

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ ТА ЕКОЕНЕРГЕТИКИ
ФАКУЛЬТЕТ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ТЕХНІКИ ТА ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ
КАФЕДРА ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК І КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ



**Пояснювальна записка
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

**«Проект системи кондиціонування загальноосвітньої школи с Андріївка
Белгороднестровського р-ну Одеської обл.»..**

Здобувача Лутаєнко Д.В.

2 курсу ЕН-141ск- групи

Керівник к.т.н.доц. Жихарєва Н.В

Консультанти: к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.

к.т.н.доц. Когут В. О.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 31. травня 2024 р. протокол № 12.

Завідувач кафедри

ХУіКП
(назва кафедри)

Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса – 2024 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	<u>Низькотемпературної техніки та інженерної механіки</u>
Кафедра	<u>Холодильних установок і кондиціонування повітря</u>
Ступень вищої освіти	<u>Бакалавр</u>
Спеціальність	<u>142 «Енергетичне машинобудування»</u>
Освітня програма	<u>Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря</u>

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.
«01» березня 2024 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Лутаєнко Дмитра Валентиновича

керівник проекту (роботи) к.т.н. доц. Жихарева Наталія Віталіївна
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

1. Тема роботи: «Проект системи кондиціонування загальноосвітньої школи с Андріївка Белгороднестровського р-ну Одеської обл.».

Затверджено наказом академії від 31.08.2023 р. наказ №487-03

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 31.05.2024 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Белгороднестровського р-ну Одеської обл

Параметри повітря в приміщенні влітку $t = 23 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi = 62\%$,

Параметри повітря взимку $t = 21 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi = 50\%$,

Параметри зовнішнього повітря $t = 28 \text{ }^\circ\text{C}$., $h = 62 \text{ кДж/кг}$

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) техніко-економічне обґрунтування, розрахунок процесів кондиціонування повітря, вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря, розрахунок теплопритоків, обґрунтування вибору обладнання СКП, підбір обладнання.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

План приміщення з розгалуженням повітроводів, повітроводи, схема центрального уондиціонера; схема фенкойлів

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н.доц. Жихарева Н.В.	19.04.2024	28.05.2024
Економічний розділ	к.т.н.доц. Жихарева Н.В.	19.04.2024	28.05.2024

7. Дата видачі завдання: 01.09. 2023

Керівник _____ Жихарева Н.В

Завдання прийняв до виконання _____ Лутаєнко Д.В .

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ.	27.03-03.04	Виконано
2.	Техніко-економічне обґрунтування	04.04-10.04	Виконано
3.	Розрахунок процесів кондиціювання процесів	11.04-18.04	Виконано
4.	Обґрунтування вибору і підбору обладнання	18.04-27.04	Виконано
5.	Розрахунок апаратів систем кондиціювання	29.04-07.05	Виконано
6.	Вибір і розрахунок системи повітророзподілення	08.05-16.05	Виконано
7.	Економічні розрахунки	17.05-23.05	
8.	Охорона праці	24.05-26.05	Виконано
9.	Висновки	27.05-31.05	Виконано

Здобувач – дипломник _____ Лутаєнко Д.В.

Керівник роботи _____ Жихарева Н.В.

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник _____ Лутаєнко Дмитро Валентинович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра Лутаєнко Дмитра Валентиновича “«Проект системи кондиціонування загальноосвітньої школи с Андріївка Белгороднестровського р-ну Одеської обл.». Розроблена система кондиціонування для школи. Комфортний мікроклімат в навчальному закладі - запорука продуктивного навчального процесу, але більшість закладів побудовані за застарілими проектами, розробленими ще 40 років тому. Тому для створення комфортних умов перебування в приміщеннях навчальних закладів підібрали сучасну систему кондиціонування повітря це забезпечить кондиціонер, який створює циркуляцію в приміщенні, VRF підігрів та охолодження повітря, а за рахунок фільтрів - очищає його від пилу та шкідливих частинок, знижує рівень вологості та бактеріальної небезпека.

Проект системи кондиціонування з розробкою мультизональної VRF- загальноосвітньої школи с Андріївка Белгороднестровського р-ну Одеської обл ” складається з: 86-сторінки тексту, 7-зображень, 6-таблиць, 15 посилань на літературні джерела.

. У даній кваліфікаційній роботі йде мова про проект системи кондиціонування повітря для школи з розробкою мультизональної VRF- системи

Результатом аналізу та розрахунку процесів кондиціонування повітря було здійснено вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; розробкою мультизональної VRF системи обґрунтування та аналізування вибору і підбіру обладнання для системи кондиціонування повітря

Ключові слова: Кондиціонер; мультизональна VRF система; фреон; системи кондиціонування; теплопритоки; вологовміст; вентиляція; фільтр для очистки повітря

ANNOTATION

Qualification thesis of the bachelor Lutayenko Dmytro Valentynovych ""Project of the conditioning system of the secondary school in Andriyivka, Belgorodnestrovsky district, Odesa region." An air conditioning system has been developed for the school. A comfortable microclimate in an educational institution is the key to a productive educational process, but most institutions are built according to outdated projects developed 40 years ago. Therefore, to create comfortable conditions for staying in the premises of educational institutions, a modern air conditioning system was selected, this will provide an air conditioner, which creates circulation in the room, VRF heats and cools the air, and thanks to the filters - cleans it of dust and harmful particles, reduces the level of humidity and bacterial danger

The project of the air conditioning system with the development of a multi-zonal VRF- comprehensive school from Andriyivka, Belgorodnestrovsky District, Odesa Region" consists of: 86 pages of text, 7 images, 6 tables, 15 references to literary sources.

. This qualification work is about the design of the air conditioning system for the hotel with the development of the school 's multi-zone VRF system

As a result of the analysis and calculation of the air conditioning processes, the selection of the calculation parameters of the indoor and outdoor air was made; calculation of heat inflows and moisture inflows; development of a multi-zone VRF system of justification and analysis of the choice and selection of equipment for the air conditioning system for the school.

Keywords: Air conditioner; multizone VRF system; freon; air conditioning systems; heat inflows; moisture content; ventilation; air filter

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП.....	6
1 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ.....	7
2 ТЕХНІКО – ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ.....	11
3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	10
4 ВИБІР І РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОВІТРОРозПОДІЛЕННЯ.....	28
5 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ.....	44
6 РОЗРАХУНОК ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	60
7 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК.....	69
8 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	75
9 ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА.....	84
10 ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ.....	91

					КРБ.ХУіКП 1. 487-03.2.2							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунково- пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Акрушів		
Розроб.		Лутаєнко Д.									5	92
Перевір.		Жихарева Н.										
Реценз.												
Н. Контр.												
Затверд.					ЕНск-141- група							

ВСТУП

Актуальність теми:

Кондиціонування для шкіл та ВНЗ надзвичайно важлива! Комфортний мікроклімат в навчальному закладі - запорука продуктивного навчального процесу, але більшість закладів побудовані за застарілими проектами, розробленими ще 40 років тому. Вимоги кліматичного комфорту та енергоефективності для приміщень до сьогодні суттєво підвищились, тому варто подбати про створення комфортних умов перебування в приміщеннях навчальних закладів – це забезпечить кондиціонер, який створює циркуляцію в приміщенні, підігрів та охолодження повітря, а за рахунок фільтрів - очищає його від пилу та шкідливих частинок, знижує рівень вологості та бактеріальної небезпека

Відповідно до правил ДСанПіН, температурний режим в загальноосвітніх закладах має становити

навчальні кабінети і класи: +17–20°

спортивні зали: +15–17°С;

роздягальні: +19–23°С

актова зала: +17–20°С

бібліотека: +16-18°С

медкабінети: +21–23

гардероб, вестибюлі: +16–19°С

гардероб, вестибюлі: +16–19°С

При цьому рівень вологі має бути не вище 40–60%

Мета роботи та задачі дослідження.

Метою даної роботи є системи кондиціонування загальноосвітньої школи с Андріївка Белгороднестровського р-ну Одеської обл

Методи дослідження.

Чисельні методи оптимізації, проектування в середовищі AutoCAD.

Структура роботи.

Включає 6 розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел інформації та додатків.

Задачі дослідження.

Проаналізувати існуючі ресурсозберігаючі системи комфортного кондиціонування повітря загальноосвітніх закладів Провести дослідження і розрахунок систем комфортного кондиціонування повітря.

Метою дипломного проектування є розрахунок і підбір системи кондиціонування повітря для системи кондиціонування загальноосвітньої школи с Андріївка Белгороднестровського р-ну Одеської обл.

1.ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

Місце розташування об'єкта: с Андріївка Белгороднестровського р-ну Одеської обл

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б:

Барометричний тиск - $P = 1010$ мм.рт.стопва.

Ентальпія зовнішнього повітря - $h = 62$ кДж/кг.

Температура зовнішнього повітря – $t = 28.8^{\circ}\text{C}$.

Розрахункова швидкість вітру – 1 м/с.

Розрахункові параметри повітря в приміщенні:

Температура повітря в приміщенні влітку – $t_{\text{в}} = 23^{\circ}\text{C}$.

Температура повітря в приміщенні взимку – $t_{\text{в}} = 21^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість повітря в приміщенні влітку – $\varphi_{\text{в}} = 50\%$.

Відносна вологість повітря в приміщенні взимку – $\varphi_{\text{в}} = 50\%$.

Розглянутий об'єкт являє собою двопорхевий будинок з бомбосховищем

Система кондиціонування даного об'єкта носить комфортний характер.

2. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

Для створення системи кондиціонування повітря потрібно створювати новітні пристрої вносити новшества, це істотно впливає на вартість будівництва й експлуатаційні витрати. Розроблена система кондиціонування для школи. Комфортний мікроклімат в навчальному закладі - запорука продуктивного навчального процесу, але більшість закладів побудовані за застарілими проектами, розробленими ще 40 років тому. Тому для створення комфортних умов перебування в приміщеннях навчальних закладів підібрали сучасну систему кондиціонування повітря це забезпечить кондиціонер, який створює циркуляцію в приміщенні, VRF підігрів та охолодження повітря, а за рахунок фільтрів - очищає його від пилу та шкідливих частинок, знижує рівень вологості та бактеріальної небезпека.

Проект системи кондиціонування з розробкою мультизональної VRF-загальноосвітньої школи с Андріївка Белгороднестровського р-ну Одеської обл У зв'язку із цим техніко-економічна оцінка систем кондиціонування повітря завжди представляє інтерес для замовника. Така оцінка виконується не тільки в процесі проектування, але й на перед проектної стадії, що особливо важливо для вибору того або іншого варіанта системи або для рішення питання про доцільність пристрою систем кондиціонування повітря у тих випадках, коли будівельні норми вимагають обґрунтування для проектування усередині будинку повітряного середовища з оптимальними параметрами.

Вимоги до проекту полягають у наступному: мінімальна вартість устаткування й будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла й особливо дорогого холоду.

Системи кондиціонування повітря комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря в кондиціонованих приміщеннях, оптимальних для самопочуття людей, що перебувають у них. Параметри визначаються умовами тепло- і вологообміни, які, у свою чергу залежать від характеру виконуваної ними

роботи, нервової напруги, одягу, а також температури, вологості й швидкості руху навколишнього повітря й інших факторів.

Приміщення призначені для цілорічної і цілодобової експлуатації.

У дипломному проекті передбачається прийняти систему кондиціонування класів з розробкою мультизональної VRF-системи загальноосвітньої школи .

У такий спосіб для загальноосвітньої пропонується використати систему кондиціонування повітря, що представляє собою набір наступних елементів:

- 1 -зовнішній блок ;
- 2 – касетний внутрішній блок (потолочний);
- 3 – настінний внутрішній блок :
- 4 -каналний

3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря

Системи кондиціонування повітря комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря, оптимальних для самопочуття людей. Особливістю те що Параметри визначаються умовами тепло- і вологообміна, які у свою чергу залежать від конституції людини, стану його здоров'я, характеру виконуваної роботи, нервової напруги, одягу, а також від температури, вологості й швидкості руху навколишнього повітря. Нормами регламентовані значення оптимальних параметрів повітря для різних виробничих, суспільних і житлових приміщень.

Керуючись нормами проектування, приймаю наступні значення температури, відносній вологості й швидкості руху повітря в приміщенні [9]:

теплий період року – $t_{в} = 23 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\phi_{в} = 50 \%$; $\omega = 0,3\text{м/с}$

холодний період року - $t_{в} = 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\phi_{в} = 50 \%$; $\omega = 0,2\text{м/с}$

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря визначається кліматичними умовами місцевості й призначенням СКП.

У випадку, параметри зовнішнього повітря, повинні відповідати класу [Б]. Керуючись [3], приймаю наступні параметри зовнішнього повітря:

теплий період року – $t_{н} = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $h_{н} = 62 \text{ кдж/кг}$;

холодний період року - $t_{в} = -18 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $h_{в} = -19 \text{ кдж/кг}$;

3.2 Розрахунок теплопритоків і вологопритоків до повітря, що вентилює.

3.2.1 Теплий період року.

