

Міністерство освіти і науки України  
Одеський національний технологічний університет  
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

на тему: **Дослідження та розробка системи кондиціонування з застосування утилізаторів теплоти в котеджах для переселенців**

Здобувача \_\_\_\_\_

2 курсу \_\_\_\_\_

ХМ-161МН групи

Керівник \_\_\_\_\_

к.т.н., доц. Жихарева Н.В

Консультанти: \_\_\_\_\_

к.т.н., доц. Когут В.О

**Кваліфікаційна робота допускається до захисту**

Рішення кафедри від \_\_\_\_\_

28.05.2026 р. \_\_\_\_\_

протокол № 10

Завідувач кафедри ХУКП \_\_\_\_\_

Михайло ХМЕЛЬНЮК

# ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	Холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Магістр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітньо-наукова програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Зав. кафедри д.т.н., проф. Хмельнюк  
М.Г.

«20» листопада 2025 року

## ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Бондаренко Вадима Ігоревича

1. Тема роботи **Дослідження та розробка системи кондиціонування з застосування утилізаторів теплоти в котеджах для переселенців**

Затверджена наказом ОНТУ від 30.01.2025 р. наказ № 51-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 28.05.2026 р.

3. Вихідні дані до роботи

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

Параметри повітря взимку  $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 50\%$ ,

Параметри зовнішнього повітря  $t = 28.6 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $h = 62 \text{ кДж/кг}$

4. Перелік питань, які потрібно розробити

техніко-економічне обґрунтування, розрахунок процесів кондиціонування повітря,

вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря, розрахунок

теплопритоків, дослідження обґрунтування вибору обладнання СКП, підбір обладнання.

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

актуальність теми, мета роботи та задачі дослідження, методи дослідження, повітророзподілення, методи, принцип роботи системи кондиціонування

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Економічна частина	к.т.н, доц. Жихарева Н.В	20.04.2026	27.04.2026
Охорона праці	к.т.н, доц Когут В.О..	27.04.2026	10.05.2026

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_ 20.11.2025 р.

Керівник \_\_\_\_\_ Жихарева Н.В

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Бондаренко В. І.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№	Назва етапів кваліфікаційное роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	20.05-21.05.2026	виконано
2	Техніко-економічне обґрунтування.	20.11-20.12.2025	виконано
3	Розрахунок процесів кондиціонування повітря. Дослідження ізоляційних конструкцій	10.01-25.02.2026	виконано
4	Обґрунтування вибору і підбір обладнання.	26.02-20.04.2026	виконано
5	Аналіз впливу параметрів на систему кондиціонування	20.04-27.04.2026	виконано
6	Вибір і розрахунок системи повітророзподілення.	27.04-10.05.2026	виконано
7	Економічні розрахунки	13.05-14.05.2026	виконано
8	Техніко-економічне обґрунтування.	15.05-17.05.2026	виконано
9	Розрахунок процесів кондиціонування повітря. Дослідження ізоляційних конструкцій	17.05-20.05.2026	виконано
10	Відгук керівників, рецензування, підготовка до захисту кваліфікаційное роботи	21.05-24.05.2026	виконано

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Бондаренко В.І

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Жихарева Н.В.

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

*Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічне доброчесності.*

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Бондаренко Вадима Ігоревича

## АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота Бондаренко Вадима Ігоревича Дослідження та розробка системи кондиціонування з застосування утилізаторів теплоти в котеджах для переселенців

Вю присвячена дослідженню та розробці системи кондиціонування повітря для котеджів, призначених для тимчасового або постійного проживання внутрішньо переміщених осіб, із застосуванням утилізаторів теплоти. Актуальність роботи обумовлена необхідністю забезпечення комфортних мікрокліматичних умов проживання при одночасному зменшенні енергоспоживання та експлуатаційних витрат.

У роботі виконано аналіз сучасних систем кондиціонування повітря та технологій утилізації теплоти, розглянуто особливості їх використання в малоповерхових житлових будівлях. Проведено розрахунок тепловологісних навантажень котеджу, визначено параметри внутрішнього та зовнішнього повітря, обґрунтовано вибір основного обладнання системи кондиціонування.

Розроблено енергоефективну систему кондиціонування з рекуперацією теплоти вентиляційних викидів, що дозволяє знизити витрати енергії на підігрів та охолодження припливного повітря. Виконано техніко-економічне оцінювання запропонованого рішення та визначено очікуваний ефект від впровадження утилізатора теплоти.

Результати дослідження підтверджують доцільність застосування систем утилізації теплоти в котеджах для переселенців, оскільки вони сприяють підвищенню енергоефективності будівлі, покращенню умов проживання та зменшенню експлуатаційних витрат.

Ключові слова: кондиціонування повітря, вентиляція, утилізація теплоти, рекуператор, енергоефективність, мікроклімат, котедж, переселенці внутрішньо переміщені особи, тепловологісний режим, енергозбереження.

## ABSTRACT

Qualification work of Bondarenko Vadim Igorevich Research and development of an air conditioning system using heat recovery units in cottages for displaced persons

The work is devoted to the research and development of an air conditioning system for cottages intended for temporary or permanent residence of internally displaced persons, using heat recovery units. The relevance of the work is due to the need to ensure comfortable microclimatic conditions of residence while simultaneously reducing energy consumption and operating costs. The work analyzes modern air conditioning systems and heat recovery technologies, considers the features of their use in low-rise residential buildings. The calculation of the heat and humidity loads of the cottage is carried out, the parameters of the internal and external air are determined, and the choice of the main equipment of the air conditioning system is justified. An energy-efficient air conditioning system with heat recovery of ventilation emissions is developed, which allows reducing energy costs for heating and cooling the supply air. A feasibility study of the proposed solution was performed and the expected effect of implementing a heat recovery unit was determined.

The results of the study confirm the feasibility of using heat recovery systems in cottages for displaced persons, as they contribute to increasing the energy efficiency of the building, improving living conditions and reducing operating costs.

Keywords: air conditioning, ventilation, heat recovery, heat recovery unit, energy efficiency, microclimate, cottage, internally displaced persons, thermal and humidity regime, energy saving

## ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП	1
1. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	4
1.1. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря	4
1.2. Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції	5
1.3. Розрахунок теплових виділень від різних джерел	11
14. . Визначення витрати повітря систем кондиціонування повітря	19
1.5 Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів обробки повітря в літній та зимовий періоди	26
2 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ СКП	29
3 МЕТОДИКА ТЕПЛО-ВОЛОГІСНОГО РОЗРАХУНКУ ПРИМІЩЕНЬ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНОМУ ТЕПЛООБМІНІ	34
3.1 Вплив ефекту «теплової хвилі» на холодопродуктивність кондиціонера з використанням теплоутилізатора	57
3 2.1 Пластинчастий повітря-повітряний теплоутилізатор	58
4 АНАЛІЗ ТЕРМІНІВ ОКУПНОСТІ ПЛАСТИНЧАСТОГО І РОТОРНОГО ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРІВ	67
7 ОХОРОНА ПРАЦІ	67
ВИСНОВКИ	85
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	87

					КРМ.ХУіКП 51-03.-1.6		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.					Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.					5	102	
Реценз.					Розрахунково- пояснювальна записка		
Н. Контр.							
Затверд.							

## ВСТУП

В умовах зростання цін на енергоресурси, необхідності забезпечення енергетичної незалежності та підвищення вимог до комфорту проживання населення особливої актуальності набуває впровадження енергоефективних систем кондиціонування повітря. Додаткової важливості ця проблема набула в Україні внаслідок значної кількості внутрішньо переміщених осіб, які потребують якісного та комфортного житла.

Котеджні містечка та окремі житлові будинки для переселенців повинні забезпечувати належні параметри мікроклімату незалежно від пори року. Одним із найбільш ефективних способів зменшення витрат енергії на кондиціонування та вентиляцію є використання утилізаторів теплоти, які дозволяють повторно використовувати теплову енергію витяжного повітря для нагрівання або охолодження припливного повітря

Застосування систем утилізації теплоти сприяє скороченню споживання енергетичних ресурсів, зменшенню експлуатаційних витрат та підвищенню екологічності будівель. Крім того, такі системи забезпечують стабільні параметри повітряного середовища, що позитивно впливає на самопочуття та здоров'я мешканців.

