

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОПШ: «Системи кондиціонування і  
вентиляції повітря»

Група: БКВ - 05

# **Дипломний проєкт**

**студента денного відділення  
БКВ 05. 002. 000 ДП**

***Беленець Денис  
Сергійович***

**м. Одеса - 2024 р**

Спеціальність 142  
Енергетичне машинобудування  
Група БКВ-04

## ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА БКВ 05. 002. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:

Модернізація системи вентиляції офісу площею 804 м.кв., сучасним  
обладнанням німецької фірми TROX ADLR

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

Дипломник \_\_\_\_\_ (Беленець Д.С.)

Керівник проекту \_\_\_\_\_ (Беркань Ір.В.)

### Консультанти:

з економічної частини \_\_\_\_\_ (Катан В.П.)

з будівельної частини \_\_\_\_\_ (Волянська С.В.)

з охорони праці \_\_\_\_\_ (Чорновол Н.І.)

по дотриманню  
вимог ЄСКД \_\_\_\_\_ (Волянська С.В.)

До захисту допущено  
Завідувач кафедри \_\_\_\_\_ (Хмельнюк М.Г.)

Завідуючий відділенням \_\_\_\_\_ (Бригадир Л.Г.)

Захист " 22 " 06 2024 р. Протокол ЕК № 01560

Оцінка ЕК 4 (задр)

Секретар ЕК \_\_\_\_\_ (Хоцяновський С.Ю.)

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

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

Затверджую  
Заступник директора з НВР  
\_\_\_\_\_ Беркань Іг. В.  
“ 20 ” лютого 2024 р.

**ЗАВДАННЯ**

**до дипломного проектування**

Прізвище, ім'я та по батькові Беленець Денис Сергійович  
Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»  
Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»  
Освітня програма «Системи кондиціонування і вентиляції повітря»

Тема дипломного проекту: Модернізація системи вентиляції офісу площею 804 м. кв., сучасним обладнанням німецької фірми TROX ADLR

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

Вихідні данні для проекту:

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

**1. ОГЛЯД СИСТЕМ ПІДГОТОВКИ ОХОЛОДЖЕНОЇ ВОДИ**

1.1 Види чиллерів

**2. БУДІВЕЛЬНО- ІЗОЛЯЦІЙНА КОНСТРУКЦІЯ**

2.1 Обґрунтування вибору температурних режимів

2.2 Теплотехнічний розрахунок огорожувальних конструкцій будівлі.....

2.3 Теплотехнічний розрахунок зовнішніх огорожень

**3. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ ВТРАТ**

3.1 Визначення теплових втрат через огорожувальні конструкції

3.2 Вибір, опис і розрахунок фанкойлів

**4. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ**

**5. РОЗРАХУНОК ПЛАСТИНЧАТОГО ВИПАРНИКА**

**6. РОЗРАХУНОК ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА**

**7. ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ ТА ДОПОМІЖНОГО УСТАТКУВАННЯ**

7.1 Підбір компресору конденсатору та випарнику

7.2 Підбір гідромодуля

7.3 Опис принципової схеми холодопостачання

7.4 Захист від обмерзання елементів системи

**8. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК**

8.1 Вихідні дані

8.2 Розрахунок капітальних вкладень

8.3 Розрахунок витрат

8.4 Розрахунок собівартості одиниці холоду

8.5 Техніко-економічні показники проекту

## 9. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ

- 9.1 Виробниче середовище
- 9.2 Вимоги безпеки до систем вентиляції
- 9.3 Вимоги безпеки до систем кондиціонування
- 9.4. Пожежна безпека

## 10. СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

### Графічна частина

Графічний Аркуш 1. План офісної будівлі.

Графічний Аркуш 2. Плани і перетин вентиляційної камери

Графічний Аркуш 3. Схема системи холодопостачання фанкойлів

Графічний Аркуш 4. Монтаж елементів системи кондиціонування

### Графік виконання проекту

Зміст	Термін виконання
1. Загальна частина	20 ÷ 21.05.2024
2. Технологічна частина	22 ÷ 24.05.2024
3. Розрахунково-конструкторська частина	25 ÷ 04.06.2024
4. Організаційна частина	05.06.2024
5. Аркуш 1, 2	06 ÷ 08.06.2024
6. Економічна частина	09 ÷ 11.06.2024
7. Аркуш 3,4	12.06.2024
8. Охорона праці	13.06.2024
Попередній захист	14.06.2024
Захист дипломного проекту	20 ÷ 28.06.2024

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

Протокол № 3 від “18” жовтня 2023

Завідувач кафедри \_\_\_\_\_ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту \_\_\_\_\_ (Беркань Ір.В.)



# З М І С Т

стор.

1.	ОГЛЯД СИСТЕМ ПІДГОТОВКИ ОХОЛОДЖЕНОЇ ВОДИ .....
1.1	Види чиллерів .....
2.	БУДІВЕЛЬНО- ІЗОЛЯЦІЙНА КОНСТРУКЦІЯ .....
2.1	Обґрунтування вибору температурних режимів .....
2.2	Теплотехнічний розрахунок огорожувальних конструкцій будівлі .....
2.3	Теплотехнічний розрахунок зовнішніх огорожень .....
3.	РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ ВТРАТ .....
3.1	Визначення теплових втрат через огорожувальні конструкції .....
3.2	Вибір, опис і розрахунок фанкойлів .....
4.	ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ.....
5.	РОЗРАХУНОК ПЛАСТИНЧАТОГО ВИПАРНИКА.....
6.	РОЗРАХУНОК ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА.....
7.	ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ ТА ДОПОМІЖНОГО УСТАТКУВАННЯ .....
7.1	Підбір компресору конденсатору та випарнику .....
7.2	Підбір гідромодуля .....
7.3	Опис принципової схеми холодопостачання .....
7.4	Захист від обмерзання елементів системи.....
8.	ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ
8.1	Вихідні дані.....
8.2	Розрахунок капітальних вкладень.....
8.3	Розрахунок витрат.....
8.4	Розрахунок собівартості одиниці холоду.....
8.5	Техніко-економічні показники проєкту.....
9.	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ.....
9.1	Виробниче середовище.....
9.2	Вимоги безпеки до систем вентиляції.....
9.3	Вимоги безпеки до систем кондиціювання.....
9.4.	Пожежна безпека.....
10.	СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....

						<b>БКВ 05. 002. 000 ДП ПЗ</b>		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Літ.	Аркуш	Аркушів
Розроб.		Беленець Д.			Модернізація системи вентиляції офісу площею 804 м.кв., сучасним обладнання німецької фірми TROX ADLR			
Перевір.		Беркань Ір						
Реценз.								
Н. Контр.		Хмельнюк М.Г.				<b>ВСП «ОТФК ОНТУ»</b>		



- Безпека - ризик затоки обмежений за рахунок застосування запірної арматури.
- Чиллери ВМТ-Ксірон можуть служити неї тільки джерелом холодопостачання, але і в режимі реверсування холодильного або водяного циклу працювати як тепловий насос, що затребуване в холодну пору року.

## 1.1 Види чиллерів

### 1.1.1 Абсорбційні чиллери

Абсорбційні чиллери - дуже перспективна область розвитку холодильної техніки, яка отримує все більш широке застосування через яскраво вираженою сучасної тенденції до Електрозбереження. Справа в тому, що для абсорбційних холодильних машин основним джерелом енергії є не електричний струм, а непридатне тепло, неминуче виникає на заводах, підприємствах і т. П. І безповоротно викидається в атмосферу, будь то гаряче повітря, охлаждаемая повітрям гаряча вода і ін.

Робочою речовиною є розчин з двох, іноді трьох компонентів. Найбільш поширені бінарні розчини з поглинача (абсорбенту) і холодоагенту, що відповідають двом основним вимогам до них: висока розчинність холодоагенту в абсорбенту та значно більш висока температура кипіння абсорбенту в порівнянні з холодоагентом. Широке застосування отримали розчини вода-аміак (водоаміачних холодильні машини) і бромистий літій-вода (бромістолітієвіе машини), в яких, відповідно, вода і бромистий літій є абсорбентами, а аміак і вода - холодоагентами. Робочий цикл в абсорбційних чиллерах (див. На малюнку нижче) виглядає наступним чином: в генераторі, до якого підводиться дармове тепло) кипить робоча речовина, в результаті чого википає практично чистий холодоагент, адже його температура кипіння набагато нижче, ніж у абсорбенту.



Рис. 2 Абсорбційний чилер

Пар хладагента надходить в конденсатор, де охолоджується і конденсується, віддаючи своє тепло навколишньому середовищу. Далі отримана рідина дроселюється, в результаті чого охолоджується при розширенні) і виходить у випарник, де, випаровуючись, віддає своє холо-

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 002. 003 ДП ПЗ				

споживачеві і слід в абсорбер. Сюди ж через дросель подається абсорбент, з якого на самому початку википів холодоагент, і поглинає пари холодоагенту, адже ми вище позначили вимога їх хорошою розчинності. Нарешті, насичений холодоагентом абсорбент насосом перекачується в генератор, де холодоагент знову википає.

Основні переваги абсорбційних чілерів:

1. Ідеальне рішення для створення тригенерації на підприємстві. Тригенераційної комплекс - це комплекс дозволяє на сьогоднішній день, максимально знизити собівартість електроенергії, гарячого водопостачання, опалення та охолодження для підприємства за рахунок використання власної когенераційної електростанції в зв'язці з абсорбційним чиллером;
2. Великий термін експлуатації - в межах 20 років, до проведення першого капітального ремонту; низька собівартість виробленого холоду, холод виробляється майже безкоштовно, т. к. абсорбційні чиллери просто утилізують зайве тепло;
3. Знижений рівень шуму і вібрації, в результаті відсутності компресорів з електромоторами, як наслідок - тиха робота і висока надійність;
4. Застосування холодильних / нагрівають агрегатів з полум'яним газовим генератором прямої дії дозволяють відмовитися від бойлерів, які необхідно використовувати в звичайних установках. Це зменшує початкову вартість системи і робить абсорбція чиллери конкурентоспроможними порівняно зі звичайними системами, в яких використовуються бойлери та охолоджувачі;
5. Забезпечення максимальної економії електроенергії в періоди пікових навантажень. Іншими словами не споживаючи електроенергії для виробництва холоду / тепла, абсорбція чиллери не перевантажувати електромережі підприємства навіть в моменти пікових навантажень;
6. Є можливість об'єднання в парові районні системи з ефективною холодильною установкою подвійного ефекту;
7. Є можливість розподілу навантаження в умовах максимальної продуктивності в режимі охолодження. Пристрій справляється з критичної навантаженням в режимі охолодження з мінімальною витратою електроенергії за рахунок застосування охолоджувачів з полум'яним газовим генератором прямої дії або генератора з паровим нагріванням;
8. Дозволяє використовувати аварійні електрогенератори меншої потужності, так як споживання енергії у абсорбційних холодильних

					БКВ 05. 002. 003 ДП ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

установок є мінімальним, якщо порівнювати їх з електричними холодильними установками;

9. Безпека для озонового шару, не містить холодоагентів, що руйнують озон. Охолодження здійснюється без використання холодоагентів, що містять хлор;
10. Знижується до мінімуму загальний вплив на навколишнє середовище, так як зменшено споживання електроенергії та газу, що викликають парниковий ефект і як наслідок глобальне потепління.

