

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. 003. 000 ДП**

**Васильєв Денис
Олександрович**

м. Одеса - 2022 р.

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. 003. 000 ДП

Васильєв Денис
Олександрович

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

ПОЯСНОВАЛЬНА ЗАПИСКА
БКВ 03. 003. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:

- Проект системи кондиціонування і вентиляції спортивного центру площею 120 м.кв. для міста Ізмаїл

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

Дипломник _____ (Васильєв Д.О...)

Керівник проекту _____ (Хмельнюк М.Г.)

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 НВП
_____ Беркань Іг.В.
“ 30 ” грудня 2021 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Прізвище, ім'я та по батькові: Васильєв Денис .Олександрович

. Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»

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

Тема дипломного проекту: **Проект системи кондиціонування і вентиляції спортивного центру площею 120 м.кв. для міста Ізмаїл**

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 або холодопостачання

Графічний Аркуш 2. Схема кондиціонера

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 _____ (Хмельнюк М.Г.)

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП.....	6
1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ.....	11
2 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ.....	13
2.1 Характеристика будівельних конструкцій.....	13
3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	16
3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря	16
3.2 Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції.....	17
3.3 Розрахунок теплових виділень від різних джерел	23
3.4 Розрахунок вологовиділень	24
4 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ.....	30
5 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ.....	34
5.1 Підбір каналного кондиціонера.....	34
5.2 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача	35
5.3 Розрахунок парового зволожувача	39
5.4 Розрахунок повітроохолоджувача.....	40
5.5 Розрахунок повітряного кишенькового фільтру.....	46

					<i>БКВ 03. 003.000 ДП ПЗ</i>					
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>						
<i>Розроб.</i>	<i>Васил</i>				<i>Розрахунково- пояснювальна записка</i>		<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>	
<i>Перевір.</i>	<i>Хмельнюк М.Г</i>							4		
<i>Реценз.</i>										
<i>Н. Контр.</i>										
<i>Затверд.</i>										

6 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	52
6.1 Тепловий розрахунок компресора.....	52
6.2 Підбір чилера та розрахунок діаметра труб.....	60
6.3 Розрахунок повітряного конденсатора.....	61
6.4 Розрахунок випарника.....	70
7 ВИБІР СХЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ.....	70
8 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	73
9 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТУ.....	90
ЛІТЕРАТУРА.....	102

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

ВСТУП

Комфортне кондиціонування повітря зародилося в 1919р. Протягом наступних 10 років установки з механічним охолодженням застосовувалися в кінотеатрах, універсальних магазинах, ресторанах, готельних номерах .

Широке поширення кондиціонування повітря в багатокімнатних будинках отримало тільки після другої світової війни.

Після війни для великих багатокімнатних будинків стали застосовувати двох трубні системи з місцевими вентиляторами і ежекційними кондиціонерами. Однак двотрубні системи можуть подавати одночасно у всі кондиціонери або лише холодну, або тільки гарячу воду.

Тим часом у ряді випадків, особливо навесні і восени, потрібна подача в одні кондиціонери холодної, а в інші - гарячої води. Це призвело до створення трьох і чотирьох трубних систем з вентиляторними або ежекторний місцевими кондиціонерами, а також двоканальної, системи із змішуванням холодного і теплого повітря .

Іноді з метою зниження експлуатаційних витрат у цих системах застосовували центральні теплові насоси для отримання холоду і гарячої води.

Як тільки випуск автономних кімнатних віконних кондиціонерів був відновлений після війни, вони стали найбільш популярні, особливо з появою герметичних компресорів. На початку п'ятдесятих років були розроблені моделі внутрішньосистемних кімнатних кондиціонерів для багатоквартирних будинків і мотелів.

Річний випуск кімнатних автономних кондиціонерів всіх типів збільшено з 27000 у 1946р. До чотирьох мільйонів у 1968р. Однак ці кондиціонери мають ряд недоліків: • Перебіг конденсату;

• Підвищений рівень шуму; • Затемнення вікон;

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Необхідність демонтажу опалювального радіатора при внутрішньостінних розташуванні;
- Погіршення зовнішнього вигляду фасадів будівель.

Крім того, із зменшенням ціни і ваги кондиціонерів скорочується термін їх служби. У зв'язку з цим підвищився інтерес до центральних кондиціонерів, які, щоправда, значно дорожче кімнатних автономних кондиціонерів і дуже незручні при монтажі в існуючих будівлях.

Комфортне кондиціонування повітря на промислових підприємствах західно - європейських країн, США та Японії влаштовують у тих випадках, коли витрати на системи кондиціонування повітря досить швидко окупаються (за 3-5 років) шляхом збільшення продуктивності праці.

Системи працюють на електроенергії, не забруднюють повітря. Правда, великі енергетичні установки на кам'яному вугіллі також забруднюють повітря, але легше виявити і контролювати один великий джерело забруднення, ніж ряд дрібних. Вартість палива за останній час зростає при одночасному зниженні вартості електроенергії, що говорить на користь застосування електроприводу.

Як людину зустрічають по одягу, так і перше враження про приміщення складають по тому, як воно обладнане. І не останню роль в цьому враженні відіграє те, як організовано забезпечення мікроклімату в приміщенні. Перефразовуючи слова відомої пісні, «негода нині не в моді». Але головне, що мікроклімат приміщень, особливо температурні параметри середовища, робить вирішальний вплив на індивідуальну працездатність людей. Втома і неохильність до роботи дуже часто виявляються наслідком незадовільних параметрів мікроклімату, при цьому зі значними економічними наслідками. І, навпаки, хороші кліматичні показники в приміщенні призводять до підвищення працездатності співробітників.

Одне із завдань проектування сучасної будівлі полягає у визначенні можливого теплового режиму при різних заходи його забезпечення і у виборі

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

економічно доцільного варіанту, що підтримує оптимальний повітряно-тепловий режим всіх приміщень. Вибір системи кондиціонування повітря в будинку повинен проводитися на підставі ретельно пропрацьованого технічного завдання, в якому повинні міститися конкретні вимоги щодо мікроклімату (тепловий комфорт, мінімальна кількість зовнішнього повітря і рухливість повітря в обслуговуваному приміщенні, Рівень шуму та інші параметри, що мають значення в контексті цільового призначення кожного приміщення, наприклад вимоги до чистоти повітря на спецвиробництва). При цьому необхідно взяти до уваги бажаний термін служби системи, зробити оцінку майбутніх витрат на обслуговування і експлуатацію. Також не можна знехтувати естетичними вимогами дизайнера, замовника і користувача.

Аналіз різних систем кондиціонування повітря дозволяє зробити наступні висновки:

- Регулюючі можливості системи центрального кондиціонування повітря обмежені величиною градієнта теплового навантаження від 0,8 до 1,2, при цьому середня питома теплова навантаження не повинна перевищувати 25-30 Вт/м². Збільшення регулюючих можливостей системи кондиціонування повітря можна забезпечити збільшенням повітрообміну, в тому числі рециркуляційного.

- Якщо окремі приміщення мають велике відміну за показником теплового градієнта або питома теплове навантаження перевищує 40 Вт/м², то слід поряд із системою центрального кондиціонування повітря встановити в них локальні системи охолодження (фенкойли або спліт-системи).

- Якщо приміщення можна конструктивно згрупувати в зони з близькими показниками градієнта теплових навантажень, доцільно розглянути можливість застосування зональної місцево-центральної схеми кондиціонування повітря.

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розглянувши загальну інформацію про організацію мікроклімату в офісному приміщенні, розповімо про одне з конкретних варіантів рішення забезпечення мікроклімату - застосуванні системи каналного кондиціонування.

Канальні системи складаються з внутрішнього і зовнішнього блоків, що з'єднуються між собою магістраллю з двома трубами і капілярами. Внутрішня частина, звана випарної, охолоджує приміщення, зовнішня, звана конденсаторної, викидає тепло з приміщення назовні. У систему додані вентилятори для того, щоб підвищити потужність теплового потоку. По суті, ця система нагадує звичайний холодильник. Його тільки розрізали на дві частини, в сітці з компресором збільшили довжину трубок, поставили на вулиці, а всередині розмістили морозильну камеру. Внутрішній блок представляє з себе скриньку, в якому знаходиться вентилятор високого тиску, теплообмінник і корито для зливу конденсату. Розміщується внутрішній блок за стелею підшивання. Висновок конденсату здійснюється через систему каналізації, оскільки виведення його назовні може призвести до руйнування будівлі - у холодну пору року конденсат, накопичений в стіні, замерзає, що може призвести до розриву стіни. Тому такий висновок робиться дуже рідко, у разі, якщо вивести його за системою каналізації неможливо.

Стандартна система каналного кондиціонування має ряд переваг:

- Відсутність в кімнатах внутрішніх блоків, тобто. прихованість системи;
- Подача свіжого повітря, і в зв'язку з цим відсутність грибків;
- Відсутність спрямованих повітряних потоків (в спліт-системах йдуть спрямовані повітряні потоки, і людина може потрапити в зону прямого обдування, а у каналній системі - ламінарні повітряні потоки, які не мають спрямованого дуття).

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

У даному розділі дається докладна характеристика проектованого варіанта. У даному розрахунку ми маємо вихідні дані, які необхідно підтримувати, апарати і машини, а також витрати на електроенергію на приводи вентилятора, електродвигуна, компресора, насосів для подачі холодильного агента, все це вимагає необхідні грошові витрати. Знаючи ці витрати щодо апаратів і всі інші витрати, ми знаходимо шляхи зниження цих витрат, розглядаючи використання різних, більш ефективних апаратів і машин, а також режимів їх роботи, оптимізацію і автоматизацію даної системи, Спосіб регулювання роботи системи кондиціонування повітря і холодильної машини в різні періоди року (теплий, холодний, перехідний) з різними режимами роботи, що при якісному підході до розрахунків і в пошуку варіантів, може дати економічний ефект (зниження витрат на систему, подальший монтаж, наладку, експлуатацію, ремонт, а також енерговитрати).

Система кондиціонування повітря необхідна для підтримки необхідних параметрів повітря в приміщенні, незалежних від зовнішніх впливів (температури, вологовмісту, випромінюванні) і внутрішніх (теплоприпливи від устаткування, від людей, освітлення), які б сприяли створенню мікроклімату в приміщенні, Необхідного за санітарно-гігієнічним нормам для нормального функціонування людського організму .

Проектована система кондиціонування повітря повинна забезпечувати комфортні умови для відвідувачів спортивного центру, для персоналу знаходиться в різних підсобних приміщеннях, а також для обслуговуючого персоналу.

Приміщення призначено для цілорічної і цілодобової експлуатації.

Таким чином для кондиціонування будівлі спортивного центру пропонується використовувати СКП, що є набором наступних елементів:

1 –канальний кондиціонер DAIKIN;

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 – холодильна машина (чиллер);

3 – припливно-витяжні системи вентиляції;

Нерідко застосування поверхневих повітроохолоджувачів дозволяє економити холод і тепло, так як з їх допомогою процес охолодження і осушення повітря до заданого граничного вологовмісту можна закінчити практично при будь-якій відносній вологості повітря, в той час, як обробка повітря в камерах зрошення закінчується при високій відносній вологості, для пониження останньої потрібен вторинний підігрів повітря.

Застосовуючи фільтр для очищення повітря, слід встановлювати його в тих частинах кондиціонерів, через які проходить весь оброблюваний повітря. Крім задоволення санітарно-гігієнічних вимог фільтрації повітря, як правило, окупається зменшення браку продукції, економією коштів на прибирання приміщень і зменшенням зносу технологічного обладнання.

Мета; проект вентилції і кондиціонування повітря спортивного центру площею 120м² м.Ізмаїл

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ

Арк.

11

2 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

2.1 Характеристика будівельних конструкцій

Назва об'єкту: спортивного центру площею 120м² м.Ізмаїл

Місце розташування : місто Ізмаїл

Географічна широта 48⁰.

Стіни виконані з наступних матеріалів :

- цегла ($\delta_{кр} = 300\text{мм}$),
- штукатурка, з двох сторін ($\delta_{шт} = 20\text{мм}$),
- пінополістирол ($\delta_{пін} = 100\text{мм}$).

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

- штукатурка $\lambda = 0,7\text{Вт}/(\text{мК})$;
- цегла $\lambda = 0,88\text{Вт}/(\text{мК})$;
- пінополістирол $\lambda = 0,052\text{Вт}/(\text{мК})$;

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі:

$$\kappa_{ст} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (2.1)$$

$$\kappa_{ст} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0.3}{0.88} + \frac{0.1}{0.052} + 2 * \frac{0.02}{0.7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0.359\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

де $\alpha_{вн} = 8\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни

до повітря в приміщенні;

δ_i і λ_i - товщина і теплопровідність i-го шару ючи огороження;

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

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перекрыття виконане з наступних матеріалів:

- залізобетонна плита ($\delta = 200\text{мм}$; $\lambda = 2,04\text{Вт}/(\text{мК})$);
- пінополістірол ($\delta = 100\text{мм}$; $\lambda = 0,052\text{Вт}/(\text{мК})$);
- цементно-пісчана стяжка ($\delta = 20\text{мм}$; $\lambda = 0,93\text{Вт}/(\text{мК})$);
- рубероїдний килим ($\delta = 5\text{мм}$; $\lambda = 0,17(\text{Вт}/\text{мК})$);

Тоді, для перекрыття коефіцієнт теплопередачі буде рівний:

$$\kappa_{\text{пер}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (2.2)$$

$$\kappa_{\text{пер}} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,22}{2,04} + \frac{0,1}{0,052} + \frac{0,2}{0,93} + \frac{0,005}{0,17} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,4\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

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

$$R = \frac{\delta}{\lambda} \quad (2.3)$$

де δ - товщина шару огороження;

λ - теплопровідність шару огороження.

$$D = R \cdot S \quad (2.4)$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 2.1.