У зв'язку з цим дослідження та розробка системи кондиціонування із застосуванням утилізаторів теплоти для котеджів, призначених для проживання переселенців, є актуальним науково-практичним завданням, спрямованим на підвищення енергоефективності будівель та забезпечення комфортних умов проживання.

**Метою роботи** є дослідження та розробка енергоефективної системи кондиціонування повітря для котеджу, призначеного для проживання

переселенців, із застосуванням утилізаторів теплоти для забезпечення нормативних параметрів мікроклімату та зниження енергоспоживання.

### **Методи дослідження.**

Ескізна та графічна розробка принципової схеми та експерименти з визначенням показників економічної ефективності каналної системи кондиціонування повітря, чисельні методи та методи оптимізації.

### **Теоретична цінність.**

Визначається в дослідженні та розробці каналної системи кондиціонування повітря при нестационарних теплових режимах.

### **Фактологічна база.**

Фактологічною базою дослідження є різні схемні рішення систем кондиціонування повітря. В якості джерел інформації використані: методичні рекомендації, видання кондиціонування повітря та веб-сайти.

### **Завдання дослідження**

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Проаналізувати сучасні системи кондиціонування повітря та способи утилізації теплоти в житлових будівлях.
2. Дослідити вимоги до параметрів мікроклімату в житлових приміщеннях для тимчасового та постійного проживання.
3. Виконати розрахунок теплових і вологісних навантажень котеджу.
4. Обґрунтувати вибір схеми системи кондиціонування з утилізацією теплоти.
5. Здійснити підбір основного та допоміжного обладнання.
6. Оцінити енергетичну ефективність запропонованої системи.
7. Провести техніко-економічний аналіз доцільності впровадження розробленого рішення.

### **Наукова новизна роботи**

8. Наукова новизна полягає в удосконаленні підходу до проектування систем кондиціонування повітря для котеджів, призначених для проживання переселенців, шляхом інтеграції утилізаторів теплоти у вентиляційно-кондиціонувальний комплекс. Це дозволяє підвищити енергоефективність системи, зменшити витрати на експлуатацію та забезпечити стабільні параметри мікроклімату при змінних зовнішніх умовах.

# 1.1 НАВАНТАЖЕННЯ НА СИСТЕМУ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

## 1.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря

Місце розташування об'єкту : місто Черноморськ

Найменування об'єкту : Котедж для переселенців

Географічна широта: 48

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б.

Барометричний тиск – 760 мм рт. ст.

Температура повітря в приміщенні влітку –  $t_{Т.З.}^{літо} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$

Відносна вологість повітря в приміщенні влітку -  $\varphi_{Т.З.}^{літо} = 50 \%$

$V_{літо} = 0,2 \text{ м/с}$

Температура повітря в приміщенні взимку –  $t_{Т.З.}^{зима} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$

Відносна вологість повітря в приміщенні взимку -  $\varphi_{Т.З.}^{зима} = 45 \%$

$V_{зима} = 0,2 \text{ м/с}$

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

У нашому випадку, розрахункові параметри зовнішнього повітря, повинні відповідати класу [Б]. приймаємо наступні параметри:

Барометричний тиск – 760 мм рт ст.

Ентальпія зовнішнього повітря влітку  $h_{зов.пов.}^{літо} = 62 \text{ кДж/кг}$

Температура зовнішнього повітря влітку  $t_{зов.пов.}^{літо} = 31 \text{ } ^\circ\text{C}$

Розрахункова швидкість повітря влітку  $v_{зов.пов.}^{літо} = 3,3 \text{ м/с}$

Середньодобова амплітуда температури повітря  $\Delta t = 8.8 \text{ } ^\circ\text{C}$

Ентальпія зовнішнього повітря взимку  $h_{зов.пов.}^{зима} = -16,3 \text{ кДж/кг}$

Температура зовнішнього повітря взимку  $t_{зов.пов.}^{зима} = -18 \text{ } ^\circ\text{C}$

Розрахункова швидкість повітря взимку  $v_{зов.пов.}^{зима} = 11 \text{ м/с}$

## 2.1 Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції

$$K_{\text{вік}} = 0.6 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Коефіцієнт теплопередачі для зовнішніх стін,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ :

$$k_n = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_{(n)i}}{\lambda_{(n)i}} + \frac{1}{\alpha_3} \right)^{-1},$$

$\delta(\Pi)$  – товщина матеріалу покриття, м;

$\lambda(\Pi)$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу покриття,  $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ;

$\alpha_{\text{вн}}$  – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні огороження до повітря приміщення,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ;

$\alpha_3$  - коефіцієнт тепловіддачі від зовнішнього повітря до огороження приміщення,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ .

На підставі експериментальних даних можна приймати:

$$\alpha_3 = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}), \alpha_{\text{вн}} = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}).$$

$$k_n = \left( \frac{1}{8} + \frac{0,008}{0,17} + \frac{0,025}{0,93} + \frac{0,2}{0,05} + \frac{0,16}{2,04} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,231 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

**Покриття  $K_{\Pi} = 0.231 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$  ;  $m_{\text{огор.}} = 465,8 \text{ кг}/\text{м}^2$**

Рубероїд	$\delta_1=0,008 \text{ м}$	$\lambda_1=0,17 \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$	$\rho_1=600\text{кг}/\text{м}^3$
Цементно-пісочний шар	$\delta_2=0,025 \text{ м}$	$\lambda_2=0,93 \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$	$\rho_2=1800\text{кг}/\text{м}^3$
Пінополістерол	$\delta_3=0,2 \text{ м}$	$\lambda_3=0,05 \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$	$\rho_3=80\text{кг}/\text{м}^3$
З/б плита	$\delta_4=0,16 \text{ м}$	$\lambda_4=2,04\text{Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$	$\rho_4=2500\text{кг}/\text{м}^3$

Коефіцієнт теплопередачі для зовнішніх стін,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ :

$$k_{\text{зс}} = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_{(\text{зс})i}}{\lambda_{(\text{зс})i}} + \frac{1}{\alpha_3} \right)^{-1},$$

$\delta(\text{зс})$  – товщина матеріалу стін, м;

$\lambda(\text{зс})$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стін,  $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ;

$$k_{\text{зс}} = \left( \frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,2}{0,05} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,4}{0,15} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,145 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

**Зовнішня стіна  $K_{zc} = 0.145 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ ;  $m_{огор.} = 240 \text{ кг}/\text{м}^2$**

Штукатурка	$\delta_1=0,02 \text{ м}$	$\lambda_1=0,7 \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$	$\rho_1=1600\text{кг}/\text{м}^3$
Пінополістерол	$\delta_2=0,2 \text{ м}$	$\lambda_2=0,05 \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$	$\rho_2=80\text{кг}/\text{м}^3$
2 шару гідроізолю	$\delta_3=0,004 \text{ м}$	$\lambda_3=0,3 \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$	$\rho_3=7\text{кг}/\text{м}^3$
Пінобетон	$\delta_4=0,4 \text{ м}$	$\lambda_4=0,15\text{Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$	$\rho_4=400\text{кг}/\text{м}^3$
Штукатурка	$\delta_5=0,02 \text{ м}$	$\lambda_5=0,7 \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$	$\rho_5=1600\text{кг}/\text{м}^3$

Коефіцієнт теплопередачі через внутрішні огороження,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ :

$$k_{ec} = \left( \frac{1}{2 \cdot \alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_{(ec)i}}{\lambda_{(ec)i}} \right)^{-1},$$

$\delta(вс)$  – товщина матеріалу внутрішніх огорожень, м;

$\lambda(вс)$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу внутрішніх огорожень,  $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ;

$$k_{ec} = \left( \frac{1}{2 \cdot 8} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,380}{0,81} + \frac{0,02}{0,7} \right)^{-1} = 1,44\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

**Внутрішня стіна  $K_{вс} = 1.44 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$  ;**

Штукатурка	$\delta_1=0,02 \text{ м}$	$\lambda_1=0,7 \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$	$\rho_1=1600\text{кг}/\text{м}^3$
Цегла глиняна	$\delta_2=0,380 \text{ м}$	$\lambda_2=0,81 \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$	$\rho_2=800\text{кг}/\text{м}^3$
Штукатурка	$\delta_3=0,02 \text{ м}$	$\lambda_3=0,7 \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$	$\rho_3=1600\text{кг}/\text{м}^3$

