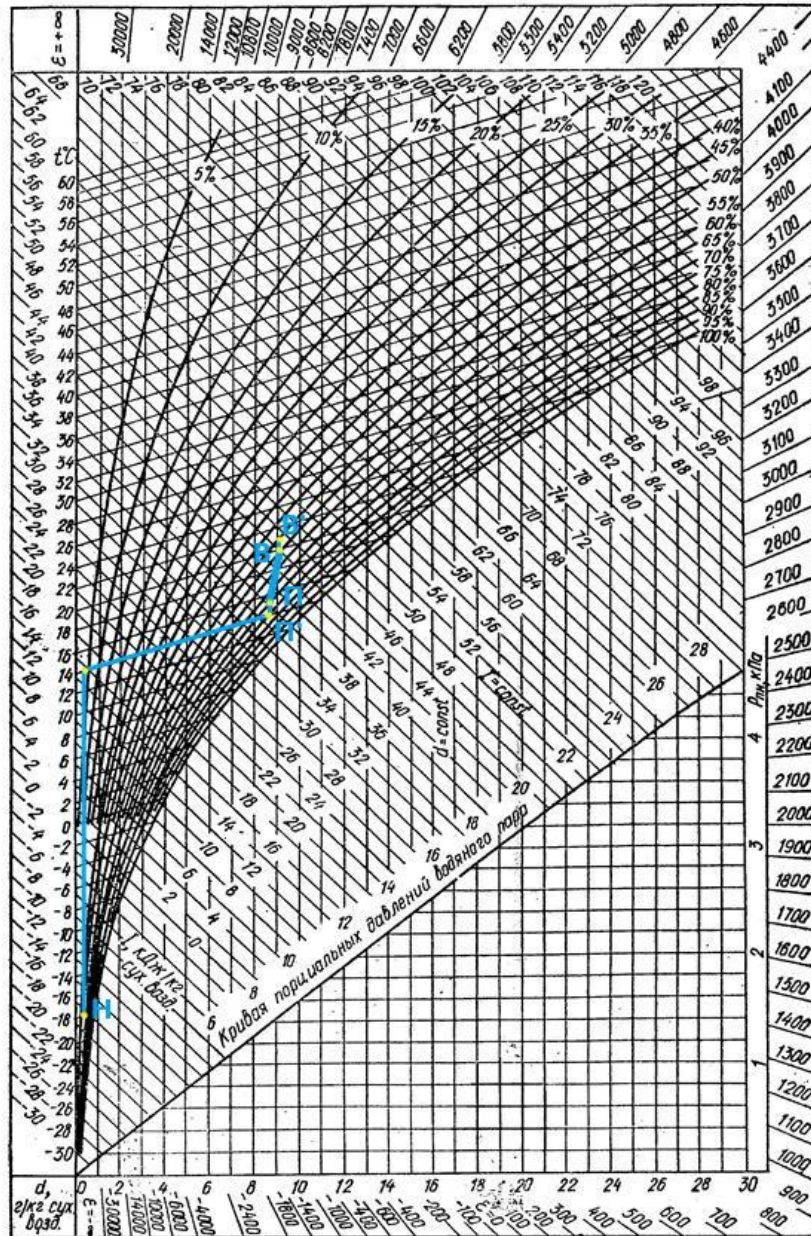
Далі будуємо процес в приміщенні $\epsilon_{зима} = 8400$ через точку B_3 , і на лінії перетину процесу з ентальпією $t.П_3$ отримуємо точку $П_3$.

Далі по лінії $h = const$ через точку $П_3$ проводимо лінію до перетину з $d = const$, проведеному через $t.H_3$, і отримуємо точку H_3^3 .

Параметри всіх точок заносимо в таблицю 3.3 і визначуємо продуктивності всіх апаратів СКП в зимовий період року.

Таблиця 3.3 - Параметри повітря зимового режиму кондиціонування

	$t.H_3$	$t.H_3^1$	$t.H_3^2$	$t.H_3^3$	$t.П_3$	$t.B_3$
$t_i, (^{\circ}C)$	-23	5	12,6	23	18	20
$h_i, (кДж/кг)$	-21,9	6,2	14	24	24	32
$d_i, (г/кг)$	0,5	0,5	0,5	0,5	2,4	4,8



Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата
------	------	-------------	---------	------

БКВ 03.009.000ДП.ПЗ

ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Припливно-витяжна система повітророзподілення в більшості випадків досить громіздка. Методика їхнього розрахунку зводиться до визначення перетинів повітровід і втрат напору, як по окремих ділянках, так і в галузях.

Ціль аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення:

- 1) Вибір діаметрів для круглих повітровідів і розмірів перетину для прямокутних повітровідів ;
- 2) Визначення втрат тиску в системах, включаючи усмоктувальний і нагнітальний повітровіди.

При розрахунку систем повітророзподілення потрібне виконання наступних умов:

- діаметри повітроводу (розміри перетинів) повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітроводах повинна бути в рекомендуючих межах;
- швидкість повітря в магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися;
- діаметр будь-якої збірної ділянки повинен бути більше або дорівнює діаметру підходящих до нього відгалужень.

По кожній розраховуваній системі задаємося наступними вихідними даними:

- максимальна швидкість повітря, що допускає на окремих ділянках;
- конфігурація мережі й форма перетинів повітроводу;
- матеріал повітровода;
- витрата повітря й довжини ділянок;
- характеристик повітроводу (кінцевий, магістральний);
- задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без обліку коефіцієнта місцевих опорів трійників і хрестовин.

Вичерчуємо в аксонометрії аксонометричну схему магістрального повітроводу.

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		29

$$L = G \cdot 3600 / \rho, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (4.1)$$

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

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

$$L_1 = 15.5 \cdot 3600 / 1.2 = 46500 \text{ м}^3/\text{ч}$$

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

для системи В1

$$V = \frac{G}{\rho}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.2)$$

$$V = \frac{15.5}{1.2} = 12.9 \text{ м}^3/\text{с}$$

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо площу

$$F = \frac{V}{v} = \frac{12.9}{10} = 1.3 \text{ м}^2 \quad (4.3)$$

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

В таблиці повітроводів, уточнюю площу і вибираю $F=1.2 \text{ м}^2$.

Підбираю тоді прямокутний повітровод з $A \times B=1000 \times 1200 \text{ мм}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = V/F \quad (4.4)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 10/1.3 = 7.8 \text{ м/с.}$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії” Єврокліма Україна,,.

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		30

Висновок

У даному розділі були розраховані повітропроводи для подачі повітря в усі торговельні, службові та складські приміщення які кондиціонуються, також виходячи з кількості повітря яке необхідно подавати у приміщення були розраховані розміри повітропроводів. Також підібрані повітророзподільні решітки за допомогою яких, при зміні швидкості руху повітря можливо регулювати кількість повітря яка подається у приміщення, а також дальnobійність струменю повітря, після отриманого розрахунку можна зробити висновок що отримані параметри повітря яке виходить у розподільних решіток задовольняють комфортним умовам праці і санітарним нормам для всіх приміщень.

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		31

5 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

5.1 Підбір центрального кондиціонера

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходжу сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max} = 15.5 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера:

$$L_{\text{КД}} = \frac{3600 \cdot G_{\text{в}}}{\rho}, \quad (5.1)$$

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

$$L_{\text{КД}} = \frac{3600 \cdot 15.5}{1.2} = 46500 \text{ м}^3/\text{год}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера з врахуванням протічок в мережі повітропроводів:

$$L_{\text{КД}}^{\text{повне}} = L_{\text{КД}} \cdot 1.05 = 46500 \cdot 1.05 = 48825 \text{ м}^3/\text{год} \quad (5.2)$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Из каталогов фирмы ВЕЗА выбираем КЦКП-50.

Після вибору кондиціонера остаточно розраховую масову витрату припливного повітря:

$$G = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot L_{\text{КД}}^{\text{повне}}}{3600} = \frac{1.2 \cdot 48825}{3600} = 16.3 \text{ кг/с} \quad (5.3)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

									Лист
									32
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ				

5.2 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_n = -18^\circ\text{C}$, $t_k = 20^\circ\text{C}$, витрати повітря $L_{\text{КД}} = 48825 \text{ м}^3/\text{год}$, 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 – 185 – 200 – 12 – 3,0 – 06 – 2 кондиціонера КЦКП-50 площа фронтального перетину $3,7 \text{ м}^2$

$$v_p = \frac{L_{\text{КД}}}{3600 \cdot F_f} \quad (5.4)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м^2 ;

$L_{\text{КД}}$ – витрата повітря $\text{кг}/\text{с}$;

$$v_p = 48825 / (3600 \cdot 3,7) = 3,7 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0.278 \cdot c_v \cdot L_{\text{КД}} \cdot (t_k - t_n) \quad (5.5)$$

c_v – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 48825 \cdot (20 - (-18)) = 518882 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, $\text{кг}/\text{ч}$:

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

c_w – теплоємність води;

$$G_w = 3.6 \cdot 518882 / (4.187 \cdot (110 - 70)) = 11153 \text{ кг}/\text{год}.$$

Задаюь швидкістю руху теплоносія в трубах $w = \text{от } 1.2 \text{ до } 1.5 \text{ м}/\text{с}$, визначаємо число ходів та площу живого перетину для проходу води.

Попередньо також маємо задатися числом рядів трубок по ходу руху повітря, p .

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{\text{тр}}}{h} \quad (5.7)$$

Де $H_{\text{тр}}$ – висота трубної решітки, м ;

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		33

h – крок труб по висоті, м,

для КЦКП $h = 0.05$ м.

Приймаю $p = 1$; при $H_{\text{тр}} = 2$ м, загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 2 / 0.05 = 40$$

Розраховую число трубок, які підключаються до колектора, який подає, по заданому значенню швидкості руху води в трубках:

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \quad (5.8)$$

Де

f_w – площа живого перетину мідної трубки м^2 ;

Приймаю швидкість руху води в трубках $w = 1,5$ м/с.

Тоді

$$m = \frac{11153}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,001585 \cdot 1,5} = \frac{11153}{8559} = 1,3$$

Приймаю $m = 4$

Визначаю число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (5.9)$$

$$n = \frac{40}{4} = 10$$

Уточнюю швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (5.10)$$

$$w = \frac{11153}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,001585 \cdot 4} = 0,49 \text{ м/с}$$

Визначаю коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$

$$k = A \cdot (v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18} \quad (5.11)$$

де A – емпіричний коефіцієнт, який визначається за результатами випробувань в залежності від конструкції теплообмінника.

$$k = 23.11 \cdot (0.94)^{0.37} \cdot 0,49^{0.18} = 19,86 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$$

									Лист
									34
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ				

Середня логарифмічна різниця температур замінюється різницею середніх температур води та повітря:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_1+t_2}{2} - \frac{t_H+t_K}{2} \quad (5.12)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{110+70}{2} - \frac{-18+20}{2} = 89^\circ\text{C}.$$

Знаходжу потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad (5.13)$$

$$F = \frac{518882}{19,86 \cdot 89} = 293,49 \text{ м}^2$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_a = B \cdot (v\rho)^m \quad (5.14)$$

де B, m – емпіричні коефіцієнти;

$$\Delta P_a = 2.104 \cdot 0.94^{1.64} = 1.9 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1.69} \quad (5.15)$$

Де

$l_{\text{хода}}$ – приведена довжина ходу води в трубках визначається як множення числа ходів на довжину трубок.

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot (1.85 \cdot 10) \cdot 0,49^{1.69} = 10,9 \text{ кПа}$$

					БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		35

5.3 Розрахунок повітроохолоджувача

Повітроохолоджувачем прийнято називати теплообмінний апарат, призначений для охолодження (а в більшості випадків і для осушення) повітря. Рух повітря в повітроохолоджувачах – примусовий.