Визначаємо необхідну товщину термоізоляції стін і покрівлі:

Стіни виконані з пінобетону ($\delta_{пн} = 400 \text{ мм}$), покритого із двох сторін цементною штукатуркою ($\delta_{шт} = 20 \text{ мм}$);

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

штукатурка $\lambda = 0,7 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

пінобетон $\lambda = 0,15 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі:

$$\kappa_{ст} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right)^{-1}, \text{ Вт/(м}^2\text{К)}, \quad (3.1)$$

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

δ_i и λ_i - товщина й теплопровідність i -го шаруючи огороження;

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

$$\kappa_{ст} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,4}{0,15} + 2 \cdot \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,346 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{ДК}).$$

Покрівля плоска, виконана з наступних матеріалів:

гравій, втопленний у бітумну мастику

$$\delta = 20 \text{ мм}; \lambda = 0,18 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

3 шару руберойду на бітумній мастиці

$$\delta = 10 \text{ мм}; \lambda = 0,17 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

цементно-піщана стяжка

$$\delta = 20 \text{ мм}; \lambda = 0,93 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

пенополеуретан

$$\delta = 120 \text{ мм}; \lambda = 0,05 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

залізобетонне збірне перекриття

$$\delta = 220 \text{ мм}; \lambda = 2,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Тоді, для покрівлі коефіцієнт теплопередачі буде дорівнює:

$$\kappa_{кр} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (3.2)$$

$$\kappa_{кр} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,18} + 3 \cdot \frac{0,01}{0,17} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,12}{0,05} + \frac{0,22}{2,04} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,335 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Вибираємо коефіцієнт теплосвоєння матеріалу S шаруючи на границі поділу з [2]. Потім розраховуємо опір R , теплову інерцію шаруючи огороження D , теплову інерцію огороження ΣD по формулах наведеним нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}, \quad (3.3)$$

де δ - товщина шаруючи огороження;

λ - теплопровідність матеріалу шаруючи.

$$D = R \cdot S \quad (3.4)$$

Результати розрахунку заносимо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Теплова інерція матеріалів

Конструкція й матеріал	Щільність, ρ , кг/м ³	Товщина, δ , м	Коефіцієнти			
			Питома теплопровідність, λ , Вт/(мК)	Теплоусвоєні е, S, Вт/(м ² К)	Термічний опір, R, (м ² К/Вт)	Теплова інерція, D
Вікна подвійні, застосування в металевих роздільних плетіннях					0,34	
Зовнішня стіна						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
пінобетон	400	0,4	0,15	2,42	2,66	6,43
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
Безпосереднє покриття						
гравій	800	0,02	0,18	3,6	0,111	0,3996
руберойд	600	0,01	0,17	3,53	0,058	0,205
цементно-піщаний шар	1800	0,02	0,93	11,1	0,0215	0,239
Пінополіуретан	80	0,12	0,05	0,7	2,4	1,68
залізобетонна плита	2500	0,22	2,04	18,7	0,107	2,001
Внутрішні перегородки						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
залізобетон	2500	0,05	2,04	18,7	0,0245	0,458
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
Перегородка між поверхами						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
залізобетонна плита	2500	0,2	2,04	18,7	0,098	1,833
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277

3.2. 1.1 Розрахунок теплопритоків у конференц залі

У приміщенні підтримується постійна температура повітря 23°C. Характеристика конструкцій, що обгороджують, приміщення, наведена в таблиці

Максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна площею 12,8 м² знаходимо по формулі, при максимальній щільності потоку прямої радіації 317 і неуважної 88 Вт/м²; при коефіцієнті теплопропускання $K_4 = 0,61$; $K_3 = 0,8$ (наявність внутрішніх темних штор) по [4] і відсутності захисних пристроїв на вікнах $K_1 = 1$; $K_2 = 1$:

$$Q_{oc,i} = (q_n K_1 + q_p K_2) K_3 K_4 A_{oc} \text{ Вт}, \quad (3.5)$$

де q_n , q_p - поверхнева щільність теплового потоку, Вт/м², через засклений світловий проріз у липні в дану годину доби, відповідно від прямій (q_n) і розсіяною (q_p) сонячної радіації, прийнята для вертикального й горизонтального остеклення по [4];

$$K_1 = K_{n,z} \cdot K_{n,g} \quad (3.6)$$

де K_1 - коефіцієнт опромінення прямою сонячною радіацією для обліку площі світлового прорізу, незатіненою горизонтальною й вертикальною площинами в будівельному виконанні;

$$\dots\dots\dots K_{n,z} = 1 - \left(\frac{l_1 \cdot \text{tg} h_s - r}{\cos A_{s,os}} \right), \dots\dots\dots (3.7)$$

$$\dots\dots\dots K_{n,g} = 1 - \left(\frac{l_2 \cdot |\text{tg} A_{s,os}| - s}{B} \right). \dots\dots\dots (3...8)$$

де H , B - висота й ширина світлового прорізу, м;
 l_1 , l_2 - ширина горизонтальних і вертикальних будівельних сонцезахисних площин;

h_s - висота сонця - кут, град., між напрямком сонячного променя і його проекцією на горизонтальну площину;

$A_{s,oc}$ - сонячний азимут скління світлового прорізу, визначається різницею кутів азимута сонця й азимута світлового прорізу;

$$K_2 = K_e \cdot K_g \quad (3.9)$$

де K_2 - коефіцієнт опромінення для обліку надходження неухважної сонячної радіації через світлові прорізи, незатінені горизонтальної й вертикальної зовнішнімисонцезахисними площинами в будівельному виконанні;

K_3 - коефіцієнт теплопропусканіясонцезахисних пристроїв;

K_4 - коефіцієнт теплопропусканіясклінням світлових прорізів, прийнятий по [4];

A_{oc} - площа світлового прорізу (склінням), m^2 .

$$Q_{oc,i} = (419 \cdot 1 + 107 \cdot 1) \cdot 0,8 \cdot 0,61 \cdot 120 = 3358 \text{ Вт.}$$

Для визначення показника $a_{п}$ поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації знаходимо коефіцієнти теплосасвоєння, $Вт/(m^2 \cdot K)$:

Для вікон:

$$Y_{oc} = \frac{1}{R_{oc} - 1/\alpha_{вн}}, \text{ Вт}/(m^2 \cdot K), \quad (3.10)$$

де R_{oc} - термічний опір теплопередачі заскління світлових прорізів, прийняте по прил. 6 [4];

$\alpha_{вн}$ - коефіцієнт тепловіддачі [4, табл. 4].

$$Y_{oc} = \frac{1}{0,34 - 1/8} = 4,60 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K).$$

Для зовнішньої стіни по шарі пінобетону: $D=6,35$

$$Y_{ст} = S_{пен}, \text{ Вт}/(m^2 \cdot K). \quad (3.11)$$

$$Y_{ст} = 2,40 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K).$$

Для перегородок виробляється розрахунок для половини їхньої товщини по пінобетоні:

$$D/2 = 3,215 > 1, \text{ те}$$

$$Y_{пер} = R_M S_M^2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (3.12)$$

де S_M - коефіцієнт теплозасвоєння матеріалу шаруючи на границі поділу, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$Y_{пер} = 2,87 \cdot 2,42^2 = 16,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для покриття по шарі залізобетонної плита: $D=1,1 > 1$, те

$$Y_{пок} = S_{зал}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (3.13)$$

$$Y_{пок} = 18,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Показник сумарного теплозасвоєння приміщення:

$$\sum Y = Y_{ст} A_{ст} + Y_{пер} A_{пер} + Y_{пок} A_{пок} + Y_{ок} A_{ок}, \text{ Вт}/\text{ДК} \quad (3.14)$$

де $A_{ст}$ – $A_{ок}$ - внутрішні поверхні огорожень приміщення й поверхні встаткування, м^2 .

$$\sum Y = 2,42 \cdot 167,9 + 16,8 \cdot 67,5 + 18,7 \cdot 250,4 + 4,65 \cdot 12,8 = 6282 \text{ Вт}/\text{К}.$$

Показник інтенсивності конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2,55(A_{ст} + A_{пер} + A_{пок} + A_{ок}), \text{ м}^2, \quad (3.15)$$

$$\Delta = 2,55(167,9 + 67,5 + 250,4 + 12,8) = 1271 \text{ м}^2.$$

Показник поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації:

$$a_n = \phi \left(\sum \frac{Y}{\Delta} \right), \quad (3.16)$$

$$a_n = \phi \left(\frac{6282}{1271} \right) = \phi(4,94).$$

Визначаю величину теплового потоку теплопередачею через вікна й значення вношу в таблицю 1

$$Q_{\Delta t} = \frac{(t_n + 0,5\theta_1 \cdot A_{M,c} - t_n) A_{oc}}{R_{oc}}, \text{ Вт} \quad (3.17)$$

де $t_{нар}$ - середня за добу температура зовнішнього повітря, °З, прийнята рівній температурі липня [5];

$A_{м.з} = 8,8$ °С - максимальна добова амплітуда температури зовнішнього повітря в липні [5];

θ_1 - коефіцієнт, що виражає гармонійну зміну температури зовнішнього повітря [5];

t_b - температура повітря в приміщенні, °З [6];

$A_{oc} = 12,8$ м², $R_{oc} = 0,34$ м²·К/Вт - площа и приведенное сопротивление теплопередаче, остекления светового проема [4, приложение 6].

Визначаю величину теплового потоку, через зовнішню стіну й вношу в табл. 1, додаток 1:

$$Q_M = \left[\frac{1}{R} \cdot (t_{нар} + \rho \cdot \frac{j_{cp}}{\alpha_n} - t_n) + \frac{\beta_k \cdot \alpha_{вн}}{V} (0,5 \cdot \theta_1 \cdot A_{м,с} + \frac{\rho}{\alpha_n} \cdot \theta_2 \cdot A_j) \right] A_M, \quad (3.18)$$

де R – опір теплопередачі масивної конструкції, що обгороджує (зовнішньої стіни, покриття), м²·К/Вт [3];

$t_{нар}$, t_b – середня температура зовнішнього повітря в липні [5] і температура повітря в приміщенні;

$\rho = 0,3$ -коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею конструкції, що обгороджує, [4, додаток 7];

J_{cp} , Вт/м² – середньодобове значення поверхневої щільності теплового потоку сумарної сонячної радіації (прямій і неухажної), що надходить у липні варто приймати для горизонтальної й для вертикальної поверхні [5];

$\beta_{до}$ – коефіцієнт рівний 1, при відсутності вентиляваного повітряного прошарку в огороженні (покритті);

V - величина загасання амплітуди коливань температури зовнішнього повітря в конструкції, що обгороджує, [4] або по формулі:

$$V = 2^{\sum D} \left(0,83 + 3 \cdot \frac{\sum R}{\sum D} \right) \cdot V_c \cdot V_a \quad (3.19)$$

де $\sum R$ – термічний опір огороження Вт/(м²·К);

$\sum D$ - теплова інерція огороження.

$$V_c = 0,85 + 0,15 \cdot \frac{S_2}{S_1} \quad (3.20)$$

$$V_c = 0,85 + 0,15 \frac{2,67}{9,6} = 0,87,$$

$$V = 2^{6,984} \left(0,83 + 3 \cdot \frac{2,617}{6,884} \right) \cdot 0,87 \cdot 1 = 217.$$

θ_1, θ_2 - коефіцієнти, прийняті по таблицях для кожної години доби, відповідно при

3.2.. Розрахунок теплопоступлення від різних джерел

теплопоступлення від людей

$$Q_l = n \cdot q_l, \text{ Вт}, \quad (3.24)$$

де n - число людей, що перебувають у приміщенні;

q_l – тепловиділення від однієї людини, Вт.

$$Q_l = 30 \cdot 150 = 4500 \text{ Вт}.$$

Визначаю явні й сховані теплопритоки від людей

$$Q_l^{скр} = n \cdot q_l^{скр}, \text{ Вт}, \quad (3.25)$$

де. n - число людей, що перебувають у приміщенні;

$q_l^{скр}$ – сховані тепловиділення від однієї людини, Вт [10]

$$Q_l^{скр} = 30 \cdot 28,6 = 858 \text{ Вт},$$

$$Q_l^{явн} = Q_l - Q_l^{скр}, \text{ Вт}, \quad (3.26)$$

$$Q_l^{явн} = 4500 - 858 = 3642 \text{ Вт}.$$

від висвітлення

$$Q_{осв} = \beta \cdot F_n \cdot n, \text{ Вт}, \quad (3.27)$$

де β - коефіцієнт обліку частки тепла;

F_n – площа підлоги, м^2 ;

n - відсоток освітленості.

$$Q_{ос} = 0,5 \cdot 250,4 \cdot 15 = 1878 \text{ Вт}.$$

Визначаємо повне теплонадходження

$$Q_{пол} = Q_{л} + Q_{осв} + Q_{озр}, \text{ Вт}, \quad (3.28)$$

$$Q_{пол} = 4500 + 1878 + 1465 = 7843 \text{ Вт}.$$

3.2.1.3 Розрахунок вологовиділення від різних джерел

Виділення вологи від людей

$$W_{л} = n \cdot w_{л}, \text{ кг/с} \quad (3.29)$$

де n - число людей у приміщенні;

$w_{л}$ – виділення вологи від однієї людини, г/с.

$$W_{л} = 130 \cdot 0,0115 = 0,405 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}.$$

Визначаю вологовиділення від вологого збирання

$$W_{вл.у.} = \sigma F_n (d''_n - d_n) \cdot 0,1, \text{ кг/с} \quad (3.30)$$

σ - коефіцієнт вологообміна кг/(м²·с)

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^s} = \frac{\alpha}{c_p^{с.б.} + c_p^n \cdot d_{ср}}, \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)} \quad (3.31)$$

$$\sigma = \frac{7}{1,006 \cdot 10^3 + 1,86 \cdot (9 + 18)/2} = 0,006758 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)},$$

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

d_n, d''_n - вологовмісту повітря в приміщенні при заданій відносній вологості й на лінії насичення.

$$W_{вл.у.} = 0,007 \cdot 250,4 \cdot (18 - 9) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 1,57 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$$

$$Q_{вл.у.}^{скр} = r \cdot W_{вл.у.}, \text{ (Вт)}, \quad (3.32)$$

де r - схована теплота паротворення

$$r = r_0 - 2,3 \cdot t_w^M, \text{ (кДж/кг)}. \quad (3.33)$$

де t_w^M - температура повітря в приміщенні за мокрим термометром

$$r = 2500 - 2,3 \cdot 16,5 = 2462,05 \text{ (кДж/кг)},$$

$$Q_{вл.у.}^{скр} = 2462,05 \cdot 10^3 \cdot 1,57 \cdot 10^{-3} = 3884 \text{ Вт}.$$

Визначаю повне вологовиділення

$$W_{пол} = W_l + W_{вл.у.}, \text{ кг/с} \quad (3.34)$$

$$W_{пол} = 0,405 \cdot 10^{-3} + 1,57 \cdot 10^{-3} = 1,98 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Визначаю тепловологу характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{пол}}{W_{пол}}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.35)$$

$$\varepsilon = \frac{7,843}{1,98 \cdot 10^{-3}} = 3961 \text{ кДж/кг.}$$

Визначаю загальну сховану теплоту

$$Q_{скр} = Q_{скр}^l + Q_{скр}^{вл.у.}, \text{ Вт} \quad (3.36)$$

$$Q_{скр} = 858 + 3884 = 4742 \text{ Вт}$$

Визначаю загальну явну теплоту

$$Q_{явн} = Q_{пол} - Q_{скр}, \text{ Вт} \quad (3.37)$$

$$Q_{явн} = 7843 - 4742 = 3101 \text{ Вт}$$

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

$$G_1 = \frac{Q_{пол}}{h_g - h_n}, \text{ кг/с}, \quad (3.38)$$

$$G_1 = \frac{7,82}{50 - 35,5} = 0,71 \text{ кг/с,}$$

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с}, \quad (3.39)$$

$$G_2 = \frac{3,101}{1,0186 \cdot 5} = 0,68 \text{ кг/с,}$$

$$c_p = 1,006 + 1,8d, \text{ кДж} \quad (3.40)$$

$$c_p = 1,006 + 1,8 \cdot 7 \cdot 10^{-3} = 1,0186 \text{ кДж}$$

$$G_3 = \frac{W_{\text{пол}}}{d_g - d_n}, \text{ кг/с.} \quad (3.41)$$

$$G_3 = \frac{1,98 \cdot 10^{-3}}{(10,8 - 7)10^{-3}} = 0,57 \text{ кг/с.}$$

Вибираю $G = 0,71$ кг/с.

Результати розрахунку інших приміщень зведені в таблицю 3.2

Таблиця 3.2 - Підсумки розрахунків теплоприпливів

приміщення	Q _{пол} , кВт	W _{пол} , кг/с	ε, кДж/кг·К	G, кг/с
Столова	6,12	0,00118	5186	0,71
Вчительська	0,94	0,000331	5286	0,093
Актова зала	7,683	0,00128	6001	0,71
Клас	0,547	0,000119	6894	0,056
Клас	0,477	0,000139	6432	0,047
Клас	1,3422	0,000381	7523	0,096
Клас	1,42	0,000381	6727	0,11
Клас	0,615	0,000167	5932	0,097
Клас	0,615	0,000167	5932	0,097
Клас	0,615	0,000167	5932	0,097
Клас	0,615	0,000167	5932	0,097
Другий й поверх				
Клас	0,615	0,000167	5932	0,041
Клас	0,615	0,000167	5932	0,03
Клас з лаборанською	0,9133	0,000381	8980	0,19

3.2. 1.4 Побудова процесу в h-d діаграмі (літній процес).