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 Характеристика огороджуючих конструкцій приміщення

№	Конструкція і матеріал	Щільність $\rho, \text{кг} / \text{м}^3$	Товщина $\delta, \text{м}$	Коефіцієнти			
				Питома теплопровідність $\lambda, \text{Вт} / (\text{мК})$	Теплозасвоєння, $S, \text{Вт} / (\text{м}^2 \text{К})$	Термічний опір, $R, (\text{м}^2 \text{К} / \text{Вт})$	Теплова інерція D
I	Вікна – пластикові склопакети					0.39	
II	Зовнішня стіна						
1	штукатурка	1600	0.02	0.7	9.7	0.029	0.2813
2	цегла	1400	0.3	0.88	10.12	0.35	3.54
3	пінополістір.	100	0.1	0.052	0.82	1.92	1.574
4	штукатурка	1600	0.02	0.7	9.7	0.029	0.2813
III	Перекриття						
1	з/б плита	2500	0.22	2.04	17.98	0.108	1.94
2	пінополістіро	100	0.1	0.052	0,82	1.92	1.574
3	цем.пісч. шар	1800	0.02	0.93	11,1	0.22	0.2442
4	рубер. килим	600	0.005	0.17	3,5	0.059	0.2065
IV	Внутрішні перегородки						
1	штукатурка	1600	0.02	0.7	9.7	0.029	0.2813
2	цегла	1400	0.3	0.88	10.12	0.35	3.54
3	штукатурка	1600	0.02	0.7	9.7	0.029	0.2813

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ			Арк.
								14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря

Розрахункові літні параметри зовнішнього повітря категорії Б:

- барометричний тиск $P = 1010 \text{ мм.рт.ст.}$.
- ентальпія зовнішнього повітря $h_n = 58,7 \text{ кДж/кг}$.
- температура зовнішнього повітря $t_n = 28,7^\circ\text{C}$.
- розрахункова швидкість вітру $w = 3,2 \text{ м/с}$.

Внутрішні параметри повітря :

- температура повітря в приміщенні влітку – $t_g = 25^\circ\text{C}$;
- температура повітря в приміщенні взимку – $t_g = 21^\circ\text{C}$;
- відносна вологість повітря в приміщенні влітку – $\varphi_g = 60\%$;
- відносна вологість повітря в приміщенні взимку – $\varphi_g = 50\%$;
- амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 12,5^\circ\text{C}$.

Даним об'єктом є будівля сучасної споруди, що складається з 2 основних приміщень, – виставковий зал № 1, виставковий зал № 2, що займають один поверх будівлі, і адміністративно-господарські приміщення. Система кондиціонування даного об'єкту носить комфортний характер. Для приміщень незначних розмірів в практиці набули найбільшого поширення каналні СКВ, що знайшло віддзеркалення і в даній розробці.

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк. 15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Системи кондиціонування повітря комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря, оптимальних для самопочуття людей.

Параметри визначаються умовами тепло- і вологообмена, які у свою чергу залежать від конституції людини, стану його здоров'я, характеру виконуваної роботи, нервової напруги, одягу, а також від температури, вологості і швидкості руху навколишнього повітря. Нормами регламентовані значення оптимальних параметрів повітря для різних виробничих, суспільних і житлових приміщень.

Керуючись нормами проектування, набуваємо наступних значень температури, відносній вологості і швидкості руху повітря в приміщенні:

- теплий період року :

$$t_n = 23^{\circ}\text{C}; \varphi_n = 60\%$$

- холодний період року :

$$t_n = 21^{\circ}\text{C}; \varphi_n = 50\%$$

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря визначається кліматичними умовами місцевості і призначенням СКВ. У нашому випадку, параметри зовнішнього повітря, повинні відповідати класу [Б]. Керуючись [СНиП II-3-79](#), приймаємо наступні параметри зовнішнього повітря:

- теплий період року :

$$t_n = 28.6^{\circ}\text{C}; h_n = 62 \text{кДж} / \text{кг};$$

- холодний період року :

$$t_n = -20^{\circ}\text{C}; h_n = -18.6 \text{кДж} / \text{кг}.$$

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції спортивногозалу №1

Теплий період року

В приміщенні підтримується постійна температура повітря 23°C. Характеристика огорожуючих конструкцій приміщення приведена в табл. 2.1. Максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна розраховуємо за формулами, при коефіцієнті тепло пропускання для пластикового скління $K_4 = 0,6$ (ДБН В.2.6-31:2006) 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, $Вт/м^2$, через осклений світловий отвір в липні в дану годину доби відповідно прямої та розсіяної сонячної радіації, яка приймається для вертикального та горизонтального скління за ДБН В.2.6-31:2006;

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

Параметри за сторонами світу.

На південній стороні:

- площа 9 $м^2$;
- максимальна щільність потоку прямої радіації 317 $Вт/м^2$;
- максимальна щільність потоку розсіяної радіації 88 $Вт/м^2$.

Параметри за сторонами світу.

На північній стороні:

- площа 5,4 $м^2$;

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- максимальна щільність потоку прямої радіації 93 Вт/м^2 ;
- максимальна щільність потоку розсіяної радіації 45 Вт/м^2 .

Для південної сторони

$$Q_{oc,i} = (q_n K_1 + q_p K_2) K_3 K_4 A_{oc} = (317 \cdot 1 + 88 \cdot 1) \cdot 1 \cdot 0.6 \cdot 9 = 2733.75 \text{ Вт} \quad (3.2)$$

Для північної

$$Q_{oc,i} = (q_n K_1 + q_p K_2) K_3 K_4 A_{oc} = (93 \cdot 1 + 45 \cdot 1) \cdot 1 \cdot 0.6 \cdot 5.4 = 588.9 \text{ Вт} \quad (3.3)$$

де q_n, q_p - поверхнева щільність теплового потоку Вт/м^2 , через засклений світловий отвір в липні в дану годину доби, відповідно від прямої (q_n) і розсіяної (q_p) сонячної радіації, що приймається для вертикального і горизонтального скління по ДБН В.2.6-31:2006;

$K_1 = K_{n,e} \cdot K_{n,s}$ - коефіцієнт опроміненості прямою сонячною радіацією для обліку площі світлового отвору, незатіненої горизонтальною і вертикальною плоскістю в будівельного виконання;

Для визначення показника a_n поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації знаходимо коефіцієнти теплоусвоєння, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{К})$.

Для вікон:

$$Y_{oc} = \frac{1}{R_{oc} - 1/\alpha_{вн}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \text{К}) \quad (3.4)$$

$$Y_{oc} = \frac{1}{0.39 - 1/8} = 3.77 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{К})$$

де R_{oc} - термічний опір теплопередачі осклених світлових отворів, який приймається з додатку [6] ДБН В.2.6-31:2006;

$\alpha_{вн}$ - коефіцієнт тепловіддачі, який приймаємо по табл.4 ДБН В.2.6-31:2006;

Для зовнішньої стіни за шаром утеплювача:

$$D = 1.574 > 1, \text{ тоді } Y_{ст} = S_{ст} = 0,82 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{К})$$

Для перегородок проводиться розрахунок для половини товщини цегли:

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D/2 = 3.54 < 1, \text{ тоді } Y_{\text{пер}} = 10,12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$$

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

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

Для перекриття по шару залізобетонної плити:

$$D = 1.94 > 1, \text{ тоді } Y_{\text{пер}} = S_{\text{пер}} = 17,98 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$$

Показник сумарного тепло засвоєння приміщення:

$$\sum Y = Y_{oc} A_{oc} + Y_{ст} A_{ст} + Y_{\text{пер}} A_{\text{пер}} + Y_{\text{пер}} A_{\text{пер}} \quad (3.5)$$

де $A_{ст}$ – внутрішні поверхні огорожень приміщення, м^2

$$\sum Y = 5.405 \cdot 14.4 + 0.82 \cdot 24 + 10.1 \cdot 10.8 + 18.7 \cdot 166.5 = 3320.14 \text{ Вт}/\text{К}$$

Показник інтенсивності конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2.55(A_{oc} + A_{ст} + A + A_{\text{нок}} + A_{\text{обор}}), \text{ м}^2 \quad (3.6)$$

$$\Delta = 2.55(14.4 + 24 + 10.8 + 166.5) = 550.35 \text{ м}^2$$

Показник поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації

$$a_n = \varphi(3320.14/550.35) = 6.03\varphi$$

За ДБН В.2.6-31:2006 знаходимо загальну тривалість радіації через південні вікна $\Delta Z = 10$ годин та початок радіації $Z = 12$; при $a_n = 6$ знаходимо величини показника для всіх годин доби та заносимо їх в табл.3.1

За ДБН В.2.6-31:2006 знаходимо загальну тривалість радіації через північні вікна $\Delta Z = 4$ годин та початок радіації $Z = 6$ годин; при $a_n = 6$ знаходимо величини показника для всіх годин доби та заносимо їх в табл.3.1

Помножаємо Q_{oc} на показники a_n ; отриманні години поступлення теплоти, поглиненні приміщенням та передані повітрю вносимо в другу стоку табл.3.1

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$Q_{\Delta t} = (t_n + 0.5\theta_1 A_{m.c.} - t_n) A_{oc} / R_{oc}, \quad (3.7)$$

Для південної стіни

$$Q_{\Delta t} = (31 + 0.5\theta_1 12.5 - 23) 9 / 0.39 = 181\theta_1 + 232 \text{ Вт},$$

Для північної стіни

$$Q_{\Delta t} = (31 + 0.5\theta_1 12.5 - 23) 5.4 / 0.39 = 109\theta_1 + 139 \text{ Вт}$$

де $t_{зоб}$ – середня за добу температура зовнішнього повітря, °С, яка приймається рівною температурі липня в графі 3 «Температура зовнішнього повітря» СНиП 2.01.01-82(Будівельна кліматологія).

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

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

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

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

Знаходимо величину теплового потоку через зовнішню стіну

$$Q_M = \left[\frac{1}{R} \cdot \left(t_{нар} + \rho \cdot \frac{j_{cp}}{\alpha_n} - t_n \right) + \frac{\beta_k \cdot \alpha_{вн}}{V} \left(0.5 \cdot \theta_1 \cdot A_{m.c.} + \frac{\rho}{\alpha_n} \cdot \theta_2 \cdot A_j \right) \right] A_m, \quad (3.8)$$

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де R – опір теплопередачі масивної захисної конструкції (зовнішньої стіни, перекриття), $m^2 \cdot C / Bm$, яке приймається у відповідності до вимог п.п.2.6-2.9 ДБН В.2.6-31:2006;

t_{zov}, t_n – середня температура зовнішнього повітря в липні за СНиП 2.01.01-82, та температура повітря в приміщенні;

ρ – коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею захисних конструкцій, який приймається за додатком 7 ДБН В.2.6-31:2006 ;

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

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

V – величина затухань амплітуди коливань температури зовнішнього повітря в захисній конструкції, яка визначається за п. 3.4* ДБН В.2.6-31:2006

або за формулою:

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

$$V = 2^{1.574} \left(0.83 + 3 \cdot \frac{1.92}{1.574} \right) \cdot 1.006 \cdot 1 = 13.44$$

де ΣR – термічний опір огороження, $Вт/(м^2 \cdot C)$

ΣD – теплова інерція

огороження

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

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_c = 0.85 + 0.15 \frac{10.12}{9.7} = 1.006$$

де S_1 і S_2 – коефіцієнти тепло засвоєння матеріалів першого та другого шару

по ходу теплової хвилі, $Вт/м^2\text{°C}$, за ДБН В.2.6-31:2006;

$V_a = 1$, оскільки немає повітряного прошарку;

θ_1, θ_2 – коефіцієнти, які приймаються за табл.6 за посібником до СНиП 2.04.05-91*У, відповідно при $\varepsilon_1 = \varepsilon + 15$, $\varepsilon_2 = \varepsilon + z$.

ε – запізнювання температурних коливань в огороженні;

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

A_m – площа масивної захисної конструкції(зовнішньої стіни, перекриття), $м^2$.

$\alpha_{зов}, \alpha_{вн}$ – коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої та внутрішньої поверхні огороження, $Вт/(м^2\text{°C})$, яке визначається за ДБН В.2.6-31:2006.

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

для південної орієнтації $j_{cp} = 159, j_{max} = 370$,

для північної орієнтації $j_{cp} = 73, j_{max} = 141$

$$A_j = J_{cp} + J_{max} \quad (3.11)$$

- для південної стіни:

$$A_j = 159 + 370 = 529(Вт / м^2);$$

- для північної стіни

$$A_j = 73 + 141 = 214(Вт / м^2);$$

$$\varepsilon = 2.7 \cdot \sum D - 0.4(\text{год}) \quad (3.12)$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$\varepsilon = 2.7 \cdot 5.62 - 0.4 = 14.77 \approx 15 (\text{год})$$

- для південної стінки

$$\varepsilon_1 = 15 + 15 = 30 (\text{год}), \quad \varepsilon_2 = 15 + 12 = 27 (\text{год});$$

- для північної стінки

$$\varepsilon_1 = 15 + 15 = 30 (\text{год}), \quad \varepsilon_2 = 15 + 6 = 21 (\text{год});$$

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

Тоді:

$$\varepsilon_1 = 30 - 24 = 6 (\text{год}), \quad \varepsilon_2 = 37 + 24 = 3 \text{ для південної стінки (год)}$$

Сумарний максимальний тепловий потік, що нагріває повітря приміщення доводиться на 4 години сонячного часу. Він становить 5024 Вт.

3.3 Розрахунок теплових виділень від різних джерел

Тепловиділення від людей

$n_{\text{люд}} = 57$ чол.; – кількість людей одночасно перебувають у приміщенні

$$Q_{\text{пов}}^{\text{л}} = n_{\text{люд}} \cdot q_{\text{пов}}, \text{Вт} \quad (3.13)$$

Приймаємо роботу легкої важкості, тоді

$$Q_{\text{пов}}^{\text{л}} = 145 \cdot 57 = 8265 \text{ Вт};$$

Визначаємо явні й сховані теплоприпливи від людей:

$$Q_{\text{л}}^{\text{скр}} = n \cdot q_{\text{люд}}^{\text{скр}}, \text{Вт} \quad (3.14)$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{скр}} = 57 \cdot 41 = 2337 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{явн}} = Q_{\text{люд}} - Q_{\text{люд}}^{\text{скр}}, \text{Вт} \quad (3.15)$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$Q_{л}^{явл} = 8265 - 2337 = 5928 \text{ Вт}$$

Надходження теплоти від обладнання

$$Q_{обр} = N_{обр} \cdot q_{обр}, \text{ Вт} \quad (3.16)$$

$$Q_{обл} = N_{обл} \cdot n = 1500;$$

Тепловиділення від штучного освітлення

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

$F_{пола}$ – площа підлоги;

Z – освітленість.

$$Q_{ис.осв.} = q_{осв} \cdot F_{пола} \cdot Z, \text{ Вт} \quad (3.17)$$

$$Q_{ис.осв.} = 25 \cdot 0.7 \cdot 166.5 = 2914 \text{ Вт}$$

Повний теплоприплив в приміщення:

$$Q_{пол} = Q_{люд} + Q_{печи} + Q_{оср} + Q_{обр}, \text{ Вт} \quad (3.18)$$

$$Q_{пол} = 5024 + 8265 + 2914 + 1500 = 17703 \text{ Вт}$$

Теплоприпливи від інфільтрації не враховуються, тому що забезпечується надійне підведення повітря.