Процес охолодження і осушення повітря в повітроохолоджувачі протікає в наступній послідовності: у перших рядах по ходу повітря охолоджується при постійному вологовмісті; найбільш інтенсивне охолодження повітря відбувається в нижній частині ребрення, в місцях, де ребра примикають до поверхні трубок, в тих рядах повітроохолоджувача, де охоложене повітря зустрічається з поверхнею ребрення, що має температуру нижче за точку роси потоку повітря, починається процес конденсації вологи з повітря; найбільша конденсація вологи матиме місце в останніх рядах повітроохолоджувача. По висоті ребра інтенсивність вологовипадіння при осушенні повітря буде різною. Найбільша інтенсивність випадання вологи має місце в підставі ребра і знижується по його висоті. На виході з повітроохолоджувача при перемішуванні частини охоложеного повітря і частини осушеного повітря в підставі ребрення, отримуємо суміш з відносною вологістю порядку 90 %.

Для розрахунків використовую побудову умовного процесу охолодження і осушення, яке виробляється шляхом з'єднання прямою лінією точок початкового і кінцевого стану повітря.

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		36

Вихідні дані для розрахунку повітроохолоджувача: початкові та кінцеві параметри повітря $t_n = 28,6^\circ\text{C}$, $t_k = 22^\circ\text{C}$, витрати повітря $L_{\text{КД}} = 48825 \text{ м}^3/\text{год}$, температура теплоносія $t_{\text{ЖН}} = 6^\circ\text{C}$.

Приймаю повітроохолоджувач ВОВ 243.1 – 185 – 200 – 12 – 3,0 – 06 – 1 кондиціонера КЦКП-20 площа фронтального перетину $1,956 \text{ м}^2$

$$v_p = \frac{G_B}{3600 \cdot F_f} \quad (5.16)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м^2 ;

G_B – витрата повітря $\text{кг}/\text{с}$;

$$v_p = 48825 / (3600 \cdot 3,7) = 3,6 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість холодопродуктивності для охолодження повітря, Вт:

$$Q = 0.278 \cdot c_B \cdot G_B \cdot (t_n - t_k) \quad (5.17)$$

c_B – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 48825 \cdot (28,6 - 22) = 90121 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, $\text{кг}/\text{ч}$:

$$G_w = \frac{3.6 \cdot Q}{c_w \cdot t_{\text{ЖН}}} \quad (5.18)$$

c_w – теплоємність води;

$$G_w = 3.6 \cdot 90121 / (4.187 \cdot 6) = 12914 \text{ кг}/\text{год}.$$

Задаюся швидкістю руху теплоносія в трубах $w =$ от 1.2 до 1.5 м/с, визначаю число ходів та площу живого перетину для проходу води.

Попередньо також маю задатися числом рядів трубок по ходу руху повітря, p .

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{\text{тр}}}{h} \quad (5.19)$$

Де $H_{\text{тр}}$ – висота трубної решітки, м;

h – крок труб по висоті, м,

для КЦКП $h = 0.05 \text{ м}$.

Приймаю $p = 1$; при $H_{\text{тр}} = 0,6 \text{ м}$, загальна кількість трубок:

										Лист
										37
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					

$$N = 1 \cdot 2 / 0.05 = 40$$

Розраховую число трубок, які підключаються до колектора, який подає, по заданому значенню швидкості руху води в трубках:

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \quad (5.20)$$

Де

f_w – площа живого перетину мідної трубки m^2 ;

Приймаю швидкість руху води в трубках $w = 1,5 \text{ м/с}$.

Тоді

$$m = \frac{12914}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,001585 \cdot 1,5} = \frac{12914}{8559} = 1,5$$

Приймаю $m = 4$

Визначаю число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (5.21)$$

$$n = \frac{40}{4} = 10$$

Уточнюю швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (5.22)$$

$$w = \frac{12914}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,001585 \cdot 4} = 0,56 \text{ м/с}$$

Визначаю коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$

$$k = A \cdot (\nu\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18} \quad (5.23)$$

де A – емпіричний коефіцієнт, який визначається за результатами випробувань в залежності від конструкції теплообмінника.

$$k = 23,11 \cdot (0,94)^{0,37} \cdot 0,56^{0,18} = 20,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$$

Середня логарифмічна різниця температур замінюється різницею середніх температур води та повітря:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_n + t_k}{2} - t_{жн} \quad (5.24)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{28,6 + 22}{2} - 6 = 19,3\text{°C}.$$

									Лист
									38
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ				

Знаходжу потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad (5.25)$$

$$F = \frac{90121}{20,35 \cdot 19,3} = 229,46 \text{ м}^2$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_a = B \cdot (v\rho)^m \quad (5.26)$$

де B, m – емпіричні коефіцієнти;

$$\Delta P_a = 2.104 \cdot 0.94^{1.64} = 1.9 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1.69} \quad (5.27)$$

Де

$l_{\text{хода}}$ – приведена довжина ходу води в трубках визначається як множення числа ходів на довжину трубок.

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot (1.85 \cdot 10) \cdot 0,56^{1.69} = 13.67 \text{ кПа}$$

5.4 Розрахунок адіабатної камери зрошування

Параметри початкового і кінцевого стану повітря $h_{в.н}=25$ кДж/кг, $t_{в.н}=22,8^\circ\text{C}$, $t_{в.к}=16^\circ\text{C}$. Витрата повітря через камеру зрошування $G_{ок}=13370$ м³/ч. Температура «морого» термометра $t_{мт}=8,2^\circ\text{C}$. Керуючись [5]

Знайдемо необхідний коефіцієнт адіабатної ефективності:

$$E = \frac{22,8-16}{22,8-8,2} = 0,47 \quad (5.28)$$

Для кожного типорозміру форсункової блок-камери указується три можливі величини показника $E_a=0,95, E_a=0,85, E_a=0,65$. Отримання різних величин показників E_a отримуємо шляхом зміни витрати води перед форсунками. Інтенсивність зрошення водою повітряного потоку прийнято оцінювати через показник B - коефіцієнт зрошення.

$$B = \frac{G_w}{L_n \cdot \rho_n}, \text{ кг води/кг повітря} \quad (5.29)$$

									Лист
									39
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ				

Проведемо оцінку необхідних коефіцієнтів зрошення в режимах адіабатного зволоження в блок – камері форсункового зрошення в приточному агрегаті КЦКП-12,5 по даним табл. 2.2(10) .

$$\text{При } E_a=0,65 \text{ потрібно } V = \frac{9000}{10000 \cdot 1,2} = 0,75 \text{ кг/кг};$$

$$\text{При } E_a=0,85 \text{ потрібно } V = \frac{13100}{10000 \cdot 1,2} = 1,092 \text{ кг/кг};$$

$$\text{При } E_a=0,95 \text{ потрібно } V = \frac{17100}{10000 \cdot 1,2} = 1,43 \text{ кг/кг};$$

Побудуємо графік залежності коефіцієнта адіабатної ефективності E_a від коефіцієнт зрошення V . Знайдемо що для $E_a=0,47$, $V=0,49$

Далі знайдемо необхідну витрату води:

$$G_w = V \cdot L_{\Pi} \cdot \rho_{\Pi} = 0,49 \cdot 13370 \cdot 1,2 = 7896 \text{ кг/ч.}$$

5.5 Розрахунок повітряного кишенькового фільтру

У припливних агрегатах першими по ходу повітря встановлюються повітряні фільтри, що дозволяє захистити поверхню подальших технологічних блоків від забруднення пилом. Згідно Європейським нормам EN 779 и EN 1822-1, діючим з 1992 року, існує класифікація фільтрів залежно від ефективності очищення від пилу табл. 1

Таблиця 1 - Класифікація фільтрів

Клас фільтру EN 779	Ефективність очищення (%)	Клас фільтру EN 1822-1	Ефективність очищення (%)
G3	89	H10	85
G4	92	H11	95
F5	40-50	H12	99,5
F6	60-65	H13	99,95
F7	80-85	H14	99,995
F8	90-95	U15	99,9995
F9	≥ 95	U16	99,99995
		U17	99,999995

У складі припливних і витяжних установок КЦКП поставляють два види блоків, що фільтрують : осередкові фільтри з трьома видами матеріалу, що фільтрує, і кишенькові фільтри.

Робота повітряних фільтрів характеризується наступними показниками: ефективністю очищення, пилеємністю, питомим повітряним навантаженням.

В кишенькових фільтрах поверхня матеріалу, що фільтрує, збільшена шляхом його кишенькового розташування. Це дозволяє значно збільшити фронтальний перетин і поверхню фільтру для проходження через нього повітря, що очищається. Розвиток поверхні, що фільтрує, дає можливість знизити питомі повітряні навантаження на фільтр.

Як фільтрувальний матеріал в кишенькових фільтрах застосовуються полотна з гнучких зв'язаних волокон або матеріал з іглопробивними отворами.

Міра очищення повітря від пилу оцінюється показником ефективності очищення

$$A_m = ((C_{вх} - C_{вых})/C_{вх}) \cdot 100\% \quad (5.30)$$

Концентрація пилу в припливному зовнішньому повітрі на вході у фільтр $C_{вх}$, мг/м³ характеризує початкову запиленість. Для житлових районів промислових міст $C_{вх} = 0,5$ мг/м³.

Обчислимо запиленість припливного повітря на виході з кишенькового фільтру при $A_m = 92\%$ Керуючись [5]

$$C_{вых} = C_{вх} - (A_m \cdot C_{вх})/100, \text{ мг/м}^3, \quad (5.31)$$

$$C_{вых} = 0,5 - (92 \cdot 0,5)/100 = 0,04 \text{ мг/м}^3$$

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

$$УФ = L/F_\phi, \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2 \quad (5.32)$$

Де F_ϕ – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, м²;

$$УФ = 13370/12,4 = 1078,22 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$$

Обчислюємо час роботи фільтру

										Лист
										41
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					

$$\tau_{\phi} = \text{ПФ} \cdot 1000 \cdot \frac{F_{\phi}}{[(C_{\text{вх}} - C_{\text{вых}}) \cdot L]}, \text{ ч}, \quad (5.33)$$

де L – витрата очищуваного повітря, що проходить через фільтр, $\text{м}^3/\text{ч}$;

F_{ϕ} – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, м^2 ;

$C_{\text{вх}}, C_{\text{вых}}$ – концентрація маси пилу до і після фільтру, $\text{мг}/\text{м}^3$.

$$\tau_{\phi} = 570 \cdot 1000 \cdot \frac{12.4}{[[0.5_x - 0.04] \cdot 13370]} = 1149,2 \text{ год.}$$

Тривалість в робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

$$\tau = \frac{\tau_{\phi}}{\tau_{\text{сут}}}, \text{ днів} \quad (5.34)$$

$$\tau = \frac{1149}{12} = 96, \text{ днів}$$

В порівнянні з осередковим фільтром використання кишенькового фільтру дозволяє в 4 рази збільшити термін експлуатації фільтру без заміни фільтруючого матеріалу або його реактивації.

Висновок

У даному розділі був підібраний каналний кондиціонер, розрахований поверхневий повітропідігрівач на базі обраного каналного кондиціонера, розрахований паро-зволожувач оскільки, при підігріві зовнішнього повітря у зимовий період воно осушується та потребує додаткового зволоження для подальшої подачі у приміщення та забезпечення комфортних умов клімату.

Був розрахований повітроохолоджувач для обробки повітря у літній період.

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		42

6. ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Припливно-витяжна система повітророзподілення в більшості випадків досить громіздка. Методика їхнього розрахунку зводиться до визначення перетинів повітровід і втрат напору, як по окремих ділянках, так і в галузях.