Для побудови процесу в h-d діаграмі необхідно визначити тепловологу характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{кДж/кг} \quad (3.42)$$

де Q - теплопоступлення в приміщення, кВт;

W - надходження вологи в приміщеннях, кг/с.

$$\varepsilon = \frac{189,52}{0,0289} = 7523 \text{ кДж/кг}$$

Будую на діаграмі ε процесу.

Зовнішнє повітря в кількості $G_{\text{н}} = 16480 \text{ м}^3/\text{год.}$ з параметрами $t_{\text{н}} = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и $h_{\text{н}} = 62 \text{ кДж/кг}$ надходить у центральний кондиціонер, де прохолоджується по прямій НК (точка К середня температура охолодної рідини) до параметрів повітря, що перебуває усередині приміщення.

Повітря, що перебуває усередині приміщення, попадає у фэнкойл, де прохолоджується по прямій ВК на діаграмі h-d (точка В має параметри внутрішнього повітря). Витрата повітря через фэнкойл становить $L_{\text{ф}} = 31314 \text{ м}^3/\text{ч.}$

Знаючи витрату повітря через фэнкойли й центральний кондиціонер, а також їх холодопродуктивність знаходжу різницю ентальпій Δh і відкладаємо їх на діаграмі. З'єднавши точки, що вийшли, одержимо точки суміші на ε процесу. Точка суміші має параметри $t_{\text{с}} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $h_{\text{см}} = 40,8 \text{ кДж/кг.}$

Будую у діаграмі ε процесу для всіх приміщень. Перешу їх у точку В, що відповідає моїм заданим параметрам. Вибираю $\varepsilon_{\text{порівн}}$ - це буде тепловологісна характеристика процесу в теплий період року. Відкладаю точки В' відповідному підігріву повітря на усмоктувальному повітроводі й рівного $1 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Від точки В по $\varepsilon_{\text{ін}}$

відкладаю $\Delta t_{\text{pab}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ і ставимо точку П. Відкладаю точку П' відповідному підігріву повітря на нагнітаючому повітроводі й рівного $1 \text{ }^\circ\text{C}$.

З'єднують точку В' з точкою Н, що відповідає параметрам зовнішнього повітря. Знаходжу точку С із відношення $V'П = V'Н \cdot (G_{cv}/G_v)$ і відкладаю її від точки В' на прямій В'Н. З'єднавши точку С з точкою К отримуємо процес у повітроохолоджувачі. Відрізок проходить через точку П', отже автоматику набудовуємо так, щоб повітря проходячи повітроохолоджувач відразу подавався в приміщення.

3.2.2 Розрахунок тепловиділень у актовому взимку

Зовнішня температура повітря $t_n = -18^\circ\text{C}$ [3];

Ентальпія зовнішнього повітря $h_n = -18,3 \text{ кДж/кг}$ [3].

$$G_x = G_T, \text{ кг/с}, \quad (3.43)$$

$$G_x = 0,81 \text{ кг/с}.$$

3.2.2.1 Розрахунок тепловиділень від конструкцій, що обгороджують

$$Q_{огр} = Q_{cm} + Q_{ок} + Q_{пер}, \text{ Вт}, \quad (3.44)$$

$$Q_{cm} = k_{cm} F (t_n - t_e), \text{ Вт}, \quad (3.45)$$

де $F_{ст}$ – площа стін, м^2 ;

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

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

$$Q_{cm} = 0,35 \cdot 154,9 \cdot (-17,8 - 20) = -2049 \text{ Вт},$$

$$Q_{пер} = k_{пер} F_{пер} (t_{нк} - t_e), \text{ Вт}, \quad (3.46)$$

де $F_{пер}$ – площу перегородки, м^2 ;

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

$t_{HK} - t_B$ – різниця температур, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{nep} = 4 \cdot 67,5 \cdot (17 - 20) = -810 \text{ Вт},$$

$$Q_{ок} = F_{ок} \cdot k_{ок}(t_n - t_g), \text{ Вт}, \quad (3.47)$$

де $F_{ок}$ – площа вікон, м^2 ;

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

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

$$Q_{ок} = 12,8 \cdot 0,61 \cdot (-18 - 20) = -295 \text{ Вт},$$

$$Q_{огр} = -2049 - 810 - 295 = -3178 \text{ Вт}.$$

3.2.2. Розрахунок тепловиділень від різних джерел

Тепловиділення від людей

$$Q_l^3 = Q_l^l, \text{ Вт}, \quad (3.48)$$

$$Q_l^3 = 4500 \text{ Вт}.$$

Тепловиділення від висвітлення

$$Q_{осв}^3 = Q_{осв}^l + Q_{осв}^{местное}, \text{ кВт}, \quad (3.49)$$

$$Q_{осв}^3 = 1,878 + 0,5 = 2,378 \text{ кВт}.$$

Повний теплоприплив

$$Q_{пол} = Q_l + Q_{осв} + 0,4Q_{огр}, \text{ Вт}, \quad (3.50)$$

$$Q_{пол} = 4500 + 2378 - 0,4 \cdot 3154 = 5614 \text{ Вт}.$$

Повне вологовиділення

$$W_{пол}^3 = W_{пол}^l, \text{ кг/с},$$

$$W_{пол}^3 = 1,98 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с},$$

$$\Delta h_p = \frac{Q_{пол}^3}{G}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.52)$$

$$\Delta h_p = \frac{5,614}{0,81} = 7,2 \text{ кДж/кг},$$

Визначаємо тепловологу характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{пол}^3}{W_{пол}}, \text{кДж/кг}, \quad (3.53)$$

$$\varepsilon = \frac{5,614}{1,98 \cdot 10^{-3}} = 2835 \text{ кДж/кг.}$$

Розрахунок інших кімнат наведений у таблиці 3.3

Таблиця 3.3 – Підсумки розрахунків тепловтрат

приміщення	Q _{пол} , кВт	W _{пол} , кг/з	ε, кДж/кг·К	G, кг/з
Перший поверх				
Столова	3,24	0,00118	2746	0,75
Вчительська	0,826	0,000331	2494	0,092
Актова зала	5,73	0,00198	2893	0,61
Клас	0,392	0,000139	2820	0,0545
Четвертий поверх				
клас	0,505	0,000139	3630	0,042
Клас з лабораторією	0,532	0,000381	1396	0,096
клас	0,532	0,000381	1381	0,11
клас	0,552	0,000281	1965	0,07
клас	0,688	0,000241	2855	0,0725
клас	0,619	0,000167	2946	0,056
клас	0,619	0,000167	2946	0,056
клас	0,640	0,000228	2222	0,08

3.2.2.3 Побудова процесу в h-d діаграмі (зимовий процес)

Будую в діаграмі точку В, що відповідає моїм заданим параметрам, потім будує ε процес для всіх приміщень. Вибираю ε_{порівн} - це буде тепловологу характеристика процесу в холодний період року. Відкладаю точку В' відповідному підігріву повітря на усмоктувальному повітроводі й рівного 1°C. Від точки В по ε_{ін} відкладаю Δh= 7,2 °C і ставлю точку П. Відкладаю крапку П' відповідному підігріву

повітря на нагнітаючому повітроводі й рівного 1°C , від її відкладаю вниз по $d = \text{const}$ відповідному підігріві повітря в нагнітальному повітроводі й ставлю на перетинанні $\varphi = 90\%$ точку К. Будує підігрів у першому нагрівачі по $d = \text{const}$ (Н-Н'). З'єдну точку Н'с точкою В'. Відкладаю від крапки До процес по $h = \text{const}$ до прямій Н'В' і ставлю т.С, отримав процес у стільниковому зволожувачі.

3.7 ПІДБІР VRF СИСТЕМИ

Із отриманих розрахунків в попередніх розділах, враховуючи змінну витрату холодоагенту в системах кондиціонування модернізуємо дійсну систему кондиціонування повітря . VRF-системи Daikin RXYQ34.

Тому що по перше за рахунок менших габаритів і ваги установки, іде менша навантаження на дах і установка займає меншу площу.

По друге за рахунок вже встановленого в VRF систему частотника на компресорі і вентиляторі зменшується кількість спожитої електроенергії.

По третє в VRF ситемі підтримується більш точніше температура повітря в залі(коливання температури 0,5 °C),за рахунок точного регулювання подачі холодильного агента електроним TPV і встановкою датчиків температури до і після проходження повітря.

По четверте в VRF система не потребує повітропроводів за рахунок цього не зменшується висота приміщення(замість повітропроводів встановлюється внутрішній блок каналного типу і до нього підводяться мідний трубопровід).

Таблиця 3.4 Характеристики RoofTop Daikin UATYQ350BY1

Характеристики і показники	Од.	Daikin
Модель		UATYQ250BY1
Холодовидатність	кВт	35
Тепловидатність	кВт	34
Макс.потр.потужність(охолодження)	кВт	10.7
Макс.потр.потужність(обігрів)	кВт	10.8
EER при роботі на охолодження	Вт/Вт	3.3
COP при роботі на обігрів	Вт/Вт	3.21
Уров.шума: охл./обогр.	дБ(А)	76
Габ.разм:вис./шир./длина.	мм	1028/2200/2100
Маса	кг	660
Хладагент		R410A

Вигляд зовнішнього блока установки DAIKIN RYYQ34T



рис 8

Вигляд внутрішнього блока (каналъго типу)

Висновок

В даному розділі було показано параметри старої СКП, та параметри нової СКП, яка була запропонована в якості модернізації дійсної установки кондиціонування повітря для підвищення комфортності .

Також порівняно характеристики фірм виробників VRF систем та вибрана найбільш перспективна установка фірми Daikin.

За допомогою запропонованої системи кондиціонування повітря автоматично підтримуються витрата холодоагенту та регулюються задані параметри мікроклімату . При цьому чим більше коло підтримки і регулювання параметрів, тим більше їх наближеність до оптимальних заданих параметрів повітря в приміщені.

4. ВИБІР І РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОВІТРОРОЗПОДІЛЕННЯ

4.1 Обґрунтування вибору встаткування СКП

На підставі розрахунку, зробленого вище, одержимо потрібну масову кількість повітря для кожного приміщення. Тоді корисний обсяг повітря для систем визначається по формулі:

$$L = \frac{3600 \cdot G_g}{\rho}, \quad (4.1)$$

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

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

$$L_1 = \frac{3600 \cdot 0,801}{1,2} = 2404 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Для системи П2:

$$L_2 = \frac{3600 \cdot 1,57}{1,2} = 4712 \text{ м}^3/\text{ч}$$

З урахуванням втрат через нещільності у системі повітро розподілення встаткування підбираємо по наступних об'ємних витратах:

- для системи П1

-

$$L_1^n = 1,04 \cdot L_1, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (4.2)$$

$$L_1^n = 1,04 \cdot 2404 = 2500 \text{ м}^3/\text{ч}$$

- фільтра;
- нагрівача водяного (фірми OSTBERG);
- вентилятора (фірми OSTBERG);
- шумоглушника.

4.2 Аеродинамічний розрахунок системи повітроводів

Сутність аеродинамічного розрахунку повітроводів складається у визначенні розмірів його перетинів, а також втрат тисків на тертя й місцеві опори. При цьому необхідно виконати наступні умови:

- розміри перетинів повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі системи повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітроводів повинна бути в рекомендаційних межах, що (для адміністративних і суспільних будинків швидкість руху повітря на магістральних ділянках повітровода в межах 5-9 м/с, у відгалуженнях до 5 м/с);
- швидкість повітря на магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися.

Для виконання розрахунку розробляємо розведення повітроводів по приміщеннях, представляємо її схему в ізометрії, розбиваючи її на ділянки. Для кожної ділянки визначаємо витрату повітря й задаємося швидкістю руху повітря.

Для ділянки повітроводів №1 припливної системи П1

Необхідна площа перетину повітроводів

$$f = \frac{L}{v \cdot 3600}, \text{ м}^2, \quad (4.4)$$

де $v = 3,5$ м/с - попередньо задана швидкість повітря в магістралі;

$L = 600$ м³/ч – витрата повітря.

$$f = \frac{500}{3,5 \cdot 3600} = 0,039 \text{ м}^2.$$

Приймаємо повітропровід прямокутного перетину 200 (200 мм.

Уточнимо швидкість у повітроводі

$$v = \frac{L}{3600 \cdot f}, \text{ м/с}, \quad (4.5)$$

$$v = \frac{500}{3600 \cdot 0,04} = 3,47 \text{ м/с}.$$

Коефіцієнт тертя

$$\lambda = \frac{0,3164}{(v \cdot \frac{d_2}{v})^{0,25}}, \quad (4.6)$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{(3,47 \cdot \frac{0,226}{1,6 \cdot 10^{-5}})^{0,25}} = 0,0198.$$

Коефіцієнти місцевих опорів (ξ)

коліно $\xi = 0,33$

конфузор $\xi = 0,04$

трійник $\xi = 1,5$

хрестовина $\xi = 3,0$

Втрати тиску у всій магістралі

$$\Delta P = \left(l \cdot \frac{\lambda}{d_3} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \text{ Па,} \quad (4.7)$$

$$\Delta P = \left(2 \cdot \frac{0,0198}{0,226} + 4 \right) \cdot \frac{1,2 \cdot 3,47^2}{2} = 30,06 \text{ Па.}$$

Розрахунок інших галузей магістралі зведений у додаток 2, таблицях 1-2.

Таблиця 4.1 - Характеристика вентиляційних систем

Обозначення системи	Тип установки	Вентилятор			Електродвигун		
		Тип	L, м ³ /ч	P, Па	Тип	N, кВт	n, про/хв
П1	RK 600x350	відцентровий	2500	250	IP44	1,78	1200
П2	RK 800x500	відцентровий	4900	260	IP44	3,6	1300
B1, B2, B12	DD9-9	відцентровий	1200	150	IP44	0,147	1200
B3, B4, B8	СК 200У	каналний	600	280	IP44	0,158	2500
B5, B7	СК250С	каналний	700	280	IP44	0,185	2420
B6	BP-88-72,1 N5.1	відцентровий	4200	250	IP44	0,55	915
B9	СК160С	каналний	450	220	IP44	0,1	2480
B10	DD 7-7	відцентровий	500	200	IP44	0,059	1300
B11	DD 7-7	відцентровий	800	200	IP44	0,147	1200
B13	DD 7-7	відцентровий	700	150	IP44	0,059	1300
B14, B17	DOSPEL120S	каналний	70	40	IP44	0,02	-

4.3 Акустичний розрахунок системи шумоглушіння.

Джерелом аеродинамічного шуму є вентиляторні установки, тому в системах кондиціонування повітря й вентиляції на нагнітальній й усмоктувальній сторонах системи повітря розподілу найчастіше встановлюються шумоглушники. Спектр аеродинамічного шуму - вентиляторних установок складається майже із всіх частот діапазону від 63 до 8000 Гц. Акустичний розрахунок системи повітря розподілу проводиться по кожній октавній смузі. По кожній октаві частот визначається довжина глушителя. У проект приймається максимальна розрахункова його довжина.