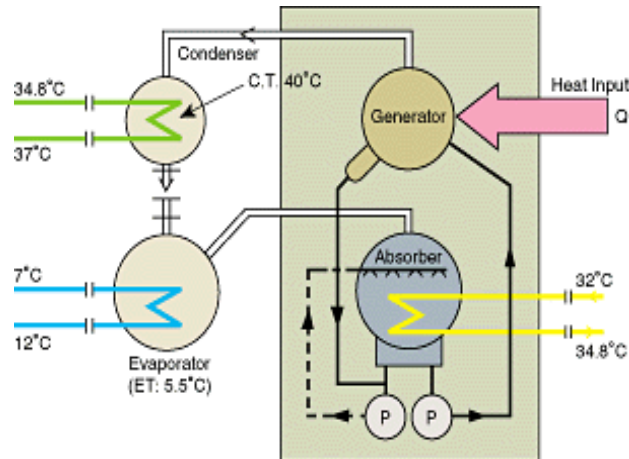


Рис. 3 Схема одноступінчастого абсорбційного чилера

Абсорбційний чиллер - це машина, яка виробляє охоложену воду, використовуючи залишкове тепло з таких джерел, як пар, гаряча вода або гарячий газ. Охолоджена вода виробляється за принципом охолодження: рідина (холодоагент), яка випаровується при низькій температурі, поглинає тепло з навколишнього її середовища при випаровуванні. Чиста вода зазвичай використовується в якості холодоагенту, тоді як розчин літію броміду (LiBr) використовується в якості абсорбенту.

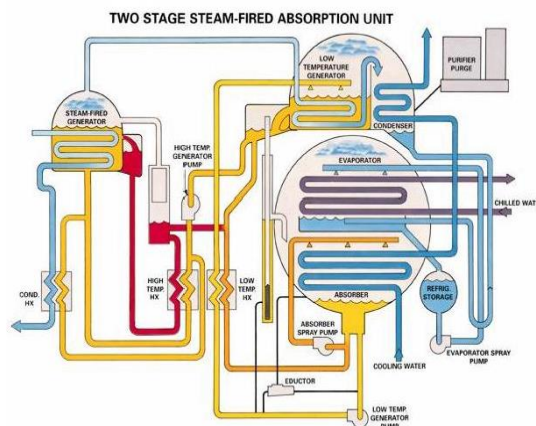


Рис. 4 Двоступінчаста абсорбційна холодильна машина

Як працюють абсорбція холодильні системи

У абсорбційних холодильних установках абсорбент, генератор, насос і теплообмінник замінюють компресор систем охолодження парового

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 002. 003 ДП ПЗ					







покрівлю, відкриті площі на землі і ін. Також це і більш дешеве рішення. У той же час, використання води в якості теплоносія пов'язане з необхідністю її зливу на зимовий період, що незручно в експлуатації, тому застосовуються незамерзаючі рідини, як нові сольові, так і традиційні - розчини гліколей в воді.

- Внутрішньої установки (виносної конденсатор)

Чиллер складається з двох частин - компресорно-випарного блоку і конденсатора, з'єднані фреонової трасою. Потрібні іноді досить цінні площі всередині будівлі, при цьому як і раніше необхідно місце зовні для розміщення конденсатора, правда з помітно меншими вимогами як по площі так і по масі. У чиллерах внутрішньої установки не виникає проблем з використанням води.



Рис. 7 Парокомпресійний чилер з вмонтованим конденсатором

Згадаємо і трохи більше енергоспоживання компресора і збільшені втрати тиску і температури холодоагенту в зв'язку з подовженою трасою (від чиллера до конденсатора), яка, до речі, також обмежена компресором по довжині.

За типом виконання конденсатора:

- Повітряного охолодження

Це найпоширеніший варіант. Конденсатор є трубчасто-ребристий теплообмінник і охолоджується безкоштовним зовнішнім повітрям. Це і дешево і просто в проектуванні, монтажі та експлуатації. Мабуть, мінусом можна назвати лише великі габарити конденсатора на увазі малу щільність повітря.

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					



Рис. 8 Парокомпресійний чилер з виносним конденсатором  
- Водяного охолодження

Проте, в ряді випадків використовується водяне охолодження конденсатора. У цьому випадку конденсатор є пластинчастим, пластинчато-ребристим або теплообмінником 'труба в трубі'. Водяне охолодження помітно зменшує габарити конденсатора, а також дозволяє реалізувати рекуперацію тепла. Але отримана нагріта вода (близько 40С) не є цінним продуктом, часто її просто відправляють на охолодження в градирні, знову таки віддаючи все тепло навколишньому середовищу. Таким чином, водяне охолодження реально вигідно в разі наявності споживача нагрітої води. У будь-якому випадку, чиллери з водяним охолодженням дорожче, ніж з повітряним, а вся система в цілому більш складна і в проектуванні і в монтажі і в експлуатації.

Останнім часом застосовуються так звані «сухі» градирні або охолоджувачі конденсатора, які представляють поверхневий теплообмінник «вода-повітря» з осьовими вентиляторами, в якому теплота води, нагрітої в конденсаторі передається повітрю, циркуляцію якого через теплообмінник забезпечують осьові вентилятори.

У першому випадку водяний контур розімкнутий, у другому випадку - замкнутий, в якому необхідно встановити все необхідне обладнання: циркуляційний насос, розширювальний бак, запобіжний клапан, запірну арматуру. Для запобігання замерзання води при роботі чиллера в режимі охолодження при негативних температурах зовнішнього повітря, замкнутий контур заповнюється водним розчином незамерзаючої рідини. При водяному охолодженні конденсатора теплота конденсації також марно втрачається і сприяє тепловому забрудненню навколишнього середовища. При наявності джерела теплоти, наприклад системи гарячого водопостачання або технологічної лінії, в період вироблення холоду можливо корисно використовувати теплоту конденсації.

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						



СанПіН 2.4.1.2660-10 «Санітарно-епідеміологічні вимоги до влаштування, утримання та організації режиму роботи в дошкільних організаціях»

Оптимальна температура для робочих приміщень

Оптимальна температура на робочому місці встановлюється в адміністративному порядку, згідно з СанПіН 2.2.4.548-96 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень»

Величина температури повітря для робочих приміщень повинна забезпечувати збереження теплового балансу працюючої людини з навколишнім середовищем і підтримка оптимального або допустимого теплового стану організму. Для цього, в Санітарних Правилах, всі види робіт розділені на категорії за енерговитратами. При цьому, для кожної категорії вказується своя оптимальна температура і її граничні відхилення. А також, обмежується час перебування людини на робочому місці, в разі недотримання зазначеного температурного інтервалу.

Характеристика окремих категорій робіт

Згідно СанПіН 2.2.4.548-96 всі види робіт поділяються на п'ять категорій (в залежності від інтенсивності праці). При цьому, за який визначає еквівалент приймається кількість енерговитрат організму працівника в ккал / ч (Вт)

Оптимальна температура на робочому місці

Залежно від інтенсивності праці, СанПіН 2.2.4.548-96 встановлює наступну оптимальну температуру в робочому приміщенні:

(Выдержка из СанПиН 2.2.4.548-96)

Таблиця 2.1 Оптимальні величини показників мікроклімату на робочих місцях виробничих приміщень

період року	Категорія робіт за рівнем енерговитрат, Вт	Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %
Холодний	Ia (до 139)	22 - 24	60 - 40
	Iб (140 - 174)	21 - 23	
	IIa (175 - 232)	19 - 21	
	IIб (233 - 290)	17 - 19	
	III (более 290)	16 - 18	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 05. 002. 003 ДП ПЗ

Арк.



кімната				
Міжквартирний коридор	18-20	16-22		
Кухня	19-21	18-26	не нормується	
Туалет	19-21	18-26		
Ванна, поєднаний санвузол	24-26	18-26		
Вестибюль, сходові клітки	16-18	14-20		
Кладові	16-18	12-22		

## 2.2 Теплотехнічний розрахунок огорожувальних конструкцій будівлі.

Теплотехнічний розрахунок здійснюється на перевірку відповідності конструкції, що обгороджує теплотехнічним вимогам СНиП II-3-79 \* «Будівельна теплотехніка».

### 2.2.1 Визначення необхідного опору теплопередачі зовнішніх огорожень.

Необхідний опір теплопередачі виходячи з санітарно-гігієнічних і комфортних умов в розрахунковий холодний період визначається за формулою:

$$R_0 = n \cdot \frac{(t_B - t_H)}{V t_H \cdot \alpha_B}, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

де:

$n$  - коефіцієнт, що враховує залежність положення зовнішньої поверхні огорожувальних конструкцій по відношенню до зовнішнього повітря (Наведений в таблиці 6 СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель»),  $n = 1$ .  
 $\Delta t_H$  - нормований температурний перепад між температурою внутрішнього повітря  $t_B$  и температурою внутрішньої поверхні  $t_B$  огорожувальної конструкції, °С, (таблиця 5 СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель»),  
 $\Delta t_H = 4,5^\circ\text{C}$  для зовнішніх стін, и  $4,0^\circ\text{C}$  для покриттів.

											Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

БКВ 05. 002. 003 ДП ПЗ

$\alpha_B$  - коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні огорожувальних конструкцій, Вт/(м<sup>2</sup>·°С), (таблиця 7 СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель»). Для стін, підлог і гладких перекриттів = 8,7, для вікон – 8,0.

$t_B$  - розрахункова температура внутрішнього повітря ГОСТ 30494-96,  $t_B = 20^\circ\text{C}$ .

$t_H$  - розрахункова температура зовнішнього повітря в холодний період року, °С (найбільш холодної п'ятиденки забезпеченістю 0,92 по СНиП 23-01-99),  $t_H = -18^\circ\text{C}$ .