Коефіцієнт теплопередачі перегородки між поверхами, Вт/(м<sup>2</sup>К):

$$k_{nmn} = \left( \frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_{(nmn)i}}{\lambda_{(nmn)i}} + \frac{1}{\alpha_3} \right)^{-1},$$

$\delta$ (пмп) – товщина матеріалу перегородки, м;

$\lambda$ (пмп) – коефіцієнт теплопровідності матеріалу перегородки, Вт/(м·К);

$$k_{nmn} = \left( \frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,16}{0,02} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 3,29 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

**Перегородки між поверхами  $K_{пмп} = 3.29 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$  ;**

Штукатурка	$\delta_1=0,02 \text{ м}$	$\lambda_1=0,7 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$	$\rho_1=1600 \text{ кг/м}^3$
З/б плита	$\delta_2=0,16 \text{ м}$	$\lambda_2=2,04 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$	$\rho_2=2500 \text{ кг/м}^3$
Штукатурка	$\delta_3=0,02 \text{ м}$	$\lambda_3=0,7 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$	$\rho_3=1600 \text{ кг/м}^3$

### 3.1. Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом

#### 3.1.1. Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження

Усі розрахунки проводимо для **приміщення №6**. Для інших приміщень рахуємо за аналогічним розрахунком і отримані данні заносимо в таблиці.

Теплоприпливи через покрівлю визначають за формулою:

$$Q_{кр} = k_1 \cdot k_{кр} \cdot F_{кр} \cdot \theta_{кр}, \text{ Вт}, \quad (1.7)$$

$k_1$  – коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості покрівлі, приймається: для двосхилої покрівлі з гарною вентиляцією горища – 0,75

$k_{кр}$  – коефіцієнт теплопровідності покрівлі, [Вт/(м<sup>2</sup>·К)];

$F_{кр}$  – площа горизонтальної проекції покрівлі, [м<sup>2</sup>];

$\theta_{кр}$  – умовний температурний напір між зовнішнім повітрям і повітрям у приміщенні.  $\theta_{кр} = f(t_3, t_3-t_в, \Delta t_c, \text{ м.огр.})$ ; є складною функцією і

визначається за таблицями в залежності від основних величин  
таблиця 1. Приймаємо  $\theta_{кр} = 11,5$

$$Q_{кр} = 0,75 \cdot 0,231 \cdot 23,6 \cdot 11,5 = 47,02 \text{ Вт}$$

Таблиця 1.

Умовний температурний напір  $\theta_{кр} (^{\circ}\text{C})$

Розрахункова температура зовнішнього повітря $t_3, ^{\circ}\text{C}$	Температурний напір $t_3 - t_в, ^{\circ}\text{C}$	Значення $\theta_{кр} (^{\circ}\text{C})$				
		Легка покрівля (до 50 кг/м <sup>2</sup> )	Важка покрівля (понад 250 кг/м <sup>2</sup> ) при $\Delta t_c, ^{\circ}\text{C}$			
			8	10	12	14
30	8	34	13,5	12,5	11,5	10,5
35	11	37	20,0	18,5	17,0	15,5
40	15	41	26,0	24,5	23,2	22,0

№ приміщення	$K_1$	$K_{кр}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$F_{кр}, \text{м}^2$	$\theta_{кр}, (^{\circ}\text{C})$	$Q_{кр}, \text{Вт}$
6	0,75	0,231	23,6	11,5	47,02
7	0,75	0,231	24	11,5	47,82
8	0,75	0,231	38,2	11,5	76,11
9	0,75	0,231	28,1	11,5	56

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаємо за формулою:

$$Q_{з.с} = k_{ст} \cdot a \cdot (F_c + 0,5 \cdot F_3) \cdot \theta_{ст}, \text{ Вт}, \quad (1.8)$$

де

$k_{ст}$ - коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни,  $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$ ;

$a = 0,9$ –коефіцієнт, що враховує затінення верхнього поверху стіни виступаючою покрівлею;

$F_c$  – площа зовнішніх стін, освітлюваних сонцем, крім північної,  $[\text{м}^2]$ ;

$F_3$  – площа затінених стін, включаючи північну, [м<sup>2</sup>];

$\theta_{ст}$  - умовний температурний напір через стіну між зовнішнім повітрям і повітрям у приміщенні.  $\theta_{ст} = f(t_n, t_n - t_b, \Delta t_c, \text{м.огр.}, \text{колір.стін.})$ , визначається по таблиці 2.

$$Q_{з.с.} = 0,145 \cdot 0,9 \cdot (20,3 + 0,5 \cdot 34,4) \cdot 1,8 = 8,81 \text{ Вт}$$

Таблиця 2.

Умовний температурний напір  $\theta_{ст}$  (°C).

Розрахункова температура зовнішнього повітря $t_3$ , °C	Температурний напір $t_3 - t_b$ , °C	Колір стін	Легкі огороження (до 50 кг/м <sup>2</sup> )	Важкі огороження (до 250 кг/м <sup>2</sup> ) при $\Delta t_c$ °C			
				8	10	12	14
30	8	Світла	11,0	4,3	2,9	1,8	0,5
		Темна	13,5	7,5	5,5	4,5	3,4
35	11	Світла	16,5	9,7	8,5	7,4	6,2
		Темна	19,0	12,4	11,0	10,0	8,9
40	15	Світла	22,0	15,5	14,2	13,1	12,0
		Темна	25,0	18,5	17,0	15,7	14,6

№ приміщення	$K_{ст}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	a	$F_c$ , м <sup>2</sup>	$F_3$ , м <sup>2</sup>	$\theta_{кр}$ , (°C)	$Q_{з.с.}$ , Вт
2	0,145	1	15,1	47	1,8	10,1
3	0,145	1	20,3	34,4	1,8	9,79
4	0,145	1	20,3	35,9	1,8	9,98
6	0,145	0,9	20,3	34,4	1,8	8,81
7	0,145	0,9	0	11,8	1,8	1,4
8	0,145	0,9	15,1	31,8	1,8	7,28
9	0,145	0,9	20,3	35,9	1,8	8,99

### 3.1.2 Надходження теплоти через внутрішні огороження

Так як різниця температур між кондиційованим приміщенням і коридором менша 5°C, а температуру у суміжних кондиційованих

приміщеннях приймаємо однаковою, то теплоприливами  $Q_v$  через внутрішні стіни і огороження нехтуємо.

### ***3.1.3 Надходження теплоти через засклені поверхні за рахунок сонячної радіації і теплопередачі***

Теплоприпливи від сонячної радіації розраховують при температурі зовнішнього повітря більше 10 °С.

Теплоприпливи залежать від географічної широти, орієнтації будинку, часу року, розрахункової години. Теплоприпливи від сонячної радіації через засклені поверхні розраховують за формулою:

$$Q_{cp} = F \cdot [q_c \cdot k_n \cdot k_{заб} \cdot k_{зат} + k_o \cdot (t_z - t_v)], \text{ Вт} \quad (1.10)$$

де

$q_c = 40 \text{ Вт/м}^2$  - питомий тепловий потік внаслідок сонячної радіації (прямої та розсіяної) через чисте одинарне скло, визначається по таблиці 3 з посібника 1054 «Кондиціювання повітря».

$F = 3.2 \text{ м}^2$  – площа заскленої поверхні, що піддається прямій радіації;

$k_n = 0,72$ ,  $k_{зат} = 0,5$  – коефіцієнти, що враховують, відповідно, вплив плетінь і конструкцій заскленої поверхні;

$k_{заб} = 0.75$  - затінення шторами, маркізами і т.д.

$$Q_{cp} = 3,2 \cdot [40 \cdot 0,72 \cdot 0,75 \cdot 0,5 + 0,6 \cdot (31 - 25)] = 46,08 \text{ Вт}$$

№ приміщення	F, м <sup>2</sup>	q <sub>c</sub> , Вт/м <sup>2</sup>	k <sub>п</sub>	k <sub>зат</sub>	k <sub>заб</sub>	k <sub>о</sub>	Δt, °C	Q <sub>ср</sub> , Вт
2	6,4	40	0,72	0,5	0,75	0,6	6	96,16
3	3,2	40	0,72	0,5	0,75	0,6	6	46,08
4	3,2	40	0,72	0,5	0,75	0,6	6	46,08
6	3,2	40	0,72	0,5	0,75	0,6	6	46,08
7	3,2	40	0,72	0,5	0,75	0,6	6	46,08
8	3,2	40	0,72	0,5	0,75	0,6	6	46,08
9	3,2	40	0,72	0,5	0,75	0,6	6	46,08

### 3.1.4 Надходження теплоти за рахунок інфільтрації

Теплотою від інфільтрації  $Q_{\text{інф}}$  можна знехтувати, так як людинопотік в приміщення малоресурсного будинку для відпочинку не великий і з урахуванням розмірів дверей об'єм повітря, проникаючого при відкриванні, також не суттєвий.

