

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»

Група: БКВ - 04

Дипломний проект
здобувача освіти денного відділення
БКВ 04. 030. 000 ДП

**Щукіна Євгена
Геннадійовича**

м. Одеса - 2023 р.

Спеціальність 142
«Енергетичне машинобудування»
ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»
Група БКВ - 04

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА БКВ 04. 030. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:

Проект системи кондиціонування і вентиляції повітря четвертого
поверху навчального корпусу ВСП «ОТФК ОНТУ» площею 565 м.кв.

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

Дипломник _____ (Щукін Є.Г.)

Керівник проекту _____ (Беркань Іг.В.)

Консультанти:

з економічної частини _____ (Кухарук А.А.)

з будівельної частини _____ (Волянська С.В.)

з охорони праці _____ (Чорновол Н.І.)

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

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

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

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

Секретар ЕК _____ Куриленко В.О.

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

Дата видачі завдання
«20» лютого 2023 р.
Дата закінчення проекту
«01» липня 2023 р.

Затверджую
Заступник директора з НВР
_____ Беркань Іг.В.
“ 20 ” лютого 2023 р.

ЗАВДАННЯ

до дипломного проектування

Прізвище, ім'я та по батькові: Щукін Євгеній Геннадійович

Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»

Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»

Освітня програма «Системи кондиціювання і вентиляції повітря»

Тема дипломного проекту: **Проект системи кондиціювання і вентиляції повітря четвертого поверху навчального корпусу ВСП «ОТФК ОНТУ» площею 565 м.кв.**

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

Вихідні дані для проекту: $t_{л}=32\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{з}=-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{вн}=23\text{ }^{\circ}\text{C}$

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

Вступ

1. Загальна частина

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

2. Технологічна частина

- 2.1 Характеристика комфортного стану повітря

Розрахунково-конструкторська частина

- 3.1 Розрахункові дані проекту
- 3.2 Розрахунок теплоприпливів об'єкту завдання
- 3.3 Розрахунок вологовиділень об'єкту завдання
- 3.4 Зведена таблиця тепло і вологоприпливів об'єкту завдання
- 3.5 Визначення витрати повітря припливної установки
- 3.6 Побудова в d,h-діаграмі процесів обробки повітря
- 3.7 Розрахунок і вибір і обладнання припливної установки
- 3.8 Розрахунок основного холодильного обладнання
- 3.9 Розрахунок обладнання вентиляційної мережі

4. Організаційна частина

- 4.1 Вибір системи і приладів автоматичного регулювання системи кондиціювання і вентиляції повітря

5. Економічна частина

6. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

7. Використана література

Графічна частина

Графічний Аркуш 1. Аксонометрична схема повітророзподільної мережі системи кондиціонування або холодопостачання

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціонування і вентиляції повітря

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

Графічний Аркуш 4. Технічне креслення обладнання

Графік виконання проекту

Зміст	Термін виконання
1. Загальна частина	29 - 31.05.2023
2. Розрахунково-конструкторська частина	01 - 07.06.2023
3. Організаційна частина	08 - 09.06.2023
4. Аркуш 1, 2	10 - 11.06.2023
5. Економічна частина	12 - 14.06.2023
6. Аркуш 3, 4	15 - 17.06.2023
7. Організаційна частина	18.06.2022
8. Охорона праці	19.06.2023
Попередній захист	20.06.2023
Захист дипломного проекту	28 - 30.06.2023

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні кафедри енергетичного машинобудування

Протокол № 2 від “ 13” вересня 2022 р.

Завідувач кафедрою _____ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _____ (Беркань І.В.)

ВСТУП

Основною метою кондиціювання повітря є створення та автоматичне підтримання у приміщенні оптимальних параметрів повітряного середовища.

Мікроклімат приміщення - це метеорологічні умови внутрішнього середовища приміщення, що визначаються діючими на людину сполученнями температури, відносної вологості, швидкості пересування повітря і теплового випромінювання. Оптимальними називаються параметри повітряного середовища, які при тривалому й систематичному впливі на людину забезпечують збереження нормального теплового стану організму без напруження реакції терморегуляції. Вони забезпечують почуття теплового комфорту і створюють підставу для високої працездатності.

Метеорологічні параметри:

температура, t , °С (К);

відносна вологість, φ , %;

швидкість повітря, v , м/с.

Робоча зона (зона обслуговування) - це простір, обмежений за висотою 2м понад рівнем підлоги, на якому знаходяться місця постійного (непостійного) перебування людей.

Теплий період року характеризується режимом роботи системи припливної вентиляції без підігріву припливного повітря.

Холодний період року характеризується такими параметрами зовнішнього повітря, при яких системи вентиляції (СВ) або системи кондиціювання повітря (СКП) даного об'єкта потребують підігріву припливного повітря.

Таким чином, теплий і холодний періоди року визначаються характеристикою тепловологісного режиму об'єкта та особливостями його СВ і (або) СКП.

Повітрообмін це заміна забрудненого повітря, яке знаходиться в приміщенні, на чисте повітря.

Допустимими називають параметри повітряного середовища, які при тривалому й систематичному впливі на людину можуть викликати зміну

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вибором оптимального способу тепловіддачі та підтримує постійною температуру тіла.

Можливість віддачі теплоти за рахунок випарування рідини визначається ступенем насиченості повітря вологою. Процес інтенсифікується при збільшенні швидкості пересування повітря відносно поверхні тіла. Випарування вологи в насичене повітря неможливе при будь-якій швидкості повітря. Тут теплообмін випарування закінчується. Якщо при цьому температура навколишнього середовища дорівнює або вище температури поверхні тіла людини, настає перегрів організму, відмова системи терморегуляції, підвищення температури тіла – все це разом діагностується як "тепловий удар". Якщо не забезпечити відведення теплоти від організму людини, не минути летального виходу.

Як правило, при підвищених порівняно з комфортним рівнем параметрах зовнішнього середовища по температурі повітря та відносній вологості променистий теплообмін організму людини з навколишнім середовищем також буде не на його користь: тепло випромінюючі поверхні мають більш високу температуру, ніж поверхня тіла.

Променистий теплообмін може бути використаний при панельному опаленні житлових приміщень у холодний період року. Так, при температурі стін 24°C комфортний стан людини можливий уже при температурі внутрішнього повітря приміщення 10°C .

Променистий теплообмін є визначальним у теплообміні організму людини, яка знаходиться під впливом сонячних промінів або у виробничому приміщенні, де є обладнання з високотемпературними поверхнями.

У більшості випадків тепловий стан людини визначається процесами конвективного теплообміну та теплообміну при випаруванні рідини з поверхні шкіри. Окремо при температурі навколишнього середовища $t_{\text{н}} \leq 20^{\circ}\text{C}$ має місце віддача теплоти людиною більше необхідної. Потім при підвищенні температури, тепловіддача стабілізується на необхідному рівні. При температурі рівній і більшій за 35°C теплообмін здійснюється на 96 % за рахунок випарування

										Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ

рідини з поверхні тіла. Тривала дія високої температури призводить до великої напруги терморегуляції організму, підвищеного навантаження на серце та зневоднення організму.

Таким чином, СВ і СКП можуть значно полегшити виконання життєво важливих функцій організму людини. Підтриманням засобами вентиляції та кондиціонування повітря параметрів середовища, близьких до оптимальних, забезпечується висока працездатність людини та її добре самопочуття.

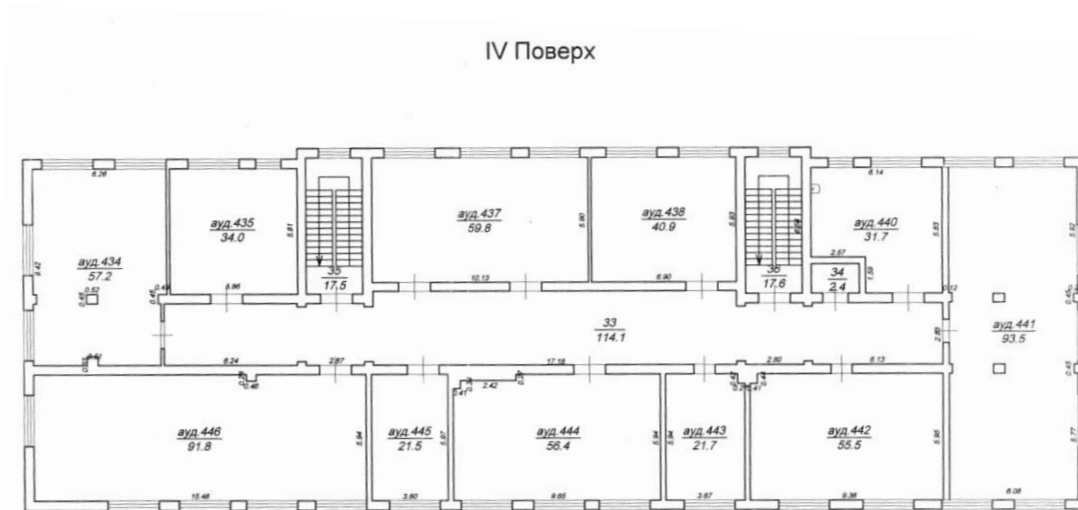
					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Вихідні дані

Проект системи кондиціонування і вентиляції повітря четвертого поверху навчального корпусу ВСП «ОТФК ОНТУ» площею 565 м².

Навчальний корпус ВСП «ОТФК ОНТУ» являє собою 4-х поверховий будинок з цегляними стінами товщиною 45 см. Висота стель 3,5 метри, вікна розміром 2,5 * 2,5 м. Загальна площа приміщень дорівнює S=564,5 м²



Місце розташування. Одеса

Для міста Одеси:

розрахункова літня температура 32 °С

розрахункова зимова температура -18 °С

відносна літня вологість повітря 56%

відносна вологість повітря взимку 86 %

середньорічна температура 9.9 °С

географічна широта 48 °С

Підтримка температури та відносної вологості повітря в літній та зимовий період.

1.2 Техніко-економічне обґрунтування об'єкта завдання

Під системами кондиціонування повітря (СКП) розуміють пристрої, призначені для створення та автоматичної підтримки в приміщеннях необхідних параметрів (кондицій) повітряного середовища (температури, вологості, тиску, чистоти складу та швидкості руху) незалежно від зовнішніх (пора року, погода) та внутрішніх (тепло-, волого- та газовиділень) факторів.

										Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

БКВ 04.030.003 ДП ПЗ

Основою систем кондиціонування повітря є секції, в яких здійснюються очищення та термовологісна обробка повітря, що подається в приміщення, що обслуговуються, відповідно до технологічних або санітарно-гігієнічних норм.

Для підтримки заданого температурного режиму в приміщеннях застосовується система кондиціонування з підігрівом повітря і охолодженням його з одночасним осушенням за допомогою охолодженої води, яка готується в кожухотрубному випарнику холодильної хладонової установки одноступеневого стиснення.

Схема живлення – безнасосна, з нижньою подачею R-134a у випарник.

Кабінети розташовані симетрично навпроти один одного і розділені коридором. До складу системи кондиціонування і вентиляції входять пристрої, що здійснюють необхідну обробку повітря (фільтрацію, охолодження, підігрів, осушення, зволоження), транспортування його, роздачу в приміщення, що обслуговуються, джерела тепло- і холодопостачання, засоби автоматичного регулювання, контролю та управління, а також допоміжне обладнання.

Основне обладнання для обробки та переміщення повітря, як правило, компонується в одному агрегаті – кондиціонері. У різних СКП і В, крім того, застосовується допоміжне обладнання: місцеві підігрівачі, ежекційні та вентиляторні кондиціонери-доводчики, глушники аеродинамічного шуму.

Параметри зовнішнього та внутрішнього повітря в різні періоди року різні. Кількість шкідливих виділень (тепла, вологи) може змінюватися протягом року. Тому розрахунок повітрообміну при загально обмінній вентиляції повинен проводитись для трьох періодів року: теплого, холодного та перехідного. За розрахунковий повітрообмін приймається найбільша кількість повітря, отримане за трьома періодами. По розрахунковому повітрообміну вибирають вентиляційне обладнання (вентилятори, калорифери, фільтри). Продуктивність систем місцевої витяжної вентиляції визначається технологічними та санітарними вимогами і не залежить від пори року. Якщо в приміщеннях виділяються пари та газу, які можуть утворювати з повітрям вибухонебезпечні суміші, то необхідний перевірений розрахунок повітрообміну. Концентрація цих парів і газів у повітрі приміщень не повинна перевищувати 5% нижньої межі вибуховості (НПВ) при параметрах зовнішнього повітря, прийнятих у розрахунку системи вентиляції. Якому виходить більша кількість повітря. Вибір фреону R-134a як холодильного агента обумовлений хорошими термодинамічними властивостями, його високою об'ємною холодопродуктивністю та відносною екологічною безпекою. R-134a відноситься до групи перехідних фреонів, використання яких не регламентовано по часу.

Проектом передбачена холодильна машина одноступеневого стиснення. До складу машини входять: компресорний агрегат, конденсатор водяного охолодження, кожухотрубний випарник, ресивер, фільтр-осушувач, регенеративний теплообмінник, щити арматурний та управління, терморегулюючі вентиля. Основне

										Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ					

навантаження на холодильну установку складається із суми теплоприпливів: через огороджувальні конструкції, від людей, від офісного та технологічного обладнання, теплопритоків при експлуатації. Вже давно доведено, що в приміщеннях, що кондиціонуються, продуктивність розумової праці зростає майже в половину.

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. РОЗРАХУНКОВО - КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 Розрахункові дані

Розраховуючи теплоприпливи через внутрішні огороження (стіни й перегородки), що відокремлюють одне приміщення від іншого, температура якого відома, замість температури зовнішнього повітря приймаю температуру даного приміщення.

При розрахунку теплоприпливи через внутрішні огороження, що виходять у коридори, вестибюлі, тамбури, температурний напір приймаю як частину розрахункової різниці температур для зовнішніх стін:

$0,7(t_n - t_e)$, якщо ці приміщення повідомляються із зовнішнім повітрям

$0,6(t_n - t_e)$, якщо не повідомляються.

3.2 Розрахунок теплоприпливів об'єктів завдання

Теплоприпливи через конструкції, що обгороджують, Q_1 визначаємо по формулі:

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C} \quad (3.1)$$

де, Q_{1T} - теплоприпливи через стіни, перегородки, перекриття, підлоги, кВт

Q_{1C} - теплоприпливи від сонячної радіації, кВт

Теплоприпливи через огороження розраховуємо по формулі:

$$Q_{1T} = k_D F \theta * 10^{-3} = k_D F * (t_n - t_e) * 10^{-3}, \text{кВт} \quad (3.2)$$

де, k_0 - дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження обумовлений при розрахунку товщини ізоляційного шару $\text{Вт/м}^2 \text{К}$

F - площа поверхонь огороження, м^2

t_n - розрахункова температура повітря із зовнішньої сторони огороження, $^{\circ}\text{C}$

t_v - розрахункова температура повітря усередині охолоджуваного приміщення, $^{\circ}\text{C}$

Δt - розрахункова різниця температур (температурний напір), $^{\circ}\text{C}$

Теплоприплив від сонячної радіації визначаємо по формулі:

$$Q_{1C} = k_B F \Delta t_c * 10^{-3}, \text{кВт} \quad (3.3)$$

де, K_B - дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, $\text{Вт/м}^2 \text{К}$

F - площа поверхні огороження, що опромінює сонцем, м^2

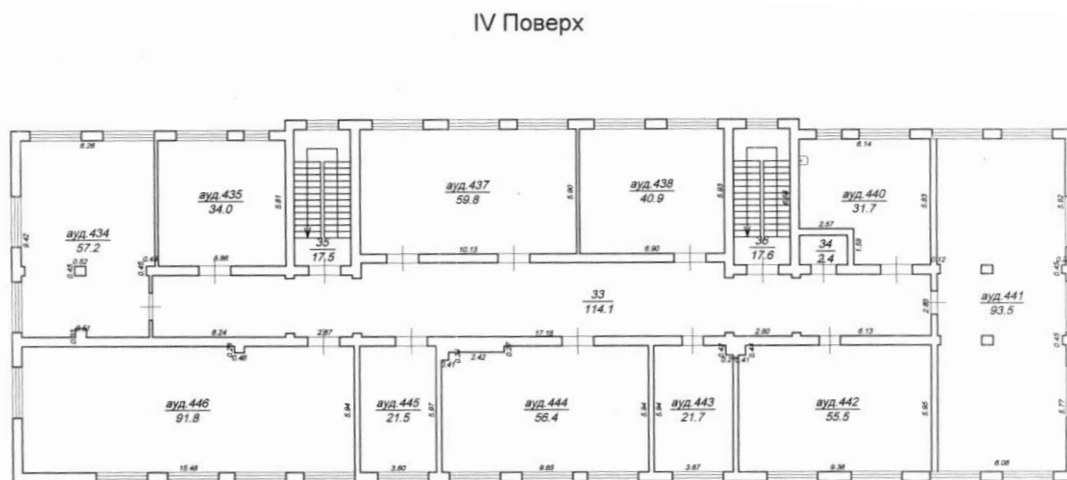
									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ				

Δt_c - надлишкова різниця температур, що характеризує дію сонячної радіації в літню пору, $^{\circ}\text{C}$

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі визначаємо по формулі:

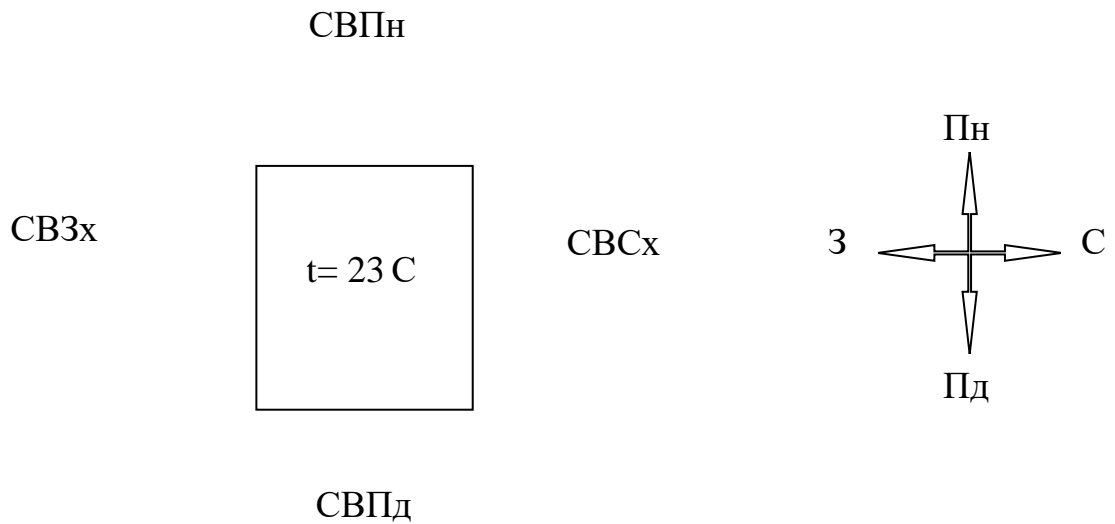
$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_b}\right)} \quad (3.4)$$

- де, λ_z - коефіцієнти теплопровідності ізоляційного шару й будівельних матеріалів, складових конструкцію огороження, Вт/м К,
- K_{TB} - оптимальний коефіцієнт теплопередачі огороження, прийнятий залежно від характеру огороження й температур по обох сторони від нього, Вт/м ^2K
- α_n - коефіцієнт тепловіддачі із зовнішньої або більше теплої сторони огороження, Вт/м ^2K
- α_b - коефіцієнт тепловіддачі із внутрішньої або більше холодної сторони огороження, Вт/м ^2K
- δ_i - товщина окремих шарів конструкції огороження, м
- λ_i - коефіцієнт теплопровідності будівельних шарів конструкції, Вт/м К.