Таким чином, необхідний опір теплопередачі виходячи з санітарно-гігієнічних і комфортних умов:

- для зовнішньої стіни і покриття (без горищного перекриття):

$$R_0^{\text{TP}} = 1 \cdot \frac{(20+17)}{4,5 \cdot 8,7} = 0,945 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$$

- для покриття (без горищного перекриття під рулонної покрівлею):

$$R_0^{\text{TP}} = 1 \cdot \frac{(20+17)}{4,0 \cdot 8,7} = 1,06 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$$

- для входних дверей необхідний опір теплопередачі повинне бути, згідно п.5.7 СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель» не менш  $0,6 \cdot R_0^{\text{TP}}$  зовнішніх стін зданий:

$$R_0^{\text{TP}} = 0,6 \cdot 0,945 = 0,57 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$$

Необхідний опір теплопередачі виходячи з енергозбереження протягом опалювального періоду визначаються (Табл.4. СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель») для функціонального призначення будівлі - громадського і числа градусосуток опалювального періоду, що дорівнює:

$$D_d = (t_B - t_{\text{оп}}) \cdot z_{\text{оп}} = (20 - 1,4) \cdot 160 = 2976 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{сут}$$

$t_B$  - розрахункова температура внутрішнього воздуха - приймаємо по ГОСТ 30494-96 «Будівлі житлові і суспільні. Параметри мікроклімату в приміщеннях», Таблиця 2, для приміщень категорії 2, для холодного періоду, що дорівнює  $20^\circ\text{C}$ .

$t_{\text{оп}}$  - температура опалювального періода, по СНиП 23-01-99\* «Будівельна кліматологія», Табл.1., рівна  $1,4^\circ\text{C}$ .

$z_{\text{оп}}$  - тривалість опалювального періоду, по СНиП 23-01-99\* «Будівельна кліматологія», Табл.1., рівна 160 сут.

Таким чином, з урахуванням інтерполяції (табл.4. СНиП 23-02-2003) по числу градусосуток, необхідний опір теплопередачі:

- для зовнішніх стін:

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

БКВ 05. 002. 003 ДП ПЗ



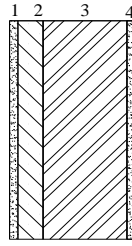


Рис.2.3. Конструкція зовнішнього огороження. Стіна.

Характеристика багатошарової зовнішньої стіни:

Таблиця 2.4.

№ слоя	Матеріал слоя	Густина материала $\gamma_0 (\rho)$ , кг/м <sup>3</sup>	Товщина слоя, м.
1.	Зовнішня штукатурка, складний універсальний розчин	1700	0,02
2.	Шар утеплювача	-	-
3.	Конструкційний шар: кладка з газобетонних блоків	700	0,2
4.	Внутрішня штукатурка, цементно-піщаний розчин	1800	0,02

Район будівництва відноситься (согласно СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель» додаток «В» - «Карта зон вологості») до сухої вологості зоні.

У будівлі підтримується (согласно СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель», Табл. 1 «Вологісний режим приміщень будівель») нормальний вологісний режим.

При нормальному вологісному режиму приміщення і сухій зоні вологості району будівництва все огорожі об'єкта знаходяться в умовах експлуатації, що відносяться до градації «А».

Теплотехнічні показники будівельних матеріалів (відповідно до СП-23-101-2000 «Проектування теплового захисту будівель», Додаток Е (обов'язковий), Табл.Е.1. «Нормовані теплотехнічні показники будівельних матеріалів і виробів» або СНиП II-3-79 «Будівельна теплотехніка, Додаток 3 \*) зведені в Таблицю 2.1. «Теплотехнічні показники будівельних матеріалів зовнішньої стіни».

Таблиця 2.5. «Теплотехнічні показники будівельних матеріалів зовнішньої стіни»

матеріал шару	Щільність матеріалу $\rho_0$ , кг/м <sup>3</sup>	Товщина на слоя, $\delta$ , м.	Питома теплоємність матеріалу, $c_0$ , кДж/(кг·°С)	Характеристики матеріалів	
				теплопровідність, $\lambda_A$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	паропроникність, $\mu$ , мг/(м·чПа)

1.Наружная штукатурка	1700	0,02	0,84	0,7	0,098
2.Пліти екструдованого полістиролу *	35*	0,06*	1,65*	0,029*	0,018*
3.Кладка з газобетонних блоків	1000	0,2	0,84	0,41	0,11
4.Внутренняя штукатурка	1800	0,02	0,84	0,76	0,09

\* - дані, визначені в результаті розрахунків і вибору шару утеплювача.

Приведений опір теплопередачі визначається за формулою (згідно СП-23-101-2000 «Проектування теплового захисту будівель», п.6.1.4.):

$$R_0 = R_0^{\text{УСЛ}} \cdot r,$$

де:

$R_0^{\text{УСЛ}}$  - умовне опір теплопередачі конструкції без урахування теплопровідних включень (зв'язків),  $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ ;

$r$  - коефіцієнт теплотехнічної однорідності стіни. В даному випадку приймаємо  $r = 0,9$ .

беручи  $R_0 = R_0^{\text{ТР}} = 2,09$  ( $\text{м}^2 \text{°C}/\text{Вт}$ ), отримуємо необхідну умовне опір теплопередачі гладі стіни:

$$R_0^{\text{УСЛ}} = 2,09/0,9 = 2,32 \text{ (м}^2\text{°C)/Вт.}$$

Опір теплопередачі зовнішньої стіни, без урахування шару утеплювача, таким чином, складе:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_B} + R_1 + R_3 + R_4 + \frac{1}{\alpha_H} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,2}{0,41} + \frac{0,02}{0,76} + \frac{1}{23} = 0,96 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

де:

$R_i = \delta_i / \lambda_i$  - опір теплопередачі шару зовнішнього огородження,

$\alpha_B$  і  $\alpha_H$  коефіцієнт тепловіддачі відповідно внутрішньої і зовнішньої поверхні огорожувальних конструкцій,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{°C})$ , (таблиця 7 СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель»).

Отримане значення опору теплопередачі зовнішньої стіни задовольняє вимогам санітарно-гігієнічних і комфортних умов, але необхідний опір теплопередачі, приймається для проектування будівель з розрахунковою температурою внутрішнього повітря вище  $12 \text{ °C}$  нормується виходячи з енергозбереження.

Таким чином, при  $R_0 < R_0^{\text{ТР}}$  конструкцію стіни потрібно утеплити.

Термічний опір утеплювального матеріалу складе:

$$R_{\text{УТ}} = R_0^{\text{УСЛ}} - R_0 = 2,32 - 0,96 = 1,4 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт.}$$

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

БКВ 05. 002. 003 ДП ПЗ

В якості теплоізоляційного матеріалу вибираємо пінополістирол. В результаті, по СП-23-101-2000 Додаток Е, визначаємо матеріал, який останнім часом набув широкого поширення - пінополістирол екструзійний «Пеноплекс», тип 35, (ТУ 5767-002-46261013) з теплотехнічними характеристиками:

- густина  $\rho = 35 \text{ кг/м}^3$ ,
- коефіцієнт теплопровідності при умовах експлуатації А,  $\lambda = 0,029 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$ ,
- коефіцієнт паронепроникності -  $\mu = 0,018 \text{ мг/(м} \cdot \text{ч} \cdot \text{Па)}$

Тоді розрахункова товщина шару, що утеплює складе:

$$\delta_{\text{УТ}} = R_{\text{УТ}} \cdot \lambda_{\text{УТ}} = 1,4 \cdot 0,029 = 0,041 \text{ м.}$$

Приймаємо товщину утеплювача - плити екструдованого полістиролу - 60 мм. (Один із стандартних розмірів показників плит УПС). Укладаємо на зовнішній поверхні зовнішньої стіни один шар полістиролу перед тим, як накладати шар зовнішньої штукатурки (1-й шар).

Таким чином, 1-й шар буде шар зовнішньої штукатурки товщиною 20 мм., 2-й шар - матеріал, що утеплює з екструдованого пінополістиролу товщиною 60 мм., 3-й шар - конструкційний, з газобетонних блоків товщиною 200 мм., 4-й шар - внутрішня штукатурка товщиною 20 мм ..

Опір теплопередачі зовнішньої стіни, таким чином, складе:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_B} + R_1 + R_{\text{УТ}} + R_3 + R_4 + \frac{1}{\alpha_H} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,06}{0,029} + \frac{0,2}{0,41} + \frac{0,02}{0,76} + \frac{1}{23} = 3,03 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

Таким чином в подальших проектних розрахунках приймаємо:

Приведений опір теплопередачі зовнішньої стіни:

$$R_0^{\text{ПР}} = R_0^{\text{УСЛ}} \cdot r = 3,1 \cdot 0,87 = 2,72 \text{ м}^2 \cdot \text{°C/Вт.}$$

Коефіцієнт теплопередачі стіни:

$$K_{\text{НС}} = 1 / R_0^{\text{ПР}} = 1 / 2,36 = 0,37 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

### 2.3.2 Визначення приведенного опору теплопередачі перекриття.

Багатошарове зовнішнє огороження для триповерхової адміністративної будівлі схематично зображено на рис. 2.2. «Конструкція зовнішнього огороження. Перекриття».

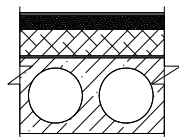


Рис.2.5. Конструкція зовнішнього огороження. Перекриття.

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Характеристика многослойного перекрытия (безчердачного):

Таблиця 2.6.

№ слоя	Матеріал шару	щільність матеріалу $\gamma_0 (\rho)$ , кг/м <sup>3</sup>	товщина шару, м.
1.	Залізобетонна пустотная панель	2500	0,22
2.	Руберойд	600	0,0015
3.	Шар теплоізоляції	-	-
5.	Цементно-піщана стяжка	1800	0,04
2.	Руберойд	600	0,009

Теплотехнічні показники будівельних матеріалів (відповідно до СП-23-101-2000 «Проектування теплового захисту будівель», Додаток Е (обов'язковий), Табл.Е.1. «Нормовані теплотехнічні показники будівельних матеріалів і виробів» або СНиП II-3-79 «Будівельна теплотехніка, Додаток 3 \*) зведені в Таблицю 2.2. «Теплотехнічні показники будівельних матеріалів».