Ціль аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення:

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

2) Визначення втрат тиску в системах, включаючи усмоктувальний і нагнітальний повітровіди.

При розрахунку систем повітророзподілення потрібне виконання наступних умов:

- діаметри повітроводу повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітроводах повинна бути в рекомендуючих межах;
- швидкість повітря в магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися;

- діаметр будь-якої збірної ділянки повинен бути більше або дорівнює діаметру підходящих до нього відгалужень.

По кожній розраховуваній системі задаємося наступними вихідними даними:

- максимальна швидкість повітря, що допускає на окремих ділянках;
- конфігурація мережі й форма перетинів повітроводу;
- матеріал повітровода;
- витрата повітря й довжини ділянок;
- характеристик повітроводу (кінцевий, магістральний);
- задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без обліку коефіцієнта місцевих опорів трійників і хрестовин.

Вичерчуємо в аксонометрії аксонометричну схему магістрального повітроводу й розбиваємо його на ділянки.

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		43

Розрахунок мережі повітроводів для системи

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L=G \cdot 3600/\rho, \quad (6.1)$$

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

Для системи корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L=8861 \text{ м}^3/\text{ч},$$

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#1} = \frac{L_1}{3} \quad (6.2)$$

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#1} = 8861/3 = 2953 \text{ м}^3/\text{ч}$$

задаємо швидкістю повітря $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (6.3)$$

$$d = (2953 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,45 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 0,55 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2) \quad (6.4)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 2953 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,45^2) = 3,46 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} \quad (6.5)$$

$$Re = (3,46 \cdot 0,55) / 0,0000156 = 1144745, \text{ де } d_{\text{екв.}} = d$$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right). \quad (6.6)$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}. \quad (6.7)$$

$$\lambda = 0,3164 / 1144745^{0,25} = 0,01$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

									Лист
									44
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ				

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{факт}}^2}{2} \quad (6.8)$$

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1,2 \cdot 3,46^2) / 2 = 14,32$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{экв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} \quad (6.9)$$

$$R = (0,01 / 0,55) \cdot 14,32 = 2,60$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l \quad (6.10)$$

$$\Delta p_l = 0,54 \cdot 2,3 = 1,25$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} \quad (6.11)$$

$$\Delta p_{\xi} = 0,24 + 0,25 \cdot 14,32 + 19 = 22,80$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно $\xi = 0,24$;

- конфузор $\xi = 0,25$.

Т.ч. втрати на ділянці підсумовуються, і визначається сумарне падіння тиску:

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} \quad (6.12)$$

$$\Delta P_{\text{уч.}} = 1,25 + 22,8 = 24,05$$

Для ділянки №2 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#2} = L_{\text{П}} - L_{\text{УЧАСТОК}\#1} \quad (6.13)$$

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#2} = 8861 - 2953 = 5908 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Задаємо швидкістю повітря $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (6.14)$$

$$d = (5908 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,64 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 0,70 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

					БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		45

$$V_{в. факт.} = L / (3600 * 0.785 * d^2) \quad (6.15)$$

$$V_{в. факт.} = 5908 / (0.785 * 3600 * 0.64^2) = 4,27 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{в. факт.} \cdot d_{экв.}}{\nu} \quad (6.16)$$

$$Re = (4,27 * 0,7) / 0,0000156 = 191602, \text{ де } d_{экв.} = d,$$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left(\frac{м^3}{с} \right).$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} \quad (6.17)$$

$$\lambda = 0,3164 / 191602^{0,25} = 0,015$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{дин.} = \frac{\rho \cdot v_{в. факт.}^2}{2} \quad (6.18)$$

$$\Delta p_{дин.} = (1,2 \cdot 4,27^2) / 2 = 10,93$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{экв.}} \cdot \Delta p_{дин.} \quad (6.19)$$

$$R = (0,015 / 0,70) \cdot 10,93 = 0,23$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l \quad (6.20)$$

$$\Delta p_l = 0,23 * 2,3 = 0,52$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{дин.} + \Delta p_{решетки} \quad (6.21)$$

$$\Delta p_{\xi} = 0,24 + 0,25 * 10,63 + 19 = 21,8$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- трійник $\xi = 0,24$;

- конфузор $\xi = 0,25$.

Т.ч. втрати на ділянці підсумовуються, і визначається сумарне падіння тиску:

					Лист
					46
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} \quad (6.22)$$

$$\Delta P_{\text{уч.}} = 0,52 + 21,8 = 22,32$$

Для ділянки №3 повітропроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#3} = L_1^{\text{II}} \quad (6.23)$$

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#3} = 8861 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Задаємо швидкістю повітря $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітропроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (6.24)$$

$$d = (8861 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,79 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 0,85 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2) \quad (6.25)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 8861 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,85^2) = 4,33 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} \quad (6.26)$$

$$Re = (4,33 \cdot 0,85) / 0,0000156 = 245336$$

де $d_{\text{екв}} = d$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right).$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} \quad (6.27)$$

$$\lambda = 0,3164 / 245336^{0,25} = 0,0142$$

Динамічний натиск розраховуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в. факт.}}^2}{2} \quad (6.28)$$

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1,2 \cdot 4,33^2) / 2 = 11,24$$

Величину параметра R визначимо:

										Лист
										47
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ					

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{экв}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} \quad (6.29)$$

$$R = (0.0142/0.85) \cdot 11.24 = 0.187$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l \quad (6.30)$$

$$\Delta p_l = 0.187 \cdot 2.3 = 0.43$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} \quad (6.31)$$

$$\Delta p_{\xi} = 0.24 + 0.25 \cdot 11.24 + 19 = 22.05$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- трійник $\xi = 0,24$;
- конфузор $\xi = 0,25$.

Т.ч. втрати на ділянці підсумовуються, і визначається сумарне падіння тиску:

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} = 0.43 + 22.05 = 22.48 \quad (6.32)$$

$$\Delta P = \sum \Delta P_{\text{уч.}} \quad (6.33)$$

$$\Delta P = 24.05 + 22.32 + 22.48 = 68.8$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії «Systemair Україна».

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи. Приймаємо розподільник повітря марки TSD-630 Diffuser – Дифузор TSD забезпечує комфортну вентиляцію великих високих залів. Завдяки можливості регулювання повітряного струменя дифузор можна використовувати для роздачі охолодженої і нагрітого повітря. Висота установки становить від 4 до 15 метрів. Форма повітряного струменя регулюється як вручну, так і за допомогою електроприводу. TSD складається з впускного конуса, внутрішнього і зовнішнього корпусів з регульованими лопатями. В режимі охолодження лопаті знаходяться у відкритому положенні (горизонтальна роздача повітря), в режимі обігріву в закритому (вертикальна роздача повітря).

										Лист
										48
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					

TSD приєднується до круглого воздуховоду безпосередньо або через приєднувальну камеру. При рівні звукової потужності: $L_A \leq 35 \text{дБ}$, далекобійність струменя приточування $L_{\text{струменя}} = 4-10 \text{м}$ в залежності від необхідної швидкості в приміщенні $v = \text{від } 0,5-0,2$ відповідно. Падіння повного тиску через який складає: $\Delta p = 17 \text{ Па}$.

7 РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

7.1 Теплової розрахунок компресора

Вихідними даними для розрахунку холодильної машини є кількість холоду, яку вона повинна виробити для СКВ, а також режим роботи. Для роботи холодильної машини використовуємо фреон R410A, який володіє досить хорошими термодинамічними властивостями.

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: $t_{\text{води}} = 10^\circ\text{C}$

$$t_0 = t_{\text{пов}} - \Delta t_0 = 10 - 5 = 5^\circ\text{C}$$

(7.1)

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

Температура конденсації визначається по емпіричній залежності:

$$t_k = t_{\text{зов}} + (8 \div 15)^\circ\text{C} \quad (7.2)$$

$t_{\text{зов}} = 28,6^\circ\text{C}$ – температура зовнішнього повітря.

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

Задаюь переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

					<i>БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		49

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

Визначаю температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, ^\circ\text{C} \quad (7.3)$$

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

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

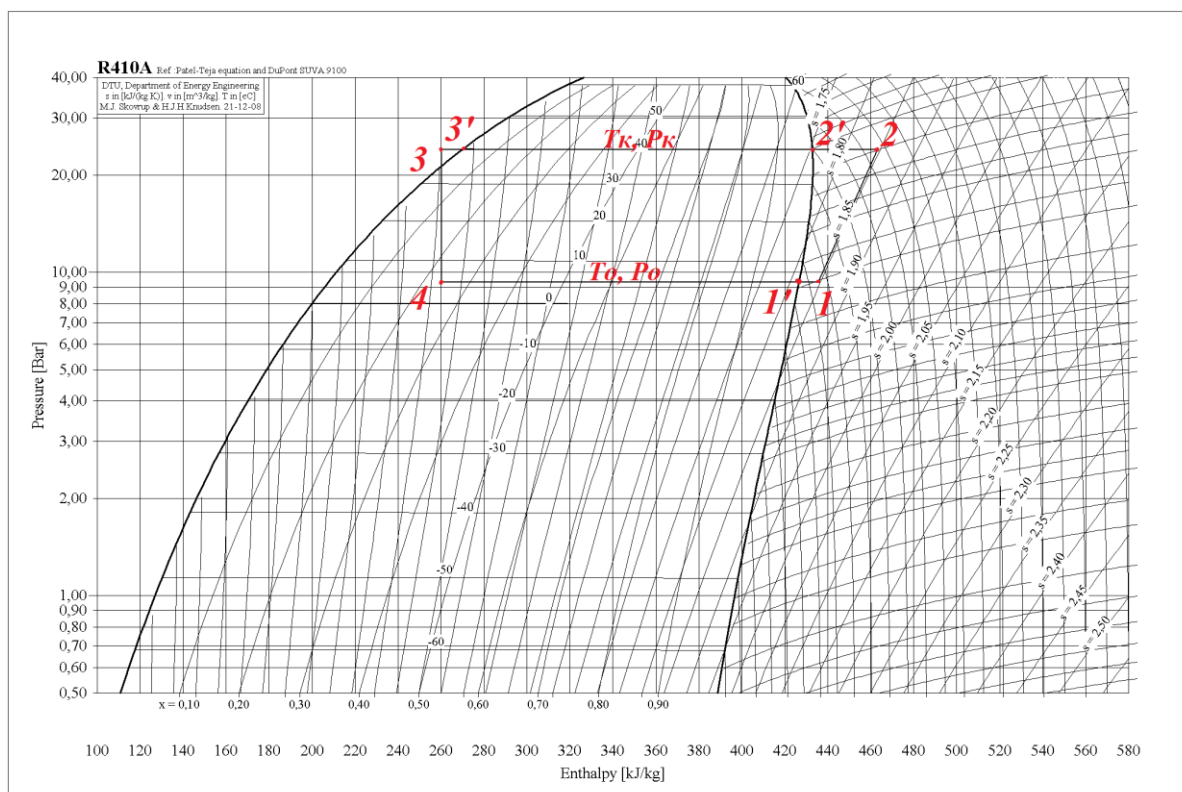
Перегрів після випарника $\Delta t_0 = 5^\circ\text{C}$.

Визначаємо температуру в точці 1:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{\text{BC}}, ^\circ\text{C} \quad (7.4)$$

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

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



Таблиця 7.1 – Параметри холодильного циклу

	Р, бар.	Т, °С	h, кДж/кг	V, м ³ /кг
1	9,3	15	435,6	0.0304
2	24	66,4	463	-

3	24	35	260	-
4	9,3	5	260	-
1'	9,3	5	426,6	-
2'	24	40	433	-
3'	24	40	270	-

Підбираємо чилер зі спіральним компресором.