3.4 Розрахунок вологовиділень

Вологовиділення від людей

$$W = n \cdot W_{люд}, \text{ кг/с} \quad (3.19)$$

де n - число людей у приміщенні;

$W_{л} = 0,0000295 \text{ кг/с}$ – вологовиділення від однієї людини;

$$W = 57 \cdot 0.0000295 = 0.00165 \text{ кг/с};$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Вологовиділення від вологого прибирання:

$$W_{\text{вл.у.}} = \sigma F_n (d_e'' - d_e) \cdot 0.1, \text{кг/с}; \quad (3.20)$$

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

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^e} = \frac{\alpha}{c_p^{c.в.} + c_p^n \cdot d_{cp}}, \text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}); \quad (3.21)$$

$$\sigma = \frac{8}{1,006 \cdot 10^3 + 1,86 \cdot (12 + 20.5) / 2} = 0,0078, \text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

де c_p – ізобарна теплоємність, $[\text{кДж}/\text{кгК}]$;

d_e, d_e'' - вологовміст повітря при заданій відносній вологості і на лінії насичення.

Визначаємо загальні сховану і явну теплоту:

$$Q_{\text{вл.у.}}^{\text{скр}} = r \cdot W_{\text{вл.у.}} = 2460 \cdot 0.00091 = 2238 \text{Вт} \quad (3.22)$$

$$W_{\text{вл.у.}} = 0.0078 \cdot 166.5 \cdot (20.5 - 12) \cdot 10^{-3} \cdot 0.1 = 0.00091 \text{кг/с}$$

Сумарні вологовиділення в приміщення

$$W_{\text{пол}} = W_{\text{л}} + W_{\text{вл.у.}}, \text{кг/с} \quad (3.23)$$

$$W_{\text{пол}} = 0.00165 + 0.00091 = 0.00255 \text{кг/с}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{кДж/кг} \quad (3.24)$$

$$\varepsilon = \frac{17.703}{0.00255} = 6942 \text{кДж/кг}$$

Визначаємо загальні сховану і явну теплоту:

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ

Арк.

25

$$Q_{скр} = Q_{скр}^l + Q_{скр}^{вл.у}, Вт \quad (3.25)$$

$$Q_{скр} = 2337 + 2238 = 4575 Вт$$

$$Q_{явн} = Q_{пол} - Q_{скр}, Вт \quad (3.26)$$

$$Q_{явн} = 17703 - 4575 = 13128 Вт$$

Массова витрата повітря :

По балансу загальної теплоти:

$$G_1 = \frac{Q_{пол}}{h_6 - h_n}, кг/с, \quad (3.27)$$

де $h_6 = 55$ кДж/кг- ентальпія повітря приміщенні;

$h_n = 41$ кДж/кг- ентальпія припливного повітря;

$$G_1 = \frac{17.703}{55 - 41} = 1.26 кг/с,$$

По балансі явної теплоти:

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{c_p \Delta t_p}, кг/с \quad (3.28)$$

Приймаємо $\Delta t_p = 8^\circ C$ $G_2 = \frac{13.128}{1.023 \cdot 8} = 1.6 кг/с$

$$c_p = 1.006 + 1.8d, кДж \quad (3.29)$$

$$c_p = 1.006 + 1.8 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 1.023 кДж$$

По балансі вологи:

$$G_3 = \frac{W_{пол}}{d_6 - d_n}, \quad (3.30)$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$G_3 = \frac{0.00255}{(12-9.3) \cdot 10^{-3}} = 0.944 \text{ кг/с}$$

Приймаємо $G = 1.6 \text{ кг/с}$

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Холодний період року

Зима: $t_{зов} = -20^{\circ}\text{C}$, $h_{зов} = -18,6 \text{кДж/кг}$ (данні беремо зі СНиП II-33-75).

$$G_x = G_T = 1,6 \text{ кг/с}$$

Тепловиділення від людей:

$$Q_{\text{л}}^3 = Q_{\text{л}}^{\text{л}} = 8265 \text{ Вт} \quad (3.31)$$

Тепловиділення від освітлення:

$$Q_{\text{осв}}^3 = Q_{\text{осв}}^{\text{л}} + Q_{\text{осв}}^{\text{местное}}, \text{ Вт} \quad (3.32)$$

$$Q_{\text{осв}}^3 = 2914 + 0,5 = 2914,5 \text{ Вт}$$

Теплопритоки через огородження:

$$Q_{\text{огр}} = Q_{\text{ст}} + Q_{\text{пер}} + Q_{\text{ок}} + Q_{\text{пер}}, \text{ Вт} \quad (3.33)$$

$$Q_{\text{огр}} = -1429,75 - 6576 - 371,52 - 2479 = -10856,3 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{ст}} = k_{\text{ст}} F (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}), \text{ Вт} \quad (3.34)$$

$$Q_{\text{ст}} = 0,35 \cdot 98 \cdot (-20 - 23) = -1429,75 \text{ Вт}$$

де $F_{\text{ст}}$ – площа стін, м^2 ;

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

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

$$Q_{\text{пер}} = k_{\text{пер}} F_{\text{пер}} (t_{\text{нк}} - t_{\text{в}}), \text{ Вт} \quad (3.35)$$

$$Q_{\text{пер}} = 4 \cdot 205,05 \cdot (15 - 23) = -6576 \text{ Вт}$$

де $F_{\text{пер}}$ – площа перегородки, м^2 ;

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

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$t_{кор} - t_г$ – різниця температур між коридором і приміщенням, °С

$$Q_{ок} = F_{ок} \cdot k_{ок} (t_n - t_г), Вт \quad (3.36)$$

$$Q_{ок} = 14.4 \cdot 0.6 \cdot (-20 - 23) = -371.52 \text{ Вт}$$

де $F_{ок}$ – площа вікон, $м^2$;

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

$t_{зов} - t_г$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, °С.

Повний теплоприток и вологовиділення :

$$Q_{пол} = Q_{л} + Q_{осв} + 0.4Q_{озр}, Вт \quad (3.37)$$

$$Q_{пол} = 8265 + 2914.5 - 0.4 \cdot 10856.3 = 6837 \text{ Вт}$$

$$W_{пол}^3 = W_{пол}^л = 0.002 \text{ кг/с} \quad (3.38)$$

$$\varepsilon = \frac{Q_{пол}^3}{W_{пол}}, \quad (3.39)$$

$$\varepsilon = \frac{6.837}{0.00255} = 2681.76$$

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 - Сумарна таблиця розрахунку теплопритоків

Приміщення	Сумарний теплоприплив (літо) $Q_{пов}$, <i>кВт</i>	Сумарні вологовиділення (літо) $W_{пов}$, <i>кг/с</i>	Сумарний теплоприплив (зима) $Q_{пов}$, <i>кВт</i>	Сумарні вологовиділення (зима) $W_{пов}$, <i>кг/с</i>	Тепловологісна характеристика (літо) ε	Масова витрата повітря G , <i>кг/с</i>
1.спортивний зал №1	17,703	0.00255	6,942	0.00255	6825	1,6
2.спортивний зал №2	23,382	0,00297	8976	0,00297	7858	1,7
3. Кафе	15,265	0,0016	6,930	0,0016	7540	1,18
4.М.гард.	5,361	0,0027	1,775	0,0027	2985	1.08
5.Ж..гард	5,361	0,0027	1,775	0,0027	2985	1.08
6.Каб.адм.	7,61	0,00009	1,87	0,00009	6455	0.4
7.инвентар	7,25	0,0001	1,93	0,0001	6256	0.32
8.Санузел.	4,326	0,00006	1,62	0,00006	5200	0.18
9.гард.пер	3,90	0,000051	2,59	0,000051	5677	0.17
10.Кладовка	7,00	0,000103	2,11	0,000103	5000	0.4

4 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 повітроводів і розмірів перетину для прямокутних повітроводів ;
- 2) Визначення втрат тиску в системах, включаючи усмоктувальний і нагнітальний повітроводи.

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 повітроводу;
- витрата повітря й довжини ділянок;
- характеристик повітроводу (кінцевий, магістральний);
- задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без обліку коефіцієнта місцевих опорів трійників і хрестовин.

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

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

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

Розрахунок мережі повітроводів для системи К1

Де К1 - це лінія приточної магістралі в виставковому залі № 1

Для системи К1 корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L = \frac{1,6 \cdot 3600}{1,2} = 4800, \text{ м}^3 / \text{год}$$

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

для системи К1

$$L_1^n = 1,05 \cdot L_1, \text{ м}^3 / \text{год} \quad (4.2)$$

$$L_1^n = 1,05 \cdot 4800 = 5040 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Для ділянки №1 магістрального повітроводу знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{участок}\#1} = \frac{L_1^n}{8} = \frac{5040}{8} = 630 \text{ м}^3 / \text{год}$$

(4.3)

Задаємо швидкістю повітря $V = 7 \text{ м} / \text{с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot V))^{0,5} \quad (4.4)$$

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot V))^{0,5} = 0,18 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 0,2 \text{ м}$

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Знайдемо площу перетину:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ м}^2 \quad (4.5)$$

$$F = \frac{3.14 \cdot 0.2^{0.2}}{4} = 0.031 \text{ м}^2$$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в.факт}} = \frac{L}{F \cdot 3600}, \text{ м/с} \quad (4.6)$$

$$V_{\text{в.факт}} = \frac{630}{0,031 \cdot 3600} = 5,7, \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$\text{Re} = \frac{V_{\text{в.факт}} \cdot d_{\text{екв}}}{\nu} = \frac{5,7 \cdot 0,2}{0,000156} = 73077 \quad (4.7)$$

де $d_{\text{екв}} = d$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним $\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right)$.

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0.3164 / \text{Re}^{0.25} = 0.3164 / 73077^{0.25} = 0.019 \quad (4.8)$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в.факт}}^2}{2} = \frac{1,2 \cdot 5,7^2}{2} = 19,49 \quad (4.9)$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{екв}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} = \frac{0,019}{0,2} \cdot 19,49 = 1,85 \quad (4.10)$$

Втрати тиску по довжині повітроводів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l = 1,85 \cdot 2,7 = 5 \quad (4.11)$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\zeta} = \zeta \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{реш}} = 0,3 \cdot 19,49 + 17 = 22,8 \quad (4.12)$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно $\xi = 0,24$;

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- конфузор $\xi = 0,25$.

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

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} = 5 + 22,8 = 27,8 \quad (4.13)$$

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

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи П1. Приймаємо розподільник повітря марки ВМС – вентиляційні решітки з вертикальними подвижними пластинами ,розміром 400*150 ,у якого площа живого січення дорівнює $f=0,06 \text{ м}^2$. 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 =від 0,5-0,2 відповідно. Падіння повного тиску через який складає: $\Delta p=17 \text{ Па}$.

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

5.1 Підбір каналного кондиціонера

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max} = 1,6 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера:

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_v} = \frac{3600 \cdot 1,6}{1,2} = 4800 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (5.1)$$

для спортивногозалу № 1

Повна корисна продуктивність кондиціонера з врахуванням протічок в мережі повітроводів :

$$L_{\text{кд}}^{\text{повн}} = L_{\text{кд}} \cdot 1,05 = 5040 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (5.2)$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Підбираємо каналні кондиціонери, фірми DAIKIN :

-для системи К1- *DAIKIN FDQ200B / RZQ200B*,

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\text{кд}} = \frac{\rho_v \cdot L_{\text{кд}}^{\text{повн}}}{3600} = \frac{1,2 \cdot 5040}{3600} = 1,68 \text{ кг/с}, \quad (5.3)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_{306} = -20^{\circ}\text{C}$, $t_{\kappa} = 5^{\circ}\text{C}$, витрати повітря $G_{\text{в}} = 5040\text{м}^3 / \text{год}$, початкова та кінцева температура теплоносія $t_1 = 90^{\circ}\text{C}$, $t_2 = 70^{\circ}\text{C}$.

Приймаємо повітрянагрівач *BHB243.1-103-090-02-2,5-0,2-2* кондиціонера *DAIKIN FDQ200B / RZQ200B* площа фронтального перетину 0.93м^2 .

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера *DAIKIN FDQ200B / RZQ200B* $\text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$. Керуючись [3]

$$v\rho = \frac{G_{\text{в}}}{3600 \cdot F_f} \quad (5.1)$$

де F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м^2 ;

$G_{\text{в}}$ – витрата повітря, $\text{кг}/\text{с}$;

$$v\rho = \frac{5040}{3600 \cdot 0.93} = 1.51 \text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0.278 \cdot C_{\text{в}} \cdot G_{\text{в}} \cdot (t_{\kappa} - t_{306}) \quad (5.2)$$

де $C_{\text{в}}$ – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1,006 \cdot 1,68 \cdot (5 - (-20)) = 35238 \text{Вт}$$

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

$$G_w = \frac{3,6 \cdot Q}{c_w \cdot (t_1 - t_2)} \quad (5.3)$$

де C_w – теплоємність води;

$$C_w = \frac{3,6 \cdot 35238}{(4,187 \cdot (90 - 70))} = 1515 \text{кг}/\text{год}$$

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

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{mp}}{h} \quad (5.4)$$

де H_{mp} – висота трубної решітки, м;

h – крок труб по висоті, м, для *DAIKIN FDQ200B / RZQ200B* $h = 0.05$ м.

Приймаємо $p = 1$; при $H_{mp} = 0,6$ м, загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 0.6 / 0.05 = 12$$

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

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \quad (5.5)$$

де f_w – площа живого перетину мідної трубки m^2 ;

Приймаємо швидкість руху води в трубках $w = 1,8$ м/с.