Таблиця 2.7. «Теплотехнічні показники будівельних матеріалів зовнішньої стіни»

Матеріал шару	Щільність матеріала $\rho_0$ , кг/м <sup>3</sup>	Товщина шару, $\Delta$ , м.	Питома теплоємність матеріалу, $C_0$ , Кдж/(кг·°C)	Характеристики матеріалів	
				Теплопровідність, $\lambda_a$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	Паропроникність, $\mu$ , Мг/(м·ч·Па)
1. Залізобетонна пустотная панель	2500	0,22	0,84	1,92	0,09
2. Гідроізоляція (руберойд)	600	0,008	1,68	0,17	-
3. Плити екструдованого полістиролу *	35*	0,06*	1,65*	0,029*	0,018*
4. Цементно-піщана стяжка	1800	0,04	0,84	0,76	0,09
2. Гідроізоляція (руберойд)	600	0,008	1,68	0,17	-

\* - дані, визначені в результаті розрахунків і вибору шару утеплювача.

Зробимо розрахунок термічного опору пустотною залізобетонної панелі, який виконується шляхом складання провідностей (по СП-23-101-2000 «Проектування теплового захисту будівель», пп. 6.1.8.).

Розміри панелі і пустот в ній представлені на малюнку нижче:

а) розріз за фрагментом плити,

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 002. 003 ДП ПЗ				



$$R_{\text{ПАРАЛЛ.}} = \frac{A_I + A_{II}}{A_I / R_I + A_{II} / R_{II}} = \frac{0,07 + 0,14}{0,07 / 0,015 + 0,14 / 0,19} = 0,155 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

де  $A_I$  и  $A_{II}$  - площі 1 м. по довжині I і II ділянок в регулярному елементі плити, в м<sup>2</sup>.

Ділимо регулярний елемент площинами перпендикулярними тепловому потоку (див. Схему праворуч). Отримуємо три паралельні ділянки: **a**, **б**, **в**.

Ділянки **a** й **в** - однорідні, ділянку **б** - неоднорідний, що складається з горизонтальної повітряного прошарку і шару залізобетону, шириною - **l** и товщиною - **б**.  $R_{\text{Ж/Б}} = 0,14 / 1,92 = 0,073 \text{ м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}$

Опору теплопередачі цих ділянок рівні:

$$R_A = R_B = \frac{\delta_A}{\lambda_A} = \frac{0,04}{1,92} = 0,02 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

Опору теплопередачі РБ, визначається (СНиП II-3-79 \*, формула (6)):

$$R_B = \frac{A_I + A_{II}}{A_I / R_{\text{Ж/Б}} + A_{II} / R_{\text{ВОЗД.ПР}}} = \frac{0,07 + 0,14}{0,07 / 0,073 + 0,14 / 0,15} = 0,111 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

Опір теплопередачі всього регулярного елемента при розбивці його площинами, перпендикулярними тепловому потоку:

$$R_{\text{ПЕРП}} = R_A + R_B + R_B = 2 \cdot R_A + R_B = 2 \cdot 0,02 + R_B$$

$$R_{\text{ПЕРП}} = 2 \cdot 0,02 + 0,111 = 0,151 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

Таким чином, термічний опір залізобетонної пустотною плити (СНиП II-3-79 \*, формула (7)) :

$$R = \frac{R_{\text{ПАРАЛЛ}} + 2 \cdot R_{\text{ПЕРП}}}{3}$$

звідси

$$R_{\text{ПЛИТЫ}} = \frac{0,155 + 2 \cdot 0,151}{3} = 0,152 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

Далі в розрахунку використовуємо  $R_{\text{Ж/Б.ПЛИТЫ}} = 0,152 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт}$

Приведений опір теплопередачі визначаємо за формулою (згідно СП-23-101-2000 «Проектування теплового захисту будівель», п.6.1.4.):

$$R_0 = R_0^{\text{УСЛ}} \cdot r,$$

де:

$R_0^{\text{УСЛ}}$  - умовне опір теплопередачі конструкції без урахування теплопровідних включень (зв'язків), м<sup>2</sup> · °C/Вт;

$r$  - коефіцієнт теплотехнічної однорідності. В даному випадку приймаємо, оо  $r = 0,75$ . (СНиП II-3-79\*, Табл.6а\*).

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

БКВ 05. 002. 003 ДП ПЗ



### 3. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ ВТРАТ

#### 3.1 Визначення теплових втрат через огорожувальні конструкції.

Тепловтрати через зовнішні огороження визначаються підсумовуванням тепловтрат теплоти через кожне зовнішнє огороження, що обчислюється за формулою:

$$Q_{T.П} = K_i \cdot A_i \cdot (t_B - t_H) \cdot n_i \cdot (1 + \sum \beta)_i$$

де:

- $K_i$  - коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);
- $A_i$  - площа поверхні огороження по зовнішньому обміру, м<sup>2</sup>;
- $t_B$  – температура внутрішнього повітря приміщення, приймаємо 18 °С;
- $t_H$  – температура зовнішнього повітря, - 27 °С;
- $n_i$  - коефіцієнт, що враховує залежність положення зовнішньої поверхні огорожувальних конструкцій по відношенню до зовнішнього повітря по таблиці 6. СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель» або таблиці 3 \* СНиП II-3-79 \* «Будівельна теплотехніка»;
- $\beta$  - добавка до основних тепловтрат, в залежності від орієнтації огорожі і кутового положення.

Добавку на орієнтацію огорожі по сторонах горизонту приймаємо для всіх зовнішніх вертикальних і похилих (в проекції на вертикаль) огорожень, звернених:  $\beta$

на північ, схід, північний схід і північний захід в розмірі  $\beta = 0,1$ ;

- на захід і південний схід  $\beta = 0,05$  від основних тепловтрат через ці огорожі.

Схематично добавки на орієнтацію представлені на малюнку справа.

Добавку  $\beta$  на вриваніє в будівлі і споруди холодного повітря через входи, не обладнані повітряними і повітряно-тепловими завісами, приймаємо при висоті будівлі Н, м, в розмірі:

- для одинарних дверей - 0,22Н;
- для подвійних дверей з тамбуром між ними - 0,27Н;
- то ж, але без тамбура - 0,34Н;
- при наявності двох тамбурів між потрійними дверима - 0,2Н

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

БКВ 05. 002. 003 ДП ПЗ

Вікна, двері, ворота:

Площа вікон, дверей, воріт визначаємо за найменшими розмірами будівельних прорізів.

перекриття:

Площа стель вимірюють між осями внутрішніх стін і внутрішньою поверхнею зовнішніх стін.

підлоги:

Визначають площу зон шириною 2м.

Таблиця 3.1. Прийняті до розрахунків опору і коефіцієнти теплопередачі огорожень.

Найменування огорожі	Опір теплопередачі ( $\text{м}^2 \cdot \text{°C}$ )/Вт		Коефіцієнт теплопередачі Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{°C}$ )
	$R_{\text{ГСОП}}^{\text{ТР}}$	$R_0$	
Зовнішня стіна	2,09	2,72	0,37
Безчердачною покриття	2,79	2,87	0,35
Вікна	0,34	0,34	2,94
Зовнішні двері 1	-	0,65	1,54
Зовнішні двері 2	-	0,72	1,39
Стіни підвалу і пали бетонні по ґрунту:			
I - Зона	-	2,1	0,47
II - Зона	-	4,3	0,23
III - Зона	-	8,6	0,12
IV - Зона	-	14,2	0,07

Виробляємо розрахунки тепловтрат через огорожувальні конструкції за відповідною формулою, зазначеною вище. Необхідні розміри і площі визначаємо відповідно до правил обміру огорожувальних конструкцій приміщення і за допомогою функціональних можливостей програми AutoCAD на кресленнях.

Витрата теплоти на нагрівання повітря визначається за формулою:

$$Q_u = 0,28 \cdot \sum G_u \cdot c \cdot (t_B - t_H) \cdot k_{\text{встр}}$$

де:

- $c$  – Питома теплоємність повітря, що дорівнює 1,02 кДж/(кг·°C);
- $t_B$  – температура внутрішнього повітря;
- $t_H$  – температура зовнішнього повітря;
- $k_{\text{встр}}$  – коефіцієнт обліку впливу зустрічного теплового потоку в конструкціях, коефіцієнт рівний 0,7 - для стиків панелей стін і для вікон з

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 002. 003 ДП ПЗ				











С 16 до 17 годин -  $Q_{oc} = 357 \text{ Вт/м}^2 \cdot 6 \cdot 1,6 \cdot 1,8 \text{ м}^2 = 6169 \text{ Вт}$

Таким чином, теплопоступлення в приміщення тепла від сонячної радіації через світлові прорізи складе:

С 9 до 10 годин -  $Q_{oc} = 7802 + 1884 = 9685 \text{ Вт}$

С 12 до 13 годин -  $Q_{oc} = 4314 + 1365 = 5679 \text{ Вт}$

С 16 до 17 годин -  $Q_{oc} = 6169 + 1109 = 7278 \text{ Вт}$ .

### **Теплопоступлення від обладнання, встановленого в приміщеннях.**

У кабінетах і робочих приміщеннях встановлені комп'ютери, при роботі яких в приміщення виділяється тепло. Залежно від типу комп'ютера тепловиділення варіюються.

Приймаємо середню величину тепловиділення 300 Вт від комп'ютера.

Кількість комп'ютерів в приміщенні приймається рівною кількості людей, які перебувають в цьому приміщенні.

Кількість людей в кожному приміщенні приймається за завданням технологів, а при його відсутності - за нормою площі приміщення, що припадає на одну людину. У нашому випадку для офісних будівель ця норма становить - 6 м<sup>2</sup> / чол.

Для інших приміщень розрахунок теплопоступлень ведеться аналогічно даному.

### **3.2. Вибір, опис і розрахунок фанкойлів.**

Для основних офісних приміщень 2-го і 3-го поверхів розроблена система теплохолодоснабження із застосуванням фанкойлів (вентиляторних доводчиків), які працюють як повітрянагрівачі в холодний період року і як повітроохолоджувачі в теплий період року.

Для більш стійкою гідравлічної роботи системи в різних режимах прийнята 4-х трубна система - гаряча вода циркулює по трубах першого контуру, а холодна вода в теплий період циркулює по трубах другого контуру.

Проектом визначено до установки вентиляторні доводчики Idrofan, виробництва "Carrier", модельного ряду (серії) 42N.

Зовнішній вигляд показаний на рис. 3.1.

Цей новий модельний ряд сконцентрував в собі новітні технології, що досить незвично для такого не складного обладнання, як фанкойл. В результаті, легко можна вибрати я потрібну модель і встановити її в приміщенні.

Ці версії поставляються в будь-якому варіанті: від моделей в корпусі для підлоги або під стельової установки, до



									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ				

моделей без корпусу, для прихованого, фальш-стельового горизонтального або вертикального монтажу.

**Рис.3.1. «Вентиляторний доводчик (фанкойл) сериї 42N»**

Переваги і характеристики:

- За рахунок витонченої форми відполірованого корпусу вентиляторні доводчики 42N прекрасно поєднуються практично з будь-яким інтер'єром приміщення.