Зроблю тепловий розрахунок:

Об'єм западин провідного ротора:

$$V_{01} = \left[\pi(R_1^2 - r_1^2) \cdot \frac{1}{4} - f_1 \right] \cdot L, \text{ м}^3 \quad (7.5)$$

$$V_{01} = \left[3,14 * (40^2 - 24^2) * 10^{-6} \cdot \frac{1}{4} - 4 \cdot 10^{-4} \right] \cdot 0,058 = 2,39 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Об'єм западин веденого ротора:

$$V_{02} = V_{01} \cdot \frac{Z_1}{Z_2}, \text{ м}^3 \quad (7.6)$$

$$V_{02} = 2,39 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{4}{6} = 1,63 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Теоретичний об'єм, описаний спіральним компресором:

$$V_T = (V_{01} + V_{02}) \cdot n_1 \cdot Z_1, \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.7)$$

$$V_T = (2,39 + 1,63) \cdot 10^{-5} \cdot 50 \cdot 4 = 0,009 \text{ м}^3/\text{с}$$

Питома масова холодовидатність:

$$q_0 = h_{1'} - h_4, \text{ кДж/кг} \quad (7.8)$$

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

Питома об'ємна холодовидатність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}, \text{ кДж/м}^3 \quad (7.9)$$

$$q_v = \frac{166,6}{0,0304} = 5480,3 \text{ кДж/м}^3$$

Питома адіабатна робота стиснення:

$$l_a = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг} \quad (7.10)$$

$$l_a = 463 - 435,6 = 27,4 \text{ кДж/кг}$$

Коефіцієнт подачі спірального компресора:

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \frac{P_k}{P_0} \quad (7.11)$$

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \frac{24}{9,3} = 0,8684$$

Повна холодовидатність:

$$Q_0 = V_T \cdot \lambda \cdot q_v, \text{ кВт} \quad (7.12)$$

$$Q_0 = 0,009 \cdot 0,8684 \cdot 5480,3 = 42,83 \text{ кВт}$$

Масова витрата холодильного агента:

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с} \quad (7.13)$$

$$G_a = \frac{42,83}{166,6} = 0,257 \text{ кг/с}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = G_a \cdot l_a, \text{ кВт} \quad (7.14)$$

$$N_a = 0,257 \cdot 27,4 = 7,042 \text{ кВт}$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = f\left(\frac{P_k}{P_0}\right) \quad (7.15)$$

$$\eta_e = f\left(\frac{24}{9,3}\right) = f(2,58) = 0,548$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_e}, \text{ кВт} \quad (7.16)$$

$$N_e = \frac{7,042}{0,548} = 12,85 \text{ кВт}$$

Ефективний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_e = \frac{Q_0}{N_e} \quad (7.17)$$

$$\text{COP}_e = \frac{42,83}{12,85} = 3,331$$

Електрична потужність компресора:

										Лист
										52
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{эл.дв}}}, \text{ кВт} \quad (7.18)$$

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{12,85}{0,88} = 14,6 \text{ кВт}$$

Електричний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{эл.}} = \frac{Q_0}{N_{\text{эл}}} \quad (7.19)$$

$$\text{COP}_{\text{эл.}} = \frac{42,83}{14,6} = 2,933$$

7.2 Підбір чилера та розрахунок діаметра труб

Виходячи з рівняння теплопередачі

$$C_p \cdot G_w \cdot \Delta t = \frac{G_v \cdot \rho \cdot \Delta h}{3600}, \quad (7.20)$$

де Δt - перепад температури води в повітроохолоджувачі;

C_p , кДж/кг · К - теплоємність води;

G_w , кг/с, - витрата води;

L'_n , м³/год - витрата повітря;

ρ , кг/м³ – щільність повітря;

Δh , кДж/кг – різниця ентальпій на вході та виході з повітроохолоджувача;

Розрахуємо витрату води:

$$G_w = \frac{L'_n \cdot (h_{\text{вх}} - h_{\text{вих}}) \cdot \rho}{3600 \cdot \Delta t \cdot C_p} = \frac{48825 \cdot (56,1 - 42) \cdot 1,2}{3600 \cdot 7,7 \cdot 4,19} = 7,113 \text{ кг/с} \quad (7.21)$$

Звідси витрата води:

$$L_w = \frac{G_w}{\rho_w} = \frac{7,113}{1000} = 0,007113 \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.22)$$

де ρ_w , кг/м³ – щільність води;

Теоретична площа перерізу трубки:

$$F_T = \frac{L_w}{V} = \frac{0,007113}{2} = 0,003557 \text{ м}^2. \quad (7.23)$$

Визначаю теоретичний діаметр трубки:

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,003557}{3,14}} = 0,067 \text{ м}; \quad (7.24)$$

										Лист
										53
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					

Беру трубу Wavin Ekoplastik – S2,5 PN 20 Діаметр 75 мм товщина стінки 12,5 мм з фактичним діаметром $d_{\phi} = 63,5$ мм Перераховую швидкість рідини в трубках:

$$V = \frac{L_w}{F_{\phi}} = \frac{L_w}{\frac{\pi \cdot d_{\phi}^2}{4}} = \frac{0,007113}{\frac{3,14 \cdot 0,0635^2}{4}} = 2,247 \text{ м/с}, \quad (7.25)$$

де F_{ϕ} - фактична площа перерізу трубки, м².

Підбираю модель чилера по холодовидатності:

$$Q_0 = V_T \cdot \lambda \cdot q_v, \text{ кВт} \quad (7.26)$$

$$Q_0 = 0,009 \cdot 0,872 \cdot 5994,54 = 47 \text{ кВт}$$

Підбираю модель EWAQ-BA 050 фірми *DAIKIN*

$$Q_0 = 51,8 \text{ кВт}, N_b = 18,8 \text{ кВт}, COP = 2,76$$

В/Ш/Г, мм = 1684/2358/780

Маса = 577 кг; Шум = 81 Дб.

Висновок

У даному розділі був розрахований спіральній компресор а також розрахований та підібраний чилер EWAQ-BA 050 фірми *DAIKIN*.

					БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		54

8 АВТОМАТИКА

8.1 Определение класса тепловлажностных нагрузок

Под классами тепловлажностных нагрузок понимаются такие из сочетания с величиной расхода наружного воздуха, которые обуславливают одинаковые требования к технологическим схемам СКВ и схемам АСР.

Исходные данные

Параметры воздуха в помещении - $t_n = 25^\circ\text{C}$, $\varphi_n = 47\%$,

$$\varepsilon_{np} = 20951 \text{ кДж / кг}, Q_{пол} = 19,694 \text{ кВт}, W_{сум} = 0,00094 \text{ кг / с}, G_g = 32,23 \text{ кг / с}$$

Минимальное значение количества наружного воздуха $G_{h_{min}}$, рекомендуемое санитарными нормами:

$$G_{h_{min}} = n G_{min}; \text{ кг / с} \quad (8.1)$$

где n – количество людей, находящихся в помещении;

G_{min} - минимальное количество наружного воздуха, рекомендуемое по СНиП;

$$G_{h_{min}} = 30 \cdot 30 = 900 \text{ м}^3 / \text{ч} = 0.3 \text{ кг / с}$$

Строим в h, d – диаграмме луч процесса изменения состояния наружного воздуха ($d = \text{const}$). Определяем действительную расчётную разность энтальпий при минимально необходимом расходе наружного воздуха

$$\Delta h_{м1} = \frac{Q_n}{G_{h_{min}}}, \text{ кДж / кг}; \quad (8.2)$$

$$\Delta h_{м1} = \frac{19,694}{0.3} = 65,64 \text{ кДж / кг};$$

					БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		55

Определяем разность энтальпий при максимально возможном, равном общему расходу воздуха

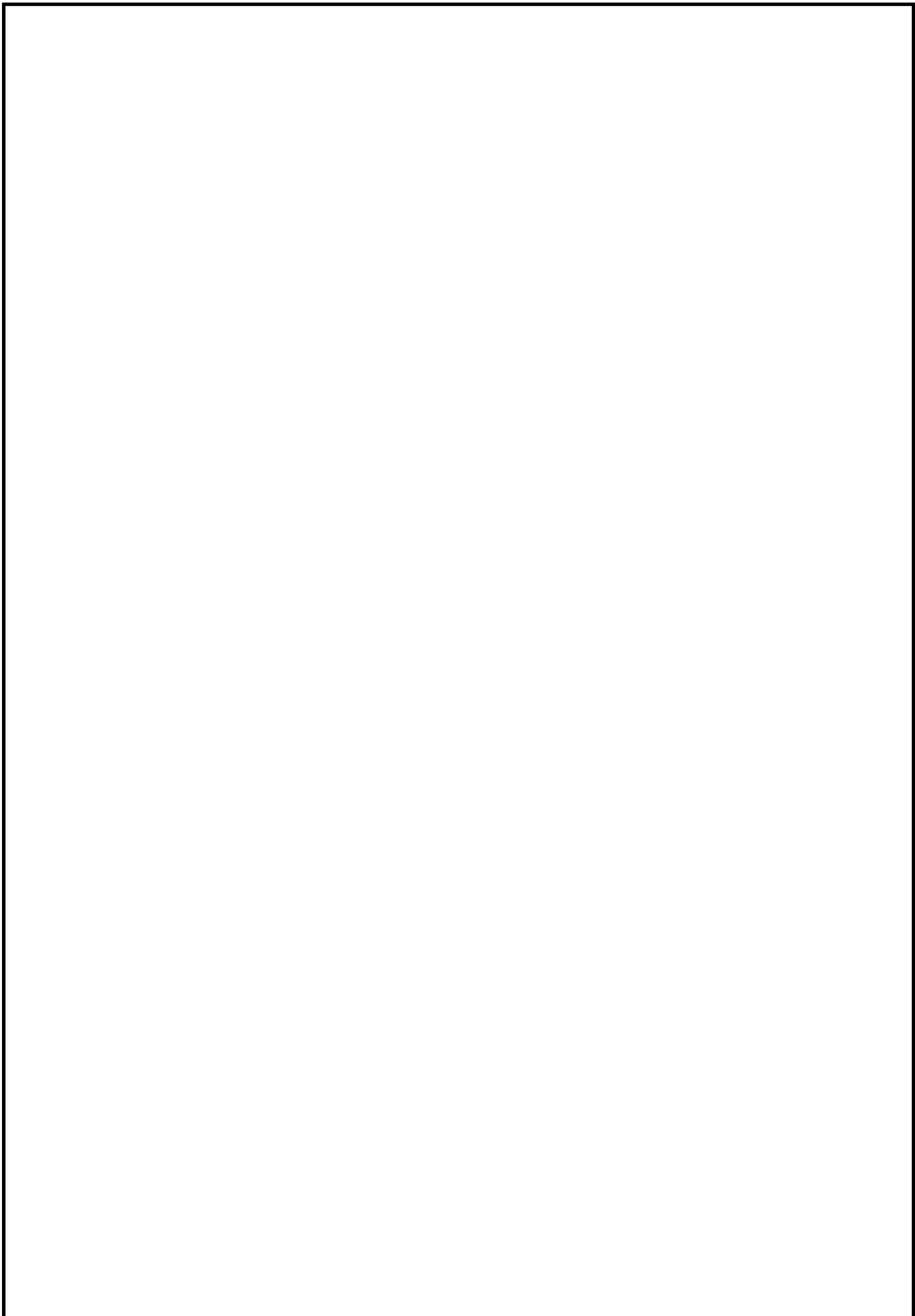
$$\Delta h_{m2} = \frac{Q_n}{G_6}, \text{ кДж / кг}; \quad (8.3)$$

$$\Delta h_{m2} = \frac{19,694}{3,23} = 6.01 \text{ кДж / кг}$$

Наносим на диаграмму область допустимых значений параметров воздуха и получаем многоугольник 13. Аналогично строим многоугольники M_1 , и M_2 , на расстоянии Δh_{m1} , Δh_{m2} , от точки В. Положение многоугольников M_1 , и M_2 относительно пограничной кривой $\varphi = 1$ определяем технологическую схему обработки воздуха. Как видно из диаграммы, многоугольник M_2 выше кривой $\varphi = 1$, а M_1 - ниже. Следовательно, нагрузка на СКВ относится ко второму классу, когда требуется подогрев воздуха, а рециркуляция является обязательной.