Мал.3.1

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Таблиця 3.1- Розрахунок теплопритоків крізь стіни аудиторій четвертого поверху

Огородження	К д Вт/м ² К	F м ²	t н С	t в С	θ С	Q 1т кВт	t _c С	Q 1с кВт	Q 1 кВт
СВПн	1,03	158	32	23	9	1,465	0	0	1,46
СВСх	1,03	44	32	23	8	0,363	6	0,27	0,63
СЗПд	1,03	158	32	23	9	1,465	4,9	0,80	2,26
СВЗх	1,03	44	32	23	8	0,363	7,2	0,33	0,69
покриття	1,27	568	32	23	9	6,492	17,7	12,77	19,26
підлога	0,25	568	24	23	1	0,142	0	0	0,142
									24,45

Теплопритоки крізь огороження $Q_1=24,45$ кВт

Теплопритоки від сонячної радіації Q_1 крізь вікна

Вікна на північній стіні $81,25 \cdot 0,052 = 4,2$ кВт

Вікна на південній стіні $81,25 \cdot 0,300 = 24,4$ кВт

Вікна на східній та західній стінах $18,75 \cdot 0,325 \cdot 2 = 12,2$ кВт

$$\sum Q_1 = 24,45 + 4,2 + 24,4 + 12,2 = 65,1 \text{ кВт}$$

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.2- Розрахунок теплоприпливів взимку.

Огородження	К д Вт/м ² К	F м ²	t _н С	t _в С	θ С	Q 1т кВт	t _с С	Q 1с кВт	Q 1 кВт
СВПн	1,03	158	-18	23	-41	-6,672	0	0	-6,672
СВСх	1,03	44	-18	23	8	0,363	6	0,272	0,634
СЗПд	1,03	158	-18	23	-41	-6,672	4,9	0,797	-5,875
СВЗх	1,03	44	-18	23	8	0,363	7,2	0,326	0,689
покриття	1,27	568	-28	23	-51	-36,789	17,7	12,768	-24,021
підлога	0,25	568	24	23	1	0,142	0	0	0,142
									-35,103

Розрахунок тепло потоків взимку

Теплопотоки крізь огороження $Q_1 = -35,1$ кВт

Теплопотоки від сонячної радіації Q_1 крізь вікна

Вікна на північній стіні $81,25 * 0,052 = 4,2$ кВт

Вікна на південній стіні $81,25 * 0,300 = 24,4$ кВт

Вікна на східній та західній стінах $18,75 * 0,325 * 2 = 12,2$ кВт

$$\sum Q_1 = -35,1 + 4,2 + 24,4 + 12,2 = 5,6 \text{ кВт}$$

Q_2 - Теплоприпливи від вентиляції визначаємо за формулою:

$$Q_{2np} = M_{np} \Delta i \frac{10^3}{24 * 3600}, \text{ кВт} \quad (3.5)$$

де: M - норми витрат повітря вентиляції на одну людину в навчальному закладі, $25 \text{ м}^3/\text{год}$.

Δi - різницю питомих ентальпій повітря відповідних початкової та кінцевої температури кДж/кг.

$$Q_2 = 248 * 25 * 1,14 * (75 - 45) / 3600 = 56,9 \text{ кВт}$$

де $i_n = 75$ кДж/кг, $i_{п} = 45$ кДж/кг

$\rho = 1,14$ кг/м³ щільність повітря.

248 осіб - кількість здобувачів освіти та викладачів.

Цей вид притоків взимку відсутній.

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ

Q₄ - Експлуатаційні тепло притоки

Експлуатаційні тепло притоки визначаються як сума тепло приток (кВт) окремих видів:

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 \quad (3.6)$$

q₁ тепло приплив від освітлення (кВт) розраховуємо за формулою:

$$q_1 = AF * 10^{-3}, \text{кВт} \quad (3.7)$$

де, А - теплоти. виділяється джерелами освітлення в одиницю часу на 1 м² площі підлоги, Вт/м ;

F - площа камери, м²

A= 20 Вт/м.

$$q_1 = 568 * 20 / 1000 = 11.36 \text{ кВт}$$

q₂ тепло приплив від здобувачів освіти та викладачів (кВт)

$$q_2 = 0,068 * n \quad (3.8)$$

$$q_2 = 0,068 * 248 = 16.864 \text{ кВт}$$

де, 0,068 - тепловиділення однієї людини, кВт;

n - кількість здобувачів освіти з викладачами, - 248 осіб.

q₃ - тепло приплив від працюючих електроприладів (кВт) при розташуванні електроприладів в приміщенні, що охолоджується, визначаємо за формулою:

$$q_3 = N_{\text{с}} * 0.1 \quad (3.9)$$

де, N_с - сумарна потужність електроприладів, кВт

у попередніх розрахунках можна орієнтовно приймати 0,1 N_с кВт

Чотири аудиторії оснащені комп'ютерами з моніторами 1 кВт загалом 64 шт. - 64 кВт, чотири аудиторії оснащені проекторами 1,5 кВт 6 кВт

$$q_3 = 0.1 * 70 = 7 \text{ кВт}$$

$$Q_4 = 35.3 \text{ кВт}$$

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Мал. 3.2 Система кондиціонування повітря із застосуванням першої рециркуляції:

- 1 – рециркуляційний вентилятор;
- 2 - повітрянагрівач 1-го підігріву;
- 3-насос;
- 4 – камера зрошення;
- 5 - повітрянагрівач 2-го підігріву;
- 6 - вентиляційний агрегат кондиціонера

У теплий період року з метою економії холоду зовнішнє повітря поєднується з більш холодним внутрішнім повітрям. Суміш очищається у фільтрі, охолоджується та осушується в камері зрошення, а потім, при необхідності, нагрівається у повітрянагрівачі другого підігріву.

Оброблене повітря подається в приміщення з параметрами припливного повітря. У приміщенні припливне повітря асимілює тепло- і вологонадлишки, його параметри зрівнюються з параметрами внутрішнього повітря. Частина повітря, що видаляється з приміщення, повертається на рециркуляцію, залишок видаляється назовні.

У холодний період з метою економії теплоти суміш теплого повітря приміщення і холодного зовнішнього очищається у фільтрі- і перегрівається в повітрянагрівачі першого підігріву, обробляється в камері зрошення, підігрівається в повітрянагрівачі другого підігріву до необхідних параметрів припливного повітря і надходить у приміщення. Кількість зовнішнього повітря G_3 , кг/ч,

$$G_3 = L \cdot \rho \cdot n \quad (3.10)$$

де, L - витрата повітря, що визначена нормою поповнення за годину на одну людину, кг/ч.

$$G_3 = 248 \cdot 25 / 3600 = 6199 \text{ м}^3/\text{год} = 7068 \text{ кг}/\text{год} = 1,96 \text{ кг}/\text{с}$$

Будуємо на h,d - діаграмі процес кондиціонування повітря для теплого періоду року з однією рециркуляцією. Визначаємо витрати припливного повітря, теплоти та холоду для здійснення процесів нагріву, осушення та охолодження повітря.

Вихідні дані параметри зовнішнього повітря

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- вологовиділення у приміщенні $M_{\text{заг}} = 0.011 \text{ кг/с}$;

- температура припливного повітря $t_{\text{пр}} = 23^{\circ}\text{C}$;

вихідні данні зовнішнього повітря:

- питома ентальпія $h_{\text{н}} = 75 \text{ кДж/кг}$; - температура $t_{\text{н}} = 32^{\circ}\text{C}$;

На h, d -діаграмі знаходимо точку Π , $t_{\text{н}} = 23^{\circ}\text{C}$, $\phi_{\text{н}}=50\%$, що відповідає параметрам припливного повітря в приміщення

$$h_{\text{п}} = 45 \text{ кДж/кг}; \quad d_{\text{п}} = 8,4 \text{ г/кг}$$

На h, d -діаграмі знаходимо точку H , що відповідає параметрам зовнішнього повітря: $t_{\text{н}} = 32^{\circ}\text{C}$; $\phi = 56\%$ знаходимо недостаючі параметри

$$h_{\text{н}} = 75 \text{ кДж/кг}, \quad d_{\text{н}} = 16,7 \text{ г/кг}$$

Обчислюємо кутовий коефіцієнт променя процесу за формулою:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{п}}}{W_{\text{п}} + 2500} - 2,38 \cdot t_{\text{п}} \quad (3.11)$$

$$\varepsilon = 156,3 / 0,011 + 2445 = 16657,4 \text{ кДж/кг}$$

Знаходимо температуру забору повітря з приміщення

$$t_3 = t_{\text{п}} + 2^{\circ}\text{C} = 23 + 2 = 25^{\circ}\text{C} \quad (3.12)$$

На d, h - діаграмі з точки $З$ проводимо промінь процесу ε до його перетину з прямою температури забирання повітря з приміщення, знаходимо точку $З$, яка відповідає параметрам рециркуляційного повітря

$$d_3 = 8,9 \text{ г/кг}; \quad h_3 = 47 \text{ кДж/кг.}$$

Від точки Π проводимо лінію $d_{\text{п}} = \text{const}$ до перетину з кривою відносної вологості $\phi = 95\%$ та знаходимо точку O , яка відповідає параметрам повітря, що виходить з камери зрошення:

$$t_0 = 12^{\circ}\text{C}; \quad h_0 = 34 \text{ кДж/кг}; \quad d_0 = 8,4 \text{ г/кг.}$$

Від точки Π донизу по $d = \text{const}$ відкладаю відрізок, в 1°C , який відповідає нагріву повітря у вентиляторі, отримуємо точку B , що відповідає параметрам повітря після повітрянагрівача другого підігріву:

$$t = 22^{\circ}\text{C}; \quad \phi = 52\%; \quad h_{\text{п}}' = 44 \text{ кДж/кг.}$$

Визначаємо, витрата припливного повітря за формулою

$$G = 156,3 / (57 - 45) = 13,0 \text{ кг/с} \quad (3.13)$$

Розрахуємо теплове навантаження повітрянагрівача другого підігріву за формулою:

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ

$$Q_2 = 13,0 * (44 - 34) = 130 \text{ кВт} \quad (3.14)$$

Визначаємо кількість зовнішнього повітря при $G = G_o$ по формулі:

$$G_3 = L * n * /3600 \quad (3.15)$$

$$G_3 = 248 * 25 / 3600 = 6199 \text{ м}^3/\text{год} = 7068 \text{ кг/год} = 1,96 \text{ кг/с}$$

Знаходимо кількість рециркуляційного повітря за формулою:

$$G_p = G_{\text{заг}} - G_n \quad (3.16)$$

$$G_p = 13,0 - 1,96 = 11,04 \text{ кг/с}$$

Розрахуємо питому ентальпію суміші рециркуляційного та зовнішнього повітря за формулою:

$$h_c = (h_p * G_p + h_n * G_n) / G_{\text{заг}} \quad (3.17)$$

$$h_c = (11,04 * 47 + 1,96 * 75) / 13,0 = 51,2 \text{ кДж/кг}$$

Визначаємо інші параметри за d,h-діаграмою:

$$t_c = 26,2^\circ\text{C}; \quad \varphi_c = 48\%; \quad d_c = 10 \text{ г/кг.}$$

Обчислюємо потребу в холоді камери зрошення за формулою:

$$Q_x = G_{\text{заг}} * (h_c - h_o) \quad (3.18)$$

$$Q_x = 13,0 * (51,2 - 34) = 224 \text{ кВт}$$

Кількість води, що конденсується в камері зрошення, визначаємо за такою формулою:

$$M_o = G_{\text{заг}} * (d_c - d_o)$$

$$M_o = 13,0 * (10 - 8,4) * 10^{-3} = 0,021 \text{ кг/с} \quad (3.19)$$

Побудуємо на d,h - діаграмі процес кондиціонування повітря для **холодного періоду** року при схемі його обробки з однією рециркуляцією.