## 1.3 Тепловиділення від інших джерел

### 3.2.1 Розрахунок теплоприпливів від людей

Кількість теплоти, що виділяє людина, залежить:

- 1) від категорії роботи;
- 2) від температури усередині приміщення.

У розрахунку теплоприпливів від людей необхідно враховувати явні  $Q_{\text{явн}}$ , скриті  $Q_{\text{скр}}$  та повні  $Q_{\text{пол}}$  теплоприпливи :

$$Q_{\text{л}}^{\text{я}} = n \cdot q_{\text{я}}, \text{Вт} \quad Q_{\text{л}}^{\text{п}} = n \cdot q_{\text{п}}, \text{Вт} \quad Q_{\text{л}}^{\text{ск}} = n \cdot q_{\text{ск}}, \text{Вт} \quad (1.13)$$

де

$q_{я}$ ,  $q_{п}$ ,  $q_{ск}$  – питомі кількості теплоти, відповідно, явної, повної, скритої, що виділяються однієї людиною, Вт/чол; (табл.4 методичних вказівок №1054)

$n$  - кількість людей.

$$Q_{л}^{я} = 2 \cdot 58 = 116 \text{ Вт} \quad Q_{л}^{ск} = 2 \cdot 35 = 70 \text{ Вт} \quad Q_{л}^{п} = 2 \cdot 93 = 186 \text{ Вт}$$

№ приміщення	$n$ , чол.	$q_{я}$ , Вт/чол	$q_{ск}$ , Вт/чол	$q_{п}$ , Вт/чол	$Q_{явн}$ , Вт	$Q_{ск}$ , Вт	$Q_{п}$ , Вт
2	10/3	58/64	35/81	93/145	772	593	1365
3	2	58	35	93	116	70	186
4	2	58	35	93	116	70	186
6	2	58	35	93	116	70	186
7	2	58	35	93	116	70	186
8	3	58	35	93	174	105	279
9	3	58	35	93	174	105	279

### 3.2.2 Розрахунок теплоприпливів від устаткування

Кількість теплоти, яка виділяється механічним устаткуванням, визначається за формулою:

$$Q_{об} = k_{од} \cdot k_{загр} \cdot \xi \sum_{i=1}^n N_y, \text{ Вт} \quad (1.14)$$

де

$k_{од} = 0,8$  – коефіцієнт одночасності;

$k_{загр} = 0,4$  – коефіцієнт навантаження, що характеризує відношення дійсної потужності до номінальної або встановленої;

$\sum N_y = 2000$  – номінальна потужність, [Вт];

$\xi = 0,5$  – витрачена частина потужності і теплоти, яка приймається;

$$Q_{об} = 0,8 \cdot 0,4 \cdot 0,5 \cdot 2000 = 320 \text{ Вт}$$

Данні тепловиділення  $Q_{об}$  розраховуємо тільки для приміщення №2

### **3.2.3 Розрахунок теплоприпливів від нагрітих поверхонь**

Тепловиділення нагрітих поверхонь визначають за рівнянням теплопередачі:

$$Q_{н.п} = \alpha \cdot F_{н.п} \cdot (t_{пов} - t_{в}), \text{ Вт} \quad (1.15)$$

де

$\alpha = 315$  – коефіцієнт теплопередачі зовнішньої поверхні,  $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$ ;

$F_{н.п} = 0,2$  – площа нагрітої поверхні,  $[\text{м}^2]$ ;

$t_{пов} = 150$  – температура нагрітої поверхні,  $[\text{°C}]$ ;

$t_{в} = 25$  – температура повітря в приміщенні,  $[\text{°C}]$ .

$$Q_{н.п} = 315 \cdot 0,2 \cdot (150 - 25) = 7875 \text{ Вт}$$

Данні тепловиділення  $Q_{п}$  розраховуємо тільки для приміщення №2

### **3.2.4 Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення**

Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення визначають за формулою:

$$Q_{осв.} = \beta \cdot \Sigma \cdot N_{осв.пр.}, \text{ Вт} \quad (1.16)$$

де

$N_{осв.пр.}$  – потужність лампи,  $[\text{Вт}]$ ;

$\Sigma$  – сума освітлювальних приладів;

$\beta$  – коефіцієнт, що враховує частку теплоти, яка передається у вищерозташоване приміщення, приймають:

- 1) для люстр  $\beta = 1$ ;
- 2) для світильників, розташованих на стелі,  $\beta = 0,5$

$$Q_{\text{осв.}} = 0,5 \cdot 4 \cdot 20 = 40 \text{ Вт}$$

№ приміщення	$\beta$	$\Sigma$	$N_{\text{осв.пр}}, \text{ Вт}$	$Q_{\text{осв}}, \text{ Вт}$
2	1	12	20	240
3	0,5	4	20	40
4	0,5	4	20	40
6	0,5	4	20	40
7	0,5	4	20	40
8	1	8	20	160
9	1	6	20	120

### 3.2.5 Тепловиділення від їжі, що вистигає

При проектуванні СКП у приміщеннях громадського харчування тепловиділення від їжі, що вистигає, визначають за формулою:

$$Q_{\dot{i}} = mC(t_n - t_k)n/z, \text{ Вт} \quad (1.18)$$

де

$m = 0,5$  кг - середня вага блюд, яка приходить на одну людину, що обідає, приймається;

$C$  – середня теплоємність блюд, приймається  $C = 3,35$  кДж/(кг·К);

$t_n = 70$  °С – середня температура блюд;

$t_k = 40$  °С - теж у момент споживання;

$z = 1$  – тривалість прийому їжі одним відвідувачем

$n = 10$  – число місць в обідній залі.

$$Q_i = 0,5 \cdot 3,35(70-40) \cdot 10 \cdot 1 = 502,5 \text{ Вт}$$

Данні тепловиділення  $Q_n$  розраховуємо тільки для приміщення №2

### 3.2.6 Розрахунок основних теплоприпливів з відкритої поверхні гарячої води

Для розрахунку явних теплоприпливів:

$$Q_{\text{явн}}^{\text{от.п.в.}} = (5.6+4v) \cdot (t_w - t_{\text{п}}) \cdot F, \text{ Вт} \quad (1.19)$$

де  $F = 0,5$  – площа поверхні гарячої води,  $[\text{м}^2]$ ;

$v = 0,2$  – швидкість руху повітря над поверхнею води,  $[\text{м/с}]$ ;

$t_w = 60$  – температура обробки водою,  $[\text{°C}]$ ;

$t_{\text{п}} = 40$  – температура поверхні,  $[\text{°C}]$ .

$$Q_{\text{явн}}^{\text{от.п.в.}} = (5.6+4 \cdot 0,2) \cdot (60 - 40) \cdot 0,5 = 64 \text{ Вт}$$

Данні тепловиділення  $Q_{\text{явн}}^{\text{от.п.в.}}$  розраховуємо тільки для приміщення №2

## 4. Розрахунок вологовиділень

Розрахунок вологовиділень проводимо для **приміщення №2**. Для інших приміщень рахуємо за аналогічним розрахунком і отримані данні заносимо в таблиці.