10.1.1 Схема построения процессов

- 1) $(\bullet)H_1 \rightarrow (\bullet)Y_6 = (\bullet)C_1 \rightarrow Q_m = (\bullet)K_1 \rightarrow G_w = (\bullet)П_1 \rightarrow Q_n W_n = (\bullet)Y_6$;
- 2) $(\bullet)H_4 \rightarrow Q_m = (\bullet)M_{26} \rightarrow Q_n W_n = (\bullet)Y_6$;
- 3) $(\bullet)H_5 \rightarrow (\bullet)Y_5 = (\bullet)C_5 \rightarrow G_w = (\bullet)П_5 \rightarrow Q_n W_n = (\bullet)Y_5$;
- 4) $(\bullet)H_6 \rightarrow (\bullet)Y_6 = (\bullet)C_6 \rightarrow G_w = (\bullet)П_6 \rightarrow Q_n W_n = (\bullet)Y_6$;
- 5) $(\bullet)H_8 \rightarrow (\bullet)Y_6 = (\bullet)C_8 \rightarrow G_w = (\bullet)П_8 \rightarrow Q_n W_n = (\bullet)Y_6$;
- 6) $(\bullet)H_9 \rightarrow Q_x = (\bullet)M_{26} \rightarrow Q_n W_n = (\bullet)Y_6$;
- 7) $(\bullet)H_{10} \rightarrow Y_6 = (\bullet)C_{10} \rightarrow Q_x = (\bullet)П_{10} \rightarrow Q_n W_n = (\bullet)Y_6$;
- 8) $(\bullet)H_{11} \rightarrow Q_x = (\bullet)П_{11} \rightarrow Q_n W_n = (\bullet)Y_6$;



					<i>БКВ 03.009.000ДП.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		57

8 ОХОРОНА ПРАЦІ

У даній дипломній роботі розглядається проект у виставковому центрі в міста Київ. Приміщення, де розташовано центр має один поверх: виставковий зал № 1, виставковий зал № 2, кафе, кімната для адміністративно-господарського управління, кімната директора.

У виставковому центрі існує самоконтроль. Головна відповідальність за забезпечення безпеки роботи лежить на директорові комплексу. Самоконтроль здійснюється всіма силами службового персоналу протягом робочого дня.

Об'єм приміщень виставкового центру має бути таким, щоб на кожного відвідувача доводилося не менше 6 м^3 . Висоту виробничих приміщень зі значними тепло-, волого- та газовиділення визначають з урахуванням технологічного процесу та забезпечення достатнього видалення теплоти, вологи і газів з робочої зони.

Зовнішні стіни опалювальних основних і допоміжних будівель повинні мати таку товщину, при якій виключалася б можливість конденсації вологи на їх внутрішніх поверхнях. Протяжність прибудов до основного приміщення зі значними волого-, тепло- і газовиділення і природним повітрообміном не повинна перевищувати 40% загальної протяжності зовнішніх стін даного приміщення.

Оздоровлення повітряного середовища

Одним з необхідних умов здорової праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщення, тобто просторі заввишки до 2 м над рівнем підлоги або майданчика. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як газів і парів, пилу, надлишкової теплоти та вологи, і створення здорової повітряного середовища, є важливим завданням, яке має здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

Атмосферне повітря у своєму складі містить (% за об'ємом): азоту -

										Лист
										58
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					

78.08; кисню - 20.95; аргону, неону й інших інертних газів - 0.93; вуглекислого газу - 0.03; інших газів - 0.01. Повітря такого складу найбільш сприятливий для дихання.

Поряд з хімічним складом важливо також, щоб повітря мав певний іонний склад. У повітрі містяться негативні і позитивні іони, коті рие по рухливості поділяють на легкі і важкі. Важкі іони утворюються в результаті осідання легких іонів на різні частки: пилинки, краплі туману і т. п. У незабруднених повітрі переважно знаходяться легкі іони, а в забрудненому - важкі. На життєдіяльність організму людини сприятливий вплив мають негативні іони кисню впли духу.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відноситься до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони надають токсичну дію на орга ганізма людини. Ці речовини, добре розчиняючись в біологічних середовищах, здатні вступати з ними у взаємодію, викликаючи порушення нормальної життєдіяльності. У результаті їх дії в людини виникає хворобливий стан - отруєння, небезпека якого залежить від тривалості впливу, концентрації $q(\text{мг}/\text{м}^3)$ та виду речовини.

За характером впливу на організм людини ці шкідливі речовини поділяються на: загальнотоксичні, дратівливі, сенсibiliзуючі, канцерогенні, мутагенні і впливають на репродуктивну (дітородну) функцію.

Людина постійно знаходиться в процесі теплової взаємодії з навколишнім середовищем.

1. Електробезпека устаткування

Електробезпека - це система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого і небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики.

										Лист
										59
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					

Проходячи через організм, електричний струм чинить термічне, електролітичне і біологічне дії.

Біологічна дія є особливим специфічним процесом, властивим лише живої матерії. Воно виражається в роздратуванні і порушенні живих тканин організму (що супроводжується мимовільними судомними скороченнями м'язів), а також у порушення внутрішніх біоелектричних процесів, що протікають в нормально чинному організмі і найтіснішим чином пов'язані з його життєвими функціями. У результаті можуть виникнути різні порушення в організмі, у тому числі порушення і навіть повне припинення діяльності органів дихання і кровообігу.

Це різноманіття дій електричного струму нерідко призводить до різних електротравма, які умовно можна звести до двох видів: Місцевим електротравма і загальним електротравма (електричним ударів).

Захисне заземлення - навмисне електричне з'єднання з землею або з її еквівалентом металевих неструмоведучих частин, які можуть опинитися під напругою.

Призначення захисного заземлення - усунення небезпеки ураження людей електричним струмом при появі напруги на конструктивних частинах електрообладнання, тобто при замиканні на корпус.

Область застосування захисного заземлення - трифазні трипровідні мережі напругою до 1000 В з ізольованою нейтраллю і вище 1000 В з будь-яким режимом нейтралі.

Захисного заземлення підлягають металеві нетоковедущие частини обладнання, які через несправність ізоляції можуть опинитися під напругою і до яких можливо дотик людей і тварин. При цьому в приміщеннях з підвищеною небезпекою і особливо небезпечних по умовам ураження струмом, а також у зовнішніх установках заземлення є обов'язковим при номінальній

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		60

напрузі електроустановки вище 42 В змінного і вище 110 В постійного струму, А в приміщеннях без підвищеної небезпеки - при напрузі 380 В і вище змінного і 440 В і вище постійного струму.

1.1. Класифікація приміщення по ступеню небезпеки поразки електричним струмом

Залежно від умов, що підвищують або знижують небезпеку поразки людини електричним струмом, всі приміщення діляться на приміщення з підвищеною небезпекою, особливо небезпечні і без підвищеної небезпеки.

До приміщень з підвищеною небезпекою відносяться приміщення з підвищеною вологістю (більше 75%) або високою температурою (вище 35°C). За наявності струмопровідних пилу і підлоги, а також за наявності можливості одночасного дотику до елементів, сполучених із землею, і металевих корпусів електроустаткування, приміщення відноситься до класу підвищеної небезпеки.

Приміщення з високою відносною вологістю (близькою до 100%), хімічно активним середовищем або наявності односно двох або більше умов, відповідних приміщенням з підвищеною небезпекою, називають особливо небезпечними.

У приміщеннях без підвищеної небезпеки відсутні всі вищезгадані умови.

Проте небезпека поразки електричним струмом існує усюди, де використовуються електроустановки, тому приміщення без підвищеної небезпеки не можна назвати безпечними.

До особливо небезпечних відносяться механічні, ковальські, гальванічні, термічні цехи, компресорні і водонасосні станції, приміщення для зарядки акумуляторів і таке інше. По ступеню небезпеки електроустановки поза приміщеннями порівнюють до електроустановок, що експлуатуються в особливо небезпечних приміщеннях.

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		61

1.2. Розрахунок системи заземлення устаткування

Розглянемо захисне заземлення і проведемо розрахунок системи штучного заземлення.

Розрахункове значення опору ґрунту визначаємо за формулою:

$$\rho_p = \rho_\phi \cdot \psi, \quad (8.1)$$

де ρ_ϕ – фактичний питомий опір ґрунту (для чорнозему він дорівнює $30 \text{ Ом} \cdot \text{м}$);

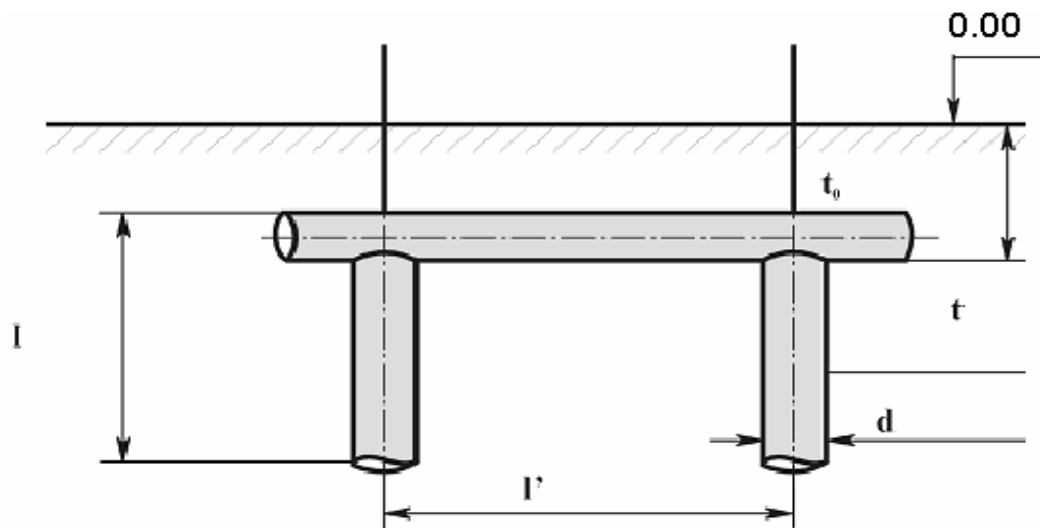
ψ – кліматичний коефіцієнт, приймаємо $\psi = 1,1$

В результаті підстановки числових значень в формулу отримуємо:

$$\rho_p = 30 \cdot 1,1 = 33 \text{ Ом} \cdot \text{м}$$

В якості електродів вибираємо вертикальні сталеві труби діаметром $d = 0,03 \text{ м}$

Вертикальні заземлювачі розташовані в ряд.



Рядна система розподілу вертикальних заземлювачів.