Визначаємо витрати теплоти та холоду для обробки повітря, що кондиціонується.

Порядок розрахунку та побудови

При використанні системи кондиціонування повітря з однією рециркуляцією в холодний період року можливі два варіанти змішування зовнішнього і рециркуляційного повітря. У першому варіанті рециркуляційне повітря поєднується з не підігрітим зовнішнім повітрям. Такий варіант рекомендується використовувати, якщо точка суміші виявляється вище кривою $\varphi = 100\%$ та випадання вологи з повітря не відбувається. Якщо точка суміші виявляється нижче

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

кривої $\varphi = 100\%$, застосовується другий варіант, при якому рециркуляційне повітря підмішують до підігрітого зовнішнього повітря після повітрянагрівача першого підігріву.

Розглянемо послідовність побудови процесу розрахунку в першому варіанті. На d, h - діаграму наносимо точки H і B , що відповідають параметрам зовнішнього та внутрішнього повітря. Обчислюємо за формулою кутовий коефіцієнт променя процесу у приміщенні. На d, h -діаграмі через точку B проводимо промінь процесу в приміщенні. d , г/кг, за формулою. Знаходимо вологовміст припливного повітря d_n , г/кг, за формулою. На перетині лінії $d_n = \text{const}$ з променем процесу в приміщенні знаходимо положення точки Π , що відповідає стану припливного повітря за збереження його кількості, отриманого розрахунком для теплого періоду року. Через точку Π на d, h -діаграмі проводимо лінію $d_n = \text{const}$ до перетину з кривою $\varphi = 95\%$, отримаємо точку O , що характеризує параметри повітря на виході з камери зрошення. Через точку O проводимо промінь адіабатного процесу зволоження повітря в зрошувальній камері. Знаходимо точку C , що відповідає параметрам суміші рециркуляційного та зовнішнього повітря. Для цього точки H і B з'єднуємо прямий і визначаємо питому ентальпію точки суміші h_c , кДж/кг, по формулі

$$h_c = (G_p + G_n) / G_{\text{заг}}, \quad (3.20)$$

де, G_n , G_p - витрата повітря, кг/год, зовнішнього та рециркуляційного, що визначається формулами . Точка суміші лежить на перетині лінії H_c і $H_c = \text{const}$. Якщо точка C знаходиться вище кривої $\varphi = 100\%$, застосування першого варіанта правомірно. Питома ентальпія суміші H_c має бути не більше питомої ентальпії повітря після камери зрошення H_o . Визначаємо параметри повітря перед камерою зрошення після його нагрівання повітрянагрівачі першого підігріву. Для цього проводимо лінії $d = \text{const}$ і $h_o = \text{const}$ до їх взаємного перетину в точці d_o .

Знаходимо теплове навантаження на повітрянагрівач першого підігріву, Вт: $Q = 0,278 G (h_r - h_o)$ Вт, за формулою та на повітрянагрівач другого підігріву.

Обчислюємо кількість води, кг/год, що випарувалася в камері зрошення, за формулою. При обробці повітря, що кондиціонується за другим варіантом,

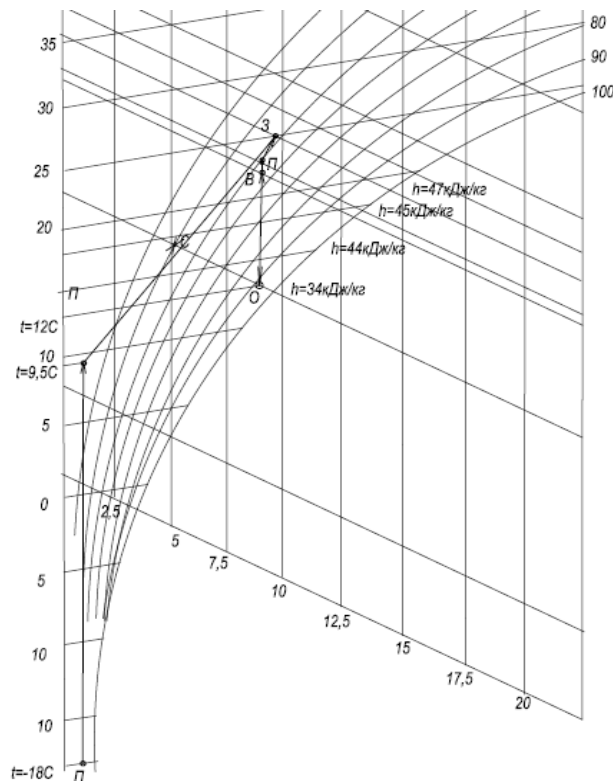
										Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

підмішування рециркуляційного повітря здійснюється після повітрянагрівача першого підігріву, положення точок **H**, **B**, **П**, **Про** визначають аналогічно описаному вище. Для знаходження точки суміші попередньо визначають положення точки **З**, що характеризує умовний стан суміші. Для цього проводять пунктирну лінію **BH** і за формулою знаходять питому ентальпію h_c , кДж/кг. Умовна точка суміші **C** лежить на, перетині лінії h_B і $h' = \text{const}$. Через точку **C** проводимо $d, = \text{const}$ до перетину в точці **З** адіабатою h_o процесу зволоження. Параметри точки **C** є параметрами суміші повітря перед камерою зрошення.

Положення точки **K**, що характеризує стан підігрітого зовнішнього повітря, визначаємо з умови, що його вміст вологи дорівнює вологовмісту зовнішнього повітря d . Крім того, точка **K** повинна лежати на одній прямій з точками **C** та **B**. Через точки **B** та **C** проводимо пряму лінію, а через точку **H** - лінію $d = \text{const}$, на їх перетині знаходимо положення точки **K**. Теплове навантаження повітрянагрівача першого підігріву визначаємо за формулою:

$$Q_1 = 0,278 G (h_K - h_H) \quad (3.21)$$

Теплове навантаження повітрянагрівача другого підігріву визначаємо за формулою, кількість води, що випарувалася в камері зрошення - за формулою $M = G (.d_D - d_c) 10^{-3}$



Визначаємо температуру точки суміші зовнішнього та рециркуляційного повітря за формулою:

$$t_c = (10,02 \cdot 25 + 1,98 \cdot (-18)) / 12 = 17,9^\circ\text{C}$$

На перетині лінії H_o і $t_c = \text{const}$ знаходимо положення точки суміші C . Підмішування рециркуляційного повітря після повітрянагрівача першого підігріву. Положення точки, отриманої на перетині лінії $h_o = \text{const}$ та $t_c = \text{const}$ відповідає умовній точці суміші. Знаходимо шукану точку суміші на перетині. Параметри цієї точки наступні $d_c = 6,2$ г/кг;

$$h_c = 34,3 \text{ кДж/кг}; \quad \varphi_c = 50\%.$$

Визначаємо параметри повітря перед камерою змішання, точка K . Для цього проводимо через точки B та C пряму лінію, а через точку K – лінію $d_k = \text{const}$. Параметри повітря перед камерою змішання: $d_k = 1$ г/кг; $\varphi_k = 20\%$;

$$t_k = 9,5^\circ\text{C}; \quad h_k = 7,0 \text{ кДж/кг}.$$

Витрата теплоти в повітрянагрівачі першого підігріву визначаємо за формулою:

$$Q_1 = 1,98 \cdot (7,0 - (-18,0)) = 49500 \text{ Вт}$$

Витрата теплоти на нагрівання повітря в повітрянагрівачі другого підігріву визначаємо за формулою:

$$Q_H = 12 \cdot (45 - 34) = 132\,000 \text{ Вт}$$

Визначаємо кількість води, що випарувалася в камері зрошення, за формулою:

$$M_o = 12 \cdot (8 - 5,5) \cdot 0,001 = 0,03 \text{ кг/с}.$$

3.7 Розрахунок і вибір обладнання припливної установки

За витратою припливного повітря $V = m : \rho = 13,0 : 1,18 = 11,02 \text{ м}^3/\text{с} = 40320 \text{ м}^3/\text{годину}$ підбираємо два центральний кондиціонер марки VTS Klima CV-A-6-N-223A з сумарною об'ємною витратою повітря $43000 \text{ м}^3/\text{годину}$

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Мал. Центральний кондиціонер VTS Klima

Мал. 3.6

Розрахунок зрошувальної (політропічної осушувальної) камери

Визначити питому ентальпію, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, за формулою:

$$h_{\text{нас}} = 9,42 + 1,97 t_{\text{н.в.}} = 9,42 + 1,97 * 8 = 25,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3.25)$$

де: $t_{\text{н.в.}}$ = температура води, що подається в зрошувальній камері, °C

Обчислюємо параметр a , що характеризує конструктивні і гідродинамічні особливості камери за формулою:

$$a = \frac{h_{\text{н}} - h_{\text{к}}}{(h_{\text{н}} - h_{\text{нас}})(1 - 0,000716(h_{\text{н}} - h_{\text{нас}}) + 0,00351(54 - h_{\text{нас}}))} \quad (3.14)$$

$$a = \frac{56 - 31}{(56 - 25,18)(1 - 0,000716(56 - 25,18) + 0,00351(54 - 25,08))} = 0,748$$