### 4.1 Вологовиділення від людей

Вологовиділення від людей визначають за формулою:

$$W_{\text{л}} = n \cdot w_{\text{п}}, \text{ кг/с}, \quad (1.20)$$

де

$w_{\text{п}}$  – питомі вологовиділення, що залежать від температури приміщення,  
 $[\text{кг/с}]$ ;

n - кількість людей.

$$W_{л} = (3 \cdot 4,17 + 10 \cdot 1,39) \cdot 10^{-5} = 26,41 \cdot 10^{-5} \text{ кг/с}$$

№ приміщення	n	w <sub>п</sub> , кг/с	W <sub>л</sub> , кг/с
2	3/10	150/50	26,41 · 10 <sup>-5</sup>
3	2	50	2,78 · 10 <sup>-5</sup>
4	2	50	2,78 · 10 <sup>-5</sup>
6	2	50	2,78 · 10 <sup>-5</sup>
7	2	50	2,78 · 10 <sup>-5</sup>
8	3	50	4,17 · 10 <sup>-5</sup>
9	3	50	4,17 · 10 <sup>-5</sup>

#### 4.2. Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги

Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги визначають за рівнянням:

$$W_{в} = \sigma \cdot F \cdot (d''_{в} - d_{в}), \text{ кг/с}, \quad (1.21)$$

де

$$\sigma = \alpha_{y} / C_{p} = 0,007 / 1,023 = 0,0068 - \text{співвідношення Л'юїса};$$

$$C_{p} = C_{c} + C_{п} d_{ср} = 1,006 + 1,86 \cdot 0,009 = 1,023 \text{ [кДж/(кг·К)]} - \text{теплоємність}$$

вологого повітря,

$$F = 0,3 - \text{площа відкритої поверхні води, [м}^2\text{];}$$

$$d''_{y} = 0,018 - \text{вологовміст насиченого повітря в приміщенні, [кг/кг];}$$

$$d_{в} = 0,01 - \text{вологовміст повітря в приміщенні, [кг/кг];}$$

$$W_{в} = 0,0068 \cdot 0,3 \cdot (0,018 - 0,01) = 0,000016 \text{ кг/с}$$

Данні вологоділення  $W_n$  розраховуємо тільки для приміщення №2

#### 4.4 Вологовиділення від гарячої їжі

Вологовиділення від гарячої їжі в приміщеннях громадського харчування визначають за формулою:

$$W_{\dot{i}} = k \cdot m \cdot C \cdot (t_H - t_K) \cdot n / (z(2500 + 1,8 \cdot t_{cp})) \quad (1.24)$$

де  $k = 0,34$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність споживання їжі, а також наявність жирової плівки, що утрудняє випар вологи;

$m = 0,5$  кг - середня маса блюд на одну людину, що обідає;

$C = 3,35$  кДж/(кг·К) – середня теплоємність блюд;

$t_H = 70$  °С – середня температура блюд, що надходять до обідньої зали;

$t_K = 40$  °С - теж у момент споживання;

$z = 1$  – тривалість прийому їжі одним відвідувачем

$n = 10$  – число місць в обідній залі;

$t_{cp} = (t + t_K) / 2 = 55$  – середня температура їжі, [°С].

$$W_{\dot{i}} = 0,34 \cdot 0,5 \cdot 3,35 \cdot (70 - 40) \cdot 10 / (1 \cdot (2500 + 1,8 \cdot 55)) = 0,0000183 \text{ кг/с}$$

Данні вологоділення  $W_n$  розраховуємо тільки для приміщення №2

#### 4.5 Вологовиділення від інфільтрації

Вологовиділеннями від інфільтрації можна знехтувати, так як людинопотік в приміщення малоресурсного будинку для відпочинку не великий і з урахуванням розмірів дверей об'єм повітря, проникаючого при відкриванні, також не суттєвий.

№ приміщення	$Q_{кр}, Вт$	$Q_{зс}, Вт$	$Q_{сп}, Вт$	$Q_{п}, Вт$	$Q_{об}, Вт$	$Q_{осв}, Вт$	$Q_{нп}, Вт$	$Q_{і}, Вт$	$\Sigma Q, Вт$
2	0	10,1	96,1 6	1365	320	240	7875	502, 5	10408, 8
3	0	9,79	46,0 8	186	0	40	0	0	281,9
4	0	9,98	46,0 8	186	0	40	0	0	282
6	47,02	8,81	46,0 8	186	0	40	0	0	327,9
7	47,82	1,4	46,0 8	186	0	40	0	0	321,3
8	76,11	7,28	46,0 8	279	0	160	0	0	568,5
9	56	8,99	46,0 8	279	0	120	0	0	510,1
Всього									12701

№ приміщення	$W_{л}, кг/с$	$W_{в}, кг/с$	$W_{і}, кг/с$	$\Sigma W, кг/с$
2	$26,41 \cdot 10^{-5}$	$1,6 \cdot 10^{-5}$	$1,83 \cdot 10^{-5}$	$29,81 \cdot 10^{-5}$
3	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$
4	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$
6	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$

7	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$
8	$4,17 \cdot 10^{-5}$	0	0	$4,17 \cdot 10^{-5}$
9	$4,17 \cdot 10^{-5}$	0	0	$4,17 \cdot 10^{-5}$
Всього				$49,27 \cdot 10^{-5}$

$$Q_{\text{явн}} = \Sigma Q - Q_{\text{скр}}$$

$$Q_{\text{явн}} = 12701 - 1212 = 11489 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{скр}} = \Sigma W \cdot (t_0 - 2,3 \cdot t_w^{\text{II}})$$

$$Q_{\text{скр}} = 49,27 \cdot 10^{-5} \cdot (2500 - 2,3 \cdot 17,5) = 1212 \text{ Вт}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{\Sigma Q}{\Sigma W}, \text{ кДж/кг} \quad (3.35)$$

$$\varepsilon = \frac{12,701}{0,0004927} = 25778 \text{ кДж/кг}$$

№ приміщення	$Q_{\text{пов}}, \text{ Вт}$	$W_{\text{пов}}, \text{ кг/с}$	$\varepsilon, \text{ кДж/кг}$	$G, \text{ кг/с}$
2	10408,8	$29,81 \cdot 10^{-5}$	34917	1,89
3	281,9	$2,78 \cdot 10^{-5}$	10140	0,042
4	282	$2,78 \cdot 10^{-5}$	10140	0,042
6	327,9	$2,78 \cdot 10^{-5}$	11799	0,051
7	321,3	$2,78 \cdot 10^{-5}$	11547	0,049
8	568,5	$4,17 \cdot 10^{-5}$	13633	0,091
9	510,1	$4,17 \cdot 10^{-5}$	12230	0,080

$$\varepsilon_{\text{сред}} = 14915 \text{ кДж/кг}$$

## 1.5. Визначення витрати повітря систем кондиціонування повітря

Для розрахунку продуктивності систем кондиціонування повітря величина  $G_{п}$  приймається максимальною з розрахованих за різними балансами:

- за надлишками загальної теплоти в теплий період:

$$G_1 = \frac{Q_{об}}{(h_в - h_п)}, \text{ кг/с} \quad (1.26)$$

$$G_1 = \frac{12,701}{(50-43)} = 1,814 \text{ кг/с}$$

- за надлишками явної теплоти в теплий період:

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{(t_в - t_п) \cdot C_{вв}}, \text{ кг/с} \quad (1.27)$$

$$G_2 = \frac{11,489}{(25-20) \cdot 1,023} = 2,25 \text{ кг/с}$$

- за вологовиділеннями:

$$G_3 = \frac{W_{об}}{(d_в - d_п)}, \text{ кг/с} \quad (1.28)$$

$$G_3 = \frac{0,0004927}{(10-9,5)} = 1 \text{ кг/с}$$

де

$Q_{обш}$ ,  $Q_{явн}$  - повні і явні надлишки тепла в теплий період, кВт;

$t_в$ ,  $h_в$ ,  $d_в$  - температура, ентальпія і вологовміст у приміщенні,  
відповідно, [ $^{\circ}\text{C}$ ], [кДж/кг], кг/кг;

$t_п$ ,  $h_п$ ,  $d_п$  - те ж припливного повітря;

$W$  - надходження вологи в приміщення, кг/с;

$G_{вр}$  - розрахункова кількість газових шкідливостей, кг/год;

$C_{\text{пдк}}$  – припустима концентрація шкідливостей у робочій зоні,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$C_{\text{н}}$  – концентрація шкідливостей в зовнішньому повітрі,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$\rho_{\text{вр}}$  – щільність шкідливих речовин,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначасмо корисну продуктивність кондиціонера:

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot G_{\text{max}}}{\rho_{\text{в}}}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (1.30)$$

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot 2,25}{1,185} = 6835 \text{ м}^3/\text{год}$$

Продуктивність систем кондиціонування повітря обумовлюється необхідною кількістю повітря, яка подається в приміщення для асиміляції шкідливостей і забезпечення заданих параметрів повітря в робочій зоні

$$G = k \cdot \Sigma G_{\text{max}}, [\text{кг}/\text{с}] \quad (1.31)$$

де

$G$  – витрата повітря,  $[\text{кг}/\text{год}]$ ;

$\Sigma G_{\text{max}}$  – кількість припливного повітря в окреме приміщення,  $[\text{кг}/\text{год}]$ ;

$k$  - коефіцієнт запасу.