Довжину вертикального заземлювача вибираємо з умови: $l/l' = 3$. Відстань між заземлювачами l' приймаємо рівною 6 м , тоді довжина заземлювача буде дорівнювати:

$$l = l' / 3 \quad (8.2)$$

$$l = 6 / 3 = 2 \text{ м}$$

Глибину залягання заземлювачів приймаємо рівної $t_0 = 0,5$, тоді

										Лист
										62
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					

$$t = l/2 + t_0, м \quad (8.3)$$

$$t = 2/2 + 0,5 = 1,5, м$$

Визначаємо опір одного вертикального електроду:

$$R_0 = \frac{\rho_{розр}}{2 \cdot \pi \cdot L} \cdot \left[\ln \frac{2 \cdot L}{d} + \frac{1}{2} \cdot \ln \left(\frac{4 \cdot t + L}{4 \cdot t - L} \right) \right] \quad (8.4)$$

$$R_0 = \frac{33}{2 \cdot 3.14 \cdot 2} \cdot \left[\ln \frac{2 \cdot 2}{0.03} + \frac{1}{2} \cdot \ln \left(\frac{4 \cdot 1.5 + 2}{4 \cdot 1.5 - 2} \right) \right] = 19.78 Ом$$

Визначаємо число вертикальних заземлчів:

$$n = \frac{R_0}{R_{mp}} \quad (8.5)$$

де R_0 – опір одного вертикального заземлювача;

R_{mp} – необхідний опір заземлення, в електричних установках з напругою до 1000

В $R_{mp} = 4 Ом$.

У результаті отримуємо:

$$n = \frac{19,78}{4} = 4,94$$

Округляємо отримане число заземлювачів до найближчого стандартного значення (2,4,6,10,20,40,60,100): $n' = 6$.

Визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{\epsilon} = R_0 / (n' \cdot \eta_{\epsilon}) \quad (8.6)$$

де R_0 - опір одного вертикального заземлювача;

n' – число заземлювачів;

η_{ϵ} – коефіцієнт використання вертикального заземлювача, $\eta_{\epsilon} = 0,85$ за умови, що заземлювачі розміщені по контуру

$$R_{\epsilon} = \frac{19,78}{6 \cdot 0,85} = 3,88 Ом$$

Визначаємо опір горизонтального заземлювача:

$$L = (n' - 1) \cdot l', м \quad (8.7)$$

					БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		63

$$L = (6 - 1) \cdot 6 = 30, м$$

Визначаємо опір горизонтального заземлювача:

$$R_{\mathcal{L}} = \frac{\rho_{розр}}{2 \cdot \pi \cdot L_2 \cdot \eta_{\Gamma}} \cdot \ln \left(\frac{L_2^2}{t_0 \cdot d} \right) \quad (8.8)$$

де η_{Γ} – коефіцієнт використання горизонтального заземлювача, $\eta_{\Gamma} = 0,88$ за умови, що заземлювачі розміщені по контуру

$$R_{\Gamma} = \frac{30}{2 \cdot 3,14 \cdot 30 \cdot 0,88} \cdot \ln \left(\frac{30^2}{0,03 \cdot 0,5} \right) = 1,99 Ом$$

Визначаємо опір системи заземлення:

$$R_c = R_n \cdot R_{ce} / (R_n + R_{ce}) \quad (8.9)$$

де R_n – опір сполучної смуги,

R_{ce} – опір системи вертикальних заземлювачів.

$$R_c = 1,99 \cdot 3,8 / (1,99 + 3,8) = 1,3 Ом$$

Згідно з вимогами, опір захисного заземлення в будь-який час року в установках напругою до 1000 В не повинен перевищувати 4 Ом. Порівнюючи отримане в результаті розрахунку R_c з R_{mp} , видно, що $R_c < R_{mp}$, а значить вимога виконана.

2.1. Класифікація виробництва по ступені вибуховості, вибуховопожежній і пожежній небезпеці

Категорія виробництва по пожежній небезпеці в значній мірі визначає вимоги до будівлі, його конструкцій і планування, організацію пожежної охорони і її технічну оснащеність, вимоги до режиму і експлуатації.

Відповідно до СНиП II-2-80 всі виробництва діляться по пожежній, вибуховій і вибуховопожежній небезпеці на наступні категорії:

Категорія Д – це виробництва, в яких обробляються негорючі речовини і матеріали в холодному стані (цехи холодної обробки матеріалів і так далі).

Наш об'єкт відповідає категорії Д.

2.2. Пожежна профілактика

					БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		64

Поняття пожежної профілактики включає комплекс заходів, необхідних для попередження виникнення пожежі або зменшення її наслідків. Під активним пожежним захистом розуміються заходи, що забезпечують успішну боротьбу з виникаючими пожежами або вибухонебезпечною ситуацією.

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

Організаційні заходи передбачають правильну експлуатацію машин, правильний зміст будівель, територій, протипожежний інструктаж робочих і службовців, пожежно-технічні комісії і так далі.

До технічних заходів відносяться: дотримання протипожежних правил, норм при проектуванні будівель, при пристрої електропроводів і устаткування, опалювання, вентиляції, освітлення.

Заходи режимного характеру - це заборона куріння в не встановлених місцях, виробництва зварювальних і інших вогняних робіт в пожежонебезпечних приміщеннях і так далі.

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

2.3. Пожежна автоматично сигналізація

Застосування автоматичних засобів виявлення пожеж є одним з основних умов забезпечення пожежної безпеки в машинобудуванні, оскільки дозволяє оповістити черговий персонал про пожежу і місце його виникнення.

Пожежні сигнальніки перетворюють неелектричні і фізичні величини (випромінювання теплової і світлової енергії, рухи частинок диму) в електричні, які у вигляді сигналу певної форми прямують по проводах на приймальну станцію. За способом перетворення пожежні сигнальніки підрозділяють на параметричні, такі, що перетворюють неелектричні величини в електричні за допомогою допоміжного джерела струму, і генераторні, в яких зміну неелектричної величини викликає поява власної ЕДС.

										Лист
										65
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					

Залежно від того, який з параметрів газоповітряного середовища викликає спрацьовування пожежного сигнального, вони бувають: теплові, світлові, димові, комбіновані, ультразвукові.

По виконання пожежні сигнальні ділять на: нормального виконання, вибухобезпечних, іскробезпечних, герметичних; за принципом дії – максимальні і диференціальні.

Принцип дії теплових сигнальних полягає в зміні електропровідності тіл, контактної різниці потенціалів, феромагнітних властивостей матеріалів, зміни лінійних розмірів твердих тіл, фізичних параметрів газів і так далі.

Теплові сигнальні максимальної дії спрацьовують при певній максимальній температурі. Недоліком цих сигнальних є залежність чутливості від навколишнього середовища.

Димові сигнальні ділять на фотоелектричні і іонізаційні.

Фотоелектричні сигнальні (ІДФ-1М, ДПП-1) працюють на принципі розсіювання частинками диму теплового випромінювання. Іонізаційні сигнальні використовують ефект ослаблення іонізації повітряного міжелектродного проміжку димом.

2.4. Системи автоматичного пожежогасіння і первинні засоби пожежагасіння

До установок автоматичного водяного пожежогасіння відносять спринклерні і дренчерні установки.

Спринклерна установка є розгалуженою, заповненою водою системою труб, обладнаною спринклерними головками. Вихідні отвори спринклерних головок закриваються легкоплавкими замками, які при дії певної температури (замки розраховані на 345, 366, 414, 455 К) розпаюються, і вода з системи під тиском виходить з отвору головки і зрошує конструкції приміщення і устаткування в зоні дії спринклерної головки.

Дренчерні установки є системою трубопроводів, на яких розташовані спеціальні головки, – дренчери, з відкритими вихідними отворами діаметром 8,

										Лист
										66
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					

10, 12.7 мм лопатевого або розеткового типу, розраховані на зрошування до 12 метрів площі підлоги. Дренчерна головка з подовжніми щілинами дозволяє рівномірно окропити 210 м² площі підлоги, якщо вона розташована над підлогою на висоті 5.2 м; головка з гвинтовими щілинами дає можливість отримати розпорошену воду дрібнішої дисперсності. Дренчери встановлюють як для гасіння пожеж, так і для створення водяних завіс, для ізоляції вогнищ вогню і запобігання його розповсюдженню.

Первинні засоби пожежогасіння знаходяться на пожежному щиті і включають:

- Вогнегасники (3 шт.);
- Ящик з піском (1шт.);
- Покривало з негорючого теплоізоляційного матеріалу розміром 2×2м (1шт.);
- Багри (3 шт.);
- Лопати (2 шт.);
- Ломи (2 шт.);
- Сокири (2 шт.).

Ящики для піску повинні бути обсягом 0,5...1 або 3м³ і бути укомплектовані совковою лопатою.

Бочки для зберігання води з метою пожежогасіння повинні мати місткість не менш 0,2м³ і бути укомплектовані пожежним відром місткістю не менше 0,008м³.

2.5. Визначення кількості води для пожежогасіння

Розрахувати кількість V_v води, необхідної для дренчерної системи пожежогасіння в приміщенні площею $S = 250\text{м}^2$ і висотою $h = 3\text{м}$.

1. Враховуючи площу і висоту приміщення, прийmemo до установки один димовий сигнальнийник.

2. Число розеток пожежогасінні

										Лист
										67
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					

$$n = \frac{S_{\text{приміщення}}}{S_{\text{оренчера}}}; \quad (8.10)$$

$$n = \frac{250}{12} = 20,83 \text{шт}$$

Округлятимемо n до найближчого цілого: $n = 21 \text{шт}$.

3. Визначимо витрату води на гасіння:

$$G_v = \frac{F \cdot 0,1 \cdot 3600}{1000} \text{ м}^3/\text{год}; \quad (8.11)$$

$$G_v = \frac{250 \cdot 0,1 \cdot 3600}{1000} = 90 \text{ м}^3/\text{год} .$$

3.1 Виробнича санітарія

Санітарне впорядкування підприємств і належний їх зміст є найважливішими заходами в боротьбі з виробничими шкідливостями. Вони передбачають також захист населення від газів, пилу, надмірної теплоти і вологи, кіптяви, шуму і шкідливої дії стічних вод.

Санітарно-захисною зоною вважається територія між виробничими приміщеннями, складами або установками, що виділяють виробничі шкідливості, і житловими, лікувально-профілактичними стаціонарного типу і культурно-побутового призначення, будівлями житлового району. Для підприємств, що не мають виробничих шкідливостей, захисну зону не встановлюють. Території санітарно-захисної зони повинні бути упорядковані і озеленюють.

3.2. Вентиляція як засіб створення оптимального мікроклімату. Розрахунок вентиляції

Завданням вентиляції є забезпечення чистоти повітря і заданих метеорологічних умов у виробничих приміщеннях. Вентиляція досягається видаленням забрудненого або нагрітого повітря з приміщення і подачею в нього свіжого повітря.

										Лист
										68
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ					

Мета розрахунку - визначення кількості повітря, яку необхідно подати в приміщення для забезпечення підтримки нормального стану повітряного середовища на відповідному рівні і визначення потужності електродвигуна вентилятора.

Вихідні дані:

$$\text{Об'єм приміщення } V = A \times B \times H = 15 \times 11 \times 3 = 495 \text{ м}^3$$

Визначаємо продуктивність вентиляції по кратності повітрообміну.