Попередньо пофарбовані сталеві панелі надійно захищені від корозії оздоблювальним лакофарбовим покриттям.

- Вдала конструкція литого пластикового піддону для збору конденсату дозволяє встановлювати один і той же блок як у вертикальному, так і в горизонтальному положенні без необхідності використання будь-яких спеціальних аксесуарів.

- Для чотиритрубних систем виробник встановлює при складанні охолоджуючий і обігріває теплообмінник.

- Вентиляторні доводчики 42N видають при роботі настільки слабкий шум, що його рівень прийнятий в якості нового стандарту комфортних умов для будівель.

- Електродвигуни. Вентиляторні доводчики Idrofan поставляються з багатошвидкісними двигунами. Кількість швидкостей збільшено до п'яти для розширення можливостей їх використання практично для будь-яких застосувань.

- Фільтри. Стандартний фільтр для вентиляційних доводчиків серії Idrofan з гофрованої фільтруючою поверхнею, площа якої на 87% більше, ніж у відомих звичайних фільтрів, має додаткові переваги: зниження витрат повітря на одиницю площі поверхні (що забезпечує менше падіння тиску і знижений рівень шуму), середній інтервал між проведенням очищення фільтра в три рази більше в порівнянні зі звичайними фільтрами.

При виготовленні фільтра використовується високоякісний поліпропілен марки EU1. Фільтр розташований в нижній частині блоку. Для проведення його очищення досить вивернути запобіжний гвинт і вручну від'єднати бічні елементи фільтра. Після цього можна видавити каркас фільтра і легко витягти сам фільтр. Збірка фільтра проводиться в зворотній послідовності і також легко. Фільтр чітко фіксується в передбаченому для цього місці, щоб виключити проходження повітря повз фільтра і забезпечити високоякісну фільтрацію подається в приміщення повітря.

- Простота і легкість установки.

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ



Таблиця 3.3. «Фізичні та Фізичні та електричні характеристики фанкойлів, 4-х трубна система»

42N, 4-трубна система		15					20				
Швидкість обертання вентилятора		5	4	3	2	1	5	4	3	2	1
Тип вентилятора		1 Поперечноточный					1 Центробежный				
	л/с	35	56	69	84	97	59	80	92	107	128
	м3/х	125	200	250	300	350	215	285	330	385	460
Витрата повітря											
Режим охолодження *	кВт	0,75	1,05	1,16	1,36	1,47	1,19	1,45	1,66	1,91	2,06
Загальна холодопродуктивність	кВт	0,66	0,89	1,01	1,19	1,25	1,00	1,23	1,41	1,60	1,72
Холодоп роїзводительность по відчутного тепла	л/с	0,04	0,05	0,06	0,06	0,07	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
Витрати води	л/ч	129	181	200	234	253	205	249	286	329	354
Режим обігріву **		кВт					кВт				
Теплоп рої зв од даткови ость	л/с	0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06	0,06	0,07
Витрати води											
електричні характеристики	Вт	16	17	19	23	30	29	30	31	34	36
споживана потужність	А	0,08	0,08	0,09	0,11	0,13	0,13	0,13	0,14	0,15	0,16

Продовження таблиці 3.3.

42N_S, 4-трубна система		30					42		
Швидкість обертання вентилятора		5	4	3	2	1	3	2	1
Тип вентилятора		2 Центробежный					2 Центробежный		
Витрата повітря		л/с					л/с		
	м3/х	97	126	153	182	207	147	222	268
		350	455	550	655	745	531	798	965
Режим охолодження *									
Загальна холодопродуктивність	кВт	2,02	2,45	2,75	3,02	3,33	2,65	3,36	3,78
Холодоп роїзводительность по відчутного тепла	кВт	1,57	1,95	2,22	2,47	2,73	2,13	2,83	3,22
	л/с	0,10	0,12	0,13	0,14	0,16	0,13	0,16	0,18
Витрати води	л/ч	347	421	473	519	573	456	578	650
Режим обігріву **		кВт					кВт		
Теплопродуктивність	л/с	0,07	0,08	0,08	0,09	0,10	0,08	0,10	0,12
Витрати води	л/ч	235	270	302	329	367	289	378	430
електричні характеристики		Вт					Вт		
споживана потужність	А	0,19	0,20	0,21	0,23	0,25	0,21	0,35	0,45

## 4. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ

Теплове навантаження на компресор

$$\Sigma Q_{0 \text{ комп}} = (1,07 \cdot 96,6) : 0,85 = 122 \text{ кВт.}$$

Даний чилер розраховується на холодопродуктивність 122 кВт. Зроблено розрахунок циклу, підбір обладнання.

Схема і цикл чилера.

Розрахунок циклу теплового насоса зроблений з урахуванням регенеративного теплообмінника і спіральних компресорів.

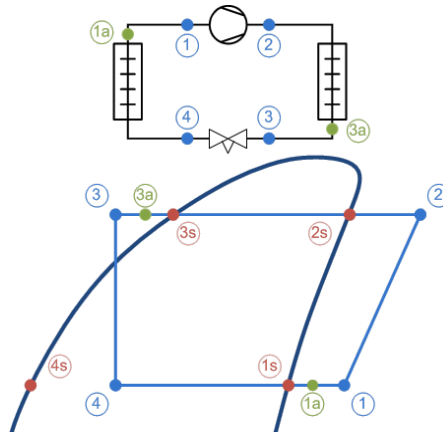


Рис. 4.1 Схема і цикло холодильної системи

Початкові дані

Хладагент R290

Температура кипіння холодильного агента (ХА):  $t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ,

Температура конденсації холодильного агента :  $t_k = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ ,

Теплоносій (споживач) – вода  $t_{v\_out} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_{v\_in} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

№	t °C	P, МПа	h, кДж/кг	S, кДж/(кг*К)	V, м <sup>3</sup> /кг	p, кг/м <sup>3</sup>
1	15	0,55	606,4	2,4599	0,089	
2	25	0,55	624	2,52		
3	35	0,55	641	2,58		
3a	82,4	1,38	713	2,64		
4	35	1,38	298,5	1,33		
5	29,17	1,38	291	1,28		
6	5	0,55	281	1,28		

### Питомі характеристики циклу:

- питома масова продуктивність:

$$q_0 = h_6 - h_5 \text{ кДж/кг}$$

- питома об'ємна продуктивність

$$q_v = q_0 / v_1 \text{ кДж/м}^3$$

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ				

- питома адіабатна робота стискування

$$l=h_2-h_1 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата агента:

$$M_a=Q_0/q_0 \text{ кг/с}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d=M_a \cdot v_1 \text{ м}^3/\text{с}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c=1-0.03 \cdot [(P_k/P_0)^{1/m}-1]$$

$$\lambda'_w=(T_0+\Theta)/(\alpha \cdot T_k+\beta \cdot \Theta)$$

$$\lambda=\lambda_c \cdot \lambda'_w$$

Об'єм, описаний поршнями компресора:

$$V_h=V_d/\lambda \text{ м}^3/\text{с}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a=M_a \cdot l \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i=N_a/(\lambda'_w+b \cdot t_0) \text{ кВт}$$

Потужність тертя:

$$N_{тр}=V_h \cdot P_{тр} \text{ кВт},$$

де  $P_{тр}$  - середній тиск тертя, приймаємо для фреонових компресорів

$P_{тр}=40$  кПа.

Ефективна потужність компресора:

$$N_e=N_i+N_{тр} \text{ кВт}$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{эл}=N_e/\eta_{эл} \text{ кВт},$$

де  $\eta_{элДВ}$  - ККД електродвигуна компресора.

Таблиця 4.2 Розрахункові параметри

Питома холодопродуктивність, $q_0$ , кДж/кг	325
Об'ємна холодопродуктивність, $qv$ , кДж/м <sup>3</sup>	3652
Питома адіабатне робота стиснення, $la$ , кДж/кг	107
Питомий тепловий потік в конденсаторі, $q_c$ , кДж/кг	432
Масова витрата холодоагенту, $M_r$ , кг/с	0.375
Дійсна об'ємна продуктивність компресора, м <sup>3</sup> /ч	131
Тепловий потік в конденсаторі (теплова продуктивність), кВт	162
Холодопроизводительность, кВт	122
Коефіцієнт подачі компресора	0,78

											Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ

Об'ємна продуктивність компресора, Vh, m <sup>3</sup> /ч	120.2
ККД електродвигуна	0,95
Потужність електродвигуна, кВт	26,8
СОР	4.54
холодильний коефіцієнт	0,81

					БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 5. РОЗРАХУНОК ПЛАСТИНЧАТОГО ВИПАРНИКА

Дані для розрахунку.

Температура входу агента  $t_{\text{ВХ}}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$

Температура виходу агента  $t_{\text{ВЫХ}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$

Геометричні характеристики пластини (нерозбірна).

Робоча поверхня,  $f_{\text{пл}}=0.6\text{ м}^2$

Площа поперечного перетину одного каналу,  $f=3.1 \cdot 10^{-4}\text{ м}^2$

Приведена довжина каналу,  $L=1.16\text{ м}$

Еквівалентний діаметр каналу,  $d_{\text{ЭКВ}}=0.009\text{ м}$

Товщина пластини,  $\delta=0.001\text{ м}$

Коефіцієнт теплопровідності матеріалу пластини,  $\lambda_{\text{М}}=16\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$

Тип холодильного агента – R290.

### Тепловий розрахунок

Приймаємо початкову температуру води на вході в апарат  $t_{\text{w1}}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

З урахуванням підігріву води в апараті приймаємо температуру води на виході з апарату, т.о.  $t_{\text{w2}}=t_{\text{w1}}-\Delta t_{\text{w}}=20-5=15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

При середній температурі води  $t_{\text{срw}}=17,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  визначаємо її параметри:

- теплоємність води  $C_{\text{w}}=4.176\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;
- щільність води  $\rho_{\text{w}}=996\text{ кг}/\text{м}^3$ ;
- число Прандтля  $Pr_{\text{w}}=5.74$ ;
- теплопровідність води  $\lambda_{\text{w}}=0.62\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .
- коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\nu_{\text{w}}=0.84 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$ ;

З циклу процесу випаровування агента приймаємо:

- ентальпія пари на вході в апарат,  $h_{\text{ВХ}}=281\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;
- ентальпія пари на виході з апарату,  $h_{\text{ВЫХ}}=606,4\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

Властивості агента при середній температурі пари:

- щільність агента  $\rho_{\text{а}}=112\text{ кг}/\text{м}^3$ ;
- число Прандтля  $Pr_{\text{а}}=1.12$ ;
- теплопровідність агента  $\lambda_{\text{а}}=0.013\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .
- коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\nu_{\text{а}}=0.2 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$ ;

За наслідками теплового розрахунку загальна витрата агента  $G_{\text{а}}=0,06\text{ кг}/\text{с}$ . Тоді кількість тепла, яке можна відвести до води від агента рівно:

$$Q=G_{\text{а}} \cdot (h_{\text{ВХ}}-h_{\text{ВЫХ}})=0,375 \cdot (606,4 - 281)=122\text{ кВт}$$

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ

З рівнянь теплового балансу визначується масова витрата води, кг/с:

$$G_w = Q_k / (C_w \cdot (t_{w2} - t_{w1})) \quad (5.1)$$

$$G_w = 122 / (4.176 \cdot 5) = 5,8 \text{ кг/с}$$

Приймаємо протиточну схему руху середовищ в односекційному теплообміннику.