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\text{ки}} = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot L_{\text{кд}}}{3600}, \text{ кг}/\text{с}, \quad (1.32)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

$$G = \frac{Q_{об}}{(h_в - h_n)} = \frac{155}{(44,5 - 34,5)} =$$

### Розрахунок тепловиділень для холодного періоду року

Для холодного періоду року перераховуємо тільки теплоприливи через зовнішні масивні огороження.

#### 3.1.1. Розрахунок теплоприливів через зовнішні масивні огороження

Усі розрахунки проводимо для приміщення №6. Для інших приміщень рахуємо за аналогічним розрахунком і отримані данні заносимо в таблиці.

Теплоприливи через покрівлю визначають за формулою:

$$Q_{кр} = k_{кр} \cdot F_{кр} \cdot \Delta t, \text{ Вт}, \quad (1.7)$$

$k_{кр}$  – коефіцієнт теплопровідності покрівлі, приймається з теплового періоду [Вт/(м<sup>2</sup>·К)];

$F_{кр}$  – площа горизонтальної проекції покрівлі, [м<sup>2</sup>];

$\Delta t = t_{вн} - t_{зов} = 20 - (-18) = 38^{\circ}\text{C}$  – різниця між температурою повітря в приміщенні та зовнішньою температурою

$$Q_{кр} = 0,231 \cdot 23,6 \cdot 38 = 207,16 \text{ Вт}$$

№ приміщення	$K_{кр},$ Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$F_{кр},$ м <sup>2</sup>	$\Delta t, (^{\circ}\text{C})$	$Q_{кр},$ Вт
6	0,231	23,6	38	-207,16
7	0,231	24	38	-210,67
8	0,231	38,2	38	-335,32
9	0,231	28,1	38	-246,66

Теплоприливи через зовнішні огороження визначаємо за формулою:

$$Q_{з.с} = k_{ст} \cdot F_c \cdot \Delta t, \text{ Вт}, \quad (1.8)$$

де

$k_{ст}$ - коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни, приймається з теплового періоду [Вт/(м<sup>2</sup>·К)];

$F_c$  – площа зовнішніх стін, [м<sup>2</sup>];

$$Q_{з.с.} = 0,145 \cdot 34,4 \cdot 38 = 189,54 \text{ Вт}$$

№ приміщення	$K_{ст}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$F_c$ , м <sup>2</sup>	$\theta_{кр}$ , (°С)	$Q_{з.с.}$ , Вт
2	0,145	47	38	-258,97
3	0,145	34,4	38	-189,54
4	0,145	35,9	38	-197,81
6	0,145	34,4	38	-189,54
7	0,145	11,8	38	-65,02
8	0,145	31,8	38	-175,22
9	0,145	35,9	38	-197,81

### ***1.1.2 Надходження теплоти через внутрішні огороження***

Так як різниця температур між кондиційованим приміщенням і коридором менша 5°С, а температуру у суміжних кондиційованих приміщеннях приймаємо однаковою, то теплоприливами  $Q_v$  через внутрішні стіни і огороження нехтуємо.

### ***1.1.3 Надходження теплоти через засклені поверхні***

Теплоприливи через засклені поверхні розраховують за формулою:

$$Q_{заскл.пов.} = F \cdot k_o \cdot \Delta t, \text{ Вт} \quad (1.10)$$

де

$F = 3.2 \text{ м}^2$  – площа заскленої поверхні;

$k_o$  = коефіцієнт теплопередачі засклених поверхонь, приймається з теплового періоду [ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ];

$$Q_{\text{заскл.пов}} = 3,2 \cdot 0,6 \cdot 38 = 46,08 \text{ Вт}$$

№ приміщення	F, м <sup>2</sup>	k <sub>o</sub> , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Δt, °С	Q <sub>ср</sub> , Вт
2	6,4	0,6	38	-145,92
3	3,2	0,6	38	-72,96
4	3,2	0,6	38	-72,96
6	3,2	0,6	38	-72,96
7	3,2	0,6	38	-72,96
8	3,2	0,6	38	-72,96
9	3,2	0,6	38	-72,96

### 3.1.4 Надходження теплоти за рахунок інфільтрації

Теплотою від інфільтрації  $Q_{\text{інф}}$  можна знехтувати, так як людинопотік в приміщення малоресурсного будинку для відпочинку не великий і з урахуванням розмірів дверей об'єм повітря, проникаючого при відкриванні, також не суттєвий.

№ приміщення	Q <sub>кр</sub> , Вт	Q <sub>зс</sub> , Вт	Q <sub>в</sub> , Вт	Q <sub>заскл.пов</sub> , Вт	Q <sub>інф</sub> , Вт	Q <sub>зовн.огор.</sub> , Вт
2	0	-258,97	0	-145,92	0	-404,9
3	0	-189,54	0	-72,96	0	-262,5
4	0	-197,81	0	-72,96	0	-270,8

6	-207,16	-189,54	0	-72,96	0	-469,7
7	-210,67	-65,02	0	-72,96	0	-348,7
8	-335,32	-175,22	0	-72,96	0	-583,5
9	-246,66	-197,81	0	-72,96	0	-517,4

### Загальні тепло- і вологовиділення в приміщеннях в холодний період року

Враховуючи, що в холодний період року приміщення опалюються, компенсація теплоприливів через зовнішні масивні огороження за рахунок опалення складає 45%.

$$\Sigma Q = 0,45 \cdot Q_{\text{зовн.огор.}}$$

$$\Sigma Q = 0,45 \cdot (-469,66) = -211,35 \text{ Вт}$$

№ приміщення	$Q_{\text{зовн.огор.}}$ , Вт	$Q_{\text{п}}$ , Вт	$Q_{\text{об}}$ , Вт	$Q_{\text{осв}}$ , Вт	$Q_{\text{нп}}$ , Вт	$Q_{\text{i}}$ , Вт	$\Sigma Q$ , Вт
2	-404,9	1365	320	240	7875	502,5	9897,6
3	-262,5	186	0	40	0	0	-36,5
4	-270,8	186	0	40	0	0	-44,8
6	-469,7	186	0	40	0	0	-243,7
7	-348,7	186	0	40	0	0	-122,7
8	-583,5	279	0	160	0	0	-144,5
9	-517,4	279	0	120	0	0	-118,4
Всього							9187

Вологовиділення в приміщенні для холодного періоду року залишаються такими ж.

№ приміщення	$W_{\text{л}}$ , кг/с	$W_{\text{в}}$ , кг/с	$W_{\text{i}}$ , кг/с	$\Sigma W$ , кг/с
2	$26,41 \cdot 10^{-5}$	$1,6 \cdot 10^{-5}$	$1,83 \cdot 10^{-5}$	$29,81 \cdot 10^{-5}$
3	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$

4	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$
6	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$
7	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$
8	$4,17 \cdot 10^{-5}$	0	0	$4,17 \cdot 10^{-5}$
9	$4,17 \cdot 10^{-5}$	0	0	$4,17 \cdot 10^{-5}$
Всього				$49,27 \cdot 10^{-5}$

$$Q_{\text{явн}} = \Sigma Q - Q_{\text{скр}}$$

$$Q_{\text{явн}} = 9187 - 1212 = 7975 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{скр}} = \Sigma W \cdot (t_0 - 2,3 \cdot t_w)$$

$$Q_{\text{скр}} = 49,27 \cdot 10^{-5} \cdot (2500 - 2,3 \cdot 13) = 1212 \text{ Вт}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{\Sigma Q}{\Sigma W}, \text{ кДж/кг} \quad (3.35)$$

$$\varepsilon = \frac{9,187}{0,0004927} = 18646 \text{ кДж/кг}$$

№ приміщення	$Q_{\text{пов}}, \text{ Вт}$	$W_{\text{пов}}, \text{ кг/с}$	$\varepsilon, \text{ кДж/кг}$	$G, \text{ кг/с}$
2	9897,6	$29,81 \cdot 10^{-5}$	33202	1,89
3	-36,5	$2,78 \cdot 10^{-5}$	10140	0,042
4	-44,8	$2,78 \cdot 10^{-5}$	10140	0,042
6	-243,7	$2,78 \cdot 10^{-5}$	11799	0,051
7	-122,7	$2,78 \cdot 10^{-5}$	11547	0,049
8	-144,5	$4,17 \cdot 10^{-5}$	13633	0,091
9	-118,4	$4,17 \cdot 10^{-5}$	12230	0,080

$$\varepsilon_{\text{серед}} = 14670 \text{ кДж/кг}$$

### 3.6 Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів обробки повітря в літній та зимовий періоди

Кондиціонування для теплої пори року

Для літнього процесу кондиціонування витрата повітря для асиміляції тепло- вологісного навантаження в приміщеннях визначимо:

$$G_1 = 2,25 \text{ кг/с}$$

При висоті стелі 3,2 м приймаємо робочу різницю температур при якій повітря приточування асимілює надлишки вологи і тепла в приміщеннях  $\Delta t_p = 5^{\circ} \text{C}$ .