коефіцієнт зрошення, $\frac{\text{кг}}{\text{кг}}$, визначаємо за формулою:

$$M = 0,294 \exp(2,99a) \quad (3.26)$$

$$M = 0,294 \exp(2,99 \times 0,743) = 2,707 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Коефіцієнт ефективності зрошувальної камери визначаємо за формулою:

$$E_{\text{пол}} = 1 - \exp(-1,19M^2) \quad (3.27)$$

$$E_{\text{пол}} = 1 - \exp(-1,19 \times 2,707^2) = 0,9984$$

Масова витрата води в ОК, $\frac{\text{кг}}{\text{час}}$, визначаємо за формулою:

$$G_{\text{в}} = L \times \rho \times M \quad (3.28)$$

де: L - витрата повітря, $\frac{\text{м}^3}{\text{час}}$;

ρ - щільність насиченого повітря, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

$$G_{\text{в}} = 13,0 \times 2,707 = 35,23 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Температуру нагрітої води, °С, визначаємо за формулою:

$$t_{к.в} = t_{н.в} \frac{h_H - h_K}{4,19M} \quad (3.29)$$

$$t_{к.в} = 8 + \frac{56 - 31}{4,19 \times 2.707} = 10,2^\circ\text{C}$$

Знаходимо витрату холодної води через випарник

$$G_{\text{холод}} = G_{\text{води}} * (t_k - t_n) / (t_k - t_x)$$
$$G_{\text{холод}} = 35,23 * (10,2 - 8) / (10,2 - 5) = 18,45 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Витрата холоду (теплове навантаження на компресори), кВт, визначаємо за формулою

$$Q_x = L \times p \times (h_{к.в.} - h_{н.в.}) \quad (3.30)$$

$$Q_x = 18,45 \times 4,19 \times 2,89 = 224 \text{ кВт}$$

3.8 Розрахунок основного холодильного обладнання

Визначення навантаження на компресор та випарник

Розрахункова холодопродуктивність для підбору компресора:

$$Q_o = \frac{\Sigma Q_{км} * 1,12}{0,9}, \text{ кВт} \quad (3.31)$$

$$Q_o = \frac{224 \cdot 1,12}{0,85} = 296 \text{ кВт}$$

Вибір температурних режимів роботи холодильної машини

Температура кипіння розраховується за формулою:

$$t_o = t_{\text{вих}} - 2^\circ\text{C} \quad (3.32)$$

$$t_o = 6 - 2 = 4^\circ\text{C}$$

Температура конденсації розраховується за формулою:

$$t_k = t_{\text{наруж}} + 10^\circ\text{C} \quad (3.33)$$

$$t_k = 32 + 10 = 42^\circ\text{C}$$

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.4

№	параметри			
	t, °C	P, МПа	h, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	V, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
0	4	0,34	400	-
1`	10	0,34	405	0,066
1	20	0,34	415	-
2	60	1,2	440	-
3`	42	1,2	260	-
3	32	1,2	250	-
4	4	0,34	250	-

Тепловий розрахунок і підбір компресора

Питома масова холодопродуктивність холодильного агента, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, розраховується за формулою:

$$q_o = h_0 - h_4 \quad (3.34)$$

$$q_o = 400 - 250 = 150 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата пара, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$, розраховується за формулою:

$$m_d = \frac{Q_o}{q_o} \quad (3.35)$$

$$m_d = \frac{296}{150} = 1,97 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де: Q_o – навантаження на компресор з урахуванням витрат, кВт.

Дійсна об'ємна подача, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$, розраховується за формулою

$$V_d = m_d \times v_1 \quad (3.36)$$

$$V_d = 1,97 \times 0,066 = 0,13 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

де: v_1 – питомий обсяг усмоктуваного пару, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$.

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Коефіцієнт подачі компресора розраховується за формулою:

$$\lambda = \lambda_c \times \lambda_{\omega 1} \quad (3.37)$$

$$\lambda = 0,927 \times 0,812 = 0,753$$

Коефіцієнт впливу мертвого простору на роботу компресора розраховується за формулою:

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{P_{np}}{P_o} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (3.38)$$

$$\lambda_c = 1 - 0,03 \left[\left(\frac{1,2}{0,34} \right)^{\frac{1}{1}} - 1 \right] = 0,927$$

Коефіцієнт невидимого витрати компресора розраховується за формулою:

$$\lambda_{\omega} = \frac{T_o + \theta}{\alpha T_k + \beta \theta} \quad (3.39)$$

де: $\theta = T_1 - T_o = 293 - 277 = 16 \text{ K}^\circ$; $\alpha = 1,12$; $\beta = 0,5$

$$\lambda_{\omega} = \frac{277 + 16}{1,12 * 315 + 0,5 * 16} = 0,812$$

Теоретична об'ємна подача, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$, розраховується за формулою:

$$V_T = \frac{V_o}{\lambda} \quad (3.40)$$

$$V_T = \frac{0,13}{0,753} = 0,17 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Підбираю 2 компресор Bitzer CSH8551-110Y з сумарною теоретичної подачею $0,175 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$.

Питома об'ємна холодопродуктивність в робочих умовах, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, розраховується за формулою:

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} \quad (3.41)$$

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q_v = \frac{150}{0,0694} = 2305 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Адіабатне потужність, кВт, розраховується за формулою:

$$N_a = m_d \times (h_2 - h_1) \quad (3.42)$$

$$N_a = 1,94 \times (440 - 415) = 48,5 \text{ кВт}$$

Індикаторний ККД розраховується за формулою:

$$\eta_i = \lambda_\omega + b \times t_o, \quad b = 0,001 \quad (3.43)$$

$$\eta_i = 0,812 + 0,0025 \times 4 = 0,816$$

Індикаторна потужність, кВт, розраховується за формулою:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} \quad (3.44)$$

$$N_i = \frac{48,5}{0,816} = 59,43 \text{ кВт}$$

Потужність тертя, кВт, розраховується за формулою:

$$N_{тр} = V_{т} \times P_{тр}, \quad P_{тр} = 40 \text{ Н} \quad (3.45)$$

$$N_{тр} = 0,099 \times 40 = 3,96 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність, кВт, розраховується за формулою:

$$N_e = N_i + N_{тр} \quad (3.46)$$

$$N_e = 59,43 + 3,96 = 63,4 \text{ кВт}$$

Потужність на валу двигуна, кВт, розраховується за формулою:

$$N_{дв} = (1,1 \div 1,12) \times \frac{N_e}{\eta_n} \quad (3.47)$$

$$N_{дв} = 1,1 \times \frac{63,4}{0,96} = 66 \text{ кВт}$$

Ефективна питома холодопродуктивність, і холодильний коефіцієнт розраховується за формулою:

$$\varepsilon_e = \frac{Q_o}{N_e} \quad (3.48)$$

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\varepsilon_e = \frac{296}{63,4} = 4,67$$

Тепловий потік в конденсаторі, кВт, розраховується за формулою:

$$Q_k = m_d \times (h_2 - h_3) \quad (3.49)$$

$$Q_k = 1,94 \times (440 - 260) = 296 + 63,4 = 359,4 \text{ кВт}$$

Підбираю **2 компресор Bitzer CSH8551-110Y** з сумарною теоретичної подачею 0,175

Таблиця 3.5- Технічні характеристики одноступінчатого компресора

Показник	Компресор Bitzer CSH8551-110Y
Охолодження, кВт	146
Споживана потужність, кВт	52,6
Кількість масла OptionBSE 55, дм3	19
Теоретична об'ємна холодопродуктивність КМ V _{кМ} м3 / с	0,0875
Умовний діаметр трубопроводів, мм на вході х / а на виході	NW80 NW54

The screenshot shows the Bitzer software interface for semi-hermetic compact screw compressors. The main window displays input and output data for a CSH8551-110Y compressor. A 'Technical Data' window is open, showing the following specifications:

Technical Data: CSH8551-110Y	
Displacement (2900 RPM 60 Hz)	315 m3/h
Displacement (3500 RPM 60 Hz)	380 m3/h
Motor voltage (more on request)	380..420V PW-3-50Hz
Max. running current	180.0 A
Winding ratio	50/50
Starting current (Rotor locked)	619.0 A D / 895.0 A DD
Weight	795 kg
Max. pressure (LP/HP)	19 / 28 bar
Connection suction line	105 mm - 4 1/8"
Connection discharge line	76 mm - 3 1/8"
Oil type R22	B320SH (Standard)
Oil type R134a/R407C/R404A/R507A	BSE170 (Option)
Oil charge	18,00 dm3
Oil heater	300 W (Standard)

Мал. 3.8 Розрахунок компресора

						Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	

Тепловий розрахунок і підбір конденсаторів

Площа поверхні конденсатора, яка передає тепло, розраховується за формулою:

$$F = \frac{Q_k}{k \times \theta_m} \quad (3.50)$$

$$F = \frac{359,4}{2,33 \times 0,3} = 576 \text{ м}^2$$

де: Q_k – сумарний тепловий потік в КД від всіх груп компресорів, кВт;

k – коефіцієнт теплопередачі конденсатора, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$;

θ_m – середня логарифмічна різниця температур між холодильним агентом, що конденсується і охолоджуючим середовищем, °С.

Підбираю конденсатор **Alfa-laval ACDS802A** з площею внутрішньої теплообмінної поверхні 576,4 м².

Таблиця 3.6- Характеристики конденсатора

Марка	ACDS802A
Площею внутрішньої теплообмінної поверхні, м ²	498,4
Вентилятори	6x800
Внутрішній об'єм труб, дм ³	500
Довжина, мм	4221
Ширина, мм	3500
Вхідний патрубок, мм	2x54
Вихідний патрубок, мм	2x49
маса, кг	600

Тепловий розрахунок і підбір випарника

Площа теплообмінної поверхні випарника розраховується за формулою:

$$F = \frac{Q_{об}}{k \Delta t} = \frac{Q_{об}}{q_f} \quad (3.51)$$

де: $Q_{об}$ – сумарне навантаження на випарник, обумовлена розрахунком, кВт;

k – коефіцієнт теплопередачі приладу охолодження $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$;

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Δt – Різниця температур між кипіщимх / а іхладоносітелем, °С.