Тоді

$$m = \frac{1515}{3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 1.8} = 2.1$$

Приймаємо $m = 2$ та визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (5.6)$$

$$n = \frac{12}{2} = 6$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (5.7)$$

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$w = \frac{1515}{3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 2} \approx 2 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі, $Bm/(m^2 \cdot ^\circ C)$

$$k = A \cdot (v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18} \quad (5.8)$$

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

$$k = 23.11 \cdot (1.51)^{0,37} \cdot 2^{0,18} = 30.49 \text{ Bm}/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

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

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_n + t_k}{2} \quad (5.9)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{90 + 70}{2} - \frac{-20 + 5}{2} = 88^\circ C.$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad (5.10)$$

$$F = \frac{35238}{30.49 \cdot 88} = 13.13 \text{ м}^2$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_a = B \cdot (v\rho)^m \quad (5.11)$$

де B, m – емпіричні коефіцієнти;

$$\Delta P_a = 2.104 \cdot 1.51^{1.64} = 4.14 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1,69} \quad (5.12)$$

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

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot (1.02 \cdot 6) \cdot 2^{1,69} = 38 \text{ кПа}$$

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.3 Розрахунок парового зволожувача

Розрахунок парового зволожувача зводиться до наступного.

Абсолютний тиск вологого сиченого пари, що йде на зволоження повітря, становить $p_1 = 0,3 \div 0,6 \text{ МПа}$, а ступінь сухості пара $x_1 = 0,95 \div 1,0$. Пар з такими параметрами проходить через, в результаті чого тиск знижується до $p_2 = 0,103 \text{ МПа}$ і він ставати перегрітим.

Розраховують витікання водяної пари з отворів у зволожувальний трубіці в повітряний потік при перепаді тисків від $p_2 = 0,103$ до $p_3 = 0,098$ МПа.

Розраховуємо витрату пару

$$G_n = G_g \cdot \Delta d, \text{ кг/с} \quad (5.13)$$

$$G_n = 1.68 \cdot (9 - 6.7) = 3.68 \text{ кг/с}$$

Необхідна площа отворів (мм^2)

$$f_{oms} = \frac{10^6 \cdot G_n}{\sqrt{2 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{P_2}{V_2} \cdot \left[\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}}, \text{ мм}^2 \quad (5.14)$$

$$f_{oms} = \frac{10^6 \cdot 3.68 / 3600}{\sqrt{2 \cdot \frac{1.02}{1.02-1} \cdot \frac{0.103 \cdot 10^6}{1.694} \cdot \left[\left(\frac{0.098 \cdot 10^6}{0.103 \cdot 10^6} \right)^{\frac{2}{1.02}} - \left(\frac{0.098 \cdot 10^6}{0.103 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1.02+1}{1.02}} \right]}} = 1763,2 \text{ мм}^2$$

$$n_{oms} = \frac{f_{oms}}{0.785 \cdot d_{oms}^2} = \frac{1763.2}{0.785 \cdot 4^2} = 140 \text{ шт} \quad (5.15)$$

де d_{oms} - діаметр отворів, зазвичай приймається 3–4 мм.

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отвори розташовуються з твірною трубки. Довжину трубок приймають конструктивно за внесок у посилення потоку повітря.

- висота парових трубок:

$$h_{нар.тр.} = 800 - 120 + 100 - 60 \cdot 2 = 460 \text{ мм}, \quad (5.16)$$

- кількість отворів на одній паровій трубці з конструктивно ухвалених 4 шт :

$$n_{отв.1} = n_{отв} / 4 = 140 / 4 = 35 \text{ шт} \quad (5.17)$$

- сумарна довжина парової трубки:

$$L_{тр} = h_{нар.тр.} \cdot 4 = 0,46 \cdot 4 = 184 \text{ см} \quad (5.18)$$

Живий перетин з урахуванням довжини та діаметру труб колекторних і парових:

$$F_{жс.пер} = 0,4256, \text{ м}^2 \quad (5.19)$$

При конструктивному розрахунку парового зволожувача за основу конструктивного виконання був узятий MultiPipe - зволожувач Strim Grid Humidifer (за матеріалами компанії Corel), а також схема підведення пари Live Strim.

де К-фактор - коефіцієнт визначається по номограмі, в залежності від початкових пораметрів (t, d) , необхідного приросту Δd , і швидкості повітряного потоку w_e .

$$t = 9^\circ\text{C}; \Delta d = 2.3 \text{ кг} / \text{кг}; K = 7; G_n = 3,68 \text{ кг} / \text{год}$$

$$w_e = \frac{L}{F_{жс.пер}} = \frac{5040}{0,4256} = 3,1 \text{ м} / \text{с} \quad (5.20)$$

ділянка асиміляції пара повітрям (SAD):

$$L_{SAD} = K \cdot (G_n \cdot l_{тр})^{0,5} = 7 \cdot (3,68 / 184)^{0,5} = 0,985, \text{ м}, \quad (5.21)$$

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4 Розрахунок повітроохолоджувача

Повітроохолоджувачем прийнято називати теплообмінним апаратом, призначеним 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 обрешітки, в місцях, де ребра примикають до поверхні трубок, в тих рядах повітроохолоджувача, де охоложене повітря зустрічається з поверхнею обрешітки, 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 обрешітки, отримуємо суміш з відносною вологістю порядку 90 %.

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

Вихідні дані для розрахунку:

$t_{e1} = 26^{\circ}\text{C}$ – початкова температура повітря;

$h_{e1} = 57 \text{кДж/кг}$ – початкова ентальпія повітря;

$t_{e2} = 16^{\circ}\text{C}$ – кінцева температура повітря

$G_e = 1,68 \text{кг/с}$ – витрата повітря через повітроохолоджувач

$Q_0 = 17.703 \text{кВт}$ – кількість тепла;

$W_0 = 0.00255 \text{кг/с}$ – кількість вологи;

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$\delta_p = 0,0003\text{ м}$ – товщина ребра;

$S_p = 0,002\text{ м}$ – крок ребра;

$d_{\text{зов}} = 0,01\text{ м}$ – зовнішній діаметр трубки;

$d_{\text{вн}} = 0,008\text{ м}$ – внутрішній діаметр трубки;

$S_1 = 0,02\text{ м}$ – крок труби по висоті повітроохолоджувача;

$S_2 = 0,02\text{ м}$ – крок труби по ходу повітря;

$H = 1,17\text{ м}$ – висота повітроохолоджувача;

$B = 0,9\text{ м}$ – ширина повітроохолоджувача;

$n = \frac{1}{S} = \frac{1}{0,02} \approx 50\text{ шт.}$ – кількість ребер.

Основною метою теплового розрахунку охолоджувача повітря при його проектуванні є визначення необхідної поверхні теплообміну для забезпечення заданої холодовидатності (теплового навантаження) і компоновка цієї поверхні.

$$Q_{n.ов.ох} = G \cdot (h_c - h_k), \text{кВт}; \quad (5.22)$$

$$Q_{n.ов.ох} = 1,68 \cdot (57 - 37) = 32, \text{кВт};$$

Коефіцієнт живого перетину:

$$k_f = \frac{(S_1 - d_n)(S_p - \delta_p)}{S_1 \cdot S_p} \quad (5.23)$$

$$k_f = \frac{(0,02 - 0,01)(0,002 - 0,0003)}{0,02 \cdot 0,002} = 0,43$$

Швидкість повітря у фронтальному і вузькому перетинах:

$\omega_{B.H.} = 1,5..3\text{ м/с}$, приймаємо $\omega_{B.H.} = 1,5\text{ м/с}$;

$$\omega_{B.H.} = k_f \cdot \omega_B = 0,43 \cdot 1,5 = 0,645 \quad (5.24)$$

Звідси $\omega_B = 0,645\text{ м/с}$.

Площа фронтального перетину:

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$f'_B = \frac{G_B}{\gamma_B \cdot \omega_{B,H.}}, \text{ м}^2, \quad (5.25)$$

де γ_B - щільність повітря при початкових параметрах;

$$f'_B = \frac{1.68}{1.05 \cdot 0.645} = 2.36 \text{ м}^2$$

Ентальпія повітря на виході з повітроохолоджувача:

$$h_{B2} = h_{B1} - \frac{Q_0}{G_B}, \text{ кДж/кг}, \quad (5.26)$$

$$h_{B2} = 57 - \frac{16.8}{1.68} = 46.5 \text{ кДж/кг}$$

Знаходимо коефіцієнт вологовипадіння :

$$\xi = \frac{h_{B1} - h_{B2}}{C_{B1} (t_{B1} - t_{B2})} \quad (5.27)$$

де C_{B1} - теплоємність повітря, яка знаходиться по середній температурі:

$$t_{ср.} = 0,5 \cdot (t_{\theta 1} + t_{\theta 2}) = 0,5 \cdot (26 + 16) = 23,25^\circ \text{C}, \quad (5.28)$$

$$C_{\theta 1} = 1,006 \text{ кДж/(кгК)}$$

$$\xi = \frac{57 - 46.5}{1.006(26 - 16)} = 0.68$$

Температурний натиск:

$$\theta_n = \frac{t_{B1} - t_{B2}}{2.31g \frac{t_{B1} - t_n}{t_{B2} - t_n}}, ^\circ \text{C} \quad (5.29)$$

$$\theta_n = \frac{26 - 16}{2,31g \frac{26 - 11}{16 - 11}} = 4.94^\circ \text{C}$$

Необхідна поверхня теплообміна:

$$F_n = \frac{10^3 \cdot Q_0}{\alpha_n \cdot \xi_n \cdot \theta_n}, \text{ м}^2 \quad (5.30)$$

$$F_n = \frac{10^3 \cdot 16.75}{23 \cdot 0.68 \cdot 4.94} = 216.8 \text{ м}^2$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

					$E_p = \frac{th(h_p \cdot \sqrt{B})}{h_p \cdot \sqrt{B}}$	Арк.
						03. 003.000 ДП.ПЗ
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

(5.31)

$$B = \frac{2 \cdot \alpha_n \xi}{\delta_p \cdot \lambda_n}, \text{м}^{-2} \quad (5.32)$$

$$B = \frac{2 \cdot 23 \cdot 0.68}{0.0003 \cdot 45} = 2317.037 \text{м}^{-2}$$

$$E_p = \frac{th(0.01 \sqrt{2317.037})}{0.01 \cdot \sqrt{2317.037}} = 1.064 \quad (5.33)$$

Коефіцієнт ефективності ребристої поверхні:

$$E_n = \frac{t_n - t_k}{t_n - t_w} \quad (5.34)$$

$$E_n = 0,63$$

Питоме теплове навантаження на внутрішню поверхню повітроохолоджувача:

$$q_{Fa} = \beta \cdot \alpha_n \cdot \xi \cdot \theta_n, \text{Вт/м}^2 \quad (5.35)$$

де β - міра обребрення, $\beta = 16,9$;

$$q_{Fa} = 16.9 \cdot 23 \cdot 0.68 \cdot 4.94 = 1305.7 \text{Вт/м}^2$$

Температура кипіння фреону:

$$t_0 = 9^\circ\text{C}$$

Температура конденсації :

$$t_k = 26 + 10 = 36^\circ\text{C}$$

$$t_1 = t_0 + 10 = 10 + 10 = 20^\circ\text{C} \quad (5.36)$$

$$t_3 = t_k - 3 = 36 - 3 = 33^\circ\text{C} \quad (5.37)$$

Точку 4 знаходимо по величині ентальпії:

$$h_4 = h_3 - (h_1 - h_6) = 230 - (421 - 392) = 201 \text{кДж/кг} \quad (5.38)$$

Витрата фреону:

$$G_0 = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{(h_6 - h_5)}, \text{кг/с} \quad (5.39)$$

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_0 = \frac{16.75}{(392 - 207)} = 0.094 \text{ кг/с}$$

Оптимальна масова швидкість фреону:

$$\omega_a \rho_a = 19.3 \cdot q_{Fa}^{0.24}, \text{ кг/м}^2 \text{ с} \quad (5.40)$$

$$\omega_a \rho_a = 19.3 \cdot 1018^{0.24} = 107.98 \text{ кг/м}^2 \text{ с}$$

Витрата фреону через трубку:

$$G_a = 0.785 \cdot d_{\text{тн}}^2 \cdot \omega_a \rho_a, \text{ кг/с} \quad (5.41)$$

$$G_a = 0.785 \cdot 0.01^2 \cdot 107.98 = 0.008 \text{ кг/с}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від трубок до киплячого фреону:

$$\alpha_a = A \cdot q_{Fa}^{0.6} \cdot (\omega_a \rho_a)^{0.2} \cdot d_{\text{тн}}^{-0.2}, \text{ Вт/м}^2 \quad (5.42)$$

$$\alpha_a = 5.83 \cdot 1305.7^{0.6} \cdot (107.98)^{0.2} \cdot 0.008^{-0.2} = 2892 \text{ Вт/м}^2$$

Повний температурний натиск:

$$\theta = \frac{t_{B1} - t_{B2}}{2.31g \frac{t_{B1} - t_0}{t_{B2} - t_0}} \quad (5.43)$$

$$\theta = \frac{26 - 16}{2.31g \frac{26 - 10}{16 - 10}} = 7.8$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \cdot \xi_n \cdot F_n} + \frac{1}{\alpha_a} \cdot \beta}, \text{ Вт/м}^2 \text{ К} \quad (5.44)$$

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{23 \cdot 0.68 \cdot 216.8} + \frac{1}{2892} \cdot 16.9} = 162.9 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$$

Знаходимо необхідну поверхню теплообміну:

$$F_n = \frac{Q_0}{10^{-3} \cdot k_n \cdot \theta}, \text{ м}^2 \quad (5.45)$$

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_n = \frac{16.75}{10^{-3} \cdot 162.9 \cdot 7.8} = 13.18 \text{ м}^2$$

Поверхня теплообміну одного ряду трубок:

$$F_{n1} = \pi \cdot d_n \cdot L \cdot n_1 \cdot \beta', \text{ м}^2 \quad (5.46)$$

$$F_{n1} = 3.14 \cdot 0.01 \cdot 0.3 \cdot 9.5 \cdot 50 = 4.413 \text{ м}^2$$

Число рядів трубок по ходу повітря:

$$n_2 = n_2' = \frac{F_n}{F_{n1}}, \text{ рядів} \quad (5.47)$$

$$n_2 = n_2' = \frac{13.18}{4.413} = 2.98 \text{ рядів}$$

Уточнюємо поверхню теплообміну:

$$F_{n1} = \pi \cdot d_n \cdot B \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot \beta', \text{ м}^2 \quad (5.48)$$

$$F_{n1} = 3.14 \cdot 0.01 \cdot 0.3 \cdot 9.5 \cdot 50 \cdot 3 = 13.42 \text{ м}^2$$

Осушуюча здатність повітроохолоджувача:

$$W_0 = \frac{Q_0}{q} \left(1 - \frac{1}{\xi_n} \right), \text{ кг/с} \quad (5.49)$$

$$W_0 = \frac{16.75}{2188} \left(1 - \frac{1}{0.68} \right) = 0.004 \text{ кг/с}$$

5.5 Розрахунок повітряного кишенькового фільтру

В припливних агрегатах першими по ходу повітря встановлюються повітряні фільтри, що дозволяє оберегти поверхню подальших технологічних блоків від забруднення пилом.