При побудові літнього режиму функціонування СКП на h-d діаграмі відзначаємо параметри зовнішнього повітря  $t_{Нл}$ . Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні  $t_{Вл}$ . На прямій  $d = const$  побудованою з  $t_{Вл}$  приймаємо нагрів у витяжному вентиляторі  $\Delta t = 1^{\circ} \text{C}$  отримуємо точку  $t_{Вл}'$ . Будуємо процес в приміщенні і відкладаємо робочу різницю температур, що відповідає точці повітря приточування  $t_{Пл}$ . Будуємо процес в повітроохолоджувачі, з'єднавши  $t_{Нл}$  з температурою поверхні повітроохолоджувача  $t_f$ . Приймаємо нагрів повітря в припливному повітроводі вентиляторі  $\Delta t = 1,5^{\circ} \text{C}$ , і будуємо  $t_{Пл}'$ , через яку будуємо пряму по  $d = const$  до перетину з процесом в повітроохолоджувачі і отримуємо параметри повітря після охолодження  $t_{О}$ . З урахуванням долі надходження зовнішнього повітря у розмірі 20% від загального припливного, знаходимо точку суміші  $t_{Сл}$ . Параметри всіх точок заносимо в таблицю 3.2 і визначаємо продуктивності всіх апаратів СКП в літній період.

Таблиця 1.2 - Параметри повітря літнього режиму кондиціонування

## Кондиціонування у холодну пору року

Будуємо зимовий режим функціонування СКП, для цього відзначаємо на діаграмі точку зимового зовнішнього повітря  $t_{Н_3}$ , будуємо пряму  $d = const$  и за розрахунком підігріву в електронагрівачу отримуємо точку повітря приточування  $t_{К_3}$ . Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні  $t_{В_3}$ . Далі розраховуємо ентальпію  $t_{П_3}$  по формулі:

$$h_{П} = h_{В} - (\Sigma Q^{хол.} / G_{теп.}) = 37 - (9,187 / 2,25) = 33 \text{ кДж/кг.}$$

Далі будуємо процес в приміщенні  $\epsilon_{зима} = 14670$  через точку  $В_3$ , і на лінії перетину процесу з ентальпією  $t_{П_3}$  отримуємо точку  $П_3$ . Приймаємо нагрів повітря в припливному повітроводі вентилятори  $\Delta t = 1^\circ\text{C}$ , і будуємо  $t_{П_3}'$ , через яку будуємо пряму по  $t = const$  до перетину з процесом в рекупературі і отримуємо параметри повітря після змішання  $t_{С_3}$ .

Параметри всіх точок заносимо в таблицю 3.3

Таблиця 1.3 - Параметри повітря зимового режиму кондиціонування

	$t_{Н_3}$	$t_{П_3}'$	$t_{П_3}$	$t_{В_3}$	$t_{В_3}'$	$t_{С_3}$	$t_{К_3}$
$t_i, (^\circ\text{C})$	-18	16	17	20	21	16	12
$h_i, (\text{кДж/кг})$	-16,3	32	33	37	38	25	14
$d_i, (\text{г/кг})$	0,8	6,4	6,4	6,8	6,8	3,5	0,8

	$t_{Н_л}$	$t_{П_л}'$	$t_{П_л}$	$t_{В_л}$	$t_{В_л}'$	$t_{С_л}$	$t_{О}$
$t_i, (^\circ\text{C})$	31	20	18,5	25	26	27	14,5
$h_i, (\text{кДж/кг})$	62	42	43	50	51	53	38
$d_i, (\text{г/кг})$	12,3	9,5	9,5	10	10	10,5	9,5

## 2. 1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ СКП

Підвищення енергетичної ефективності систем забезпечення мікроклімату будівель неможливе без утилізації теплоти (холоду) потоків, які покидають приміщення. Ця проблема надзвичайно актуальна зараз, в умовах дефіциту та подорожчання енергоносіїв.

Для утилізації теплоти в системах кондиціонування повітря застосовують різні способи і схеми. Традиційна схема з рециркуляцією основної маси повітря дозволяє, в об'єктах з переважанням явною теплоти зберегти, як правило, до 90% витраченої енергії на його обробку. Однак ця схема не може бути використана для приміщень з виділенням шкідливих умов (лікарні, підприємства хімічної промисловості та ін.), а жорсткість вимог до якості внутрішнього повітря певним чином створює пріоритет прямоточних систем кондиціонування повітря.

Теплоутилізаційні установки застосовують для підігріву (охолодження) зовнішнього повітря за рахунок теплоти (холоду) витяжного повітря. Після теплоутилізаторів припливне повітря обробляється в кондиціонері.

Теплоутилізаційні установки можна розділити на два види: теплові насоси, що забезпечують збільшення потенціалу робочої речовини, та теплоутилізатори-теплообмінники безпосередньої дії. Останні можуть використовуватися в тому випадку, коли потенціал витяжного потоку відмінний від потенціалу оточуючого середовища.

Теплоутилізатори-теплообмінники діляться на три групи: з проміжним теплоносієм; регенеративні; повітряно-повітряні (повітряно-рідинні) рекуперативні теплоутилізатори.

Найбільше поширення одержали утилізатори, тепла із проміжним теплоносієм. Залежно від класу використовуваного теплообмінника теплоутилізатори можуть бути рекуперативного або контактного типу.

Для утилізації теплоти в системах кондиціонування повітря застосовують різні способи і схеми. Традиційна схема з рециркуляцією основної маси

повітря дозволяє, в об'єктах з переважанням явною теплоти зберегти, як правило, до 90% витраченої енергії на його обробку. Однак ця схема не може бути використана для приміщень з виділенням шкідливих умов (лікарні, підприємства хімічної промисловості та ін.), а жорсткість вимог до якості внутрішнього повітря певним чином створює пріоритет прямоточних систем кондиціонування повітря.

Не дивлячись на різні конструктивні рішення утилізаторів тепла (холоду), в кожному із них є такі елементи: середовище - джерело теплової енергії; середовище – споживач теплової енергії; теплообмінник, який передає теплову енергію споживачу; робоча речовина, яка транспортує теплову енергію джерела випромінювання до споживача.

Проведений аналіз показав, що при проектуванні теплоутилізатора слід враховувати, наступні особливості їх роботи: можливість випадання із теплого витяжного повітря конденсату і, я впливає із цього, зволоження або оледеніння теплової поверхні; в різність витрат приточного і витяжного повітря; віддаленості місць виходу витяжного і входу приточного повітря. Теплоутилізаційні установки застосовують для підігріву (охолодження) зовнішнього повітря за рахунок теплоти (холоду) витяжного повітря. Після теплоутилізаторів припливне повітря обробляється в кондиціонері.

Нами проведений аналіз теплоутилізаторів-теплообмінників та проведена багатоваріантна оптимізація.

Підвищення енергоефективності систем, що забезпечують необхідні параметри мікроклімату в будівлях, тісно пов'язане з використанням теплової енергії повітряних потоків, які видаляються з приміщень. В умовах зростання вартості енергоресурсів та необхідності їх раціонального використання питання утилізації теплоти та холоду набуває особливого значення.