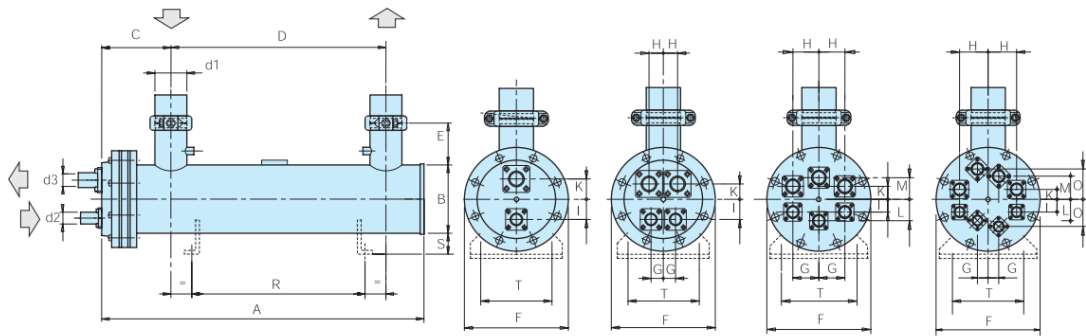
q_f – питомий тепловий потік, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$.

$$F = \frac{296000}{2500} = 118 \text{ м}^2$$

300-345 кВт

Номинальные условия	Модель	DXS300 - DXD300 DXT300 - DXQ300	DXS345 - DXD345 DXT345 - DXQ345
Хладагент: R407c T _в рассола = 12°C T _н рассола = 7°C T _к = 45,26 °C T _{исп} = 2,75 °C ΔT _{термод} = 3K, ΔT _{термг} = 5K Смазочное масло ISO68	Q _н [кВт]	300	345
	W _н [м³/ч]	51,4	59,1
	W _м [м³/ч]	65	68
	Δр _н [бар]	0,48	0,42

Мал. 3.9



Мал. 3.10

Модель		DXS 300	DXD 300	DXT 300	DXQ 300	DXS 345	DXD 345	DXT 345	DXQ 345	
Размеры	A	мм	2654	2654	2648	2648	2654	2654	2648	2648
	B	мм	273	273	273	273	273	273	273	273
	C	мм	234	234	228	228	234	234	228	228
	D	мм	2280	2280	2280	2280	2280	2280	2280	2280
	E	мм	150	150	150	150	150	150	150	150
	F	мм	370	370	370	370	370	370	370	370
	G	мм	—	52	80	25	—	52	80	25
	H	мм	—	56	80	90	—	56	80	90
	K	мм	60	45	45	43	60	45	45	43
	I	мм	60	52	45	50	60	52	45	50
	L	мм	—	—	60	60	—	—	60	60
	M	мм	—	—	70	50	—	—	70	50
	O	мм	—	—	—	90	—	—	—	90
Опоры	R	мм	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800
	S	мм	100	100	100	100	100	100	100	100
	T	мм	300	300	300	300	300	300	300	300
Соединения	d1	—	J5	J5	J5	J5	J5	J5	J5	J5
	d2	—	FA-35	FA-35	WA-35	WA-22	FA-35	FA-35	WA-35	WA-22
	d3	—	FC-80	FB-54	WA-54	WA-42	FC-80	FB-54	WA-54	WA-42

Мал. 3.11

Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-------	------	----------	--------	------

БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ

Арк.

	C	мм	234	234	228	228	234	234	228	228
	D	мм	2280	2280	2280	2280	2280	2280	2280	2280
	E	мм	150	150	150	150	150	150	150	150
	F	мм	370	370	370	370	370	370	370	370
	G	мм	—	52	80	25	—	52	80	25
	H	мм	—	56	80	90	—	56	80	90
	K	мм	60	45	45	43	60	45	45	43
	I	мм	60	52	45	50	60	52	45	50
	L	мм	—	—	60	60	—	—	60	60
	M	мм	—	—	70	50	—	—	70	50
	O	мм	—	—	—	90	—	—	—	90
Опоры	R	мм	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800
	S	мм	100	100	100	100	100	100	100	100
	T	мм	300	300	300	300	300	300	300	300
Соединения	d1	—	J5	J5	J5	J5	J5	J5	J5	J5
	d2	—	FA-35	FA-35	WA-35	WA-22	FA-35	FA-35	WA-35	WA-22
	d3	—	FC-80	FB-54	WA-54	WA-42	FC-80	FB-54	WA-54	WA-42
Объемы – Вес	V _R	дм ³	34,9	34,9	34,9	34,9	38,9	38,9	38,9	38,9
	V _{H₂O}	дм ³	93,3	93,3	93,3	93,3	87,5	87,5	87,5	87,5
	P	кг	270	270	270	270	280	280	280	280
Категория PFD*			"	"	"	"	"	"	"	"

Мал. 3.12

Таблиця 3.7-

Характеристики випарювача

Марка	Кожухотрубний випарювач Dryplus-3	DXD300
Теплове навантаження, кВт		300
Габаритні розміри, мм		
Діаметр кожуха, мм		273
Довжина кожуха, мм		2654
Діаметр всмоктувального штуцера, мм		80
Діаметр рідинного штуцера, мм		35
Емність холодильного агенту, дм.куб		34,9
маса, кг		270

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок і підбір допоміжного обладнання

Лінійний ресивер

$$V_{\text{пр}} = \frac{0.6 * V_{\text{исп}}}{0.5} * 1,2 = 1,44 * V_{\text{исп}} \quad (3.52)$$

де $V_{\text{вип.}}$ - місткість випарювальної системи кожухотрубний випарювач Dryplus-3 DXD300= 0,039 м³

1,44 - коефіцієнт, що враховує норму заповнення лінійного ресивера при нижній подачі х / а для режиму $t_0 = +4$ °С

$\Sigma V_{\text{в/о}}$	$V_{\text{пр}}$
0,039	0,06

Підбираємо лінійний ресивер місткістю 60 дм³

Регенеративний теплообмінник

Теплообмінники підбираються по площі теплообмінної поверхні змійовика

Теплове навантаження на теплообмінник, кВт

(3.53)

$$Q_{\text{т.о.}} = m \cdot (h_3 - h_{3'}) = m \cdot (h_{1'} - h_1)$$

(3.54)

$$Q_{+4} = 1,94 * (260 - 250) = 19,4 \text{ кВт}$$

$$F_{\text{т.о.}} = \frac{19,4 \times 10^3}{290 \cdot 40} = 1,67 \text{ м}^2$$

Підбираємо регенеративний теплообмінник марки РТ-180 з площею теплообмінної поверхні 1,8 м²

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.9 Розрахунок обладнання вентиляційної системи

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

Ціль аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення:

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

При розрахунку систем повітророзподілення виконуємо наступні умови:

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

По кожній системі задаємося наступними вихідними даними:

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

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

Розрахунок мережі повітроводів для системи П1

де П1 - лінія приточної магістралі в навчальному корпусі,

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L=G \cdot 3600 / \rho , \quad (3.55)$$

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

де, ρ - щільність повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$

Для системи корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L_1 = 13,0 \cdot 3600 / 1,4 = 33428 \text{ м}^3/\text{год, зима}$$

$$L_1 = 13,0 \cdot 3600 / 1,18 = 39661 \text{ м}^3/\text{год, літо} \quad (3.56)$$

так як мережа повітроводів в аудиторії ділиться на дві рівні та паралельні гілки. Поєднуємо між собою аудиторії таким чином щоб загальний об'єм повітря був приблизно однаковим. Це надасть можливість по магістралям утримувати однакову швидкість повітря.

I ділянка 446 - площа **92** м^2

II ділянка 441 - площа **94** м^2

III ділянка 434 - площа 57 м^2 та 435 площа 34 м^2 , загалом **91** м^2

IV ділянка 437 - площа 60 м^2 та 440 площа 32 м^2 , загалом **92** м^2

V ділянка 438 - площа 41 м^2 та 442 площа 56 м^2 , загалом **96** м^2

VI ділянка 443 - площа 22 м^2 , 444 площа 56 м^2 , 445 площа 22 м^2 , загалом **100** м^2

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

$$L_1^n = 1,05 \cdot L_1, \text{ м}^3 / \text{год} \quad (3.57)$$

$$L_{\text{зима}} = 1,05 \cdot 33428 = 35100 \text{ м}^3/\text{год,}$$

$$L_{\text{літо}} = 1,05 \cdot 39661 = 41644 \text{ м}^3/\text{год}$$

Для ділянки №I повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{участок I}} = L/6 = 41644/6 = 6941 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (3.58)$$

Потім цю витрату ділимо на шість повітророзподілювачів по ділянках.

$$L_{\text{отвору}} = L_{\text{ділянки}}/6 = 6941/6 = 1157 \text{ м}^3/\text{год}$$

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

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (3.59)$$

$$d = (1157 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,275 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d=0,35$ м

Знайдемо площу перетину:

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ

$$F=(\pi d^2)/4 \quad (3.60)$$

$$F=(3,14 \cdot 0,35^2)/4=0,096 \text{ м}^2$$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L/(F \cdot 3600) \quad (3.61)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 1157/(0,096 \cdot 3600) = 3,1 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} = (3,1 \cdot 0,35)/0,0000156 = 69707 \quad (3.62)$$

де $d_{\text{екв.}} = d$,

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

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

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} = 0,3164 / 69707^{0,25} = 0,0194 \quad (3.63)$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в. факт.}}^2}{2} = (1,2 \cdot 3,1^2)/2 = 5,76 \quad (3.64)$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{екв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} = (0,0194/0,35) \cdot 12,48 = 0,691 \quad (3.65)$$

Втрати тиску по довжині повітроводів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l = 0,691 \cdot 6 \cdot 1,2 = 4,98 \quad (3.66)$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} = 13,2 \quad (3.67)$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно $\xi = 0,24$;

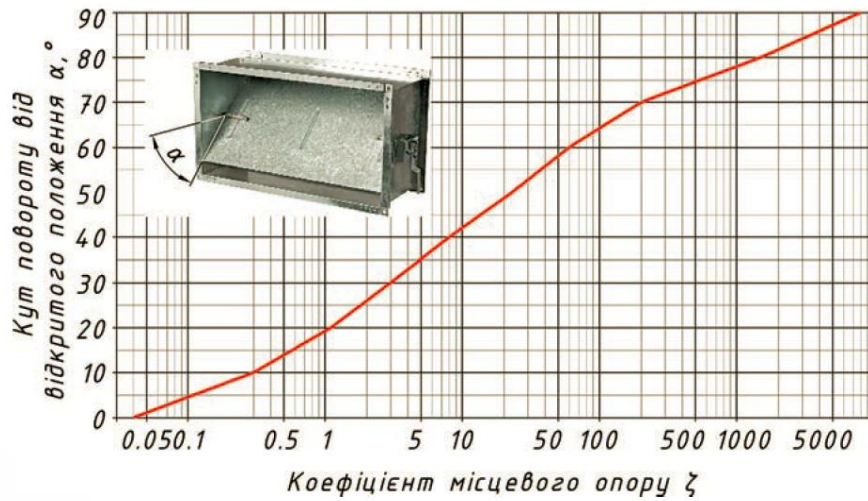
- конфузор $\xi = 0,25$.