Температурний натиск між середовищами визначається по формулі:

$$\theta_{\text{л}} = [(t_{\text{вх}} - t_{\text{w1}}) - (t_{\text{вих}} - t_{\text{w2}})] / \ln[(t_{\text{вх}} - t_{\text{w1}}) / (t_{\text{вих}} - t_{\text{w2}})] \quad (5.2)$$

$$\text{Т.о. } \theta_{\text{л}} = ((20-5) - (15-10)) / \ln[(20-5) / (15-10)] = 22,3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Задаємося середньою швидкістю руху потоку води  $W_w = 0.3 \text{ м/с}$ .

По рівнянню потоку визначаємо число рівносторонніх каналів в пакеті пластин апарату в одному ході по воді:

$$z = G_w / (W_w \cdot \rho_w \cdot f) \quad (5.3)$$

$$\text{С округленням до цілого } z = 0.68 / (0.3 \cdot 996 \cdot 0.00031) = 8$$

Визначаємо число Рейнольдса для води:

$$Re_w = W_w \cdot d_{\text{ЭКВ}} / \nu_w \quad (5.4)$$

$$Re_w = 0.3 \cdot 0.009 / (0.84 \cdot 10^{-6}) = 3214$$

Визначаємо число Нуссельта для води при турбулентному режимі:

$$Nu_w = 1.05 \cdot 0.07 \cdot Re_w^{0.72} \cdot Pr_w^{0.43} \quad (5.5)$$

$$Nu_w = 1.05 \cdot 0.07 \cdot 3214^{0.72} \cdot 5.74^{0.43} = 52.2$$

Визначуваний коефіцієнт тепловіддачі на стороні води, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_w = Nu_w \cdot \lambda_w / d_{\text{ЭКВ}} \quad (5.6)$$

$$\alpha_w = 52.2 \cdot 0.617 / 0.009 = 3579 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

При рівних значеннях площі поперечного перетину каналу по агентові і воді визначаємо швидкість пари агента [м/с] на вході в канал, за умови, що в крайніх пакетах проходить вода:

$$W_a = G_a / [\rho_a \cdot f \cdot (z-1)] \quad (5.7)$$

$$W_a = 0,06 / [112 \cdot 0.00031 \cdot (36-1)] = 0.25 \text{ м/с}.$$

Визначаємо число Рейнольдса для агента:

$$Re_a = W_a \cdot d_{\text{ЭКВ}} / \nu_a \quad (5.8)$$

$$Re_a = 0.25 \cdot 0.009 / (0.2 \cdot 10^{-6}) = 11250$$

Визначаємо число Нуссельта для пари агента при турбулентному режимі по формулі Міхеєва:

$$Nu_a = 0.018 \cdot Re_a^{0.8} \quad (5.9)$$

$$Nu_a = 0.018 \cdot (11250)^{0.8} = 31,3$$

Визначуваний коефіцієнт тепловіддачі на стороні пари, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_a = Nu_a \cdot \lambda_a / d_{\text{ЭКВ}}$$

$$\alpha_a = 31,3 \cdot 0.013 / 0.009 = 45,2 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ



## 6. РОЗРАХУНОК ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА

Дані для розрахунку:

Теплове навантаження:  $Q_k=162$  кВт

Розрахункова температура зовнішнього повітря:  $t_n=33$  °С

Відносна вологість зовнішнього повітря:  $\varphi_n=0.6$

Зовнішній діаметр труби:  $d=0.022$  м

Внутрішній діаметр труби:  $d_{вн}=0.02$  м

Товщина ребра:  $\delta=0.0008$  м

Крок ребер:  $u=0.008$  м

Ширина ребра:  $V=0.044$  м

Матеріал труб/ребер: мідь/алюміній

Крок труб по ходу/проти ходу повітря:  $S_1/S_2=0.044/0.088$  м

Розташування труб в пучку: шахове

Форма ребра: пластинчасте

Агент: R290a

### Тепловий розрахунок конденсатора

Приймаємо підігрів повітря в конденсаторі  $\Delta t=5$  К, тоді температура повітря на виході з апарату:

$$t_2=t_n+\Delta t=33+5=38 \text{ °С}$$

Температура конденсації для повітряних конденсаторів приймається на 10-12 К вище за розрахункову температуру зовнішнього повітря:

$$t_k=33+10=43 \text{ °С}$$

Задаємося швидкістю повітря в живому перетині апарату –  $w=8$  м/с.

Розраховуємо геометричні характеристики ребра:

- зовнішня поверхня ребра:

$$f_p=V^2-0.25 \cdot \pi \cdot d^2+4 \cdot V \cdot \delta=0.044^2-0.25 \cdot 3.14 \cdot 0.022^2+4 \cdot 0.044 \cdot 0.0008=1.7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$f_{тр}=\pi \cdot d \cdot (u-\delta)=3.14 \cdot 0.022 \cdot (0.008-0.0008)=0.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- внутрішня поверхня труби ребристого елемента:

$$f_{вн}=\pi \cdot d \cdot u=3.14 \cdot 0.022 \cdot 0.008=0.55 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- повна зовнішня поверхня ребристого елемента:

$$f_{п}=f_p+f_{тр}=1.7 \cdot 10^{-3}+0.5 \cdot 10^{-3}=2.2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- коефіцієнт обрешітки  $\beta$  і ступінь обрешітки  $\varphi_n$ :

$$\beta=f_{п}/f_{вн}=2.2/0.55=4$$

$$\varphi_n=f_{п}/f_{тр}=2.2/0.5=4.4$$

За довідковими даними [2] вибираємо теплофізичні властивості повітря при  $t_n$ :

- кінематична в'язкість  $\nu=16.2 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ





$$S_{\phi} = S_1 \cdot \sum L_{\phi} = 0.044 \cdot 189 = 8,4 \text{ м}^2$$

Діаметр вентиляторів  $D_B = 0.5$  м, кількість  $z = 4$

Орієнтовні геометричні розміри конденсатора:

- ширина  $B_K = (S_{\phi}/z)^{0.5} = (1.53/2)^{0.5} = 0.85$  м;

- довжина  $L_K = B_K \cdot z = 0.85 \cdot 2 = 1,7$  м.

Число труб у фронтальному перетині апарату з округленням до цілого:

$$N_{\phi} = B_K / S_1 = 0.9 / 0.044 = 21$$

Дійсні геометричні розміри конденсатора:

- ширина  $B_K = N_{\phi} \cdot S_1 = 21 \cdot 0.044 = 0.9$  м;

- довжина  $L_K = S_{\phi} / B_K = 4 / 0.9 = 1.7$  м.

Число труб уздовж потоку повітря, з округленням до більшого цілого:

$$N = \sum L / \sum L_{\phi} = 290 / 35 \approx 8$$

Висота секції:  $H_K = S_2 \cdot N = 0.07 \cdot 8 = 0.56$  м

					БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		











## 8. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

### 8.1 Вихідні дані

Таблиця 8.1 - Вихідні дані

№	Показники	Найменування, кількість
1	Найменування об'єкту	Розробка енергозберігаючого обладнання для офісної будівлі площею 840 м. кв.
2	Система охолодження	безпосередня
3	Холодоагент	R-290
5	Кількість робочих годин на 1 робітника	2096
6	Автоматизація	Повна
7	Витрати масла на 1 компресор, кг	5
8	Витрати фреона на поповнення системи на 1 кВт холодопродуктивності, кг	0,375
9	Вартість 1 кВт. електроенергії, грн.	4,5
10	Вартість 1 кг холодоагенту, грн.	630
11	Вартість 1 кг масла, грн.	740

					БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		





$$C_p = C_{x.a} + C_m \quad (8.6)$$

Вартість інших витрат визначаємо за формулою

$$C_i = C_p * 5 / 100 \quad (8.7)$$

Усього витрат на допоміжні витрати визначаємо за формулою

$$C_{д.м} = C_p + C_i \quad (8.8)$$

Таблиця 8.4 Витрати на допоміжні матеріали

Статі витрат	Сума, грн.
Сумарна холодопродуктивність, кВт, $\sum Q_0$	122
Середня питома норма витрат фреону, кг/1кВт, $q_a$	0,375
Середній коефіцієнт витрат фреону при ремонтах, $K_p$	1,05
Ціна 1 кг фреону, грн., $Z_{x.a}$	630
Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати $K_{x.a}$	1,15
Витрати на поповнення системи фреоном, грн.	49718,8
Кількість зарядженого мастила у середньому на 1 компресор, кг $m$	5
Кількість компресорів, шт $n$	4
Коефіцієнт витрат мастила при ремонтах $K_b$	1,2
Кількість заміни мастила у рік $K_v$	1
Середня ціна 1 кг мастила, грн; $Z_m$	740
Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати, грн $K_m$	1,14
Витрати на поповнення мастила, грн.	20246,4
Разом:	69965,2
Інші витрати (10%)	6996,5
Усього:	76961,7

### 8.3.3 Розрахунок витрат на силову електроенергію

Річне споживання електроенергії (у грн) розраховуємо та заносимо в таблицю 8.5.

Таблиця 8.5 – Розрахунок споживання силової електроенергії

№	Споживачі електроенергії	Тип, марка обладнання	Ном.п отуж ність, кВт	Коеф. викорис тання облад- нання	Кіль кіст ь уста ткув ання	Фонд робочог о часу, годин	Загальна потреба електроенергії , кВт.год
1	Компресор одноступеневи й	Bitzer 4PESP-15P	16	0,4	4	3000	143360
2	Конденсатор повітряний	Alfa-Laval ACVQ904 B	3,5	0.6	1	5600	11760
3	Система автоматики	Pro-Dialog Plus	1,5	0,85	1	5600	7140
4	Гідромодуль		1	0,85	1	5600	4760
	Усього						167020

Витрати на силову електроенергію в грн, визначаємо за формулою:

$$C_w = W_{\text{зар}} \cdot C_e \quad (8.9)$$

де  $C_e$  – ціна 1кВт електроенергії, грн.

$$C_w = 167020 \cdot 4,5 = 751590 \text{ грн}$$

### 8.3.4 Розрахунок чисельності робітників та фонду заробітної платні

Виходячи з умов повної автоматизації устаткування приймаємо 1 робітника 6 розряду з фондом робочого часу за рік - 2096 годин.