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

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В кишенькових фільтрів 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 полотназ гнучких зв'язаних волокон або матеріал з іглопробівними отворами.

Міра очищення повітря осі пилу оцінюється показником ефективності очищення

$$A_m = ((C_{\text{вх}} - C_{\text{вих}}) / C_{\text{вх}}) \cdot 100\% \quad (5.50)$$

Концентрація пилу в припливному зовнішньому повітрі на вході у фільтр $C_{\text{вх}}, \text{мг}/\text{м}^3$ характеризує початкову запыленность.

Для чистого повітря $C_{\text{вх}} = 0,15, \text{мг}/\text{м}^3$.

Обчислимо запылену припливного повітря на виході з кишенькового фільтру при $A_m = 80\%$

$$C_{\text{вих}} = C_{\text{вх}} - (A_m \cdot C_{\text{вх}}) / 100 \text{мг}/\text{м}^3 \quad (5.51)$$

$$C_{\text{вих}} = 0,15 - (80 \cdot 0,15) / 100 = 0,03 \text{мг}/\text{м}^3$$

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

$$U\Phi = L / F_\phi, \text{м}^3 / \text{год} \cdot \text{м}^2, \quad (5.52)$$

де F_ϕ – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, м^2 ;

$$U\Phi = 5040 / 3,8 = 1326,3, \text{м}^3 / \text{год} \cdot \text{м}^2.$$

Обчислюємо час роботи фільтру

$$\tau_\phi = U\Phi \cdot 1000 \cdot \frac{F_\phi}{[(C_{\text{вх}} - C_{\text{вих}}) \cdot L]}, \text{ч}, \quad (5.53)$$

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

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$C_{вх}, C_{вих}$ – концентрація маси пилу до і після фільтру, mg/m^3 .

$$\tau_{\phi} = 570 \cdot 1000 \cdot \frac{3.8}{[(0.15 - 0.03) \cdot 5040]} = 3581 \text{ год}$$

Тривалість в робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

$$\tau = \frac{\tau_{\phi}}{\tau_{сут}}, \text{ днів} \quad (5.54)$$

$$\tau = \frac{3581}{12} = 298 \text{ днів}$$

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6 РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНЕННЯ

6.1 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 R407C, 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 чиллера води: $t_{\text{води}} = 8,2^\circ\text{C}$

$$t_0 = t_{\text{нов}} - \Delta t_0 = 8.2 - 5 = 3.2^\circ\text{C} \quad (6.1)$$

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

Температура конденсації визначається по емпіричній залежності:

$$t_k = t_{\text{зов}} + (8 \div 15)^\circ\text{C} \quad (6.2)$$

$t_{\text{зов}} = 31^\circ\text{C}$ – температура зовнішнього повітря.

$$t_k = 28,7 + 10 = 38,7^\circ\text{C}$$

Задаємося переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

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

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, ^\circ\text{C} \quad (6.3)$$

$$t_3 = 39 - 5 = 34^\circ\text{C}$$

Задаємося перегрівом пари холодильного агента в обмотках ел.двигателя компресора: $\Delta t_{\text{вс}} = 7^\circ\text{C}$

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Виробимо тепловий розрахунок:

Об'єм западин провідного ротора:

$$V_{01} = \left[\pi(R_1^2 - r_1^2) \cdot \frac{1}{4} - f_1 \right] \cdot L, \text{ м}^3 \quad (6.5)$$

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

Об'єм западин веденого ротора:

$$V_{02} = V_{01} \cdot \frac{Z_1}{Z_2}, \text{ м}^3 \quad (6.6)$$

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

Теоретичний об'єм, описаний спіральним компресором:

$$V_m = (V_{01} + V_{02}) \cdot n_1 \cdot Z_1, \text{ м}^3 / \text{с} \quad (6.7)$$

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

Питома масова холодовидатність:

$$q_0 = h_1 - h_4, \text{ кДж} / \text{кг} \quad (6.8)$$

$$q_0 = 405 - 230 = 175 \text{ кДж} / \text{кг}$$

Питома об'ємна холодовидатність::

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}, \text{ кДж} / \text{м}^3 \quad (6.9)$$

$$q_v = \frac{175}{0,08} = 2188 \text{ кДж} / \text{м}^3$$

Питома адіабатна робота стиснення:

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$l_a = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг} \quad (6.10)$$

$$l_a = 450 - 421 = 29 \text{ кДж/кг}$$

Коефіцієнт подачі спірального компресора:

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \frac{P_k}{P_0} \quad (6.11)$$

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \frac{1,1}{0,32} = 0,851$$

Повна холодовидатність:

$$Q_0 = V_m \cdot \lambda \cdot q_v, \text{ кВт} \quad (6.12)$$

$$Q_0 = 0,009 \cdot 0,851 \cdot 2188 = 16,75 \text{ кВт}$$

Масова витрата холодильного агента:

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с} \quad (6.13)$$

$$G_a = \frac{16,75}{175} = 0,096 \text{ кг/с}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = G_a \cdot l_a, \text{ кВт} \quad (6.14)$$

$$N_a = 0,096 \cdot 29 = 2,78 \text{ кВт}$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = f\left(\frac{P_k}{P_0}\right) \quad (6.15)$$

$$\eta_e = f\left(\frac{1,5}{0,48}\right) = f(3,125) = 0,65$$

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_e}, \text{кВт} \quad (6.16)$$

$$N_e = \frac{2.78}{0.65} = 4.28 \text{кВт}$$

Ефективний коефіцієнт перетворення:

$$COP_e = \frac{Q_0}{N_e}$$

(6.17)

$$COP_e = \frac{16.75}{4.28} = 3.91$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{эл.дв}}}, \text{кВт} \quad (6.18)$$

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{4.28}{0.88} = 4.86 \text{кВт}$$

Електричний коефіцієнт перетворення:

$$COP_{\text{эл.}} = \frac{Q_0}{N_{\text{эл}}} \quad (6.19)$$

$$COP_{\text{эл.}} = \frac{16.75}{4.86} = 3.44$$

6.2 Підбір чилера та розрахунок діаметра труб

Виходячи з рівняння теплопередачі

$$C_p \cdot G_w \cdot \Delta t = \frac{G_s \cdot \rho \cdot \Delta h}{3600}, \quad (6.20)$$

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Де Δt - перепад температури води в повітроохолоджувачі;

C_p , $\text{кДж}/\text{кг}\cdot\text{К}$ - теплоємність води;

G_w , $\text{кг}/\text{с}$, - витрата води;

L'_n , $\text{м}^3/\text{год}$ - витрата повітря;

ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$ – щільність повітря;

Δh , $\text{кДж}/\text{кг}$ – різниця ентальпій на вході та виході з повітроохолоджувача;

Розрахуємо витрату води:

$$G_w = \frac{L'_n \cdot (h_{\text{вх}} - h_{\text{вих}}) \cdot \rho}{3600 \cdot \Delta t \cdot C_p} = \frac{5040 \cdot (62 - 40) \cdot 1,2}{3600 \cdot 5 \cdot 4,19} = 1,76 \text{ кг}/\text{с} \quad (6.21)$$

Звідси витрата води:

$$L_w = \frac{G_w}{\rho_w} = \frac{1,76}{1000} = 1,76 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad (6.22)$$

Теоретична площа перерізу трубки:

$$F_m = \frac{L_w}{V} = \frac{1,76 \cdot 10^{-3}}{1,5} = 0,0012 \text{ м}^2. \quad (6.23)$$

де ρ_w , $\text{кг}/\text{м}^3$ – щільність води;

Визначимо теоретичний діаметр трубки:

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0012}{3,14}} = 0,0374 \text{ м}; \quad (6.24)$$

Беремо трубку екопластик PN 16 з фактичним діаметром $d_\phi = 50 \text{ мм}$.

Перераховуємо швидкість рідини в трубках:

$$V = \frac{L_w}{F_\phi} = \frac{L_w}{(\pi \cdot d_\phi^2)/4} = \frac{0,00176}{(3,14 \cdot 0,05^2)/4} = 0,851 \text{ м}/\text{с}, \quad (6.25)$$

де F_ϕ - фактична площа перерізу трубки, м^2 .

Підбираємо модель чилера по холодовидатності:

$$Q_0 = V_m \cdot \lambda \cdot q_v, \text{ кВт} \quad (6.26)$$

$$Q_0 = 0,009 \cdot 0,851 \cdot 2188 = 16,75 \text{ кВт}$$

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Підбираємо модель *EUWA8KAZW* фірми *DAIKIN*

$$Q_0 = 17.9 \text{ кВт}, N_g = 7.39 \text{ кВт}, \text{COP} = 2.42$$

$$Д / Ш / В, \text{ мм} = 1230 / 1290 / 734 \text{ Масса} = 241 \text{ кг}; \text{ Шум} = 76 \text{ Дб}.$$

6.3 Розрахунок повітряного конденсатора

Конденсатор виготовлений з мідних трубок $\varnothing 10 \times 0.35 \text{ мм}$ з пластинчастим алюмінієвими ребрами товщиною $\delta_p = 0.127 \text{ мм}$. Крок пластин $u = 1.6 \text{ мм}$. Пучок труб коридорний. Крок між трубами по вертикалі і по горизонталі $S_1 = S_2 = 20 \text{ мм}$.

З теплового розрахунку компресора теплота конденсації дорівнює:

$$Q_k = q_k \cdot G_{x.a.} = 175 \cdot 0.096 = 16.8 \text{ кВт} \quad (6.27)$$

Температура конденсації

$$T_k = 312 \text{ К}$$

Різниця температур повітря в конденсаторі :

$$\Delta T_g = 5 \text{ К}$$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta_g = \frac{\Delta T_g}{\ln \frac{T_k - T_{g1}}{T_k - T_{g2}}} = \frac{5}{\ln \frac{312 - 305}{312 - 307}} = 9.7 \text{ К} \quad (6.28)$$

Витрата повітря

$$G_g = \frac{Q_k}{c_p \Delta T_g} = \frac{16.8}{1.005 \cdot 5} = 3.34 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (6.29)$$

$$\text{або } V_g = \frac{G_g}{\rho_g} \cdot 3600 = \frac{3.34}{1.2} \cdot 3600 = 10020 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}. \quad (6.30)$$

Приймаються швидкість повітря

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$v_e = 7 \frac{M}{c}$$

Живий перетин конденсатора

$$F_{жс} = \frac{V_d}{v_e} = \frac{9300}{3600 \cdot 7} = 0,369 \text{ м}^2 \quad (6.31)$$

Загальна довжина труб в одній секції конденсатора

$$L_1 = \frac{F_{жс}}{(S - d_n) \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right)} = \frac{0,369}{(0,02 - 0,01) \left(1 - \frac{0,0003}{0,0016}\right)} = 45,42 \text{ м} \quad (6.32)$$

Еквівалентний діаметр міжтрубного простору

$$d_3 = \frac{2(S - d_n)(u - \delta_p)}{(S - d_n) + (u - \delta_p)} = \frac{2(0,02 - 0,01)(0,0016 - 0,0003)}{(0,02 - 0,01) + (0,0016 - 0,0003)} = 0,0023 \text{ м} \quad (6.33)$$

Число Рейнольдса для повітря

$$Re_e = \frac{v_e \cdot d_3}{\nu} = \frac{7 \cdot 0,00258}{15,34 \cdot 10^{-6}} = 1178,7 \quad (6.34)$$

Геометричні параметри трубного пучка

$$\frac{u}{d_n} = \frac{0,0016}{0,01} = 0,16; \quad \frac{S}{d_n} = \frac{0,020}{0,01} = 2.$$

$$\frac{L}{d_3} \geq 5,$$

де $L = a \cdot S$ – глибина конденсатора по ходу повітря - від вхідної крайки ребра 1 ряду до вихідних кромки останнього ряду;

Коефіцієнт тепловіддачі знайдемо через критерій Нуссельта:

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Nu_g = c Re_g^n \left(\frac{L}{d_g} \right)^m \quad (6.35)$$

Тут:

$$n = 0,45 + 0,0066 \frac{L}{d_g} \quad (6.36)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \frac{1178,7}{1000} = -0,186;$$

$$C = A \cdot B \quad (6.37)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \frac{1178,7}{1000} = 1,077$$

$$A = f \left(\frac{L}{d_g} \right)$$

Таблиця 6.2

До розрахунку критерію Нуссельта з боку повітря

<i>a</i>	1	2	3	4	5
$L = a \cdot S, м$	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1
L/d_g	7,75	15,5	23,26	31,01	38,76
<i>n</i>	0,50	0,55	0,60	0,65	0,71
Re_g^n	34,33	48,89	69,64	99,18	151,6
$(L/d_g)^m$	0,683	0,601	0,557	0,528	0,506
<i>A</i>	0,34	0,24	0,16	0,12	0,07
$C = A \cdot B$	0,37	0,26	0,17	0,13	0,075
Nu_g	8,67	7,64	6,59	6,81	5,76

Приймаються два ряди труб по ходу повітря.