Ціль акустичного розрахунку:

- визначити шум, створюваний вентилятором і генерований по шляху руху повітряного потоку в різних елементах мережі повітря розподілу;
- розрахувати зниження рівня звукової потужності в мережі;
- розрахувати довжину обраного типу шумоглушника.

Методика розрахунку:

Загальний рівень звукової потужності аеродинамічного шуму вентилятора для усмоктувальної сторони

$$L_{p.обц.} = \bar{L} + 25 \lg \cdot 0.1 \cdot H + 10 \lg \cdot Q + \sigma; \text{ дБ}, \quad (4.8)$$

де \bar{L} – критерій гучності, що залежить від типу й конструкції вентилятора, (дБ);

Q – об'ємна витрата вентилятора, м³/с;

H – повний тиск, яке створює вентилятор, кгс/м²;

σ - виправлення на режим роботи вентилятора дБ.

$$L_{p.обц.} = 48 + 25 \lg \cdot 0,1 \cdot 668 + 10 \lg \cdot 1,57 + 2 = 69,8 \text{ дБ.}$$

Визначаю активні рівні звукової потужності шуму вентилятора, випромінюваної в мережу

$$L_{p.в.} = L_{p.обц.} - \Delta L_1 + \Delta L_2, \text{ дБ}, \quad (4.9)$$

де ΔL_1 - виправлення, що враховує розподіл звукової потужності вентилятора по октавних смугах, дБ;

ΔL_2 - виправлення, що враховує вплив приєднання вентилятора до мережі повітроводів, дБ.

$$L_{p.e}^{63} = 69,8 - 11 + 7,5 = 66,3, \text{ дБ};$$

$$L_{p.e}^{125} = 69,8 - 7 + 3 = 65,8, \text{ дБ};$$

$$L_{p.e}^{250} = 69,8 - 5 + 1 = 65,8, \text{ дБ};$$

$$L_{p.e}^{500} = 69,8 - 6 + 0 = 63,8, \text{ дБ};$$

$$L_{p.e}^{1000} = 69,8 - 9 + 0 = 60,8, \text{ дБ};$$

$$L_{p.e}^{2000} = 69,8 - 16 + 0 = 53,8, \text{ дБ};$$

$$L_{p.e}^{4000} = 69,8 - 21 + 0 = 48,8, \text{ дБ};$$

$$L_{p.e}^{8000} = 69,8 - 26 + 0 = 43,8, \text{ дБ}.$$

Октавні рівні звукового тиску, створюваного одним джерелом шуму

$$L = 10 \lg B - \Delta - 6, \text{ дБ}, \quad (4.10)$$

де B - постійна приміщення із джерелом шуму в розглянутій октавній смузі [7];

Δ - виправлення на розташування джерела шуму.

У цьому випадку $\Delta = 0$, тому що джерело шуму розташоване вище робочої зони.

$$B = \mu \cdot B_{1000}, \text{ м}^2, \quad (4.11)$$

де V_{1000} – постійна приміщення на частоті 1000 Гц;
 μ - постійний частотний множник.

$$B = 0,5 \cdot 700 = 350 \text{ м}^2,$$

$$L_2 = 10 \lg 350 - 0 - 6 = 19,44, \text{ дБ},$$

$$L_{u.u.n.} = 10 \lg n + 5, \text{ дБ}, \quad (4.12)$$

де n - загальне число прийнятих у розрахунках джерел шуму.

$$\Delta L_{\text{гл.тр.}} = L_{\text{р.общ.}} - L_{\text{р.в.}} - L_n + L_{u.u.n.}, \text{ дБ}. \quad (4.13)$$

Результати розрахунків для кожної середньгеометричні частоти октавних смуг приводимо в таблиці.4.2

Таблиця 4.2 -Середньгеометричні частоти октавних смуг

определ. величина	Середньгеометрична частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
\bar{L}	48	48	48	48	48	48	48	48
ΔL_1	11	7	5	6	9	16	21	26
ΔL_2	7,5	3	1	0	0	0	0	0
$L_{\text{р.общ.}}$	69,8	69,8	69,8	69,8	69,8	69,8	69,8	69,8
$L_{\text{р.в.}}$	66,3	65,8	65,8	63,8	60,8	53,8	48,8	43,8
L_n	19,44	19,44	19,44	19,44	19,44	19,44	19,44	19,44
$L_{u.u.n.}$	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5
$\Delta L_{\text{гл.тр.}}$	7,56	8,06	8,06	10,06	13,06	20,06	25,46	30,06

Аеродинамічний опір шумоглушника:

$$\Delta H = \left(\zeta + \lambda \cdot \frac{L}{d_{\text{глуш.}}} \right) \cdot \frac{\rho V^2}{2}, \text{ (кПа)}, \quad (4.14)$$

де ζ - сумарний коефіцієнт місцевого опору, віднесений до швидкості повітря в живому перетині глушителя, %;

λ - коефіцієнт тертя, Вт/м²;

L - довжина глушителя, м;

ρ - щільність повітря, кг/м³;

$d_{г.}$ - аеродинамічний діаметр каналу пластинчастого глушителя, м.

$$d_{г.} = \frac{2AH}{A+H}, \text{ м}, \quad (4.15)$$

де A - відстань між пластинами, м;

H - висота глушителя, м.

$$d_{г.} = \frac{2 \cdot 0,2 \cdot 0,5}{0,2 + 0,5} = 0,3 \text{ м.}$$

$$\Delta H = (0,64 + 0,03 \cdot \frac{1}{0,3}) \cdot \frac{1,2 \cdot 1,57^2}{2} = 1,09 \text{ кПа.}$$

5 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

5.1 Розрахунок повітрянагрівача

Повітрянагрівачі збирають із базових теплообмінників. Ці теплообмінники виготовляють із біметалічних труб зі спіралью - накатним оребренням. По трубках повітрянагрівачів проходить гаряча вода, а з боку зовнішньої поверхні рухається повітряний потік, зумовлений роботою вентиляторів або ежекторів. Ефективність тепловіддачі з боку потоку гарячої води стінки труби значно вище, ніж тепловіддача від зовнішньої поверхні до потоку повітря. Для інтенсифікації тепловіддачі з боку зовнішньої поверхні труби застосовується конструктивний метод розвитку зовнішньої поверхні тепловіддачі до повітря методом зовнішнього оребрення трубок.

Розрахунок повітрянагрівача зводиться до визначення числа рядів труб по ходу повітря й температури теплоносія на вході й виході з апарата.

Вихідні дані:

- $t_1 = -18^\circ\text{C}$ - температура повітря на вході;
- $t_2 = 12^\circ\text{C}$ - температура повітря на виході;
- $t_{w1} = 70^\circ\text{C}$ - температура води на вході;
- $t_{w2} = 40^\circ\text{C}$ - температура води на виході;
- витрата повітря.

Визначаємо кількість теплоти, необхідне для нагрівання повітря

$$Q_m = Gc_p(t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}), \quad (5.1)$$

де $G = 1,57$ кг/з - витрату що нагріває припливного зовнішнього повітря;

$c_p = 1,006$ кДж/кг $^\circ\text{C}$ - теплоємність повітря;

$t_{\text{вх}}, t_{\text{вих}}$ - початкова й кінцева температура повітря, що нагріває, (C).

$$Q_m = 1,57 \cdot 1,006(12 + 18) = 47,38 \text{ кВт}.$$

Розраховуємо масову витрату теплоносія

$$G_w = \frac{G \cdot c_p \cdot (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}})}{c_w \cdot (t_{w\text{вх}} - t_{w\text{вих}})}, \text{ кг/с}, \quad (5.2)$$

де $c_w = 4,19$ - кДж/кг $^{\circ}$ С- теплоємність води;

t_{WBX}, t_{WBYX} - початкова й кінцева температура гарячої води на вході й виході з теплообмінника, $^{\circ}$ С.

$$G_w = \frac{1,57 \cdot 1,006 \cdot (12+18)}{4,19 \cdot (69,9-49,9)} = 0,56 \text{ кг/с.}$$

При виборі режимів нагрівання повітря необхідно оцінити енергетичну доцільність прийнятих рішень. Для такої оцінки рекомендується використати метод термодинамічної ефективності процесів. Стосовно до режимів нагрівання в теплообміннику з нескінченно-розвиненою поверхнею нагрівання $F_H = \infty$ повітря з початковою температурою t_{BX} і початковою температурою гарячої води t_{WBX} , максимальний-можливий нагрівання витрати повітря при теплоємності порівн визначається вираженням

$$Q_{p_{w_{ex} ex f_{max}}} \quad (5.3)$$

Реальна поверхня теплообмінника F_H завжди менше, а повітря не може бути нагрітий до початкової температури гарячої води t_{WBX} . Тому реальне нагрівання в повітрянагрівачі визначається вираженням

$$Q_m = G c_p (t_{ex} - t_{ex}), \text{ кВт.} \quad (5.4)$$

Термодинамічний показник ефективності теплообміну визначається відношенням реального процесу нагрівання повітря до максимального-можливого

$$\theta_t = \frac{Q_m}{Q_{f_{max}} \frac{t_{ex} - t_{ex}}{t_{WBX} - t_{ex}}}, \quad (5.5)$$

$$\theta_t = \frac{12+18}{69,9+18} = 0,34.$$

Визначаємо показник відносин теплоємність потоків

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w}, \quad (5.6)$$

$$W = \frac{1,57 \cdot 1,006}{0,56 \cdot 4,19} = 0,67.$$

За графіком залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць переносу тепла: $N_t = 0,28$

Знаходимо необхідну поверхню теплообмінника

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K}, \text{ м}^2, \quad (5.7)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі для оребреної стінки, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника

$$K = A \cdot (\nu\rho)^{0,37} \cdot \omega^{0,18}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}), \quad (5.8)$$

$$K = 23,11 \cdot (1,6 \cdot 1,2)^{0,37} \cdot 1,2^{0,18} = 30,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

$$F = \frac{0,28 \cdot 1,57 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{30,4} = 14,55 \text{ м}^2.$$

Величина аеродинамічного опору обчислюється по формулі

$$\Delta P_{\text{вот}} = B(\nu\rho)^m \quad (5.9)$$

де B - вільний член, що відбиває конструктивні особливості теплообмінника
 ν - швидкість повітря;

- m - показник ступеня [12];

ω - швидкість води.

$$\Delta P_{\text{вот}} = 1,034 \cdot (1,6 \cdot 1,2)^{1,81} = 3,36 \text{ Па}.$$

Гідравлічний опір при проходженні води по трубках теплообмінника

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot \omega^{1,69}, \text{ кПа}, \quad (5.10)$$

тут $l_{\text{хода}}$ – довжина ходу води в трубках, м.

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot 1,63 \cdot 4 \cdot 1,2^{1,69} = 17,4 \text{ кПа}.$$

5.2 Розрахунок повітряного фільтра

У припливних агрегатах першими по ходу повітря встановлюються повітряні фільтри, що дозволяє охоронити поверхню наступних технологічних блоків від забруднення пилом.

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

У кишенькових фільтрів поверхня фільтруючого матеріалу збільшена шляхом його кишенькового розташування. Це дозволяє значно збільшити фронтальний перетин і поверхню фільтра для проходження через нього повітря, що очищає. Розвиток фільтруючої поверхні дає можливість понизити питомі повітряні навантаження на фільтр.

Як фільтрувальний матеріал у кишенькових фільтрах застосовуються полотна із гнучких зв'язаних волокон або матеріал з голкопробивним отворами.

Ступінь очищення повітря від пилу оцінюється показником ефективності

$$\text{очищення } A_m = \left(\frac{C_{\text{вх}} - C_{\text{вих}}}{C_{\text{вх}}} \right) \cdot 100\%. \quad (5.11)$$

Концентрація пилу в припливному зовнішньому повітрі на вході у фільтр $C_{\text{вх}}$, мг/м³ характеризує початкову запиленість.

Для чистого повітря $C_{\text{вх}} = 0,15$ мг/м³.

Обчислимо запиленість припливного повітря на виході з кишенькового фільтра при $A_m = 80\%$

$$C_{\text{вих}} = C_{\text{вх}} - \frac{A_m \cdot C_{\text{вх}}}{100}, \text{ мг/м}^3, \quad (5.12)$$

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

Для оцінки пропускної здатності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

$$U\Phi = \frac{L}{F_\Phi}, \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2, \quad (5.13)$$

де F_Φ – фронтальна поверхня фільтруючого матеріалу, м².

$$V\Phi = \frac{4900}{5,3} = 924,5 \text{ м}^3/\text{год} \cdot \text{м}^2.$$

Обчислюємо час роботи фільтра

$$\tau_{\phi} = P\Phi \cdot 1000 \cdot \frac{F_{\phi}}{[(C_{\text{вх}} - C_{\text{вих}}) \cdot L]}, \text{ ч}, \quad (5.14)$$

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

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

$C_{\text{вх}}, C_{\text{вих}}$ – концентрація маси пилу до й після фільтра, $\text{мг}/\text{м}^3$.

$$\tau_{\phi} = 570 \cdot 1000 \cdot \frac{5,3}{[[0,15 - 0,03] \cdot 4900]} = 5137,8 \text{ год.}$$

Тривалість у робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

$$\tau = \frac{\tau_{\phi}}{\tau_{\text{сут}}}, \text{ дней}, \quad (5.15)$$

$$\tau = \frac{5137,8}{12} = 428 \text{ днів}$$

6 РОЗРАХУНОК І ПІДБОР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

6.1. Обґрунтування режиму роботи холодильної машини. Тепловий розрахунок циклу.

Конструктивний і тепловий розрахунок гвинтового компресора.

Вихідними даними для розрахунку холодильної машини є кількість холоду, що вона повинна виробити для СКП, а також режим роботи.

Робочі процеси гвинтового компресора протікають у порожнині обмеженою поверхнею западини зуба, двома торцевими кришками, поверхнею корпусу.

Вибір конструктивних даних [8]

Діаметр окружностей виступів роторів

$$2R_1 = 2R_2, \text{ мм}, \quad (6.1)$$

$$2R_1 = 120 \text{ мм.}$$

Діаметр окружностей западин

$$2r_1 = 2r_2, \text{ мм}, \quad (6.2)$$

$$2r_1 = 80 \text{ мм.}$$

Довжина нарізної частини ротора

$$L = 200 \text{ мм.}$$

Відносна довжина

$$\bar{L} = \frac{L}{D}, \text{ мм}, \quad (6.3)$$

$$\bar{L} = \frac{200}{120} = 1,6 \text{ мм.}$$

Міжосьова відстань роторів

$$A = R_1 + r_1, \text{ мм}, \quad (6.4)$$

$$A = 60 + 40 = 100 \text{ мм.}$$

Кути закручення роторів

$$\varphi_{31} = 270^\circ \varphi_{32} = 180^\circ$$

Кутові розміри вікон усмоктування й нагнітання

$$\varphi_{вс1} = 270^\circ$$

$$\varphi_{вс2} = 180^\circ$$

$$\varphi_{н1} = 45^\circ$$

$$\varphi_{н2} = 30^\circ$$

Площа перетину зуба провідного ротора

$$f_1 = 10 \text{ см}^2$$

Розрахунок

Для роботи холодильної машини використовую фреон R407C, що має досить гарні термодинамічні властивості.