Погодинна тарифна ставка кожного розряду розраховується від тарифної ставки 1 розряду.

Тарифна ставка першого розряду розраховується за формулою:

$$T_{\text{cl}} = \frac{ЗП}{Г}, \quad (8.10)$$

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

Мінімальна зарплата у погодинному вимірі з 01.04.2024 дорівнює 8000 грн.

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ

Г – кількість годин роботи у місяць.

$$T_{c1} = 8000/174,7=45,8$$

174,7 годин – середньомісячна кількість робочих годин

$$(2096/12 =174,7)$$

Норма тривалості робочого часу в годинах при 40-годинному робочому тижні – 2096год.

Тарифна ставка другого та послідуєчих розрядів розраховується за формулою:

$$T_{c6} = T_{c1} \cdot TK_6, \quad (8.11)$$

де ТК – тарифний коефіцієнт відповідно для кожного тарифу.

Розрахунок тарифної ставки шостого розряду:

$$T_{c(6p)} = 45,8 * 1,8 = 82,44 \text{ грн.}$$

Тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу розраховується за формулою:

$$T_{\phi} = T_c \cdot E_{\phi} \cdot K, \quad (8.12)$$

де  $T_c$  – середня годинна тарифна ставка, грн.;

$E_{\phi}$  – ефективний фонд робочого часу, годин;

$K$  – кількість працівників компресорного цеху.

$$T_{\phi} = 82,44 * 2096 * 1 = 172794,2 \text{ грн.}$$

Основний фонд заробітної плати розраховуються за формулою:

$$O_{\phi} = T_{\phi} + \sum D \quad (8.13)$$

де  $T_{\phi}$  – тарифний фонд зарплати, грн.

$$O_{\phi} = 172794,2 + 43198,55 = 215992,8 \text{ грн}$$

$H$  – сума доплат за умови праці та нічний час, грн. (25% від тарифного фонду заробітної плати):

$$\sum D = T_{\phi} \cdot \frac{25}{100} \quad (8.14)$$

$$H = 172794,2 * 0,25 = 43198,55 \text{ грн.}$$

Додатковий фонд заробітної плати розраховується за формулою:

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ

$$Д = \frac{T_{\phi} \cdot d}{100} \quad (8.15)$$

де  $d$  – відсоток додаткового фонду (25%)

$$Д = 215992,8 * 0,25 = 53998,2 \text{ грн.}$$

Річний фонд розраховується за формулою:

$$P_{\phi} = O_{\phi} + Д_{\phi} \quad (8.16)$$

$$P_{\phi} = 215992,8 + 53998,2 = 269991 \text{ грн}$$

Відчислення від річного фонду заробітної плати виконується за формулою:

$$B_c = \frac{P_{\phi} \cdot p}{100} \quad (8.17)$$

де  $p$  – відсоток відрахувань від річного фонду (ЄСВ=22%).

$$B_c = 269991 * 0,22 = 59398,02 \text{ грн}$$

Розрахунки заносимо до таблиці 8.5

Таблиця 8.5 – Розрахунок фонду оплати праці

Назва показника	Розрахунок
$T_c$ – середня годинна тарифна ставка, грн	82,44
ЕФ – ефективний фонд робочого часу, годин.	2096
$K$ – кількість працівників компресорного цеху	1
$T_{\phi}$ - тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу	345588,4
$Д$ - сума доплат за умови праці та нічний час, грн. (25% від тарифного фонду заробітної плати).	86397,1
$O_{\phi}$ - основний фонд заробітної плати	215992,8
$Д_{\phi}$ - додатковий фонд заробітної плати	53998,2
$P_{\phi}$ - річний фонд	269991
$B_c$ - відрахування від річного фонду заробітної плати	59398,02

					БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		





## 9. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ

					БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Вступ

Питання охорони праці людині потребує рішення на всіх стадіях трудового процесу незалежно від виду професійної діяльності. Забезпечення безпеки і здорових умов праці в більшості залежить від правильної оцінки небезпечних, шкідливих виробничих факторів.

Одним із основних завдань служби охорони праці є організація проведення профілактичних заходів, спрямованих на усунення шкідливих і небезпечних виробничих факторів, запобігання нещасним випадкам на виробництві, професійним захворюванням та іншим випадкам загрози життю або здоров'ю працівників

В даному розділі запропоновані технічні рішення з безпеки експлуатації робочих приміщень, технологічного обладнання, запобіганню електротравм і визначені основні заходи з пожежної безпеки та профілактики.

## Розробка заходів з охорони праці

Одним із головних завдань є збільшення продуктивності праці, поліпшення якості виробів, досягнення високих економічних показників. Все це нерозривно пов'язане з умовами праці, розробкою та впровадженням заходів до попередження впливу шкідливих та небезпечних факторів на працівників. Тому у даному розділі дипломного проекту приведено основні вимоги до систем вентиляції та кондиціонування повітря в приміщенні.

### 9.1 Виробниче середовище

Офіс – це місце, де людина проводить весь робочий день, або більший час, причому від нього вимагають результату праці. У задушливому офісі, де відсутній повітрообмін, якість повітря швидко погіршується, що призводить до зниження працездатності і поганого самопочуття працівника. Відкриття вікон для провітрювання призводить до протягів. Наскільки вони небажані в офісних приміщеннях відомо по простудних захворювань.

Крім того,

розлітання на всі боки документи взагалі здатне паралізувати роботу.

Недостатня увага до повітрообміну призводить до сонливості. Млявість, задуха, застуди – звичайні супутники офісного життя, тому зазначені проблеми стають перешкодою для безпечної, високопродуктивної праці.

Це висуває свої вимоги до вентиляції та кондиціонування офісних приміщень.

Системи вентиляції та кондиціонування - це системи які забезпечують процес видалення відпрацьованого повітря і заміни його зовнішнім з автоматичним підтриманням в закритих приміщеннях всіх або окремих параметрів повітря

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

(температури, відносної вологості, чистоти, швидкості руху повітря, перепаду тиску) з метою забезпечення оптимальних метеорологічних умов, найбільш сприятливих для самопочуття людей, ведення технологічного процесу, забезпечення збереження цінностей.

Промислова вентиляція включає такі етапи, як настройка систем вентиляції, балансування систем вентиляції, настройка перепадів тиску між приміщеннями.

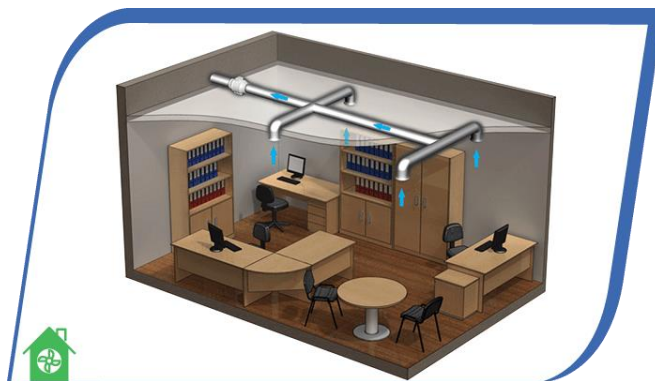
Наявність детального проекту дозволяє гарантувати надійність системи вентиляції і кондиціонування, а також відповідність параметрів її роботи.

## 9.2 Вимоги безпеки до систем вентиляції

Задачею вентиляції є забезпечення чистоти повітря і заданих метеорологічних умов у виробничих приміщеннях.

*Вентиляцією* називають організований і регульований повітрообмін, що забезпечує видалення з приміщення забрудненого повітря і подачу на його місце свіжого. Для скорочення експлуатаційних витрат на нагрівання повітря застосовують системи вентиляції з частковою *рециркуляцією* (до свіжого повітря підмішується повітря, вилучене із приміщення).

Витрати на повітрообмін значно скорочується, якщо вловлювати шкідливі речовини в місцях їхнього виділення, не допускаючи поширення по приміщенню.



**Рис. 9.1 Паспортизація вентиляційних систем**

Паспорт системи вентиляції - це документ, який підтверджує відповідність даної системи всім заявленим експлуатаційним параметрам і проекту системи вентиляції і кондиціонування, а також вимогам пожежної безпеки та іншим нормативним вимогам. Складається він після проведення монтажу, налагодження та здачі вентиляційної установки в експлуатацію та є обов'язковим заключним етапом в установці системи вентиляції.

## 9.3 Вимоги безпеки до систем кондиціонування

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ				

Методи регулювання параметрів повітряного середовища є невід'ємною частиною загальнодержавного підходу до керування навколишнім середовищем відповідно до стандарту ДСТУ ISO 14001-97 (Системи управління навколишнім середовищем . Київ, Держстандарт України).

Успіх функціонування системи керування параметрами повітряного середовища, що діє на людину, залежить від ефективності всіх її ієрархічних і функціональних рівнів. Однак, для сучасного підприємства найбільш розповсюдженим інженерним методом впливу на атмосферу є організація повітрообміну (вентиляція) у приміщеннях, а також локалізація джерел викидів з наступним видаленням забрудненого повітря і його очищенням (аспірація).

### **Холодоагент**

Робочою речовиною для створення охолодження повітря вибрано холодоагент **R 290**

Це горючий, нетоксичний газ без кольору і запаху, який є побічним продуктом нафтопереробки. Він горить , коли його концентрація в повітрі становить від 2,1 до 9,5 %. В процесі горіння не виділяються токсичні речовини. При температурі вище 650 градусів Цельсія розкладається на етилен і етан

Основні правила зберігання та поводження з холодоагентом R290

- Не можна допускати пошкодження балонів із газом, перетягувати, перекочувати та кидати їх;
- Зберігати тару з холодоагентом R290 у добре провітрюваному приміщенні;
- Не допускати потрапляння прямого сонячного світла на балони з газом;
- Зберігати R290 окремо від ємностей з окислювачами; .
- Не допускати нагрівання балонів до температури вище +50 градусів за Цельсієм;
- Під час роботи з холодоагентом R290 потрібно переконатися, що все обладнання заземлено;
- Вживати заходи, щоб вода, повітря або інші холодоагенти не потрапили в балон із системи;.
- Утруднене дихання, задуха;
- Аритмія; підвищення артеріального тиску;
- дезорієнтація, втрата свідомості;
- Смерть.
- Перемістити потерпілого на свіже повітря;
- Викликати швидку допомогу;

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ

При необхідності провести вентиляцію легень або робити штучне дихання

### Властивості пропану

Для практичного застосування того чи іншого холодоагенту необхідно розташовувати досить великим обсягом інформації про термодинамічних, фізико-хімічних, санітарно-гігієнічних властивостях і екологічних показниках, які повинні відповідати певним вимогам. Сьогодні на перший план виходять тісно взаємопов'язані між собою екологічні і енергетичні показники альтернативного холодоагенту.