Тоді

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$L = d_{mp} + 2S = 9,52 + 2 \cdot 20 = 49,52 \text{ мм} \quad (6.38)$$

Коефіцієнт тепловіддачі для конденсатора з двома паралельними секціями ($a=2$)

$$Nu_{\epsilon} = 7,64$$

Коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні труби, дорівнює:

$$\alpha_{\epsilon} = \frac{Nu_{\epsilon} \cdot \lambda_{\epsilon}}{d_s} = \frac{7,64 \cdot 2,62 \cdot 10^{-2}}{0,00258} = 77,88 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (6.39)$$

Коефіцієнт тепловіддачі, приведений до внутрішньої поверхні труби, дорівнює:

$$\alpha_{\epsilon, np} = \alpha_{\epsilon} \cdot \left(\frac{F_n}{F_0} \cdot E + \frac{F'_{mp}}{F_0} \right) \cdot \frac{d_n}{d_{en}} \quad (6.40)$$

де F_n – зовнішня поверхня ребреної труби;

F_0 – основна поверхня труби ;

E – ступінь ефективності труби;

F'_{mp} - поверхня труби між ребрами;

d_s і d_{ϵ} – зовнішній і внутрішній діаметр труби, відповідно.

$$F'_{mp} = \pi d_s \cdot \left(1 - \frac{\partial_p}{u} \right) = 3,14 \cdot 0,01 \cdot \left(1 - \frac{0,127}{0,0016} \right) = 0,029 \frac{\text{м}^2}{\text{м}} \quad (6.41)$$

Поверхня ребер

$$F_p = 2 \cdot \left(s^2 - \frac{\pi d_s^2}{4} \right) \frac{1}{u} = 2 \cdot \left(0,02^2 - \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} \right) \frac{1}{0,0016} = 0,402 \frac{\text{м}^2}{\text{м}} \quad (6.42)$$

Зовнішня поверхня ребреної труби

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_u = F'_{mp} + F_p = 0,029 + 0,402 = 0,431 \frac{M^2}{M} \quad (6.43)$$

Основна поверхня труби

$$F_0 = \pi d_s = 3,14 \cdot 0,01 = 0,0314 \frac{M^2}{M} \quad (6.44)$$

Ступінь ефективності ребра

$$E = \frac{th(mh')}{mh'} = \frac{th(0,2255)}{0,2255} = 0,9829 \quad (6.45)$$

Тут

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_g}{\partial_p \cdot \lambda_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 77,88}{0,00127 \cdot 150}} = 28,59 \frac{1}{M} \quad (6.46)$$

Умовна висота ребра:

$$h' = \frac{d_u}{2} (\rho' - 1) (1 + 0,805 \ln \rho') = \frac{0,01}{2} (2,8 - 1) (1 + 0,805 \ln 2,8) = 0,00785 M, \quad (6.47)$$

$$\text{де } \rho' = 1,28 \frac{s}{d_u} \sqrt{\frac{s_1}{s_2} - 0,2} = 1,28 \frac{0,02}{0,01} \sqrt{1 - 0,2} = 2,8 \quad (6.48)$$

Тоді

$$m \cdot h' = 28,59 \cdot 0,00785 = 0,2255 \quad (6.49)$$

Після підстановки одержаних значень маємо:

$$\alpha_{B, np} = 77,88 \cdot \left(\frac{0,431}{0,0314} \cdot 0,9829 + \frac{0,029}{0,0314} \right) \cdot \frac{0,01}{0,008} = 1403,297 \frac{Bm}{M^2 \cdot K}$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку конденсуємого хладагента:

$$\alpha_{x.a.} = 0,724 \sqrt{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{вн} (T_k - T_{cm})}} = 0,724 \sqrt{\frac{149,5 \cdot 10^3 \cdot 10830^2 \cdot 0,072^3 \cdot 9,81}{2,10 \cdot 10^{-4} \cdot 0,008 (T_k - T_{cm})}} = \frac{3186,32}{\sqrt[4]{T_k - T_{cm}}} \quad (6.50)$$

									Арк.
									59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ				

Питомий тепловий потік в апараті:

- зі сторони хладагента

$$g_a = 3186.32(T_k - T_{cm})^{3/4}, \text{ Вт/м}^2$$

- зі сторони повітря

$$g_e = \frac{T_{cm} - T_e}{\frac{1}{\alpha_{e,пр}} + \frac{F_{вн}}{F_{вн} + F_n} \sum \frac{\delta}{\lambda}} = \frac{T_{cm} - T_e}{\frac{1}{1403.297} + \frac{3,14 \cdot 0,008}{3,14 \cdot 0,008 + 0,431} \cdot \frac{0,00035}{385}} = 1763 \cdot (T_{cm} - T_e), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \quad (6.51)$$

$$g_e = 1763(T_{cm} - T_e)$$

Систему (6.50) та (6.51) вирішимо графоаналітичний.

Таблиця 6.3

До визначення поверхні конденсатора				
T_{cm}	$T_k - T_{cm}$	$g_a, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$	$T_k - T_{cm}$	$g_e, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$
322	2	5358.73	6	10578
320	4	9012.274	4	7052
318	6	12215.26	2	3526

$$T_k = 273 + 51 = 312\text{K};$$

$$T_{Bcp} = \frac{38 + 48}{2} + 273 = 316\text{K}$$

На перетині кривих отримуємо:

$$g_{вн} = 6700 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}; T_e = 321,3\text{K}$$

Внутрішня поверхня теплообміну трубок:

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ

Арк.

60

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_{\kappa}}{g_{\text{вн}}} = \frac{16,8 \cdot 10^3}{6700} = 2,507 \text{ м}^2 \quad (6.52)$$

Загальна довжина оребрених труб

$$L_{\text{обц}} = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi d_{\text{вн}}} = \frac{2,507}{3,14 \cdot 0,008} = 99,82 \text{ м} \quad (6.53)$$

Число секцій

$$a = \frac{L_{\text{обц}}}{L_1} = \frac{99,82}{45,42} = 2,2 \quad (6.54)$$

Приймаються число секцій $a = 3$.

Коефіцієнт теплопередачі апарату

$$k_{\text{вн}} = \frac{g_{\text{вн}}}{\theta_6} = \frac{6700}{9,7} = 690,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (6.55)$$

Довжина труб в одній секції

$$L_1 = \frac{L_{\text{обц}}}{a} = \frac{99,82}{3} = 33,27 \text{ м} \quad (6.56)$$

Живий перетин конденсатора

$$F_{\text{ж}} = L_1 \cdot (s - d_s) \cdot \left(1 - \frac{\partial_p}{u}\right) = 33,27 \cdot (0,02 - 0,01) \cdot \left(1 - \frac{0,127}{0,16}\right) = 0,26 \text{ м}^2 \quad (6.57)$$

При висоті апарату, що дорівнює його ширині, число рядів труб по висоті:

$$n = \sqrt{\frac{L_1}{s}} = \sqrt{\frac{33,27}{0,02}} = 40,95 \text{ шт} \quad (6.58)$$

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді висота апарату

$$H = n \cdot s = 41 \cdot 0,02 = 0,82 \text{ м} \quad (6.59)$$

Ширина апарату

$$l = \frac{L_1}{n} = \frac{33,27}{41} = 0,81 \text{ м} \quad (6.60)$$

Температура повітря після конденсатора

$$\Delta T = T_{B_2} - T_{B_1} = \frac{Q}{c_p \cdot F_{жс} \cdot \nu_g \cdot \rho_g} = \frac{16800}{1,005 \cdot 10^3 \cdot 0,26 \cdot 7 \cdot 1,2} = 7,65^\circ \quad (6.61)$$

$$T_{B_2} = 311 + 6,9 = 317,9 \text{ К}$$

Аеродинамічний опір конденсатора

$$\Delta p_k = A \cdot \left(\frac{L}{d_{экс}} \right) \cdot (\nu_g \cdot \rho_g)^{1,7} \quad (6.62)$$

$$\Delta p_k = 0,007 \cdot 23,26 \cdot (7 \cdot 1,2)^{1,7} = 6,07 \text{ мм.вод.ст.} \approx 59,52 \text{ Па}$$

де $A = 0,007$ – для ретельно виготовлених поверхонь.

6.4 Розрахунок випарника

Холододовідатність $Q_0 = 16,75 \text{ кВт}$.

Температура кипіння робочого тіла (R407) $T_0 = 278 \text{ К}$.

Температура повітря, що поступає у випарник: $T_c = 273 + 22 = 295 \text{ К}$

$$h_c = 45 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Температура повітря, що виходить з випарника: $T_{k_1} = 273 + 14 = 287 \text{ К}$

$$h_{k_1} = 35 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Трубка мідна $\varnothing 10 \times 0,35 \text{ мм}$; $\partial = 0,127 \text{ мм}$; $u = 2 \text{ мм}$; $s_1 = s_2 = 2 \text{ мм}$; $d_{mp} = 19 \text{ мм}$

Розташування труб шахове.

Знайдемо температурний натиск в випарнику:

$$\theta = \frac{t_c - t_{k_1}}{2,31 \lg(t_c - t_0)(t_{k_1} - t_0)} = \frac{22 - 14}{2,31 \lg \frac{22 - 5}{14 - 5}} = 5,5^\circ \text{С} \quad (6.63)$$

Критерійне рівняння теплообміну на зовнішній оребреній поверхні:

$$N_{u_g} = c \text{Re}_g^m \cdot \left(\frac{L}{d_g} \right)^p \quad (6.64)$$

									Арк.
									62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ				

Тут критерій Нуссельта рівний:

$$N_{u_g} = \frac{\alpha_n \cdot d_3}{\lambda_g} \quad (6.65)$$

Критерій Рейнольдса

$$Re_g = \frac{v_g \cdot d_3}{\nu_g} \quad (6.66)$$

Еквівалентний діаметр живого перерізу визначимо з вираження:

$$d_3 = \frac{2(s_1 - d_n)(s_p - \partial_p)}{(s_1 - d_n) + (s_p - \partial_p)} = \frac{2(19 - 9,52)(2 - 0,127)}{(19 - 9,52) + (2 - 0,127)} = 0,00313 \text{ м} \quad (6.67)$$

Приймаємо швидкість руху повітря у вузькому перетині випарника

$$v_g = 7 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Тоді

$$Re_g = \frac{7 \cdot 3,13 \cdot 10^{-3}}{14,16 \cdot 10^{-6}} = 1547$$

Живий перетин випарника

$$F_{жс} = \frac{V_g}{v_g} = \frac{9500}{7 \cdot 3600} = 0,38 \text{ м}^2$$

(6.68)

Загальна довжина труби в одній секції конденсатора

$$L_1 = \frac{F_{жс}}{(s - d_n) \left(1 - \frac{\partial}{u}\right)} = \frac{0,38}{(0,019 - 0,01) \left(1 - \frac{0,000127}{0,02}\right)} = 42,15 \text{ м} \quad (6.69)$$

Показники міри і коефіцієнт в рівнянні (6.64) є функціями

$$p = -0,28 + 0,08 \frac{Re_g}{1000} = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{1547}{1000} = -0,156$$

$$m = 0,45 + 0,0066 \frac{L}{d_3} = 30; \quad A = 0,125; \quad B = 1,0; \quad C = A \cdot B = 0,125.$$

Тоді

$$N_{u_g} = 0,125 \cdot 1547^{0,648} \cdot 30^{-0,156} = 8,57$$

Звідси

$$\alpha_n = \frac{N_{u_g}}{d_3} = \frac{8,57 \cdot 2,62 \cdot 10^{-2}}{3,13 \cdot 10^{-3}} = 68,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (6.70)$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Оскільки в повітроохолоджувачі випадає волога, це інтенсифікує тепловіддачу:

$$\alpha_{нв} = \xi \cdot \alpha_n, \quad (6.71)$$

де $\xi = \frac{Q_n}{Q_{явн}}$ – коефіцієнт вологовиделення.

$$\xi = \frac{Q_n}{Q_{явн}} = \frac{h_c - h_{k1}}{c(t_c - t_{k1})} = \frac{56 - 39}{1,005(26 - 16)} = 1,243 \quad (6.72)$$

Тоді коефіцієнт тепловіддачі з врахуванням вологовиделення пза формулою (6.65) дорівнює:

$$\alpha_{нв} = 1,243 \cdot 68,7 = 85,44 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Згідно з рекомендаціями для шахових пучків труб необхідно збільшити коефіцієнт тепловіддачі на 10%:

$$\alpha_{np} = \alpha'_{нв} \left(\frac{F_n}{F_0} E + \frac{F'_{mp}}{F_0} \right) \frac{d_n}{d_{en}} \quad (6.73)$$

Тут F'_{mp} – поверхня труби між ребрами,

$$F'_{mp} = \pi d_n \left(1 - \frac{\partial}{u} \right) = 3,14 \cdot 0,01 \left(1 - \frac{0,000127}{0,002} \right) = 0,028 \frac{м^2}{м}; \quad (6.74)$$

F_n – зовнішня поверхня обрєбреної труби,

$$F_n = F'_{mp} + F_p = 0,28 + 0,29 = 0,318 \frac{м^2}{м}; \quad (6.75)$$

F_0 – основна поверхня труби,

$$F_0 = \pi d_n = 3,14 \cdot 0,01 = 0,031 \frac{м^2}{м}; \quad (6.76)$$

E – міра ефективності ребра,

$$E = \frac{th(mh')}{mh'} \quad , \quad (6.77)$$

де $m = \sqrt{\frac{2\alpha_{нв}}{\partial \cdot \lambda_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 85,44}{0,127 \cdot 10^{-3} \cdot 150}} = 94,72 \frac{1}{м}$ (6.78)

h' – умовна висота ребра

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$h' = \frac{d_n}{2} (\rho' - 1) (1 + 0,8051g\rho') = \frac{0,01}{2} (2,28 - 1) (1 + 0,8051g \cdot 2,28) = 0,008m \quad (6.79)$$

де

$$\rho' = 1,28 \frac{S}{d_n} \sqrt{\frac{S_1}{S_2} - 0,2} = 1,28 \frac{19}{10} \sqrt{1 - 0,2} = 2,28 \quad (6.80)$$

$$mh' = 94,72 \cdot 0,008 = 0,76.$$

Для данної величини mh' знаходимо:

$$E = 0,84$$

Тоді за формулою (6.73) отримаємо:

$$\alpha_{np} = 85,44 \cdot \left(\frac{0,318}{0,031} \cdot 0,84 + \frac{0,028}{0,031} \right) \cdot \frac{0,01}{0,00882} = 907,7 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Питомий тепловий потік в апараті з боку повітря рівний:

$$q_{e_{вн}} = \alpha_{np} \cdot (T_6 - T_{cm}) = 907,7 (T_6 - T_{cm}) \quad (6.81)$$