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

Температура кипіння залежить від робочої температури вихідної із чилера води: $t_{\text{води}} = 7^\circ\text{C}$

$$t_o = t_{\text{пов}} - \Delta t_o, \quad (6.5)$$

$$t_o = 7 - 5 = 2^\circ\text{C}.$$

Приймаю $\Delta t_o = 5^\circ$ – розрахункова різниця температур для пластинчастих випарників, використуваних у чилерах.

Температура конденсації визначається по емпіричній залежності:

$$t_k = t_n + (8 \dots 15)^\circ\text{C}, \quad (6.6)$$

де $t_n = 28^\circ$ – температура зовнішнього повітря.

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

Задаюь переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі

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

Визначаю температуру в точці 3: $t_3 = t_k - \Delta t_k$,
(6.7)

$$t_3 = 38 - 5 = 33^\circ\text{C}.$$

Задаюь перегрівом пар холодильного агента в обмотках електричного двигуна компресора: $\Delta t_{вс} = 5^\circ\text{C}$.

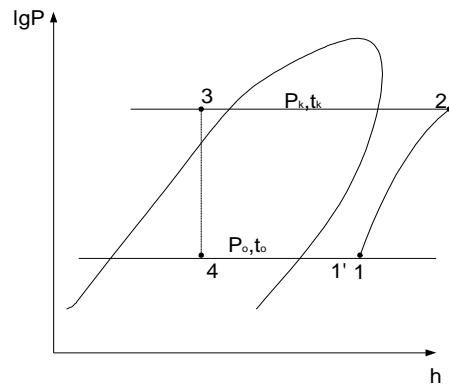
Перегрів у випарнику - $\Delta t_o = 5^\circ\text{C}$.

Визначаю температуру в точке 1:

$$t_1 = t_o + \Delta t_{вс}, \quad (6.8)$$

$$t_1 = 2 + 10 = 12 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Побуд цикл в $\lg p$ - h діаграмі й визначаю параметри точок процесів.



Зображення 9 цикл в $\lg p$ - h

Таб. 6.1 - Параметри циклу холодильної машини

Роблю тепловий розрахунок

	1'	1	2	3	4
$P, \text{ МПа}$	0,48	0,48	1,5	1,5	0,48
$t, \text{ }^\circ\text{C}$	7	12	60	33	2
$h, \text{ кДж/кг}$	419	422	452	245	245
$v, \text{ м}^3/\text{кг}$		0.054			

Обсяг
западин

провідного ротора

$$V_{01} = \left[\pi(R_1^2 - r_1^2) \cdot \frac{1}{4} - f_1 \right] \cdot L, \text{ м}^3, \quad (6.9)$$

$$V_{01} = \left[3,14(60^2 - 40^2) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1}{4} - 10 \cdot 10^{-4} \right] \cdot 0,2 = 1,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Обсяг западин веденого ротора

$$V_{02} = V_{01} \cdot \frac{Z_1}{Z_2}, \text{ м}^3, \quad (6.10)$$

$$V_{02} = 1,14 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{4}{6} = 0,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Теоретичний обсяг, описаний гвинтовим компресором

$$V_m = (V_{01} + V_{02}) \cdot n_1 \cdot Z_1, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (6.11)$$

$$V_T = (1,14 + 0,76) \cdot 10^{-4} \cdot 50 \cdot 4 = 0,054 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_1' - h_4, \text{ кДж/кг}, \quad (6.12)$$

$$q_0 = 419 - 245 = 174 \text{ кДж/кг}.$$

Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}, \text{ кДж/м}^3, \quad (6.13)$$

$$q_v = \frac{174}{0,054} = 3222 \text{ кДж/м}^3.$$

Питома адіабатна робота стиску

$$l_a = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг}, \quad (6.14)$$

$$l_a = 452 - 422 = 30 \text{ кДж/кг}.$$

Коефіцієнт подачі гвинтового компресора

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \frac{P_k}{P_0}, \quad (6.15)$$

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \frac{1,5}{0,48} = 0,8575.$$

Повна холодопродуктивність

$$Q_0 = V_m \cdot \lambda \cdot q_v, \text{ кВт}, \quad (6.16)$$

$$Q_0 = 0,054 \cdot 0,8575 \cdot 3222 = 58 \text{ кВт}.$$

Масова витрата холодильного агента

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с}, \quad (6.17)$$

$$G_a = \frac{58}{174} = 0,34 \text{ кг/с}.$$

Адиабатна потужність компресора

$$N_a = G_a \cdot l_a, \text{ кВт}, \quad (6.18)$$

$$N_a = 0,34 \cdot 30 = 12,4 \text{ кВт}.$$

Ефективний КПД

$$\eta_e = f\left(\frac{P_k}{P_0}\right), \quad (6.19)$$

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

Ефективна потужність компресора

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_e}, \text{ кВт}, \quad (6.20)$$

$$N_e = \frac{12,4}{0,65} = 19,1 \text{ кВт}.$$

Ефективний коефіцієнт перетворення

$$COP_e = \frac{Q_0}{N_e}, \quad (6.21)$$

$$COP_e = \frac{58}{24,8} = 2,34.$$

Електрична потужність компресора

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{эл.дв}}}, \text{ кВт}, \quad (6.22)$$

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{24,8}{0,88} = 28,2 \text{ кВт}.$$

Електричний коефіцієнт перетворення

$$COP_{\text{эл.}} = \frac{Q_0}{N_{\text{эл}}}, \quad (6.23)$$

$$COP_{эл.} = \frac{58}{28,2} = 2,06.$$

Вибираю чилер фірми Daikin EUWAB030BZY із продуктивністю 62 кВт.

6.2 Розрахунок повітряного конденсатора

Конденсатор служить для передачі теплоти робочої речовини охолодному середовищу або джерелу теплоти високої температури. По роду охолодного середовища конденсатори можна розділити на дві більші групи: з водяним і повітряним охолодженням. У даному розрахунку застосовується конденсатор з повітряним охолодженням. Завдання теплового розрахунку складається у визначенні площі теплопередаючих поверхні апарата і його основних геометричних розмірів.

Теплове навантаження

$$Q_k = Q_0 + N_e, \text{ кВт}, \quad (6.24)$$

де Q_0 - холодопродуктивність, кВт;

N_e - ефективна потужність, кВт.

$$Q_k = 62 + 24,8 = 86,8 \text{ кВт}.$$

Приймаємо $\Delta t_{\text{воз}} = 6^\circ\text{C}$,

$$t_{\text{в}2} = t_{\text{в}1} + \Delta t, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6.25)$$

де $t_{\text{в}1}$ – зовнішня температура повітря, $^\circ\text{C}$.

$$t_{\text{в}2} = 28,6 + 6 = 34,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура конденсації

$$t_k = \frac{t_{\text{в}1} + t_{\text{в}2}}{2} + 10, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6.26)$$

$$t_k = \frac{28,6 + 34,6}{2} + 10 = 42 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta = \frac{\Delta T_{\theta}}{\ln \frac{T_K - T_{\theta 1}}{T_K - T_{\theta 2}}}, K, \quad (6.27)$$

$$\theta = \frac{6}{\ln \frac{314,6 - 301,6}{314,6 - 307,6}} = 9,7 K.$$

Витрата повітря через конденсатор

$$G_{\theta} = \frac{Q_{\kappa}}{c_p \cdot \Delta T_{\theta}}, \text{ кг/с}, \quad (6.28)$$

$$G_{\theta} = \frac{86,8}{1,006 \cdot 6} = 14,38 \text{ кг/с},$$

$$V_{\theta} = \frac{G_{\theta}}{\rho_{\theta}}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.29)$$

де $\rho_{\theta} = 1,169 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря при $T_{\theta 1} = 301,6 \text{ К}$.

$$V_{\theta} = \frac{14,38}{1,169} = 12,3 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Живий перетин апарата

$$F_{\text{жс}} = \frac{V_{\theta}}{\omega}, \text{ м}^2, \quad (6.30)$$

де $\omega = 7 \text{ м/с}$ - прийнята швидкість повітря.

$$F_{\text{жс}} = \frac{12,3}{7} = 1,76 \text{ м}^2.$$

Основні розміри, що характеризують поверхню теплообміну:

Зовнішній діаметр труби $d_{\text{н}}$, м.....	0,014
Внутрішній діаметр труби $d_{\text{вн}}$, м.....	0,012
Крок труб по фронті й у глибину s , м.....	0,028
Товщина ребер $\delta_{\text{р}}$, м.....	0,0005
Крок ребер u , м.....	,004
Матеріал труб.....	Мідь
Матеріал ребер.....	Сталь
Ребра.....	Пластинчасті суцільні
Розташування труб у пучку.....	Коридорне

Розміри апарата по фронті. Живий перетин апарата пов'язане з основними розмірами, що характеризують поверхню теплообміну співвідношенням

$$F_{жс} = L_1 \cdot (s - d_H) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right), \text{ м}^2 \quad (6.31)$$

Звідси загальна довжина труби в одній секції конденсатора

$$L_1 = \frac{F_{жс}}{(s - d_H) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right)}, \text{ м}, \quad (6.32)$$

$$L_1 = \frac{1,76}{(0,028 - 0,014) \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004}\right)} = 143,7 \text{ м.}$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, віднесений до зовнішньої поверхні оребрення труби. При коридорному розташуванні труб із пластинчастим оребренням при $Re = 500..10000$; $L/d_{эКВ} = 4..50$; $u/d_H = 0,18..0,35$; $s/d_H = 2..5$; $t_{ж} = -40..40 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Nu_{жс} = c \cdot Re_{жс}^n \cdot \left(\frac{L}{d_{эКВ}}\right)^m. \quad (6.33)$$

Тут

$$d_{эКВ} = \frac{2(s - d_H) \cdot (u - \delta_p)}{(s - d_H) + (u - \delta_p)}, \text{ м}, \quad (6.34)$$

$$d_{эКВ} = \frac{2(0,028 - 0,014) \cdot (0,004 - 0,0005)}{(0,028 - 0,014) + (0,004 - 0,0005)} = 0,0056 \text{ м.}$$

Число Рейнольдса

$$Re_{жс} = \frac{\omega \cdot d_{эКВ}}{\nu}, \quad (6.35)$$

де $\nu = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{з}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря.

$$Re_{жс} = \frac{7 \cdot 0,0056}{16 \cdot 10^{-6}} = 2450.$$

$$\frac{u}{d_H} = \frac{0,004}{0,014} \approx 0,285; \quad \frac{s}{d_H} = \frac{0,028}{0,014} = 2;$$

$$\frac{L}{d_{\text{эКБ}}} \geq 20.$$

Довжина пластини по ходу повітря L залежить від числа паралельних секцій конденсатора a і визначається по рівнянню

$$L = a \cdot s. \quad (6.36)$$

Коефіцієнти

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{\text{эКБ}}}, \quad (6.37)$$

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot 20 = 0,582,$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{Re_{\text{жс}}}{1000}, \quad (6.38)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{2450}{1000} = -0,084,$$

$$c = A \cdot B, \quad (6.39)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{Re_{\text{жс}}}{1000}, \quad (6.40)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{2450}{1000} = 0,772,$$

$$A = f\left(\frac{L}{d_{\text{эКБ}}}\right), \quad (6.41)$$

$$A = f\left(\frac{L}{d_{\text{эКБ}}}\right) = 0,201,$$

$$c = 0,201 \cdot 0,772 = 0,155,$$

$$Nu_{\text{жс}} = 0,155 \cdot 2450^{0,582} \cdot (20)^{-0,084} = 11,31,$$

$$\alpha_{\text{вФвН}} = \frac{Nu_{\text{жс}} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{эКБ}}}, \quad \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.42)$$

$$\alpha_{\epsilon F_{\epsilon H}} = \frac{11,31 \cdot 2,67 \cdot 10^{-2}}{0,0056} = 53,92 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

тут $\lambda_B = 2,67 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К) – коефіцієнт теплопровідності повітря.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, наведений до внутрішньої поверхні труби

$$\alpha_{\epsilon, np} = \alpha_{\epsilon} \cdot \left(\frac{F_H}{F_0} \cdot E + \frac{F'_{mp}}{F_0} \right) \frac{d_H}{d_{\epsilon H}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (6.43)$$

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

$$F'_{mp} = \pi \cdot d_H \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u} \right), \text{ м}^2/\text{м}, \quad (6.44)$$

$$F'_{mp} = 3,14 \cdot 0,014 \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004} \right) = 0,038465 \text{ м}^2/\text{м}.$$

F_p – поверхня ребер,

$$F_p = 2 \cdot \left(s^2 - \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} \right) \frac{1}{u}, \text{ м}^2/\text{м}, \quad (6.45)$$

$$F_p = 2 \cdot \left(0,028^2 - \frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} \right) \frac{1}{0,004} = 0,31507 \text{ м}^2/\text{м}.$$

F_H – зовнішня поверхня оребреної труби,

$$F_H = F'_{mp} + F_p, \text{ м}^2/\text{м}, \quad (6.46)$$

$$F_H = 0,038465 + 0,31507 = 0,353535 \text{ м}^2/\text{м}.$$

F_0 – основна поверхня труби,

$$F_0 = \pi \cdot d_H, \text{ м}^2/\text{м}, \quad (6.47)$$

$$F_0 = 3,14 \cdot 0,014 = 0,04396 \text{ м}^2/\text{м}$$

E – ступінь ефективності ребра,

$$E = \frac{th(m \cdot h')}{m \cdot h'}, \quad (6.48)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_g}{\delta_p \cdot \lambda_p}}, \quad 1/m, \quad (6.49)$$

$\lambda_p = 45,4 \text{ Вт/(м} \cdot \text{ДО)}$ – коефіцієнт теплопровідності стали; h' – умовна висота ребра.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 53,92}{0,0005 \cdot 45,4}} = 68,921/m,$$

$$h' = \frac{d_H}{2} (\rho' - 1) (1 + 0,805 \lg \rho'), \quad m, \quad (6.50)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{s}{d_H} \sqrt{\frac{s_1}{s_2}} - 0,2, \quad (6.51)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{0,028}{0,014} \sqrt{1 - 0,2} = 2,29,$$

$$h' = \frac{0,014}{2} (2,29 - 1) (1 + 0,805 \cdot \lg 2,29) = 0,0116 \text{ м},$$

$$E = \frac{th(0,7994)}{0,7994} = 0,83,$$

$$\alpha_{g,np} = 53,92 \cdot \left(\frac{0,353535}{0,04396} \cdot 0,83 + \frac{0,038465}{0,04396} \right) \cdot \frac{0,014}{0,012} = 475 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{вн} (T_k - T_{cm})}} = \frac{3952}{\sqrt[4]{T_k - T_{cm}}}, \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (6.52)$$

де r - теплота конденсації, кДж/кг;

ρ – щільність рідини, кг/м³;

Питомий тепловий потік в апарату

з боку робочого тіла

$$q_{aF_{вн}} = 3952 (T_k - T_{cm})^{0,75}, \quad \text{Вт/м}^2. \quad (6.53)$$

з боку повітря

$$q_{\text{в}F_{\text{вн}}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в,лр}}} + \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{вн}} + F_{\text{н}}} \sum \frac{\delta}{\lambda}} (T_{\text{ст}} - T_{\text{е}}), \text{ Вт/м}^2, \quad (6.54)$$

де $F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} = 3,14 \cdot 0,012 = 0,03768 \text{ м}^2/\text{м}$ – внутрішня поверхня труби;

Вт/м^2 .