Кратність повітрообміну показує в скільки разів в години повністю замінюється повітря в приміщенні:

$$K = \frac{L}{V}, 1/\text{год}, K = 1 \dots 50 \quad (8.12)$$

Розрахунок продуктивності L для припливної, витяжної і аварійної вентиляції:

$$L = K \cdot V_{\text{прим}}, \text{ м}^3 / \text{год} \quad (8.13)$$

$K = 2$ – для припливної вентиляції,

$K = 3$ – для витяжної вентиляції,

$K = 8$ – для аварійної вентиляції,

Продуктивність припливної вентиляції

$$L = 2 \cdot V_{\text{прим}} = 990 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Продуктивність витяжної вентиляції

$$L = 3 \cdot V_{\text{прим}} = 1485 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Продуктивність аварійної вентиляції

$$L = 8 \cdot V_{\text{прим}} = 3960 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Обчислимо потужність електродвигуна :

$$N = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_s \cdot \eta_{\text{пр}}}, \text{ кВт} \quad (8.14)$$

де k - коефіцієнт запасу, приймаємо $k=1,3$

L - повітрообмін

H - напор вентилятора, Па, (приймаємо 400 Па)

$\eta_{\text{вент}}$ - КПД вентилятора

					БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ	Лист
						69
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$\eta_{пр}$ - КПД приводу

$$\Delta H = 200 \div 400$$

$$\eta_{вент} = 0,6 \div 0,8$$

$$\eta_{пр} = 0,9 \div 0,95$$

$$N_{пр} = \frac{1,3 \cdot 990 \cdot 400 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 0,95} = 0,18 \text{кВт},$$

$$N_{вент} = \frac{1,3 \cdot 1485 \cdot 400 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 0,95} = 0,28 \text{кВт},$$

$$N_{авар} = \frac{1,3 \cdot 3960 \cdot 400 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 0,95} = 0,75 \text{кВт}$$

4.1 Освітлення виробничих приміщень

При освітленні виробничих приміщень використовують природне, штучне і суміщене освітлення. Штучне освітлення здійснюється електричними лампами. Суміщене освітлення, застосовується в світлий час доби при недостатньому природному освітленні і є природне плюс штучне освітлення.

Основне завдання освітлення на виробництві – створення якнайкращих умов для бачення. Цю задачу можливо вирішити тільки освітлювальною системою, що відповідає наступним вимоги:

- освітленість на робочому місці повинна відповідати характеру зорової роботи;
- необхідно забезпечити достатньо рівномірний розподіл яскравості на робочій поверхні, а також в межах навколишнього простору;
- на робочій поверхні повинні бути відсутніми різкі тіні;
- величина освітленості повинна бути постійною в часі;
- необхідно вибирати оптимальну спрямованість світлового потоку;
- слід вибирати необхідний спектральний склад світла;

									Лист
									70
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ				

- всі елементи освітлювальних установок – світильники , освітлювальні мережі – повинні бути достатньо довговічними, електробезпечними, а також не повинні бути причиною виникнення пожежі або вибуху.

При роботі за дисплеєм освітленість визначається мінімальним об'єктом розрізнення – шириною лінії рукописного або друкарського тексту. Для даного виду роботи нормована освітленість складає 300 люкс.

Ретельний і регулярний догляд за установками природного і штучного освітлення має важливе значення для створення раціональних умов освітлення, зокрема, забезпечення необхідних величин освітленості без додаткових витрат електроенергії.

У установках з люмінесцентними лампами і лампами ДРЛ необхідно стежити за справністю схем включення (не повинно бути видимих оку мигань ламп), а також пускорегулюючих апаратів.

4.2 Розрахунок системи освітлення

Розрахувати систему освітлення для приміщення $A \times B \times H = 15 \times 11 \times 3$

Тип джерела світла – люмінесцентна лампа, система освітлення – загальна, світильник типу ПВЛ.

Забезпечення рівномірного розподілу джерела досягається в тому випадку, якщо відношення відстані між центрами світильників до висоти їх підвісу над робочою поверхнею складає певне число для характерного типу світильників (

$$\frac{L}{H_p} = 1,5).$$

Висота робочої поверхні $h_n = 0,08$ м.

L – відстань між центрами світильників, $L = 1,5 \cdot 2,7 = 4,05$ м.

Визначаємо кількість світильників:

$$N = \frac{a \cdot b}{L^2}, \text{шт} \quad (8.15)$$

									Лист
									71
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ				

$$N = \frac{15 \cdot 11}{4.05^2} = 10.06 \text{шт}$$

Приймаємо 10 світильників.

Для визначення коефіцієнта використання світлового потоку визначимо індекс приміщення:

$$i = \frac{a \cdot b}{H_p \cdot (a + b)}, \quad (8.16)$$

$$i = \frac{15 \cdot 11}{2.7 \cdot (15 + 11)} = 2.35.$$

Визначуваний світловий потік однієї лампи:

$$\Phi_p = \frac{E_n \cdot S \cdot z \cdot k \cdot 100}{N \cdot \eta}, \quad (8.17)$$

де Φ – світловий потік ламп;

E_n – нормована мінімальна освітленість, $E_n = 300$ лк (таб.3[1]);

S – освітлювана площа, $S = a \cdot b = 15 \cdot 11 = 165 \text{ м}^2$;

z – коефіцієнт нерівномірності освітлення, $z = 1,1$;

k – коефіцієнт запасу, $k = 1,5$ (таб.3[1]).

$$\Phi = \frac{300 \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot 15 \cdot 11}{10 \cdot 52} = 14279 \text{ лм.}$$

Для вибору лампи використовуємо таблицю №5 [1]. Приймаємо установки ПВЛП лампи ЛДЦ 80 в кількості 4 штук зі світловим потоком $\Phi = 3740$ лм.

У практиці допускається відхилення потоку вибраної лампи від розрахункового до $-10+20\%$, інакше вибирають іншу схему розташування мережі.

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		72

$$\Delta = \frac{\Phi_o - \Phi_p}{\Phi_o} \cdot 100\% \quad (8.18)$$

$$\Delta = \frac{3740 \cdot 4 - 14270}{3740 \cdot 4} \cdot 100\% = 4,6\%$$

Визначаємо потужність всієї освітлювальної системи:

$$P = N \cdot n \cdot P_l, \quad (8.19)$$

де N – кількість світильників;

n – кількість ламп в світильнику;

P_l – потужність даної лампи.

$$P = 4 \cdot 10 \cdot 60 = 2400 \text{Вт.}$$

9 .ЕКОНОМІЧНІ РОЗРАХУНКИ

Розрахунок капітальних вкладень

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

Капітальні вкладення визначають по формулі:

$$K = K_{об} + K_{тр} + K_m + K_{пр}, (грн.) \quad (9.1)$$

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

$K_{тр}$ - транспортні витрати, приймаються у розмірі 5-15% від вартості устаткування;

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
						73
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

K_m - витрати на монтажні і пусконаладжувальні роботи приймаються у розмірі 10-20% від вартості устаткування;

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

$$K_{np} = 0,05 * 223580 = 11179$$

$$K_m = 0,15 * 223580 = 33537$$

$$K_{mp} = 0,2 * 223580 = 44716$$

$$K_{об} = 223580 + 11179 + 33537 + 44716 = 313012(\text{грн})$$

Назва обладнання	Ціна за одиницю, грн	Одиниці виміру	Кількість одиниць	Загальна вартість обладнання, грн
«ВЕЗА» КЦКП-50	32000	шт.	1	32000
CGAN – 150 фірми TRAINE	145768	шт.	1	145768
Жестяні повітроводи	185	п.м.	81	14962
Повітророзподільні решітка	99,3	шт.	29	2880
Вся вартість обладнання				195610
Транспортні витрати				9780

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		74

Витрати на монтажні роботи	29341
Вартість проектних робіт	39122
Всього капітальних вкладень	273854

Таблиця 9.2 - Капітальні вкладення на СКП

Розрахунок експлуатаційних витрат

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

Вони включають:

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

Витрати на електроенергію

$$C_e = 0,7 \cdot N_y \cdot T_y \cdot C_z \quad (9.2)$$

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		75

- де C_3 - вартість 1 кВт електроенергії в годину;

N_y - сумарна настановна потужність;

T_y - кількість годин роботи електродвигунів.

$$N_y = N_{уст.1} + N_{уст.2}$$

$$N_y = 24 + 2 = 26 \text{ кВт}$$

$$C_3 = 0,7 * 26 * 4380 * 0,3 = 23914 (\text{грн} / \text{рік})$$

Витрати на воду

$$C_6 = B \cdot t_y \cdot C_6 \cdot 10^{-3} \quad (9.3)$$

де B – витрата води на зволоження ,

t_y – кількість годин роботи в режимі зволоження;

C_6 – вартість 1 м³ води.

$$C_6 = 3705 \cdot 1080 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = 6002 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Допоміжні матеріали

$$C_m = C_{m_1} + C_{m_2} \quad (9.4)$$

де C_{m_1} - вартість річної витрати фреону, грн/рік;

C_{m_2} - вартість річної витрати фільтруючого матеріалу, який визначається залежно від марки матеріалу, його запиленої і запиленої зовнішнього повітря, грн/год;

$$C_{m_1} = 0,1 * V * C_x = 0,1 * 15 * 300 = 450 (\text{грн}) \quad (9.5)$$

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

					БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		76

C_x – вартість 1 кг хладогента, грн.

Вартість фільтруючого матеріалу:

$$C_{m2} = \frac{t_\phi \cdot f \cdot C_m}{t_m} = \frac{4380 \cdot 9,4 \cdot 20}{1343} = 613 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right) \quad (9.6)$$

де t_ϕ – час роботи фільтру, год/рік;

f – робоча поверхня фільтруючого матеріалу, м²;

C_m – вартість 1 м² фільтруючого матеріалу, грн.;

t_m – час роботи фільтруючого матеріалу, год/рік.

$$C_{m1} 450 + 613 = 1063 \text{ (грн / рік)}$$

Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування

$$C_o = 0,05 * K_{об} = 0,05 * 313012 = 15650 \text{ (грн / рік)} \quad (9.7)$$

Амортизаційні відрахування

$$C_o = 0,15 * K_{об} = 0,15 * 313012 = 46951 \text{ (грн / рік)} \quad (9.8)$$

Інші витрати

Приймаємо у розмірі 3% від сумарних експлуатаційних витрат:

$$C_{np} = 0,03 \cdot C_{об} = 0,03 \cdot 86212 = 2586 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right) \quad (9.9)$$

					БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		77

Результати розрахунків експлуатаційних витрат зводимо в таблицю 9.3

Таблиця 9.3 – Експлуатаційні витрати

Найменування статей витрат	Сума, грн/рік
Витрати на електроенергію	23914
Витрати на воду	6002
Витрати допоміжні матеріали	1063
Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування	15650
Амортизаційні відрахування	46951
Інші витрати	2586
Всього експлуатаційні витрати, грн/год	98752

Розрахунок приведених витрат

Приведені витрати визначимо по формулі:

$$P_i = C_i + E_H * K_i = 98752 + 0,15 * 313012 = 145703(\text{грн}) \quad (9.10)$$

Визначимо питомі витрати на 1 м³ повітря

- капітальні вкладення:

$$K' = \frac{K}{V} = \frac{313012}{8672} = 36.09(\text{грн} / \text{м}^3) \quad (9.11)$$

- експлуатаційні витрати:

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		78

$$C' = \frac{C}{V} = \frac{98752}{8672} = 11,38(\text{грн} / \text{год} * \text{м}^3) \quad (9.12)$$

- приведені витрати:

$$П' = \frac{П}{V} = \frac{145703}{8672} = 16,80(\text{грн} / \text{год} * \text{м}^3) \quad (9.13)$$

Розрахунок економії від утилізації тепла:

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

$$C_{\text{ут}} = 20 \cdot 0,436 \cdot 18 \cdot 180 = 25,5(\text{тис.грн.}) \quad (9.14)$$

Розрахунки строку окупності капітальних вкладень

Після того як була встановлена система кондиціонування повітря працездатність робітників поліпшилась, поменшала частота захворювання.