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

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} = 4,98 + 13,2 = 18,1 \quad (3.68)$$

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

а

Коефіцієнт місцевого опору ζ 

б

Мал. 3.15

Розрахунки інших ділянок мережі повітроводів зведені в таблиці.

Таблиця 3.8 - з розрахунків повітроводів:

№ ділянки	L, м ³ /ч	V, м/с	F, м ²	d, м	d _з , м	l, м	Δp_1 , Па	Δp_m , Па
1	1075	3,1	0,096	0,31	0,35	2	1,97	11,63
2	2150	3,43	0,196	0,471	0,5	2	1,38	19,95
3	3225	3,71	0,246	0,544	0,56	2	1,37	22,52
4	4300	3,65	0,312	0,608	0,63	2	1,129	21,95
5	5375	3,4	0,396	0,66	0,71	2	0,88	19,58
6	6450	3,04	0,503	0,719	0,8	2	0,654	16,56
							$\sum \Delta p_1 + \Delta p_m$, Па	436 Па

Таблиця 3.9- Аеродинамічний розрахунок

Витяжка													
№	l, м	L _p , м ³ /ч	f _p , м ²	d _{теор} , м	d _{дейст} , м	F _{дейст} , м ²	J _д , м/с	R, Па/м	b _ш	$\Delta P_{тр}$, Па	Sz	Z	ΔP , Па
Розрахункова магістраль													
0	3,8	12408	0,6893	0,937	1,000	0,7854	4,39	0,16	1,051	0,639	2,7	14,25	14,89
1	3,45	9284	0,5158	0,811	0,900	0,6362	4,05	0,17	1,049	0,615	1,2	11,06	11,68
2	6,4	4642	0,2579	0,573	0,630	0,3117	4,14	0,32	1,050	2,150	1,6	11,87	14,02
3	0,66	4522	0,2512	0,566	0,630	0,3117	4,03	0,33	1,049	0,228	0,5	10,24	10,47
4	2,34	4272	0,2373	0,550	0,560	0,2463	4,82	0,36	1,056	0,890	2	15,93	16,82

БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ

Арк.

Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-------	------	----------	--------	------

ΔP_h - загальні витрати тиску у системі, Па

$$\Delta P_h = \Delta P_{\text{сист}} + \Delta P_{\text{конд}} + \Delta P_{\text{фільтр}}$$

$\Delta P_{\text{сист}}$ - витрата тиску в системі повітроводів, Па

Подача: $\Delta P_{\text{сист}} = 327,42$ Па

Витяжка: $\Delta P_{\text{сист}} = 122,11$ Па

$\Delta P_{\text{конд}}$ - витрата тиску в центральному кондиціонері, Па,

$$\Delta P_{\text{конд}} = 3,8 * 98 = 375,4 \text{ Па}$$

$\Delta P_{\text{фільтр}}$ - потери давления в фильтрах, Па , $\Delta P_{\text{фільтр}} = 8 * 9,8 * 2 = 156,8$ Па

Подача: $\Delta P_h = 327,42 + 375,4 + 156,8 = 859,62$ Па

Витяжка: $\Delta P_h = 122,11 + 156,8 = 278,98$ Па

Подача: $\Delta P_{\text{вент}} = 859,62$ Па = 87,7 кгс/м²

Витяжка: $\Delta P_{\text{сист}} = 122,11$ кгс/м²

3. Потужність на валу електродвигуна, кВт

$$N_e = L_{\text{вент}} * \Delta P_{\text{вент}} / (3600 * \eta_{\text{п}} * \eta_{\text{в}} * \eta_{\text{р.п}})$$

$\eta_{\text{п}} = 0,96$ – ККД підшипників;

$\eta_{\text{в}} = 0,78$ - ККД вентилятора;

$\eta_{\text{р.п}} = 0,95$ - ККД реміної передачі.

Подача: $N_e = 42398 * 859,62 / 3600 / 0,96 / 0,78 / 0,95 / 1000 = 14,23$ кВт

Витяжка: $N_e = 40555 * 122,11 / 3600 / 0,96 / 0,78 / 0,95 / 1000 = 1,934$ кВт

4. Установочная мощность электродвигателя, кВт

$$N_y = K * N_e$$

$K_3 = 1,1$ - коефіцієнт запаса.

Витяжка: $N_y = 1,1 * 14,23 = 15,65$ кВт

Приточка: $N_y = 1,1 * 1,934 = 2,13$ кВт

Для выбора вентилятору використовуємо графік

Вентилятор для системи витяжки:

- центробіжний вентилятор №7 А7-1а;
- схема виконання - 1;
- частота оберту двигунів вентилятора - $n_0 = 950$ об/мин;
- потужність електродвигуна - $N_y = 18$ кВт;

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ

- тип ЭД - А 02-41-6;
- частота обертів ЭД - $n_3 = 950$ об/мин.

Вентилятор для системы притока:

- центробіжний вентилятор №8 А8-1а;
- схема виконання - б;
- частота обертів валу вентилятора - $n_3 = 494$ об/мин;
- потужність електродвигуна - $N_y = 2,2$ кВт;
- тип ЭД - А 02-21-4;
- частота обертів ЭД - $n_3 = 1410$ об/мин.

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2 – Технічна характеристика обладнання

№	Перелік обладнання	Марка	Кількість, шт.	Холодопродуктивність, кВт	t ₀ °C	Номінальна потужність електродвигуна, кВт	Ціна, грн.
1	Центральний кондиціонер	VTS Clima CV-A-L/N-223A/8-1	1			21 500 м ³ /год	108900
2	Компресор	CSH855 1-110Y	1	150	4	52	232975
3	Конденсатор	ACDS80 2A	1				3625
4	Випарник	DRYPL US DXS 300	1				28681
5	Теплообмінник	PT-180	1				20946
6	Вентилятор приточний		1			12	2526
7	Вентилятор витяжний		1			30	2007
8	Фільтр пиловий		4				2800
9	Розподільник повітря	1ДКФ 355	4				1650
10	Дросель-клапан		40				134

5.2 Розрахунок капітальних вкладень

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сумарна вартість обладнання по кожному найменуванню розраховується за формулою:

$$C_m = C_n \cdot K_n,$$

(5.1)

де C_n – ціна одиниці обладнання, грн.

K_n – кількість даного найменування обладнання, шт.

$$C_m = 108900 \cdot 1 + 232975 \cdot 1 + 3625 \cdot 1 + 28681 \cdot 1 + 20946 \cdot 1 + 2526 \cdot 1 + 2007 \cdot 1 + 2800 \cdot 4 + 1650 \cdot 4 + 134 \cdot 40 = 422820 \text{ грн.}$$

Розрахунки заносимо в таблицю.

Таблиця 4.3 - Загальна вартість обладнання

№	Найменування обладнання	Тип, марка	Кількість, шт.	Ціна за 1 обладнання, грн.	Сумарна вартість, грн.
1	Центральний кондиціонер	VTS Clima CV-A-L/N-223A/8-1	1	108900	108900
2	Компресор	CSH8551-110Y	1	232975	232975
3	Конденсатор	ACDS802A	1	3625	3625
4	Випарник	DRYPLUS DXS 300	1	28681	28681
5	Теплообмінник	PT-180	1	20946	20946
6	Вентилятор приточний		1	2526	2526
7	Вентилятор витяжний		1	2007	2007
8	Фільтр пиловий		4	2800	11200
9	Розподільник повітря	1ДКФ 355	4	1650	6600
10	Дросель-клапан		40	134	5360
11	Разом сумарна вартість обладнання	–	–	–	422820
12	Вартість іншого обладнання	–	–	–	42282
13	Витрати на монтаж і транспорт	–	–	–	63423
14	Загальна вартість	–	–	–	528525

										Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ

Загальна вартість капіталовкладень K_B в грн. на будівлю та обладнання компресорного цеху розраховується за формулою:

$$K_B = C_{\text{бд}} + C_{\text{заг}}^{\text{об}}, \quad (5.2)$$

де $C_{\text{заг}}^{\text{об}}$ – загальна вартість обладнання, грн.

$$K_B = 0 + 528525 = 528525 \text{ грн.}$$

5.3 Розрахунок цехових витрат

5.3.1 Розрахунок кількості виготовленого холоду (виробнича потужність)

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

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{ст} = \sum (Q_0 \cdot K_л \cdot 19440),$$

(5.3)

де Q_0 – сумарна розрахункова часова холодопродуктивність, кВт;

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

$$Q_{ст} = 150 \cdot 0,5 \cdot 19440 = 1458000 \text{ тис. кДж}$$

5.3.2 Розрахунок витрат на допоміжні матеріали

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

Розрахунки проводяться у таблиці 5.4

Таблиця 5.4 – Розрахунок витрат на допоміжні матеріали

Статі витрат	Умовні значення та розрахунок	Сума, грн.
1.Сумарна холодопродуктивність, кВт	$\sum Q_0$	150
2.Середня питома норма расходу фреону, кг/1кВт	q_a	0,8
3.Середній коефіцієнт втрат фреону при ремонтах	K_p	1,05
4. Ціна 1 кг фреону, грн.	$Z_{x.a.}$	675,0
5.Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати	$K_{x.a.}$	1,15
6.Витрати на поповнення системи фреоном, грн.	$C_{x.a.} = \sum Q_0 \cdot q_a \cdot K_p \cdot Z_{x.a.} \cdot K_{x.a.}$	97807,5
7.Кількість зарядженого мастила у середньому на 1 компресор, кг	m	19
8.Кількість компресорів, шт	n	1
9.Коефіцієнт втрат мастила при ремонтах	K_b	1,2
10.Кількість разів змін масла за рік	R	–