Таблиця 6.2 - Прийнята температура стінки теплообмінника конденсатора

$T_{\text{ст}}, \text{ ДК}$	$T_{\text{к}} - T_{\text{ст}}, \text{ ДК}$	$q_{\text{а}}, \text{ Вт/м}^2$	$T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}, \text{ ДК}$	$q_{\text{в}}, \text{ Вт/м}^2$
309	5,6	14386	7,4	3515
311	3,6	10328	9,4	4465
313	1,6	5622	11,4	5415
314	0,6	2694	12,4	5890

Згідно даним таблиці 6.1 знаходжу значення $q_{F_{\text{вн}}} = 5500 \text{ Вт/м}^2$.

Поверхня теплообміну (внутрішня)

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q}{q_{F_{\text{вн}}}}, \text{ м}^2, \quad (6.55)$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{86,8 \cdot 10^3}{5500} = 15,8 \text{ м}^2.$$

Загальна довжина оребрених труб

$$L = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}}, \text{ м}, \quad (6.56)$$

$$L = \frac{15,8}{0,03768} = 420 \text{ м}.$$

Число секцій

$$a = \frac{L_{\text{общ}}}{L_1}, \quad (6.57)$$

$$a = \frac{420}{143,7} \approx 3.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa_{F_{\text{вн}}} = \frac{q_{F_{\text{вн}}}}{\theta_m}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.58)$$

$$\kappa_{F_{\text{вн}}} = \frac{5500}{9,7} = 567 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Основні конструктивні розміри апарата. При числі секцій $a = 3$ довжина труб в одній секції:

$$L_1 = \frac{L_{\text{общ}}}{a}, \text{ м}, \quad (6.59)$$

$$L_1 = \frac{420}{3} = 140 \text{ м}.$$

Живий перетин

$$F_{\text{ж}} = 140 \cdot (0,028 - 0,014) \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004}\right) = 1,715 \text{ м}^2.$$

При висоті апарата рівній його ширині число рядів труб по висоті

$$n = \sqrt{\frac{L_1}{s}}, \quad (6.60)$$

$$n = \sqrt{\frac{140}{0,028}} = 71.$$

Температура повітря після конденсатора

$$\Delta T_{\text{с}} = T_{\text{с}2} - T_{\text{с}1} = \frac{Q}{c_p \cdot F_{\text{ж}} \cdot \omega \cdot \rho}, \text{ } ^\circ, \quad (6.61)$$

$$\Delta T_{\text{с}} = \frac{86800}{1,06 \cdot 10^3 \cdot 1,715 \cdot 7 \cdot 1,169} = 5,84^\circ.$$

Тут з метою збереження колишнього коефіцієнта теплопередачі доцільно зберегти прийнятну швидкість повітря.

Збільшення живого перетину апарата в порівнянні з певним у п. 5 повинне зменшити швидкість повітря або змінити ступінь його нагрівання. Зменшення перепаду температур на 0,16 у порівнянні із прийнятим практичного значення не має.

Аеродинамічний опір. Опір коридорного пучка труб із пластинчастим оребренням по формулі Гоголіна:

$$\Delta P = A \left(\frac{L}{d_{\text{екв}}} \right) (\omega \cdot \rho)^{1,7}, \text{ Па}, \quad (6.62)$$

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

$$\Delta P = 0,007(20)(7 \cdot 1,169)^{1,7} = 4,989 \text{ мм вод. ст.} \approx 48,9 \text{ Па.}$$

6.3 Розрахунок випарника

Вихідні дані:

Холодопродуктивність машини Q_0 , кВт.....	62
Температура води при вході в апарат t_{w1} , °C.....	12
Температура води при виході з апарата t_{w2} , °C.....	7
Температура кипіння робочого тіла t_0 , °C.....	4
Робоче тіло.....	Вода
Коефіцієнт оребрення F_H/F_{BH}	4
Середня логарифмічна різниця температур в апарату	

$$\theta_m = \frac{\Delta T_w}{2,3 \lg \frac{T_{w1} - T_0}{T_{w2} - T_0}}, \text{ К}^\circ, \quad (6.63)$$

$$\theta_m = \frac{5}{2,3 \lg \frac{285 - 277}{280 - 277}} = 5,103 \text{ К}^\circ.$$

Швидкість води в трубах випарника попередньо приймаємо $w = 1,5$ м/с. Тоді число труб в одному ході

$$n = \frac{4 \cdot V_s}{w \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2}, \quad (6.64)$$

де $V_s = 272 \text{ м}^3/\text{ч}$ – витрата води у випарнику;

$d_{\text{вн}} = 0,0132 \text{ м}$ – внутрішній діаметр трубок у випарнику.

$$n = \frac{4 \cdot 272}{1,5 \cdot 3,14 \cdot 0,0132^2} = 368.$$

Число Рейнольдса

$$Re_{\text{ж}} = \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu}, \quad (6.65)$$

де $\nu = 1,306 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{з}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості води [6].

$$Re_{\text{ж}} = \frac{1,5 \cdot 0,0132}{1,306 \cdot 10^{-6}} = 15160,8.$$

Число Нуссельта

$$Nu = 0,021 \cdot Re_{\text{ж}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,43} \cdot \epsilon_{\text{пер}}, \quad (6.66)$$

де $Pr_{\text{ж}}$ – число Прандля.

$$Nu = 0,021 \cdot 15160,8^{0,8} \cdot 9,45^{0,43} \cdot 1 = 122.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку води

$$\alpha_{\text{вФвн}} = \frac{Nu_{\text{ж}} \cdot \lambda_s}{d_{\text{вн}}}, \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.67)$$

де $\lambda_s = 0,58 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{ДО})$ - коефіцієнт теплопровідності води.

$$\alpha_{\text{вФвн}} = \frac{122 \cdot 0,58}{0,0132} = 5360,6 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла, віднесений до внутрішньої поверхні труби

$$\alpha_{\text{аФвн}} = 1,073 \cdot p^{0,5} (T_{\text{ст}} - T_0) \varepsilon_{\text{пр}} \frac{F_{\text{н}}}{F_{\text{вн}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.68)$$

де p - тиск кипіння робочого тіла [6], Па;

$\varepsilon_{\text{пр}}$ – коефіцієнт, що враховує вплив числа рядів при кипінні на обрешетеному пучку.

$$\alpha_{\text{аФвн}} = 1,073 \cdot (1,013 \cdot 10^5)^{0,5} (T_{\text{ст}} - T_0) \cdot 1,054 = 1434,3 \cdot (T_{\text{ст}} - T_0) \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Тепловий потік в апарату

$$q_{\text{аФвн}} = \alpha_{\text{аФвн}} (T_{\text{ст}} - T_0), \quad (6.69)$$

$$q_{\text{аФвн}} = 1434,3 \cdot (T_{\text{ст}} - T_0)^2,$$

$$q_{\text{вФвн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вФвн}}} + \sum \frac{\delta}{\lambda}} \cdot (T_{\text{в}} - T_{\text{ст}}), \quad (6.70)$$

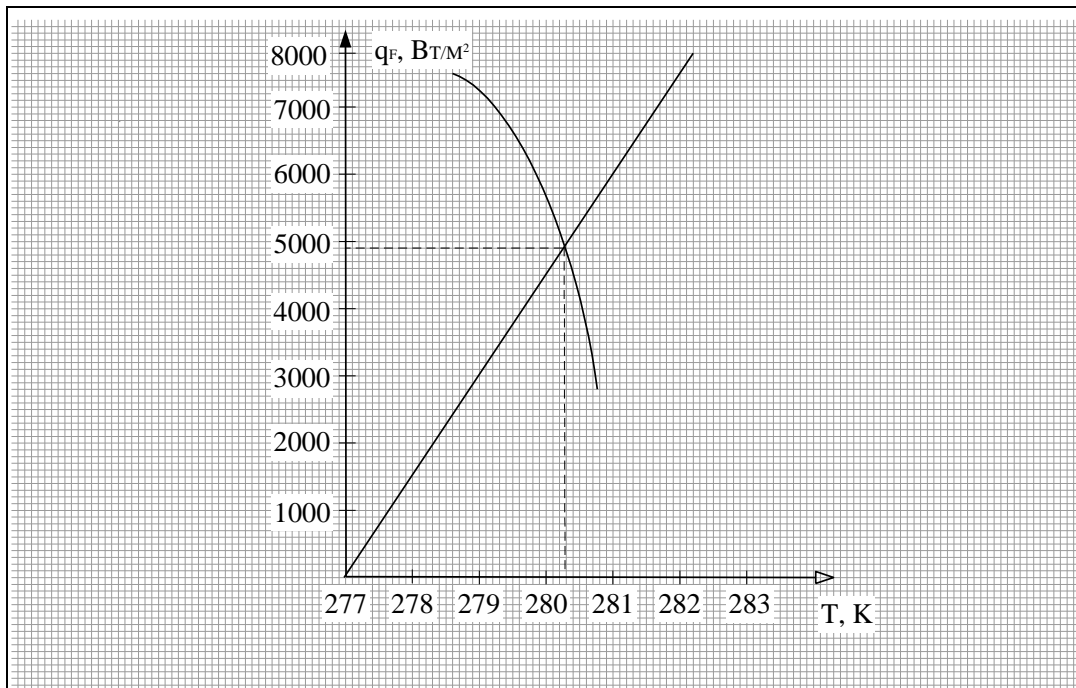
де $\sum \frac{\delta}{\lambda} = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ - прийнятий термічний опір стінки й забруднень.

$$q_{\text{вФвн}} = \frac{1}{\frac{1}{5360,6} + 0,3 \cdot 10^{-3}} \cdot (T_{\text{в}} - T_{\text{ст}}) = 2055,3 \cdot (T_{\text{в}} - T_{\text{ст}})$$

Результати розрахунків вношу в таблицю й будує графік

Таблиця 6.3 - Прийнята температура стінки теплообмінника випарника

$T_{\text{ст}}$	$T_{\text{в}} - T_{\text{ст}}$	$q_{\text{вФвн}}$	$T_{\text{ст}} - T_0$	$q_{\text{аФвн}}$
278,5	4	8221	1,5	2151,4
279,5	3	6166	2,5	3585,7
280,5	2	4110,6	3,5	5020



Зображення 10 – Графік $q_{F_{\text{вн}}} = f(T)$

За графіком (зобр.9) визначаю

$$q_{F_{\text{вн}}} = 4900 \text{ Вт/м}^2,$$

$$T_{\text{ст}} = 280,3 \text{ К.}$$

Тепловий потік віднесений до зовнішньої поверхні

$$q_{F_H} = q_{F_{\text{вн}}} \cdot \frac{F_{\text{вн}}}{F_H}, \text{ Вт/м}^2, \quad (6.71)$$

$$q_{F_H} = 4900 \cdot \frac{1}{4} = 1225 \text{ Вт/м}^2$$

Визначаємо поверхню теплообміну

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_0}{q_{F_{\text{вн}}}}, \text{ м}^2, \quad (6.72)$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{62000}{4900} = 12,65 \text{ м}^2.$$

7. 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:

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

$$(12.1)$$

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

$K_{тр}$ - транспортні витрати, приймаються у розмірі 1-5% від вартості устаткування;

$K_{м}$ - витрати на монтажні і пусконаладжувальні роботи приймаються у розмірі 15-20% від вартості устаткування;

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

$$K_{м}=0.03 \cdot 566624=16998.7(\text{грн});$$

$$K_{м}=0.15 \cdot 566624=84993,6(\text{грн});$$

$$K_{пр}=0.2 \cdot 566624=113324,8(\text{грн});$$

$$K=566624+16998,7+84993,6+113324,8=781941,1(\text{грн}).$$

Таблиця 12.1 - Капітальні вкладення на СКП

Назва обладнання	Ціна за одиницю, грн	Одиниці виміру	Кількість одиниць	Загальна вартість обладнання, грн
VRF-система	128000	шт.	4	512000
Жестяні повітроводи	75	п.м.	520	39000
Повітророзподільні дифузори	63	шт.	248	15624
Вся вартість обладнання				566624
Транспортні витрати				16998.7

Витрати на монтажні роботи	84993,6
Вартість проектних робіт	113324,8
Всього капітальних вкладень	781941,1

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)
6. Інші витрати (C_i)

Витрати на електроенергію

$$C_3 = 0,7 \cdot N_y \cdot T_3 \cdot C_3 \quad (12.2)$$

- где C_3 - вартість 1 кВт електроенергії в годину;

N_y - сумарна настановна потужність;

T_3 - кількість годин роботи електродвигунів.

$$C_3 = 0,7 \cdot 26 \cdot 5840 \cdot 43,6 = 46341 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Витрати на воду

$$C_B = B \cdot t_y \cdot C_B \cdot 10^{-3}$$

(12.3)

де B – витрата води на зволоження;

t_y – кількість годин роботи в режимі зволоження;

C_6 – вартість 1 м³ води.

$$C_6 = 84 \cdot 10^{-3} \cdot 1080 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} = 362 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Допоміжні матеріали

$$C_m = C_{m1} + C_{m2} \quad (12.4)$$

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;

$$C_{m1} = 0,1 \cdot V \cdot C_x = 0,1 \cdot 23 \cdot 80 = 184 (\text{грн.}) \quad (12.5)$$

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

C_x – вартість 1 кг хладагента, грн.