Отже, строк окупності капітальних вкладень складе:

$$T = \frac{K}{П}, \text{ років} \quad (9.15)$$

де: К - капітальні витрати, грн.;

П - збільшення прибутку, грн.;

$$T = \frac{313012}{220000} = 1,5 \text{ роки}$$

Економічна ефективність СКП :

$$E = \frac{П}{K} \quad (9.16)$$

$$E = \frac{220000}{313012} = 0,7$$

										Лист
										79
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					

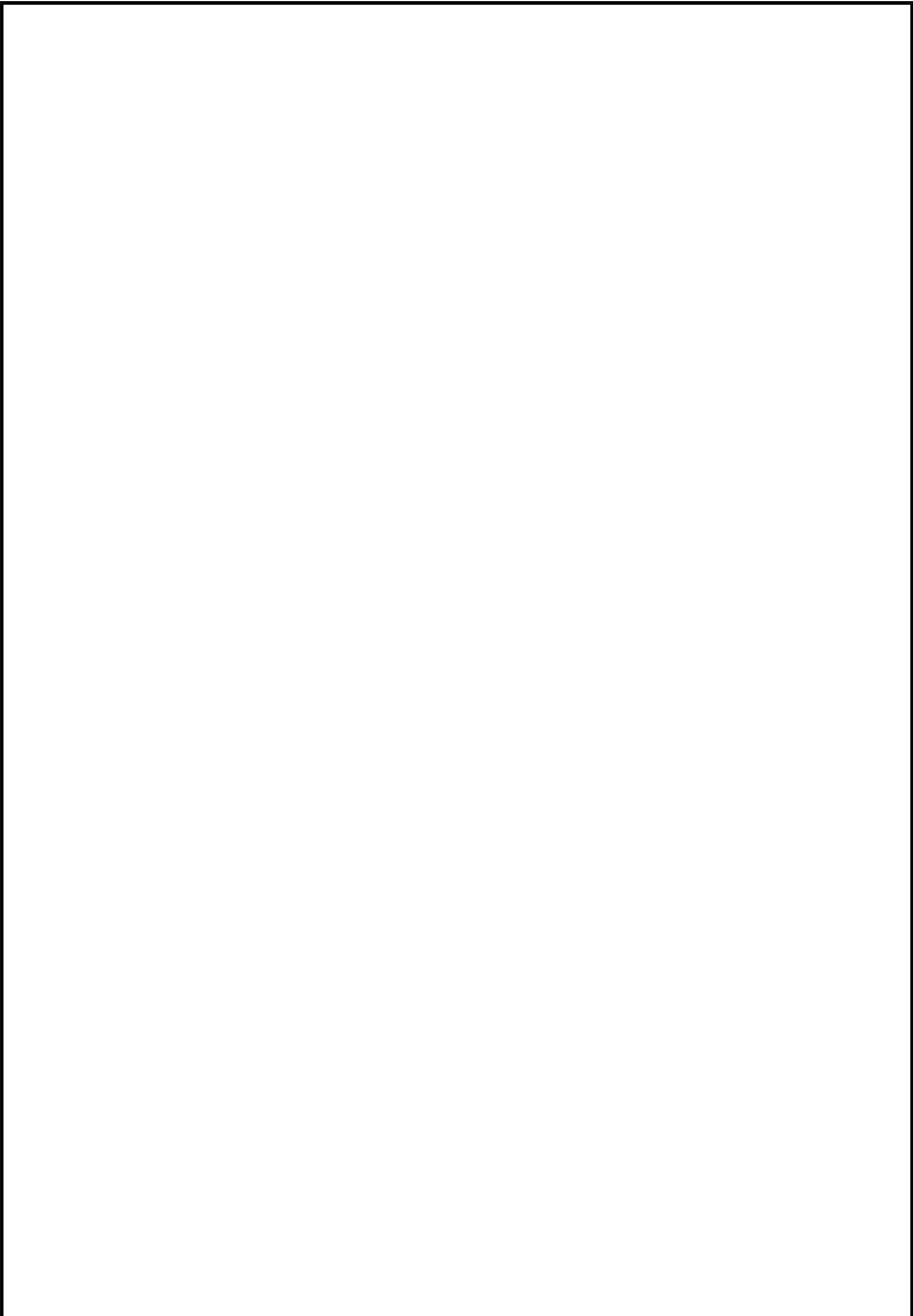
Результати розрахунку зведемо в таблицю 9.4.

Таблиця 9.4 - Техніко-економічні показники СКП

Показники:	Проектований варіант:
Продуктивність по повітрі, ($m^3/год$)	8672
Холодопродуктивність, (kWt)	39,4
Встановлена потужність, (kWt)	20,2
Витрата води, ($m^3/год$)	6
Капітальні вкладення, тис.грн.:	313012
Річні експлуатаційні витрати, тис.грн.:	98752
Питомі витрати на $1m^3$ повітря:	
- капітальні вкладення:	36,09
- експлуатаційні витрати:	10,24
- приведені витрати:	14,97
Економія від утилізації тепла, тис.грн:	25,5
Термін окупності, роки:	1,5

Отже перед тим як прийняти те чи інше рішення, треба детальний аналіз та перевірка усіх факторів , котрі мають вплив на вибір СКП . І тільки тоді треба приймати рішення яке обладнання вибрати. І звичайно треба розробити економічний розрахунок для замовника, котрий дасть більш повне уявлення про капітальні вкладення ,експлуатаційні витрати та строк окупності.

					БКВ 03.009.000ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		80



					<i>БКВ 03.009.000ДП.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		81

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарева Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря [Текст] / Н.В.Жихарева // –Одесса: «ТЭС», 2016. – 171 с.
2. Жихарева Н.В. Оптимизация многозональных VRF систем кондиционирования воздуха [Текст] // Н. В Жихарева., М.Г.Хмельнюк /Сборник докладов международной научно.-технической конференции (20-21 февраля 2019г.). Алматы: АТАТУ.2019. Р 82-87
3. Zhang Q. Development of typical year weather data for Chinese locations. [Tekst] // Q.Zhang, J.Huang, S. Lang / ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.
4. Kogut V.. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter [Tekst] / V Kogut. V.Bushmanov, N. Zhykharieva//AIP Conferenc Proceedings 2285, 030087 (2020); <https://doi.org/10.1063/5.0026819>
5. Жихарева Н.В. Математичні аспекти термoeкономічного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. [Текст] / Н.В. Жихарева.// Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15. .
6. Жихарева Н.В. Підвищення ефективності активного вентилявання при зберіганні плодоовочевої продукції [Текст] / Н.В. Жихарева., М.Г. Хмельнюк, В.І.// Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120. .
7. Когут В.Е. Применение теплообменника-эжектора в установках промышленного охлаждения воздуха [Текст] / В.Е Когут., Е.Ю Бутовский., Хмельнюк М.Г., Н.В Жихарева. // Холодильна техніка і технологія. 2015. № 1.С. 21–25.
8. Грачев Ю.Г. Основы оптимизации систем кондиционирования микроклимата. [Текст] / Ю.Г. Грачев – Пермь: Издательство. Перм. политехн. ин-та, 1987. - 80с. + 1 вкл.

										Лист
										82
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					

19. Жихарева Н.В. Математична модель плівкового зволожувача для плодовоовочесховищ [Текст] / Н.В. Жихарева // // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 6 (152). С.54–58
20. Богданов С.Н. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справочник [Текст] / С.Н. Богданов – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.
21. Богословский В.Н. Теплофизика аппаратов утилизации тепла, систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. [Текст] / В.Н., Богословский, М.Я. Поз – М.: Стройиздат, 1983. – 320 с.
22. Лабай В.Й., Тепломасообмін [Текст] / В.Й. Лабай // – Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
23. Погорелов А.І. Тепломасообмін [Текст]: Навчальний посібник для вузів.– / А.І. Погорелов Львів. –: «Новий світ-2000». – 2004. – 144 с.
24. Бурцев, В.И. Исследование нестационарного теплообмена в вентилируемой воздухом массе продукции. [Текст] / В.И Бурцев., Г.М Позин., И.С Шуев. // Труды института Гипрониисельпром. – М.: Стройиздат. – 1973. – вып. V . – С.186-191.
25. Жихарева, Н.В. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодовоовочесховищ. / Н.В. Жихарева, М.Г. Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. – Одеса: ОДАХ. – 2012. – №5. - с.16-20.

					БКВ 03.009.000 ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		84

Підбір кондиціонера

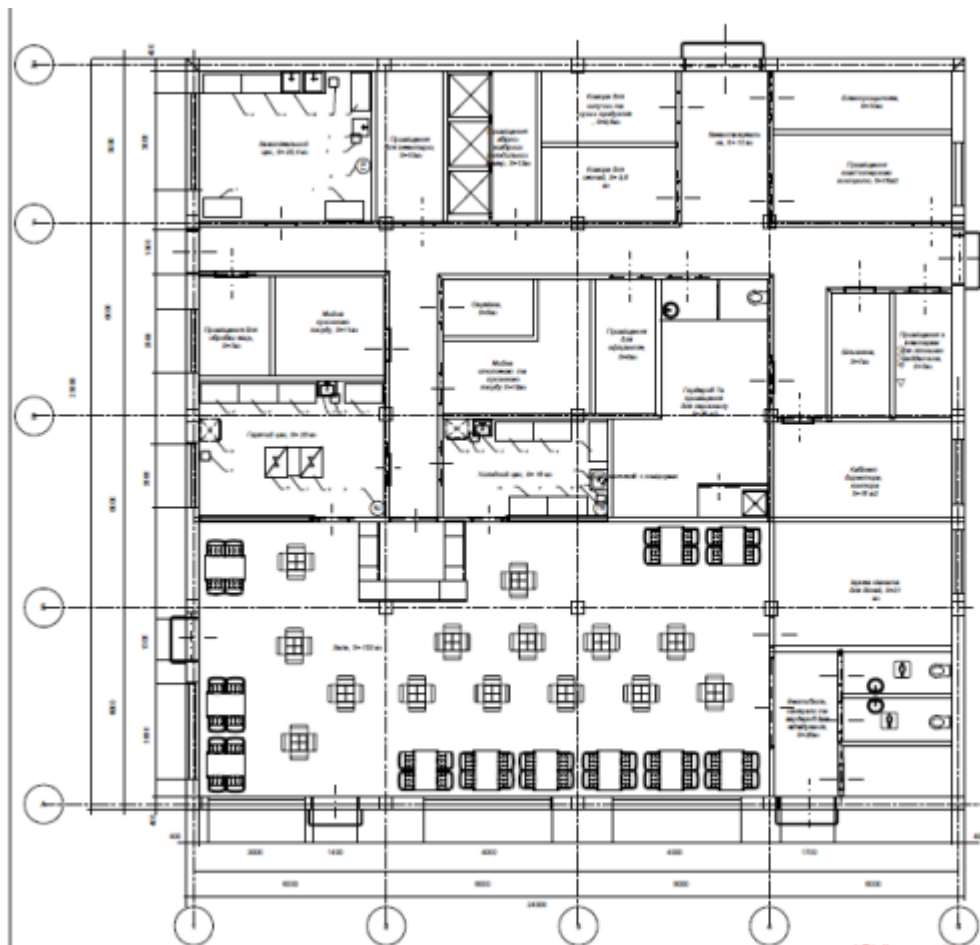
З урахуванням втрат через неплотності в системі розподілу повітря обладнання підбираємо за наступним принципом:



$$L_{\text{КД}}^{\text{повне}} = L_{\text{КД}} \cdot 1.05 = 46500 \cdot 1.05 = 48825 \text{ м}^3/\text{год}$$

З каталогів фірми ВЕЗА обираємо кондиціонер центральный каркасно - панельный КЦКП - 50 призначений для застосування в вентиляційних системах і системах кондиціонування повітря приміщень різного призначення і дозволяють здійснювати всі процеси повітряної обробки : нагрівання , фільтрацію , осушення , охолодження , зволоження , рекуперація та регенерацію тепла і холоду , дезінфекцію , шумоглушення , і підтримка в приміщенні штучного клімату із заданими параметрами

										Лист
										85
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.009.000ДП.ПЗ					



№	Имя файла	Размер	Дата
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85
86
87
88
89
90
91
92
93
94
95
96
97
98
99
100

ABViewer 24-trial version - www.cadsoft.ru

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

БКВ 03.009.000ДП.ПЗ