Продовження таблиці 4.4

11.Середня ціна 1 кг мастила, грн;	$Z_M.$	1355,0
12.Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати, грн	$K_M.$	1,14
13. Витрати на поповнення мастила, грн.	$C_{M=m \cdot n \cdot K_b \cdot R \cdot Z_M \cdot K_M.}$	335219,2

					Арк.
БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ					
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

14.Разом:	$C_p = C_{x.a} + C_m$	133027
15.Інші витрати (5%)	$C_i = C_p * 5/100$	6651,4
16.Усього:	$C_{д.м} = C_p + C_i$	139678,4

5.3.3 Розрахунок витрат на силову електроенергію

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

Таблиця 5.5 – Розрахунок споживання силової електроенергії

№	Споживачі електроенергії	Тип, марка обладнання	Ном.п отужність, кВт	Коеф. використання обладнання	Кількість устаткування	Фонд робочого часу, годин	Загальна потреба електроенергії, кВт.год	Витрати на силову електроенергію в грн
	Вихідні дані		Wh.	Кв.об.	Куст.	Чрік	$W_{заг} = Wh * Кв.об * Ку * Чрік$	$C_w = W_{заг} * Ц_e$
1	Центральний кондиціонер	VTS Clima CV-A-LN-223A/8-1	21,5	0,7	1	3000	45150	194145
2	Компресор	CSH855 1-110Y	52	0,85	1	5400	238680	1026324
3	Вентилятор приточний		12	0,7	1	3000	25200	108360
4	Вентилятор витяжний		30	0,7	1	3000	63000	270900
	Всього	–	–	–	4	–	–	1599729

Витрати на силову електроенергію в грн, розраховується по формуле:

$$C_w = W_{заг} \cdot Ц_e$$

(5.4)

де C_e – ціна 1кВт електроенергії, грн.

4.3.4 Розрахунок чисельності виробничого персоналу компресорного цеху

З урахуванням повної автоматизації обладнання приймаємо 1 працівника 6 розряду для обслуговування холодильної установки з річним фондом робочого часу - 440 годин.

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ				

4.3.5 Розрахунок річного фонду заробітної платні виробничого персоналу компресорного цеху

Погодинна тарифна ставка кожного розряду розраховується від тарифної ставки першого розряду.

Тарифна ставка першого розряду розраховується за формулою:

$$T_{cl} = \frac{ЗП}{Г},$$

(5.5)

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

Г – кількість годин роботи у місяць.

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

Мінімальна зарплата у погодинному вимірі з 01.01.2023 дорівнює 6700 грн.
6700 грн – мінімальна місячна заробітна плата, грн.

164 годин – середньомісячна кількість робочих годин ($1987/12 = 164$)

Норма тривалості робочого часу в годинах при 40-годинному робочому тижні – 1987 год.

Тарифна ставка другого та послідуєчих розрядів розраховується за формулою:

$$T_{c6} = T_{cl} \cdot TK_6,$$

(5.6)

де ТК – тарифний коефіцієнт відповідно для кожного тарифу.

Розрахунок тарифної ставки 6 розряду:

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

Тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу розраховується за формулою:

$$T_{\phi} = T_c \cdot E_{\phi} \cdot K,$$

(5.7)

де T_c – середня годинна тарифна ставка, грн.;

E_{ϕ} – ефективний фонд робочого часу, годин;

К – кількість працівників компресорного цеху.

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1	Допоміжні матеріали	139678,4	0,10
2	Зарплата виробничих працівників	43677	0,03
3	Відрахування від зарплати	9609	0,01
4	Електроенергія силова	1599729	1,10
5	Цехові витрати (ЗПвир.прац.*(0,2)	8735,4	0,01
6	Амортизація обладнання(10%)	52853	0,04
7	Разом цехова собівартість (Сст)	1854281,8	1,27

5.5. Основні техніко-економічні показники проекту

Показники проекту заносяться в таблицю.

Таблиця 4.8 - Основні техніко-економічні показники проекту

№	Показники	Кількість
1	Найменування об'єкту	Проект системи кондиціонування і вентиляції повітря четвертого поверху навчального корпусу ВСП «ОТФК ОНТУ» площею 565 м.кв.
2	Система охолодження	безпосередня
3	Холодильний агент	R-134a
4	Марка масла	BSE-32
5	Ступінь автоматизації	повна
6	Сума капіталовкладень, грн	528525
7	Холодопродуктивність компресорів, кВт	150
8	Кількість компресорів, шт.	1
9	Річний виробіток холоду, тис. кДж.	1458000
10	Цехова собівартість, грн.	1854281,8
11	Собівартість одиниці холоду, грн..	1,27
12	Чисельність виробничого персоналу, осіб.	1

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 5

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ

Економічні розрахунки підтверджують економічну ефективність системи вентиляції і кондиціонування повітря для четвертого поверху навчального корпусу ВСП «ОТФК ОНТУ» площею 565 м.кв. з низьким рівнем собівартості за одиницю холоду (1,27 грн. за 1000 кДж) у порівнянні з середньогалузевим рівнем, що вказує на високий рівень конкурентоспроможності на ринку холоду.

Собівартість одиниці холоду є результатом науково-обґрунтованого проектування з підбором високопродуктивного та високотехнологічного обладнання з економічними характеристиками.

Отже, проєкт системи вентиляції і кондиціонування повітря для четвертого поверху навчального корпусу ВСП «ОТФК ОНТУ» площею 565 м.кв. можна вважати доцільним та економічно вигідним.

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

санітарні вимоги до побутових приміщень визначаються СНиП 2.09.04-87 «Административные и бытовые здания». Допоміжні приміщення різного призначення розташовують в одній будівлі та в місцях з найменшим впливом небезпечних і шкідливих чинників. Використання побутових приміщень не за призначенням недопустимо.

Основні вимоги до параметрів мікроклімату викладені в ДБН Ст. 2.2-3-97 " Будинки і споруди. Навчальні заклади ", ДСанПіН 5.5.2.008-01 "Влаштування, утримання загальноосвітніх навчальних закладів та організації навчально-виховного процесу."а положення ДБН Ст. 2.5-67:2013 "Опалення, вентиляція та кондиціонування " встановлюють вимоги до вентиляційних систем та обладнання. Виконання положень цих норм допоможе не тільки забезпечити якісний повітрообмін в приміщеннях, але і уникнути в подальшому багатьох питань і зауважень від різних інспекцій.

6.1.2 Освітлення

Стан освітлення приміщень відіграє важливу роль для виконання всіх робіт, проведення навчальних занять, а також для попередження травматизму і повинен відповідати ДБН В.2.5-28:2018 «Природне і штучне освітлення» .

Проектом передбачено використовувати сполучене освітлення, де одночасно поєднується природне та штучне освітлення. Природне освітлення здійснюється через вікна в зовнішніх стінах. Штучне освітлення подається за допомогою ламп для загального освітлення всього приміщення, а також місцеве - для освітлення пристрою. Використовувати лише одне місцеве освітлення без загального категорично забороняється.

Світловий потік сонячного світла повинен падати зліва від здобувачів освіти . Найменша загальна штучна освітленість горизонтальних поверхонь на рівні 0,8 м від підлоги повинна бути для навчальних приміщень не нижча за 150 лк при лампах розжарювання і 300лк при люмінесцентних лампах.

6.1.3 Вентиляція приміщень

Стан повітря в приміщенні називають мікрокліматом, який визначається за такими параметрами: температурою повітря, відносною вологістю, рухливістю повітря та тепловим випромінюванням. Відповідно до Санітарних правил влаштування і утримання навчальних закладів у приміщенні лабораторії повинна підтримуватися температура повітря 17-20⁰С, і відносна вологість – 40-60%, швидкість руху повітря – 0,1-0,2 м/с.

Для підтримки необхідної температури й вологості робоче приміщення оснащено системами опалення й вентиляції Як засіб нормування стану мікроклімату в приміщенні використовують вентиляцію. Проектом передбачено використовувати переважно природну вентиляцію навчального приміщення. Крім того, можна використовувати систему кондиціонування повітря

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При проектуванні систем вентиляції приміщень коледжів, технікумів є свої нюанси для кожного типу навчального закладу. Як правило, це пов'язано з конструктивними особливостями будівель і розташування у них приміщень різного призначення.

Призначення вентиляції – забезпечити чистоту повітря і певні метеорологічні умови у приміщеннях. За допомогою вентиляції видаляється забруднене або нагріте повітря із приміщення та подається свіже. Залежно від способу переміщення повітря, вентиляція може бути природною, механічною або змішаною.

У природній вентиляції переміщення повітря здійснюється за рахунок природних сил, за рахунок різниці питомої ваги зовнішнього та внутрішнього повітря (тепловий напір), а також внаслідок дії сили вітру (вітряний напір).

При механічній вентиляції переміщення повітря у приміщенні здійснюється вентиляторами.

Передбачають окремі системи припливу і витяжки для наступних груп приміщень:

- Навчальні кабінети, аудиторії;
- Спортивні зали;
- Їдальні, буфети;
- Лабораторії;
- Санвузли.

Експлуатувати дозволяється вентиляційні системи, які повністю пройшли передпускові випробування. Всі вентиляційні системи повинні мати інструкції з експлуатації, у яких висвітлюються питання вибухо- та пожежної безпеки.

Планові огляди і перевірки вентиляційних систем повинні проводитись за графіком, затвердженим керівником закладу. Приміщення для вентиляційного обладнання повинні замикатися, а на їх дверях – вивішуватися табличка з написами, що забороняють вхід стороннім особам. Зберігання в цих приміщеннях матеріалів, інструментів тощо а також використання їх не за призначенням забороняється.

Показники, за якими можна визначити розраховану систему вентиляції. Можна виділити три основних критерії:

- Показник якості повітря. При достатньому припливу свіжого, очищеного повітря, нагрітого в холодний період і охолодженого в теплий знижується концентрація CO₂, здобувачам освіти легше зосередитись н навчальному процесі.
- Показник комфортності. В основному, в ході навчального процесу і студенти, і викладачі перебувають у малорухомому стані тривалий час. Оптимально підібране поєднання температури, вологості і рухливості повітря в приміщенні – головні критерії гарного самопочуття.

										Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Інформаційні ресурси

1. www.wika.ua
2. www.teplostart.com.ua
3. www.danfoss.ua
4. www.siemens.com
5. www.infrost.com.ua

					БКВ 04. 030. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