Вартість фільтруючого матеріалу:

$$C_{m2} = \frac{t_\phi \cdot f \cdot C_m}{t_m} = \frac{3744 \cdot 8 \cdot 20}{3500} = 280 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right); \quad (12.6)$$

де t_ϕ – час роботи фільтру, год/рік;

f – робоча поверхня фільтруючого матеріалу, м²;

C_m – вартість 1 м² фільтруючого матеріалу, грн.;

t_m – час роботи фільтруючого матеріалу, год/рік.

$$C_m = 184 + 280 = 464 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування

$$C_o = 0,05 \cdot K_{об} = 0,05 \cdot 152155 = 7605 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

(12.7)

Амортизаційні відрахування

$$C_a = 0,15 \cdot K_{об} = 0,15 \cdot 152155 = 22823 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

(12.8)

Інші витрати

Приймаємо у розмірі 3% від сумарних експлуатаційних витрат:

$$C_{np} = 0,03 \cdot C_{об} = 0,03 \cdot 77595 = 2328 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right).$$

(12.9)

Результати розрахунків експлуатаційних витрат зводимо в таблицю:

Таблиця 12.2 – Експлуатаційні витрати

Найменування статей витрат	Сума, грн/рік
Витрати на електроенергію	46341
Витрати на воду	362
Витрати допоміжні матеріали	464
Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування	7605
Амортизаційні відрахування	22823
Інші витрати	2328
Всього експлуатаційні витрати, грн/год	79923

Розрахунок приведених витрат

Приведені витрати визначимо по формулі:

$$P_i = C_i + E_H \cdot K_i = 77923 + 0,15 \cdot 209974 = 109419(\text{грн.}).$$

(12.10)

Визначимо питомі витрати на 1 м³ повітря

- капітальні вкладення:

$$K' = \frac{K}{V} = \frac{209974}{6450} = 32,5 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{м}^3} \right).$$

(12.11)

- експлуатаційні витрати:

$$C' = \frac{C}{V} = \frac{77923}{6450} = 12 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{год} \cdot \text{м}^3} \right). \quad (12.12)$$

- приведені витрати:

$$П' = \frac{П}{V} = \frac{109419}{6450} = 17 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{год} \cdot \text{м}^3} \right). \quad (12.13)$$

Розрахунок економії від утилізації тепла:

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

$$C_{ym} = 20 \cdot 0,436 \cdot 18 \cdot 180 = 25,5 (\text{тис. грн.}). \quad (12.14)$$

Річний економічний ефект

$$\mathcal{E}_k = C_2 \cdot N_2 - C_1 \cdot N_1. \quad (12.15)$$

- где C_2, C_1 - ціна послуг до и після введення в експлуатацію СКП;

N_2, N_1 - кількість відвідувачів, чол.

$$\mathcal{E}_k = 1500 \cdot 98 - 500 \cdot 23 = 175900.$$

Економічна ефективність:

Економічна ефективність системи кондиціонування повітря визначається як відношення сумарного економічного ефекту до капітальним витратам на розробку і створення системи кондиціонування повітря

$$E = \frac{\mathcal{E}\Sigma - П}{K}. \quad (12.16)$$

- де $\mathcal{E}\Sigma$ - сумарний економічний ефект;

$П$ - поточні витрати пов'язані з експлуатацією СКВ;

K - капітальні витрати.

$$E = \frac{175900 - 55153}{209974} = 0,24.$$

Термін окупності

Термін окупаемости капітальних вкладення визначимо по формулі:

$$T = \frac{K}{\Sigma E - I} = \frac{209974}{175900 - 55153} \approx 2,6 \text{ (років)}. \quad (12.17)$$

Результати розрахунку зведемо в таблицю техніко-економічних показників СКП ресторану

Таблиця 12.3 - Техніко-економічні показники СКП ресторану

Показники:	Проектований варіант:
Продуктивність по повітрі, $\left(\frac{m^3}{год}\right)$	6450
Холодопродуктивність, (кВт)	51
Встановлена потужність, (кВт)	43,6
Витрата води, $\left(\frac{m^3}{год}\right)$	0,1
Капітальні вкладення, тис.грн.:	209,87
Річні експлуатаційні витрати, тис.грн.:	77,92
Питомі витрати на 1м ³ повітря:	
- капітальні вкладення:	32,5
- експлуатаційні витрати:	12
- приведені витрати:	17
Економія від утилізації тепла, тис.грн:	25,5
Термін окупності, роки:	2,6

8. ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці - це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і коштів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я й працездатності людини в процесі праці.

8.1. Характеристика об'єкта

Виставковий комплекс, у якому перебуває велика кількість електроприладів, які одержують харчування від електричної мережі.

До системи повинне підводити харчування трьохпровідний електромережі напругою 220 У (фаза, нуль, земля). Необхідно також наявність шини заземлення для роботи електроприладів.

8.2. Основні шкідливі впливи

На даному об'єкті існують такі небезпечного й шкідливі для здоров'я людини впливу як поразка електричним струмом.

Токсичність застосовуваних або одержуваних речовин.

Як застосовувана речовина в системі кондиціонування використовується хладагент - фреон R410A. Температура кипіння при атмосферному тиску $t_0 = -40,8$ °C. R – R410A - безбарвний газ зі слабким специфічним запахом, що відчувається при зміні його в повітрі більше 20% від обсягу.

Холодильний агент R410A складається з декількох компонентів, тому при його витокі він розпадається на свої складові. Гранично припустима концентрація (П. Д. К.) пар R410A у повітрі виробничих приміщень дорівнює 3256 мг/м³

При зіткненні з гарячими металевими поверхнями з температурами 400..550 °C або з відкритим полум'ям розкладається на токсичні фтористий і

хлористий водень і невелику кількість фосгену. Не горить у суміші з повітрям, не запалюється й не вибухонебезпечний.

Симптоми отруєння проявляються через 30..40 хвилин, виникає головний біль, подташникование, прискорений пульс. При влученні рідкого фреону на шкіру й в очі можливе обмороження шкіри й ушкодження очей.

Класифікація виробництва по ступені вибуховий, взривопожарной й пожежної небезпеки згідно ОНТП 24-86

Виробництво по вибухонебезпечній і пожежній небезпеці, відповідно до норм технологічного проектування ОНТП 24-86 ставиться до категорії Д. Категорія Д - негорючі речовини й матеріали в холодному стані. Машинні й апаратні відділення фреонових установок ставляться до категорії Д.

Будівельно-монтажні й архітектурні вимоги містять у собі: скорочення площ приміщень для встаткування систем кондиціонування повітря і їхніх елементів; естетическую вв'язування елементів систем кондиціонування повітря з інтер'єром приміщень, забезпечення мінімальних витрат часу на монтаж, випробування й налагодження систем з можливістю посезонного уведення їх в експлуатацію; ув'язування робіт зі спорудження конструкції будинків з монтажем систем кондиціонування; звуко й віброізоляцію встаткування, що рухається, від елементів будівельних конструкцій.

Основні правила безпеки при обслуговуванні холодильних агрегатів
Ціль організаційних заходів щодо техніки безпеки на холодильних установках – створення безпечних умов праці шляхом постійного контролю за дотриманням правил монтажу, експлуатації й ремонту встаткування. Чисельність обслуговуючого персоналу повинна відповідати нормам, т.е не менш двох машиністів у зміну й один якщо робота не постійна в пліні доби.

До обслуговування допускаються особи старше 18 років й имеющие посвідчення про Кпалификации (незалежно від стажу й Кпалификации)

допускаються до самостійної роботи після стажування не менш 1-ЦО місяця з наступною перевіркою знань.

На хладоновых холодильних установках повітря з повітря видаляють через воздуховыпускной вентиль конденсатора або в малих установках через ослаблену гайку, або штуцер трійника нагнітального вентиля компресора.

Обслуговуючий персонал повинен працювати в гумових рукавичках і захисних окулярах уникаючи надходження струменя повітря в очі.

8.3. Вимоги до приміщення.

Приміщення повинне мати природне й штучне висвітлення.

Приміщення не повинне граничити із приміщеннями, у яких рівень шуму й вібрації перевищує припустимі значення.

Супермаркет повинен бути обладнаний системою кондиціонування повітря, опалення й приточно-вытяжной вентиляцією.

8.4. Електробезпе́чність.

Відносно безпеки поразки людей електричним струмом розрізняють приміщення без підвищеної безпеки, з підвищеною безпекою й особливо небезпечні. Відповідно до ПУЭ, 1-1-13 дане приміщення класифікується як без підвищеної безпеки поразки струмом.

Согласно ПУЭ, 1-2-17 дане встаткування ставиться до електроприемникам III категорії по забезпеченню надійності електропостачання. А відносно вибухонебезпечності приміщення ставиться до класу В-Па (невибухонебезпечне), якщо воно граничить із невзрыво- і непожароопасными приміщеннями.

Устаткування є низьковольтним, харчування елементів плати +5У, що забезпечується включенням адаптера в мережу 220У

Проектування електромереж здійснюється згідно “Вказівки по проектуванню науково-дослідних інститутів і лабораторій” СН-НИИ-68

Основною безпекою на даному об'єкті є можливість поразки електричним струмом у мережі напругою 220У.

Влучення людини під напругу можливо, наприклад, при перегорянні ізоляції трансформатора адаптера 220/5У. Тому що плата виконана з ізольованого матеріалу, а елементи малопотужні, тобто їхнє перегорання не викличе відключення захисного автомата в 10 А, та наявність відкритого заземлення, необхідного для роботи системи, при дотику до нього зіграє негативну роль. Тому після автомата від струмів перевантаження й короткого замикання повинен стояти диференціальний автомат зі струмом витоку 30 ма, що не є небезпечним для людини. У випадку проходження струму через людину, з фазного провідника на землю, при досягненні його значення 30 ма спрацює диференціальний автомат, обесточив лінію.

При влученні під напругу у випадку поломки в самому розподільному щитку приміщення необхідно передбачити захисне заземлення, суть якого полягає в тому, що його опір у багато разів менше опору людського організму й струм, впливаючи по шляху найменшого сопроотивлення, буде стікати в землю по системі заземлення, а не через людину. Тому всі металеві частини розподільного щитка повинні бути заземлені, і опір системи заземлення не повинне перевищувати 4 Ом, згідно ПУЕ 1-7-65. Всі металеві частини встаткування повинні бути заземлені від цього ж заземлення, але тільки паралельно, а не послідовно.

Нижче приведемо розрахунок пропонованої системи заземлення.

Викопується траншея глибиною $t_0 = 0,5$ м. На дні траншеї забиваються вертикальні заземлители із труб діаметром $d = 0,033$ м (дюймовий прохід) і довжиною $l = 2$ м. Відстань по прямій між забивають трубами, що, $l' = l = 2$ м. Ґрунт у районі супермаркету – суглинок. Його фактичний питомий опір з діапазону табличних значень від 40 до 150 Ом*м, - приймаємо $c_\phi = 50$ Ом*м.

Кліматичний коефіцієнт, що враховує сезонні коливання опору ґрунту, з огляду на м'який клімат, приймаємо $\Psi = 1,2$.

Одержуємо розрахункове значення питомого опору ґрунту: $\rho_p = \rho_\phi \cdot \Psi = 60$ Ом*м.

Відстань від поверхні до центра заземлителя: $t = t_0 + \frac{\ell}{2} = 1,5$ м.

Розраховуємо опір одного вертикального заземлителя R_0 :

$$R_0 = \frac{\rho_p}{2\pi\ell} \left[\ell n \frac{2\ell}{d} + \frac{1}{2} \ell n \frac{4t+1}{4t-1} \right] = 23,6 \text{ Ом} \quad (8.1)$$

Визначаємо число вертикальних заземлителів виходячи з необхідного опору системи заземлення $R_{\text{треб}} = 4$ Ом: $n = \frac{R_0}{R_{\text{треб}}} = 5,9$

Округляємо до найближчого стандартного (2,4,6,10,20,40,60,100) значення ряду $n' = 6$ штук.

Визначаємо загальний опір вертикальних заземлителів R_e :

$$R_e = \frac{R_0}{n' \cdot \eta_e} = 6,05 \quad (8.2)$$

де $\eta_e = 0,65$ - коефіцієнт використання вертикальних заземлителів.

Визначаємо довжину горизонтального заземлителя L :

$$L = (n' - 1) \cdot \ell' = 10 \text{ м} \quad (8.3)$$

Визначаємо опір горизонтального заземлителя:

$$R_\Gamma = K_\Gamma \cdot \frac{\rho_p}{2\pi \cdot L \eta_\Gamma} \cdot \ell n \frac{L^2}{t_0 \cdot d} = 9,35 \text{ Ом} \quad (8.4)$$

де $\eta_\Gamma = 0,72$ – коефіцієнт використання горизонтального заземлителя

$K_\Gamma = 1,05 \div 1,25$ -коефіцієнт, що враховує довжину провідника від закопаних у землі заземлителів до приміщення лабораторії. Приймаємо $K_\Gamma = 1,1$.

Визначаємо загальний опір системи заземлення:

$$R_{\text{сист}} = \frac{R_e \cdot R_\Gamma}{R_e + R_\Gamma} = 3,67 \text{ Ом} \quad (8.5)$$

$R_{\text{сист}} < 4$ Ом

8.5. Розрахунок системи штучного висвітлення

Зробимо розрахунок системи штучного висвітлення, забезпечивши вимоги норм до даних приміщень.

Відповідно до вимог Державних санітарних правил і норм у даному приміщенні повинні використатися лампи денного світла типу ЛБ.

Розташуємо світильники рядами. Для забезпечення рівномірного розподілу освітленості необхідно щоб відношення відстані між центрами світильників L_k до висоти їхнього підвісу над робочою поверхнею H_p було дорівнює 1,4:

$$\frac{L_k}{H_p} = 1,4 \quad (8.6)$$

Висота від світильника до робочої поверхні дорівнює:

$$H_p = 3 - h_{pn} = 3,6 - 0,7 = 2,9 \text{ м}, \quad (8.7)$$

де $3 = 3,6$ м – висота стелі приміщення,

$$h_{pn} = 0,7 \text{ м}$$

Звідки відстань між світильниками:

$$L_k = H_p \cdot 1,4 = 2,9 \cdot 1,4 = 2,66 \text{ м} \quad (8.8)$$

Визначаємо число світильників:

$$N = \frac{A \cdot B}{L_k^2} = 162,7 \quad (8.9)$$

де $A = 60$ м - довжина приміщення,

$B = 44,7$ м - ширина приміщення.

Округляємо кількість світильників $N' = 164$ шт.

Для визначення коефіцієнта використання світлового потоку визначаємо індекс приміщення i :

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p \cdot (A+B)} = 0,58 \text{ м} \quad (8.10)$$

Задавшись значеннями коефіцієнта відбиття стелі $\rho_{\text{п}} = 50\%$ і коефіцієнта відбиття стін $\rho_{\text{с}} = 30\%$ відповідно до типу світильника й отриманим індексом приміщення по знаходимо коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 0,52$.

Визначаємо світловий потік одного світильника:

$$\Phi = \frac{E_n \cdot S \cdot k \cdot z}{N' \cdot \eta} = 20756,57 \text{ лм} \quad (8.11)$$

де $E_n = 400$ лк – нормована освітленість для даного типу приміщення, для газорозрядних ламп,

$S = 2682 \text{ м}^2$ – площа приміщення,

$k = 1,5$ – коефіцієнт запасу для даного приміщення ,

$z = 1,1$ – коефіцієнт нерівномірності висвітлення для люмінесцентних ламп.,

$N' = 380$ – округлена кількість світильників,

$\eta = 0,46$ - коефіцієнт використання світлового потоку .

По отриманому світловому потоці Φ з вибираємо лампу ЛГ80 зі світловим потоком 5220 лм (за ДСТ 6825-74) і встановлюємо по чотирьох лампи в один світильник, одержуючи сумарний світловий потік світильника 16280 лм.

Визначаємо відхилення світлового потоку:

$$\Delta = \frac{20756,6 - 20880}{20756,6} \cdot 100 = -0,6\% \quad (8.12)$$

що входить у припустимий діапазон відхилень, від - 10% до + 20%.

Зробимо розрахунок споживаної потужності системи висвітлення:

$$P = n \cdot P_l = 164 \cdot 80 \cdot 4 = 52400 \text{Вт} \quad (8.13)$$

де $n = 164$ штук - кількість установлених ламп;

$P_l = 80$ Вт – потужність однієї лампи.

8.6 Пожежна профілактика

Дане приміщення згідно Сніп 2.04.09-84, ставиться до 1-ої ступеня вогнестійкості (найнижча небезпека). У цьому випадку найбільш доцільним є гасіння пожежі вуглекислотою.

Зробимо розрахунок вуглекислотної установки.

Визначаємо кількість огнегасительного газового складу G_2 :

$$G_2 = G_6 \cdot V_{ном} \cdot K_{уп} \cdot 1,25 = 8448,3 \text{ кг} \quad (8.14)$$

де $K_{уп}$ – коефіцієнт участі, що враховує особливості газообміну й витоку вуглекислоти через нещільності. Звичайно $K_{уп} = 1 \div 2$. Прийmemo $K_{уп} = 1,0$.

$G_6 = 0,7$ - огнегасительная концентрація для вуглекислоти.