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні фреоні усередині труб знаходимо по залежності :

$$\alpha_a = \frac{q_{aF_{вн}}^{0,6} G_a^{0,2}}{d_{вн}^{0,6}} \cdot A, \quad (6.82)$$

де $A = 1,04$ – коефіцієнт, залежний від фізичних властивостей холодильного агента і його температури кипіння;

$$G_a = 0,104 \frac{Кг}{с}$$

Тоді:

$$\alpha_a = q_{aF_{вн}}^{0,6} \frac{0,104^{0,2} \cdot 1,04}{0,00882^{0,6}} = 11,28 q_{aF_{вн}}^{0,6} \quad (6.83)$$

Відомо, що $q_{aF_{вн}} = \alpha_a \cdot \Delta T_a$

Після підстановки в (6.83) отримаємо:

$$q_{aF_{вн}} = 11,28 q_{aF_{вн}}^{0,6} \cdot \Delta T_a \quad (6.84)$$

або

$$q_{aF_{вн}}^{0,4} = 11,28 (T_{cm} - T_0) \quad (6.85)$$

Після перетворення отримаємо:

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q_{aF_{\text{вн}}} = 11,28^{2,5} (T_{\text{ст}} - T_0)^{2,5} = 427,34 (T_{\text{ст}} - T_0)^{2,5} \quad (6.86)$$

Для спільного вирішення системи рівнянь (6.83) і (6.86) складемо таблицю.

$$T_{\text{ср}} = \frac{295 + 287}{2} = 291;$$

$$T_0 = 278K$$

Таблиця 6.4

До вирішення системи рівнянь

$T_{\text{ст}}$	$T_{\text{ср}} - T_{\text{ст}}$	$q_{\text{вн}}$	$T_{\text{ст}} - T_0$	$q_{aF_{\text{вн}}}$
284	10,75	9602,9	1,0	427,34
285			2,0	2417,4
285,5			2,5	4223
286			3	6661,6
287	7,75	7127,8	4	13675

На перетині кривих отримуємо:

$$q_{F_{\text{вн}}} = 7900 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Внутрішня поверхня випарювача

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_0}{q_{F_{\text{вн}}}} = \frac{16800}{7900} = 2.13 \text{ м}^2 \quad (6.87)$$

Загальна довжина мідної труби:

$$L_{\text{обц}} = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi d_{\text{вн}}} = \frac{2.13}{3,14 \cdot 0,008} = 84.79 \text{ м} \quad (6.88)$$

Число секцій

$$a = \frac{L_{\text{обц}}}{L_1} = \frac{84.79}{42.15} = 2.01; \quad a \approx 2. \quad (6.89)$$

7 ВИБІР СХЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ

Визначення класу тепловологових навантажень

Під класами тепловологових навантажень розуміються такі з поєднання з величиною витрати зовнішнього повітря, які зумовлюють однакові вимоги до технологічних схем СКВ і схемами АСР.

Вихідні дані

Параметри повітря у приміщенні

- $t_n = 25^\circ\text{C}$
- $\varphi_n = 60\%$
- $\varepsilon_{np} = 6942 \text{кДж/кг}$
- $Q_{пол} = 17.703 \text{кВт}$
- $W_{сум} = 0,00255 \text{кг/с}$
- $G_g = 1.6 \text{кг/с}$

Мінімальне значення кількості зовнішнього повітря $G_{n_{min}}$, рекомендований санітарними нормами:

$$G_{n_{min}} = n G_{min}; \text{кг/с} \quad (7.1)$$

де n - кількість людей, що знаходяться в приміщенні;

G_{min} - мінімальна кількість зовнішнього повітря, що рекомендується по СНиП;

$$G_{n_{min}} = 20 \cdot 57 = 1400 \text{м}^3 / \text{ч} = 0.46 \text{кг/с}$$

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Будуємо в d, h –(діаграмі промінь процесу зміни стану зовнішнього повітря $d = const$). Визначаємо дійсну розрахункову різницю ентальпії при мінімально необхідному витраті зовнішнього повітря

$$\Delta h_{m1} = \frac{Q_n}{G_{n_{\min}}}, \text{ кДж/кг}; \quad (7.2)$$

$$\Delta h_{m1} = \frac{17.703}{0.46} = 38.5 \text{ кДж/кг};$$

Визначаємо різницю ентальпії при максимально можливому, рівному загальній витраті повітря

$$\Delta h_{m2} = \frac{Q_n}{G_6}, \text{ кДж/кг}; \quad (7.3)$$

$$\Delta h_{m2} = \frac{17.703}{1.6} = 11.06 \text{ кДж/кг}$$

Наносимо на діаграму область допустимих значень параметрів повітря і отримуємо багатокутник. Аналогічно будуємо багатокутники, M_1 і M_2 на відстані Δh_{m1} , Δh_{m2} , від точки В. Положення багатокутників M_1 , і M_2 щодо прикордонної кривої $\varphi = 1$ визначаємо технологічну схему обробки повітря. Як видно з діаграми, багатокутник M_2 вище кривої $\varphi = 1$, а M_1 - нижче. Отже, навантаження на СКВ відноситься до другого класу, коли потрібен підігрів повітря, а рециркуляція є обов'язковою.

Схема побудови процесів

- 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) $(\bullet)H_4 \rightarrow Q_m = (\bullet)M_{26} \rightarrow Q_n W_n = (\bullet)Y_6$;

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 спортивного 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 -

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 ізолюваною 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

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

номінальній 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

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

електроустановки поза приміщеннями прирівнюють до електроустановок, що експлуатуються в особливо небезпечних приміщеннях.

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 $30 \text{ Ом} \cdot \text{м}$);

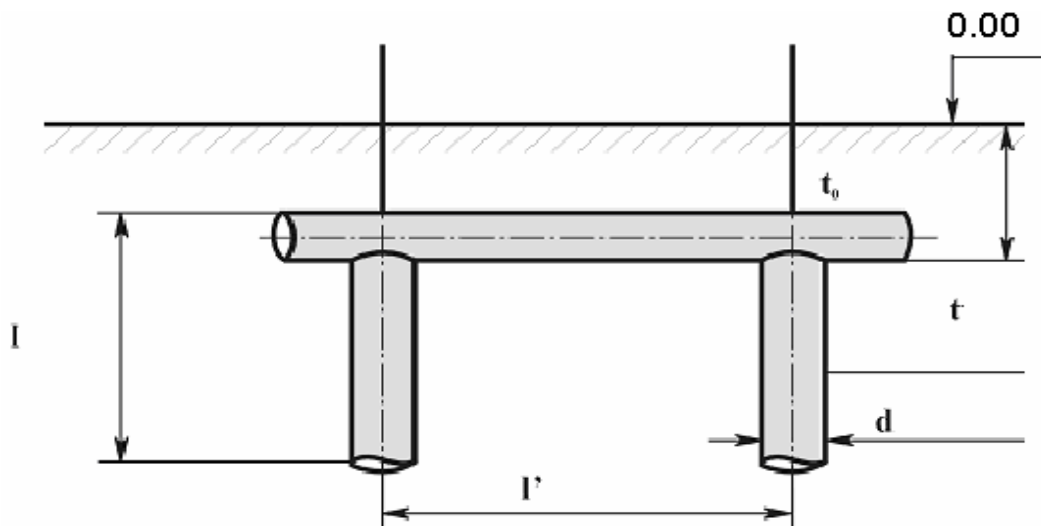
ψ – кліматичний коефіцієнт, приймаємо $\psi = 1,1$

В результаті подстановки 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:

										Арк.
										74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ					

$$l = l' / 3 \text{ м} \quad (8.2)$$

$$l = 6 / 3 = 2 \text{ м}$$

Глибину залягання заземлювачів приймаємо рівної $t_0 = 0.5$, тоді

$$t = l / 2 + t_0, \text{ м} \quad (8.3)$$

$$t = 2 / 2 + 0,5 = 1,5, \text{ м}$$

Визначаємо опір одного вертикального електроду:

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

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

Визначаємо число вертикальних заземлчів:

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

де R_0 – опір одного вертикального заземлювача;

$R_{\text{мп}}$ – необхідний опір заземлення, в електричних установках з напругою до 1000 В $R_{\text{мп}} = 4 \text{ Ом}$.

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:

$$R_s = R_0 / (n' \cdot \eta_s) \quad (8.6)$$

де R_0 - опір одного вертикального заземлювача;

n' – число заземлювачів;

η_s – коефіцієнт використання вертикального заземлювача, $\eta_s = 0,85$ за умови, що заземлювачі розміщені по контуру

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Визначаємо опір горизонтального заземлювача:

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

$$L = (6 - 1) \cdot 6 = 30, \text{ м}$$

Визначаємо опір горизонтального заземлювача:

$$R_{г} = \frac{\rho_{розр}}{2 \cdot \pi \cdot L_{г} \cdot \eta_{г}} \cdot \ln \left(\frac{L_{г}^2}{t_0 \cdot d} \right) \quad (8.8)$$

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

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

Визначаємо опір системи заземлення:

$$R_{с} = R_{н} \cdot R_{св} / (R_{н} + R_{св}) \quad (8.9)$$

де $R_{н}$ – опір сполучної смуги,

$R_{св}$ – опір системи вертикальних заземлювачів.

$$R_{с} = 1,99 \cdot 3,8 / (1,99 + 3,8) = 1,3 \text{ Ом}$$

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 $R_{с}$ з $R_{мп}$, видно, що $R_{с} < R_{мп}$, 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:

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

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

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 сигнальні перетворюють неелектричні і фізичні величини (випромінювання теплової і світлової енергії, рухи частинок диму) в

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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

По виконання пожежні сигнальніки 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 сигнальніки максимальної дії спрацьовують при певній максимальній температурі. Недоліком цих сигнальних є залежність чутливості від навколишнього середовища.

Димові сигнальніки ділять на фотоелектричні і іонізаційні.

Фотоелектричні сигнальніки (ІДФ-1М, ДІП-1) працюють на принципі розсіювання частинками диму теплового випромінювання. Іонізаційні сигнальніки 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

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

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, 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 (1 шт.);
- Покривало з негорючого теплоізоляційного матеріалу розміром 2×2м (1 шт.);
- 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

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахувати кількість V_g 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

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

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

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

3. Визначимо витрату води на гасіння:

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

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

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

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

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.

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:

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

(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

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Обчислимо потужність електродвигуна :

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

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

L - повітрообмін

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

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

$\eta_{\text{пр}}$ - КПД приводу

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

$$\eta_{\text{вент}} = 0,6 \div 0,8$$

$$\eta_{\text{пр}} = 0,9 \div 0,95$$

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

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

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

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:

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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;
- 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.

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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:

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

$$N = \frac{15 \cdot 11}{4,05^2} = 10,06 \text{шт}$$

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

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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

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

Визначаємо потужність всієї освітлювальної системи:

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

де N – кількість світильників;

n – кількість ламп в світильнику;

P_n – потужність даної лампи.

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

ВИСНОВКИ

У цій частині випускної роботи були викладені вимоги до роботи на установках. Створені умови забезпечать комфортну роботу. Проведений

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вибір системи і розрахунок оптимального освітлення виробничого приміщення, розрахунок вентиляції, розрахована система заземлення устаткування, проведений огляд заходів щодо пожежної профілактики, розглянуті основні заходи виробничої санітарії.

Дотримання умов, визначуваних оптимальну організацію робочого місця працівника, дозволить зберегти хорошу працездатність протягом всього робочого дня, підвищить як в кількісних, так і в якісних відносинах продуктивність праці, що у свою чергу сприятиме якнайшвидшої розробки і подальшому впровадженню нової технології виробництва.

					<i>БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		86

9 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТУ

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:

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

де $K_{об}$ - вартість устаткування;

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

$K_{м}$ - витрати на монтажні і пусконаладжувальні роботи приймаються у розмірі 10-20% від вартості устаткування;

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

$$K_{тр} = 0,1 \cdot 63538 = 6354(грн)$$

$$K_{м} = 0,15 \cdot 63538 = 9531(грн)$$

$$K_{пр} = 0,2 \cdot 63538 = 12707(грн)$$

$$K_{об} = 63538 + 6354 + 9531 + 12707 = 92130(грн)$$

Таблиця 9.2- Капітальні вкладення на СКП

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ

Арк.

87

Назва обладнання	Ціна за одиницю, грн	Одиниц і виміру	Кількість одиниць	Загальна вартість обладнання, грн
КЦКП	52100	шт.	1	52100
Бляшані повітроводи	78	шт.	51	3978
Повітророзподільні решітки	84	шт.	15	1260
Загальна вартість обладнання				63538
Транспортні витрати				6354
Витрати на монтажні роботи				9531
Вартість проектних робіт				12707
Всього капітальних вкладень				92130

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_B) і допоміжні матеріали (C_D)
3. Витрати на заробітну плату (C_3)
4. Витрати на поточне обслуговування й поточний ремонт (C_o)
5. Амортизаційні витрати (C_a)

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

6. Інші витрати (C_i)

Витрати на електроенергію

$$C_3 = 0,7 \cdot N_y \cdot T_3 \cdot C_3 \quad (9.2)$$

де C_3 - вартість 1 кВт електроенергії в годину;

N_y - сумарна настановна потужність;

T_3 - кількість годин роботи електродвигунів.

$$N_y = N_{уст.1} + N_{уст.2}$$

$$N_y = 13,4 + 1,21 = 14,61 \text{ кВт}$$

$$C_3 = 0,7 \cdot 14,61 \cdot 4380 \cdot 0,3 = 13438 \left(\frac{\text{грн}}{\text{рік}} \right)$$

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.

$$C_6 = 3505 \cdot 1080 \cdot 2,1 \cdot 10^{-3} = 7949 \left(\frac{\text{грн}}{\text{рік}} \right)$$

Допоміжні матеріали

$$C_m = C_{m1} + C_{m2} \quad (9.4)$$

де C_{m1} - вартість річної витрати фреону, грн/рік;

C_{m2} - вартість річної витрати фільтруючого матеріалу, який визначається залежно від марки матеріалу, його запиленої і запиленої зовнішнього повітря, грн/год;

$$C_{m1} = 0,1 \cdot V \cdot C_x = 0,1 \cdot 10 \cdot 157 = 157 (\text{грн}) \quad (9.5)$$

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

C_x – вартість 1 кг хладагента, грн.