Властивості пропану вивчені досить добре і детально висвітлені в технічній та довідковій літературі. Хімічна формула пропану  $C_3H_8$  (R290). Відноситься до групи вуглеводневих холодоагентів УВ (НС). Потенціал руйнування озону ОРП = 0, потенціал глобального потепління ПГП = 3. Характеризується низькою вартістю і не токсичний. Чистий пропан не володіє запахом.

Відповідно до європейської класифікації EN- 378-2, як і всі інші вуглеводневі холодоагенти, пропан (R290), відноситься до нетоксичним вибухонебезпечним, з низькою межею вибуховості, холодоагентів групи А3. Ступінь чистоти пропану використовуваного в якості холодоагенту повинна бути високою, так як, від цього залежить стабільність характеристик холодоагенту, що важливо для роботи компресора і збільшення терміну служби системи.

Зріджений газ, використовуваний як паливо і для технічних цілей, з класом чистоти 95%, не підходить для заправки герметичних систем охолодження. так як в ньому вміст води, сірки та інших домішок досить висока і це негативно позначається на енергетичній ефективності та надійності холодильної системи .

Для заправки систем охолодження, повинен використовуватися пропан з класом чистоти 99,5%. Пропан з таким ступенем чистоти хімічно не активний, тому ніяких специфічних проблем його використання не виникає. При використанні даного холодоагенту не виникає проблем з вибором конструкційних матеріалів деталей компресора, конденсатора і випарника, та ж електроізоляція, ті ж уплотнюющіє матеріали, труби того ж діаметра. Що стосується процесів сервісного обслуговування то вона повинна будуватися з урахуванням властивості пропану займатися Температура нагнітання стає нижче, ніж при роботі на R22 або R502. Пропан можна відразу заправити в систему, де до цього був озоноруйнуючий холодоагент R22 при дотриманні особливих вимог, зазначених нижче. Як показали дослідження, в цьому випадку втрачається до 10% холодопродуктивності,

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ





2. [www.teplostart.com.ua](http://www.teplostart.com.ua)
3. [www.danfoss.ua](http://www.danfoss.ua)
4. [www.siemens.com](http://www.siemens.com)
5. [www.infrost.com.ua](http://www.infrost.com.ua)
6. <https://assets.danfoss.com>
7. <https://vektorlux.com/about-us>
8. <https://svholod.com/promyslova-shokova-zamorozka/>
9. <https://www.holodok.cv.ua/p/optimamedium-ua/>
10. <https://pholod.com.ua>

					БКВ 05. 002. 010 ДП ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Ім'я користувача:  
Катерина Григоріївна Краснокутська

ID перевірки:  
1016391399

Дата перевірки:  
27.06.2024 19:26:07 EEST

Тип перевірки:  
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:  
27.06.2024 19:27:20 EEST

ID користувача:  
100011688

Назва документа: 2БКВ-05 Беленець Д.С

Кількість сторінок: 71 Кількість слів: 8177 Кількість символів: 55892 Розмір файлу: 1.85 MB ID файлу: 1016204616

Виявлено модифікації тексту (можуть впливати на відсоток схожості)

## 42.3% Схожість

Найбільша схожість: 35% з Інтернет-джерелом (<https://card-file.ontu.edu.ua/server/api/core/bitstreams/96095079-14d5-..>)

42.3% Джерела з Інтернету

325

Сторінка 73

Не знайдено джерел з Бібліотеки

## 0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

## 0% Вилучень

Немає вилучених джерел

## Модифікації

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

Замінені символи

319

Підозріле форматування

16  
сторінок

Ім'я користувача:  
Катерина Григоріївна Краснокутська

ID перевірки:  
1016391399

Дата перевірки:  
27.06.2024 19:26:07 EEST

Тип перевірки:  
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:  
27.06.2024 19:27:20 EEST

ID користувача:  
100011688

Назва документа: 2БКВ-05 Беленець Д.С

Кількість сторінок: 71 Кількість слів: 8177 Кількість символів: 55892 Розмір файлу: 1.85 MB ID файлу: 1016294616

Виявлено модифікації тексту (можуть впливати на відсоток схожості)

42.3%

Схожість

Найбільша схожість: 35% з Інтернет-джерелом (<https://card-file.ontu.edu.ua/server/api/core/bitstreams/96095079-14d5->

42.3% Джерела з Інтернету 325

Сторінка 73

Не знайдено джерел з Бібліотеки

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

0%

Вилучень

Немає вилучених джерел

Модифікації

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

Замінені символи 319

Підозріле форматування 10 сторінок

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

**В І Д Г У К**

керівника про дипломний проект (роботу) студента

**Спеціальність** Беленця Дениса Сергійовича  
№ 142 «Енергетичне машинобудування»

**Освітня програма** «Системи кондиціонування і вентиляції повітря»

**Тема:** Розробка енергозберігаючого обладнання для офісної будівлі  
площею 840 м.кв.

**ХАРАКТЕРИСТИКА ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ (РОБОТИ)**

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

Беленець Денис Сергійович дипломний проект виконав згідно завданню.  
ДП складається з пояснювальної записки на сторінках і графічного матеріалу  
на чотирьох аркушах, формату А-1. Дипломний проект відповідає вимогам ЕСКД  
і ДСТУ

б) Самостійність роботи над проектом (роботою)

Дипломник Беленець Денис Сергійович над дипломним проектом працював  
самостійно, графік виконання окремих розділів пояснювальної записки і  
графічних аркушів не порушував

в) Теоретична підготовка дипломника

Теоретична підготовка студента Беленця Дениса Сергійовича  
добра. При навчанні за освітньою програмою «Системи кондиціонування і вентиляції  
повітря» в цілому показав високі результати навчання, зацікавленість проявляв як  
до дисциплін гуманітарного так і спеціального циклу.

г) Вміння вирішувати виробничі та конструкторські питання на базі останніх досягнень науки і техніки, передових методів виробництва

Студент Беленець Денис Сергійович, працюючи над дипломним проектом показав, що зможе вирішувати конструкторські і виробничі питання на базі сучасних досягнень науки і техніки в галузі енергетичного машинобудування, може працювати в команді і має здібності продовжити навчання на більшому освітньому рівні. Беленець Денис Сергійович отримав освітньо-професійний рівень бакалавр з енергетичного машинобудування.

Оцінка розрахункової частини	4 <u>(добре)</u>
Оцінка графічної роботи	4 <u>(добре)</u>
Загальна оцінка	4 <u>(добре)</u>

Прізвище, ім'я, по батькові керівника Беркань Ірина Володимирівна

Місце роботи і посада керівника проекту: викладач-методист вищої категорії ВСП «ОТФК ОНТУ»

«11» 06 2024 р.

Підпис 

## РЕЦЕНЗІЯ

на дипломний проект студента  
Беленця Дениса Сергійовича  
(прізвище, ім'я і по батькові)

Галузь знань: 14 «Електрична інженерія»

Спеціальність: 142 «Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і вентиляції повітря»

Керівник дипломного проекту

Беркань Ір.В.

Тема дипломного проекту: Розробка енергозберігаючого обладнання для офісної будівлі площею 840 м.кв.

Обсяг розрахунково-пояснювальної записки \_\_\_\_\_ сторінок

Обсяг графічної частини проекту \_\_\_\_\_ аркушів

### ХАРАКТЕРИСТИКА ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ (РОБОТИ)

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

Дипломний проект Беленця Дениса Сергійовича «Розробка енергозберігаючого обладнання для офісної будівлі площею 840 м. кв.», виконаний згідно завданню і складається з пояснювальної записки на \_\_\_\_\_ сторінках і графічного матеріалу на чотирьох аркушах. Дипломний проект відповідає вимогам ЄСКД і ДСТУ

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

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

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

Якість виконання пояснювальної її записки і графічної частина добра

г) Перелік позитивних якостей дипломного проекту (роботи)

1. Обґрунтування і вибір сучасної припливної установки;
2. Застосування при розрахунках комп'ютерних програм;
3. Застосування в якості холодильного агенту сучасного озонобезпечного хладону R- 290;
4. Розрахунок і вибір теплообмінників пластинчатого типу
5. Виконання графічної частини за допомогою програми Auto CAD

д) Основні недоліки дипломного проекту (роботи)

1. При використанні інформації фірми – виробника кліматичного обладнання в пояснювальній записці є таблиці в яких невідкоректований текст

Оцінка розрахункової частини	4 (добре)
Оцінка графічної частини	4 (добре)
Загальна оцінка	4 (добре)

Прізвище, ім'я, по батькові Козачинський Сергій Вікторович

Місце роботи і посада рецензента директор ТОВ «УкрАйсКомпані»

« 24 » червня 2024



Підпис

**ДОЗВІЛ  
НА РОЗМІЩЕННЯ  
ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ  
В ЕЛЕКТРОННОМУ РЕПОЗИТАРІЇ ВСП «ОТФК ОНТУ»**

Ми, що нижче підписалися,

**Беленець Денис Сергійович,**  
здобувач освіти гр. 2БКВ-05, та

**Беркань Ірина Володимирівна,**  
керівник дипломного проекту,

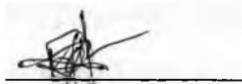
не заперечуємо щодо розміщення електронного варіанту пояснювальної записки до дипломного проекту фахового молодшого бакалавра на тему:

***«Модернізація системи вентиляції офісу площею 804 м.кв., сучасним обладнанням німецької фірми TROX ADLR» (автор роботи – Беленець Д.С., керівник роботи – Беркань Ір.В.)***

виконаного у ВСП «Одеський технічний фаховий коледж Одеського національного технологічного університету» в 2024 році, у повному обсязі в електронному репозитарії ВСП «ОТФК ОНТУ» для вільного доступу через мережу Інтернет.

Несемо відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів випускної кваліфікаційної роботи і даємо згоду на обробку персональних даних.

Виконавець



/ Беленець Д.С. /

Керівник



/ Беркань Ір.В. /

«10» червня 2024 р.