$V_{ном} = 9655,2 \text{ м}^3$ – обсяг приміщення.

Визначаємо необхідне число робочих балонів:

$$N_{бал} = \frac{G_2}{V_б \cdot \rho \cdot \alpha_n} = 337,9 \quad (8.15)$$

де $V_б = 40$ літрів – ємність балона,

$\rho = 0,625$ кг/л - щільність вуглекислоти,

$\alpha_n = 1$ – коефіцієнт наповнення балона.

Приймаємо $N_б = 338$ штук.

Згідно Сніп 2.04.09-84 у складі установки газового пожежогасіння крім розрахункового повинен бути стовідсотковий резервний запас огнетушительного речовини. Тому загальна кількість сорокалітрових балонів приймаємо 676 штук.

11.7. Виробнича санітарія

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

11.8. Долікарська допомога

Долікарська допомога, перша допомога - це комплекс заходів, спрямованих на відновлення або збереження життя й здоров'я постраждалого, здійснюваними не медичними працівниками (взаємодопомога) або самим постраждалої (самодопомога).

У цьому випадку необхідно розглядати доврачебную допомогу при поразці струмом.

При поразці електричним струмом необхідно якомога швидше звільнити потерпілого від дії струму, тому що від тривалості цієї дії залежить вага електротравми.

У першу чергу необхідно спробувати знеструмити лінію, під дією якої перебуває потерпілий, відключенням рубильника. Можна будь-яким непровідний струм предметом (суха дошка та інше) відкинути проведення від

людини; відтягнути його від провідників за сухий одяг або попередньо одягнувши діелектричні рукавички; перекусити проведення гострозубцями з діелектричними ручками.

При поразці струмом дуже часто смерть буває клінічної (“мнимої”), тому ніколи не слід відмовлятися від допомоги потерпілому й уважати його мертвим через відсутність подиху, серцебиття, пульсу. Смерть може констатувати тільки лікар, тому допомога необхідно робити до його прибуття. Якщо в потерпілого відсутнє свідомість, подих, пульс, шкірний покрив синюшний, а зіниці широкі, то можна вважати, що наступила клінічна смерть і негайно приступати до штучного дихання по способі “з рота в рот” і зовнішнього масажу серця. Якщо потерпілий перебуває в несвідомому стані, необхідно спостерігати за його подихом й у випадку порушення подиху через западання мови висунути нижню щелепу вперед, взявшись пальцями за її кути, і підтримувати її в такому положенні, поки не припиниться западання мови.

У жодному разі не можна дозволяти потерпілому рухатися, а тим більше продовжувати роботу, тому що відсутність видимих важких ушкоджень ще не виключає можливості наступного погіршення його стану. Тільки лікар може вирішити питання про стан потерпілого.

У жодному разі не можна заривати потерпілого в землю, тому що це принесе тільки шкоду й приведе до втрат дорогих для його порятунку хвилин.

У випадку неможливості виклику лікаря на місце події необхідно забезпечити транспортування потерпілого в найближчу лікувальну установу. Перевозити потерпілого можна тільки при задовільному подиху й стійкому пульсі. Якщо стан потерпілого не дозволяє його транспортувати, необхідно продовжувати надавати допомогу.

9. ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА

Підвищення стабільності виставкового комплексу.

Захист персоналу супермаркету від зброї масової поразки й інших сучасних коштів нападу супротивника досягаються максимальним здійсненням всіх захисних заходів цивільної оборони, найкращим використанням всіх способів і коштів захисту.

Основними способами захисту супермаркету від зброї масової поразки є:

- своєчасне оповіщення всього персоналу про погрозу по сигналі;
- розосередження в заміській зоні працівників і службовців супермаркету, що продовжують свою діяльність;
- укриття персоналу в захисних спорудженнях;
- використання коштів індивідуального захисту.

Крім цього організується й проводиться загальне навчання персоналу способам захисту. Передбачається захист продовольства, споруджень на системах водопостачання й водозаборів на піднімальних джерелах води від зараження радіоактивними, отруйними речовинами й бактеріальними коштами, радіаційна, хімічна й бактеріологічна розвідка, установлення режимів захисту працівників, а також дозиметричний і лабораторний (хімічний і бактеріологічний) контроль. Плануються профілактичні протипожежні, протиепідемічні й санітарно-гігієнічні заходи, рятувальні й невідкладно аварійно-відбудовні роботи (СНАВР) у вогнищах поразки, санітарна обробка людей, знезаражування техніки, одягу, взуття, території й споруджень.

Основна частина.

Укриття персоналу виставкового комплексу в захисних спорудженнях є найбільш надійним способом захисту від зброї масової поразки й інших сучасних коштів нападу супротивника.

Захисні спорудження – це інженерні спорудження, спеціально призначені для захисту персоналу від ядерної, хімічної й бактеріальної зброї, а також від впливу можливих вторинних вражаючих факторів при ядерних вибухах і застосуванні звичайних коштів поразки. Ці спорудження, залежно від захисних властивостей підрозділяються на притулки й протирадіаційні вкриття (ПРУ). Крім того, можуть застосовуватися найпростіші вкриття - щілини.

Притулки - спорудження, що забезпечують надійний захист людей від всіх вражаючих факторів ядерної зброї - від ударної хвилі, світлового випромінювання, що проникає радіації (включній і нейтронний потік) і від радіоактивного зараження. Притулку захищають також від отруйних речовин і бактеріальних коштів, від високих температур і шкідливих газів у зонах пожеж і від уламків й обвалів руйнувань при вибухах.

Люди можуть перебувати в притулках тривалий час, навіть у завалених притулках безпека їх забезпечується протягом декількох доби. Надійність захисту в притулках досягається за рахунок створення санітарно-гігієнічних умов, що забезпечують нормальну життєдіяльність людей у притулках у випадку зараження навколишнього середовища на поверхні радіоактивними, отруйними речовинами й бактеріальними коштами або виникнення масових пожеж.

Найпоширенішийо убудовані притулки. Під них звичайно використовують підвальні або напівпідвальні поверхи виробничих, суспільних житлових будинків.

Безмовно також будівництво притулків у вигляді окремих вартих споруджень. Також притулку повністю або частково поглибленої й обсіпані зверху й з боків ґрунтом. Під них можуть бути пристосовані різні підземні переходи й галереї, метрополітени, гірські вироблення.

Розрахунок притулку.

На об'єкті один притулок у якому є: приміщення для вкривають площею $S_n = 185\text{ м}^2$, місце для санітарного поста – 2 м^2 , тамбур шлюз – 10 м^2 , допоміжні приміщення – $68,5\text{ м}^2$. Висота приміщень $2,4\text{ м}$.

Чисельність людей, що працюють у супермаркеті й відвідувачів $N = 250$. Виходячи з того, що висота приміщень дозволяє встановити двох'ярусні нари, приймаємо в якості розрахункові норми площі на один що вкриває $S = 0,5 \frac{\text{м}^2}{\text{чел}}$.

Розрахункова кількість місць у притулок:

$$m = \frac{S_n}{S_1} = \frac{185}{0.5} = 370 \quad (7.1)$$

Знайдене число визначає місткість притулку за умови, що обсяг приміщень розраховуючи на один що вкриває $1,5\text{ м}^3/\text{чіл}$.

Перевіряємо відповідність обсягу нормам на одну людину:

$$V_1 = \frac{V_0}{m} = \frac{S_0 h}{m} = \frac{265,5 \cdot 2,4}{370} = 1,72\text{ м}^3/\text{чел} \quad (7.2)$$

S_0 – загальна площа приміщень

h – висота приміщень.

Визначаємо необхідна кількість пар. для розміщення що вкривають.

При довжині 180 (на 5 чоловік) необхідно встановити:

$$N = 370/5 = 74 \text{ (пари)}$$

Розташування:

$N = 250$ чіл – на відстані 50 м .

Час укриття людей - не більше 8 хвилин.

Визначаємо час, необхідний робітником, щоб дійти до притулку й зайняти в не м місце.

Відстань 100 м людей прискореним кроком проходить у середньому за 2 хвилини. На те, щоб зайти в притулок і зайняти місце, потрібно 2 хвилини.

Тоді для робітників супермаркету потрібно $t_3 = 1\text{ мин} + 2\text{ мин} = 3\text{ мин}$.

Порівнюємо необхідний час для вкриття людей із заданим і переконуємося, що умови розташування притулку забезпечують своєчасне вкриття:

$$N_{свр} = 250 \text{чол.}$$

Визначаємо показник, що характеризує інженерний захист об'єкта по своєчасному вкриттю персоналу:

$$K_{свр} = \frac{N_{свр}}{N} = \frac{250}{250} = 1 \quad (7.3)$$

Висновок: розташування притулку дозволяє вчасно вкрити всіх робітників (100%).

Таким чином, для забезпечення стійкого керування ЦО на об'єкті створюється пункт керування. Він, як правило, обладнається в захисних спорудженнях. Пункт керування повинен бути оснащений сучасними технічними коштами зв'язку й забезпечувати сприятливі умови для нормальної роботи керівного складу об'єкта. У ньому повинні бути підготовлені зручні місця для роботи з технічними коштами керування, місця для відпочинку, прийому їжі, надання медичної допомоги. На пункті керування ЦО об'єкта звичайно розміщаються: начальник ЦО, його заступники, начальник штабу зі своїм апаратом, начальники служб, працівники зв'язку й обслуговування.

Про погрозу нападу супротивника персонал сповіщається за місцем роботи відповідними посадовими особами - представниками адміністрації або штабів цивільної оборони об'єктів народного господарства по радіо, телебаченню й іншим коштам зв'язку.

З оголошенням погрози нападу супротивника в притулки й у протирадіаційні вкриття місткістю більше 50 чоловік прибувають призначені коменданти й ланки обслуговування притулків й укриттів; у протирадіаційних укриттях місткістю менше 50 чоловік й у найпростіших укриттів призначаються старші (звичайно із числа людей, що вкривають у них,). На

цих покладає підтримка захисних споруджень у готовності й організацій укриття в них персоналу.

Укриття персоналу в захисних спорудженнях, включаючи й найпростіші вкриття, провадитися по відповідних сигналах оповіщення цивільної оборони. Зрозуміло, якщо людина почує або побачить ядерний вибух сам, то нема чого чекати сигналу, необхідно негайно діяти відповідно до обстановки - іти в захисні спорудження або вживати інші міри захисту.

Заповнення захисних споруджень провадиться організовано й швидко. Люди розміщаються в них за вказівкою коменданта (старшого) по спорудженню; особи, що прибувають із дітьми, розміщаються в місцях спеціально відведених для них, що звичайно поблизу воздухо-подають каналів (труб коробів).

Після закінчення після прийнятого сигналу цивільної оборони часу, задалегідь зазначеного місцевим органом керування ЦО, заповнення захисних споруджень припиняється, двері в них закриваються. У випадку ядерного удару супротивника в притулках включається фільтровентиляційна система по режиму чистої вентиляції; перемикання цієї системи на режим фільтровентиляції здійснюється по сигналі «Хімічна тривога». У протирадіаційних і найпростіших укриттів заповненні їхньої засувки у витяжних коробках закриваються.

У захисних спорудженнях необхідно строго дотримувати встановлені режими й порядок. Вкрива повинні беззаперечно виконувати всі розпорядження комендантів (старшого) і чергових по притулків або вкриттів. Вони зобов'язані, крім того, робити комендантові (старшому) і ланці обслуговування допомога в підтримці порядку в спорудженні. Дотримання строгої дисципліни - одне з головних умов надійного захисту вкривають у захисних спорудженнях.

Вкрива не дозволяється без потреби ходити по приміщеннях притулку або вкриття, курити, самостійно включати й виключати електроосвітлення,

інженерні агрегати й мережі, газові лампи й саморобні світильники, без дозволу брати інструмент, що перебуває в спорудженні.

У притулках й укриттях необхідно дотримувати тишу. У них можуть організуватися бесіди, читання в слух, і слухання радіопередач; дозволяється грати в тихі ігри (шахи, шашки й ін.).

ВИСНОВКИ

Комфортний мікроклімат в навчальному закладі - запорука продуктивного навчального процесу, але більшість закладів побудовані за застарілими проектами, розробленими ще 40 років тому. Тому для створення комфортних умов перебування в приміщеннях навчальних закладів підбрали сучасну систему кондиціонування повітря це забезпечить кондиціонер, який створює циркуляцію в приміщенні, VRF підігрів та охолодження повітря, а за рахунок фільтрів - очищає його від пилу та шкідливих частинок, знижує рівень вологості та бактеріальної небезпека. Враховуючи шляхи підвищення ефективності систем кондиціонування повітря для виставкового комплексу отримано, що економію енерговитрат можна отримати, використовуючи Daikin, модель REYHQ-P (макс. енергоефективність і рекуперація тепла). Унікальні режими Daikin забезпечили максимальну економію при загальній високій потужності кондиціонера. За рахунок модифікації зовнішніх блоків VRF була досягнута найвища ступінь енергоефективності, як сезонної, так і загальної.

11. ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарєва Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря / Н.В.Жихарєва // –Одесса: «ТЭС», 2016. – 171 с.
2. Zhang Q. Development of typical year weather data for Chinese locations. // Q.Zhang, J.Huang, S. Lang / ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.
3. Джеджула, В. В. Д 40 Вентиляція та кондиціонування громадських об'єктів : навчальний посібник / Джеджула В. В. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 71 с. ISBN 978-966-641-830-5 chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2021/Dzhedzhula_2021_71.pdf
4. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 36,087 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.
5. Kogut V.. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter / V Kogut. V.Bushmanov, N. Zhykharieva//AIP Conferenc Proceedings 2285, 030087 (2020); <https://doi.org/10.1063/5.0026819>
6. Жихарєва Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. / Н.В. Жихарєва.// Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15. .
7. Жихарєва Н.В. Підвищення ефективності активного вентиляування при зберіганні плодоовочевої продукції / Н.В. Жихарєва., М.Г. Хмельнюк, В.І.// Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120. .
8. Німич Г.В. Сучасні системи вентиляції і кондиціонування повітря / Г.В. Німич, В.А. Михайлов, Е.С. Бондарь. // - К.: ТОВ «Видавничий будинок. Аванпост–Прим». - 2005. – 630 с. 142

9. Жихарева Н.В. Математична модель плівкового зволожувача для плодоовочесховищ [Текст] / Н.В. Жихарева // // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 6 (152). С.54–58
10. Лабай В.Й., Тепломасообмін / В.Й. Лабай // – Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
11. Погорєлов А.І. Тепломасообмін : Навчальний посібник для вузів.– / А.І. Погорєлов Львів. –: «Новий світ-2000». – 2004. – 144 с..
12. Жихарева, Н.В. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ. / Н.В. Жихарева, М.Г. Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. – Одеса: ОДАХ. – 2012. – №5. - с.16-20.
13. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки: підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарева ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с
14. Жуковський, С.С. Аеродинаміка вентиляції : навч. посіб. / С. С. Жуковський, В. Й. Лабай ; Нац. ун-т "Львівська політехніка". — Львів : Вид-во Нац. ун-ту "Львівська політехніка", 2003. — 372 с.
15. М.І. Машкін Технологія виробництва молока і молочних продуктів / М.І. Машкін., Н.М. Париш. // Навчальне видання. К.: Вища освіта, 2006. 351 с.