Вартість фільтруючого матеріалу:

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$C_{m2} = \frac{t_{\phi} \cdot f \cdot \Pi_m}{t_m} = \frac{4380 \cdot 8,9 \cdot 24}{1351} = 692 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right),$$

де t_{ϕ} – час роботи фільтру, год/рік;

f – робоча поверхня фільтруючого матеріалу, м²;

Π_m – вартість 1 м² фільтруючого матеріалу, грн.;

t_m – час роботи фільтруючого матеріалу, год/рік.

$$C_m = 232,3 + 613 = 845,3 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

$$C_m = 157 + 692 = 849 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування

$$C_o = 0,05 \cdot K_{об} = 0,05 \cdot 63538 = 3177 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right) \quad (9.7)$$

Амортизаційні відрахування

$$C_a = 0,15 \cdot K_{об} = 0,15 \cdot 63538 = 9531 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right) \quad (9.8)$$

Інші витрати

Приймаємо у розмірі 3% від сумарних експлуатаційних витрат:

$$C_{np} = 0,03 \cdot C_{об} = 0,03 \cdot 34944 = 1048 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right) \quad (9.9)$$

Результати розрахунків експлуатаційних витрат зводимо в таблицю

9.3 Експлуатаційні витрати

Найменування статей витрат	Сума, грн/рік
Витрати на електроенергію	13438
Витрати на воду	7949
Витрати допоміжні матеріали	849

Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування	3177
Амортизаційні відрахування	9531
Інші витрати	1048
Всього експлуатаційні витрати, грн/год	35992

Розрахунок приведених витрат

Приведені витрати визначимо по формулі:

$$P_i = C_i + E_n \cdot K_i = 35993 + 0,15 \cdot 92130 = 49812(\text{грн}) \quad (9.10)$$

Визначимо питомі витрати на 1 м³ повітря

- капітальні вкладення:

$$K' = \frac{K}{V} = \frac{92130}{5040} = 18.28 \left(\frac{\text{грн}}{\text{м}^3} \right) \quad (9.11)$$

- експлуатаційні витрати:

$$C' = \frac{C}{V} = \frac{35992}{5040} = 7.14 \left(\frac{\text{грн}}{\text{м}^3} \right) \quad (9.12)$$

- приведені витрати:

$$P' = \frac{P}{V} = \frac{49812}{6583} = 9.88 \left(\frac{\text{грн}}{\text{рік}} \right) \quad (9.13)$$

Оцінка абсолютної економічної ефективності

Економічний ефект визначаємо за формулою:

$$\mathcal{E}_k = (C_2 \cdot N_2 \cdot n - C_1 \cdot N_1 \cdot n) - C, \quad (9.14)$$

де : C_1, C_2 – ціна послуг до та після встановлення СКП

N_1, N_2 – кількість проданих товарів, білетів

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Показники:	Проектований варіант:
Продуктивність по повітрі, ($m^3/год$)	6583
Холодопродуктивність, (kWt)	125
Встановлена потужність, (kWt)	14,61
Витрата води, ($m^3/год$)	90
Капітальні вкладення, тис.грн.:	92,130
Річні експлуатаційні витрати, тис.грн.:	35,992
Питомі витрати на $1m^3$ повітря, грн.:	
- капітальні вкладення:	18,28
- експлуатаційні витрати:	7,14
- приведені витрати:	9,88
Річний економічний ефект, тис.грн:	84,008
Термін окупності капітальних вкладень, рік:	1,1

9.4 Техніко-економічні показники СКП спортивного комплексу

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Література

1. Аверкин, А. Г. Примеры и задачи по курсу кондиционирование воздуха и холодоснабжение. — М.: Издательство ассоциации строительных вузов. 2003— 125с
2. Богословский В. Н., Поз М. Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. — М.: Стройиздат, 1983. — 320 с.
3. Кокорин О. Я. Отечественное оборудование для создания систем вентиляции и кондиционирования воздуха / О. Я. Кокорин, — М.: «Экстропечать», 2005. — 99 с.
4. Богданов С. Н., Иванов О. П., Куприянова А. В. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. — М.: Агропромиздат, 1985. — 208 с.
5. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов и др.; Под общ. ред. Г. Н. Даниловой. — Л.: Машиностроение. 1986. — 303 с
6. Мигай В. К., Назаренко В. С., Новожилов И. С., Добряков Т. С. Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели. Л.: Энергия, 1971. — 168
7. Липа, А. И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха.. — Одесса: ОГЦНТЭИ, 2010. — 607 с.
8. Бронштейн, И. Н., Семяндев К. А. — Справочник по математике (для инженеров и учащихся ВТУЗОВ). М.: Наука, 1986. — 544с.
9. Жуковський С. С., Возняк О. Т., Довбуш О. М., Люльчак. З. С. Вентилювання приміщень: Навч. посібник. - Л.: Львівська політехніка, 2007. - 476с.
10. Грачев Ю. Г. Основы оптимизации систем кондиционирования микроклимата. — Пермь: Издательство. Перм. политехн. ин-та, 1987. - 80с. + 1 вкл.

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		94

11. Жихарєва Н.В. Моделювання та оптиміація систем кондиціювання повітря. . Учебний посібник.-: О: ТЭС, 2016.- 170 с + додатки с..
12. Жихарєва Н.В. Розрахунок теплоутилізаторів. . Методичні вказівки .-: ОНАХТ: 2016.-40 с.
13. Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г. Повышение эффективности системы охлаждения плодоовощехранищ. – Вестник международной академии холода 2013.Сб т– Вып 4 – с. 16 – 20.
14. Мудров, А.Е. Численные методы для ПЭВМ. [Текст] / А.Е. Мудров //– Томск: Раско, 1991. – 270с.
15. Кафаров В.В. Оптимизация теплообменных аппаратов и систем. – М.: Энергоиздат, 1988. – 192 с.
16. Кафаров В.В, Глебов М.Б. Математическое моделирование основных процессов химических производств: Учебн. пособие для вузов. —М.: Высшая школа .1991 – 400 с
17. Курылев Е.С. , Оносовский В.В, . Румянцев Ю.Д. Холодильные установки– СПб.: Политехника, 2002. – 576 с.
18. Лабай , В.Й., Тепломасообмін+., Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
19. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов - Одесса: Студия «Негоциант», 2006. - 712с., с приложением
20. Оносовский В.В. Моделирование и оптимизация холодильных установок. – Л.: Издательство Ленинградского университета, 1990. – 208 с
21. Перепека В.И., Жихарева Н.В. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. Учебное пособие.-: О: ТЭС, 2014.-240 с.
22. Погорелов, А.І. Тепломасообмін: Навчальний посібник для вузів.– Львів. –: «Новий світ-2000». – 2004. – 144 с.
23. Табунчиков Ю.А. Бродач. М.М. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий. – М.: АВОК-ПРЕСС. – 2002. – 194 с

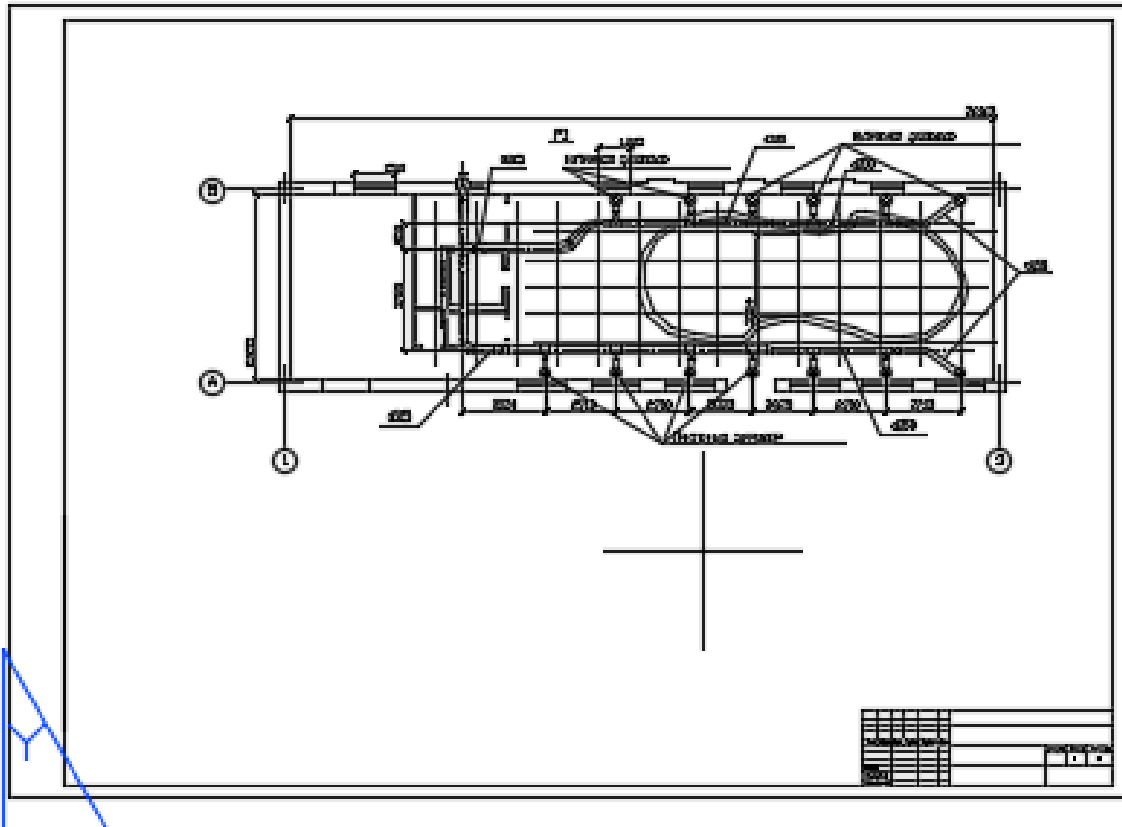
					<i>БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		95

- 24.Тсатсаронис Д. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации энергосберегающей системы.– Одесса:Студия «Негоциант», 2002. – 152с.
- 25.Чумак И.Г. Холодильные установки. Проектирование. – Учеб. Пособие.- 3-е изд., перераб. и доп.– Одесса: Друк, 2007. – 480 с.
- 26.Экономическая эффективность энергосбережения в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха: Учебное пособие// А.И.Еремкин, Т.И.Королева, Г.В.Данилин, В.В.Бызеев, А.Г.Аверкин. - М.: АСВ,2008. - 184с.
27. Стомахина Г.И.,БобровицкийИ.И.,Малявина Е.Г.,Плотникова Л.В. Отопление,вентиляция и кондиционирование воздуха:Жилые здания со встроенно- пристроенными помещениями общественного назначения и стоянками автомобилей.Коттеджи: Справочное пособие.-М.:Пантори, Москва.2003.-308с.:ил.
28. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат, 2006. – 640 с.: ил. – (Библиотека климатехника).
- 29.Белова Е.М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. 2003, 400с.
- 30.Жихарева Н.В. Особенности расчета теплопритоков в помещении при кондиционировании // Н.В.Жихарева / Холодильная техника и технология – 2015 Том.51 . – № 6– С. 17–20.
- 31.Жихарева Н.В. Метод расчета годового потребления холода систем кондиционирования воздуха // Н.В.Жихарева/ Холодильна техника и технология 2016. –Том.52 №4. –С. 42 – 47.
- 32.Стефанов Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Общая часть. Л.: ВВИТКУ, 1970. - 544 с
- 33.Оносовский В.В. Моделирование и оптимизация холодильных установок. – Ленинград: Издательство Ленинградского университета, 1990.

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
						96
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

34. Жихарева Н.В. Оценка энергетической эффективности системы охлаждения плодоовощехранищ // Н.В.Жихарева, Хмельнюк М.Г. / Холодильна техника . 2015. – №3 Том.51 –С. 53 – 57
35. Жихарева Н.В. Моделивання та оптимізація систем кондиціонування повітря . / Жихарева Н.В. – Одесса: «ТЭС», 2016. – 172с.
36. Голубков Б.Н. Проектирование и эксплуатация установок кондиционирования воздуха и отопления .М.: Энергоатомиздат, 1988. – 190 с.: ил.
37. Рекомендации по проектированию систем утилизации тепла удаляемого воздуха в теплоутилизаторах типа «воздух-воздух» (вращающиеся регенераторы). М.: ГПИ Сантехпроект МНИИТЭП, ТашЗНИИЭП, ЦНИИпромзданий, 1983.
38. Селиванов М.Н., Фридман А.Э., Кудряшова Ж.Ф. Качество измерений. Метрологическая справочная книга. Л.: Лениздат, 1987. — 296 с.
39. Сотников А.Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. С.-Петербург, 2006, Том II, 416 с.
40. Сотников А.Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. С.-Петербург, 2005, Том I, 504 с.
41. Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем.- СПб.: АНО НПО «Мир и семья», 2002. -1154 с.

					БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		97

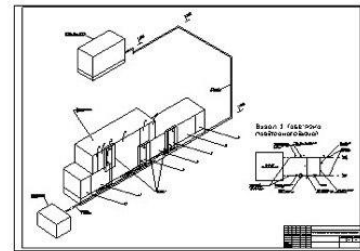
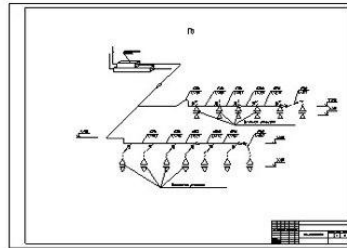
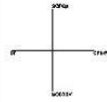
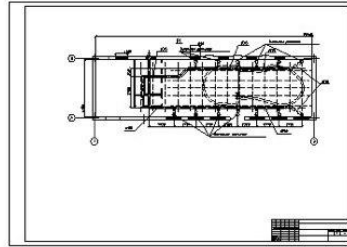


Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ

Арк.

98



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 03. 003.000 ДП.ПЗ

Арк.

99