У сучасних системах кондиціонування повітря застосовуються різноманітні методи повернення теплової енергії. Одним із найпоширеніших рішень є

рециркуляція повітря, яка дозволяє повторно використовувати значну частину енергії, витраченої на його підготовку. За наявності переважно явних теплових надлишків економія може досягати 90 %. Проте такий підхід не є універсальним, оскільки його застосування обмежене на об'єктах із підвищеними вимогами до чистоти повітря або наявністю шкідливих виділень. До таких об'єктів належать медичні заклади, підприємства хімічної промисловості та інші приміщення спеціального призначення. Саме тому все більшого поширення набувають прямоточні системи кондиціонування.

Одним із ефективних способів скорочення енергоспоживання є використання теплоутилізаційних установок, які забезпечують попередній нагрів або охолодження припливного повітря за рахунок енергії витяжного потоку. Після проходження через утилізатор повітря додатково обробляється в кондиціонері до необхідних параметрів.

Залежно від принципу дії теплоутилізаційні системи поділяються на установки з тепловими насосами та теплообмінні апарати прямої дії. Теплові насоси підвищують енергетичний потенціал теплоносія, тоді як теплообмінники безпосередньої дії використовують різницю температур між витяжним повітрям і навколишнім середовищем.

Теплообмінні утилізатори класифікують на три основні групи: системи з проміжним теплоносієм, регенеративні та рекуперативні теплообмінники типу «повітря–повітря» або «повітря–рідина». Найбільшого практичного застосування набули установки з проміжним теплоносієм, які можуть працювати як за рекуперативним, так і за контактним принципом теплообміну.

Незважаючи на відмінності конструкцій, усі теплоутилізатори містять спільні складові: джерело теплової енергії, споживача теплоти, теплообмінний апарат та робочу речовину, яка забезпечує перенесення енергії між потоками.

Аналіз існуючих конструкцій показав, що під час проєктування теплоутилізаційних систем необхідно враховувати низку важливих факторів. Серед них — можливість утворення конденсату на поверхнях теплообмінника, ризик їх обмерзання в холодний період року, нерівномірність витрат припливного та витяжного повітря, а також особливості розміщення повітрязабірних і витяжних пристроїв.

Проведене дослідження сучасних теплоутилізаторів-теплообмінників та виконана багатоваріантна оптимізація дозволили оцінити ефективність різних технічних рішень і визначити найбільш доцільні варіанти для використання в системах кондиціювання повітря.

### Обґрунтування вибору обладнання СКП

На підставі розрахунку, проведеного вище, отримана потрібна масова кількість повітря для кожного приміщення. Тоді корисний об'єм повітря для систем визначається за формулою.

$$L = \frac{3600 \cdot G_g}{\rho}, \quad (2.1)$$

де  $\rho = 1,185 \text{ кг/м}^3$  – щільність повітря.

Для системи П1 корисний об'єм повітря становить:

$$L_1 = \frac{3600 \cdot 2,25}{1,185} = 6835 \text{ м}^3 / \text{год}$$

З урахуванням втрат через нещільності у системі повітророзподілу обладнання підбираємо за наступними об'ємними витратами:

для системи П1:

$$L_1^n = 1,04 \cdot L_1, \text{ м}^3 / \text{год} \quad (2.2)$$

$$L_1^n = 1,04 \cdot 6835 = 7108,5 \text{ м}^3 / \text{год}$$

За повною продуктивністю підбираємо вентиляційну і чіллер-фанкойлову систему.

Підбираємо підлогові фанкойли фірми DATEX: 6 шт. DF-1021ERMA(O) продуктивністю в режимі охолодження 0,93 кВт і 3 шт. DF-5030ERMA(O) по 3.77 кВт кожний.

Після вибору системи остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_n = (\rho \cdot L^n) / 3600 = (1,185 \cdot 7108,5) / 3600 = 2,34 \text{ кг/с} \quad (4.3)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

### **3 МЕТОДИКА ТЕПЛО-ВОЛОГІСНОГО РОЗРАХУНКУ ПРИМІЩЕНЬ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНОМУ ТЕПЛООБМІНІ КОТЕДЖІВ ПЕРЕСЕЛЕНЦІВ**

#### **3.1. Моделювання нестационарного теплообміну приміщень**

Для визначення теплоприпливів через огороження в приміщення різних за призначенням і архітектурно-будівельним характеристикам об'єктів практично використовують різні, переважно стаціонарні, методи розрахунку [18,19,20,57,99,106,107,111].

В реальності відсутні об'єкти, теплоприпливів які носять повністю стаціонарний характер. Це обумовлено зміною зовнішньої температури повітря і нестационарним режимом функціонування об'єкта. Найбільш яскраво виражений нестационарний характер тепло припливів протягом добового циклу в приміщення громадських будівель і споруд. Тому для великих громадських будівель: театрів, ресторанів і т.п. вибір холодопродуктивності систем кондиціонування за сумою усіх видів максимальних тепло припливів без урахування їх нестационарності в протягом добового циклу може призвести до необґрунтованого її завищення, а значить до збільшення капітальних і згодом експлуатаційних витрат на систему кондиціонування. Розглянута методика розрахунку тепло припливів дозволяє обґрунтовано вибрати холодопродуктивність системи кондиціонування, як правило меншу, ніж при традиційному розрахунку по максимуму теплових завантажень без урахування їх неспівпадання за часом доби і теплової інерції огорожень. Особливо ефективно використання запропонованої методики для великих об'єктів, що працюють в яскраво вираженому нестационарному режимі: театри, заводські їдальні, конференц зали та ін. [54,140,150,154,158].

Критерієм вибору холодопродуктивності кондиціонера є, як правило, умова забезпечення в приміщенні з кондиціонером заданої температури при розрахунковій нормованій температурі зовнішнього повітря і певної, з урахуванням вимог нормативних документів, величини подачі свіжого повітря.

Для визначення теплоприпливів в приміщення різних за призначенням та архітектурно-будівельним характеристикам об'єктів практично використовують різні, переважно стаціонарні, методи розрахунку. Строго кажучи, в реальності відсутні об'єкти, теплоприпливи які носять повністю стаціонарний характер. Це обумовлено зміною зовнішньої температури повітря і нестаціонарним режимом функціонування об'єкта. Найбільш яскраво виражений нестаціонарний характер теплопритоків протягом добового циклу в приміщення громадських будинків і споруд. Тому для великих громадських будівель: театрів, ресторанів і т.п. вибір холодопродуктивності систем кондиціонування по сумі всіх видів максимальних теплопритоків без урахування їх нестаціонарності протягом добового циклу може призвести до необґрунтованого її завищення, а значить до збільшення капітальних і згодом експлуатаційних витрат на систему кондиціонування. З іншого боку, для розрахункової оцінки теплоприпливів в прості типові об'єкти, як наприклад житлові кімнати 20-40 м<sup>2</sup> у звичайних типових будинках (висота стель 2,7-3 м, площа вікон 0,8-1 м<sup>2</sup> на 10 м<sup>2</sup> площі), може бути використано найпростіше співвідношення 100 Вт на 1м<sup>2</sup>. Така найпростіша оцінка буде досить коректною у багатьох випадках підбору кондиціонерів для житлових кімнат зазначеної вище площі, але в окремих випадках похибка такої оцінки може перевищити 25%.

Для зниження похибки пропонується коефіцієнтний метод уточнення оцінки теплоприпливів, виконаної за вищенаведеним найпростішого співвідношенням. При використанні коефіцієнтного методу похибка оцінки теплоприпливів в приміщення в більшості випадків не перевищує 15%.

Завдяки простих апроксимаційних залежності можливе підібрати кондиціонер, але з великою похибкою.

При наявності в приміщенні ліхтаря, скляних стін, потужних внутрішніх джерел тепла та інших особливостей визначення необхідної холодопродуктивності кондиціонера за найпростішим співвідношенню і уточнення його по Коефіцієнтний метод може виявитися неприйнятним через занадто великий похибки. Тому використання певного вище розрахунку і його уточнення коефіцієнтним методом можливо тільки при виконанні оцінки холодопродуктивності побутового кондиціонера досвідченим фахівцем для простого випадку його установки в звичайній житловій кімнаті. При виконанні проектних робіт або у разі, що відрізняється від вищевказаного, необхідно використовувати для визначення тепло припливів через зовнішні і внутрішні стіни, стеля, підлога, скління світлових прорізів і теплоприпливів від внутрішніх джерел тепла чинні в Україні нормативні документи та довідкові джерела, узгоджені для використання проектними організаціями. У зв'язку з великою різноманітністю об'єктів, що вимагають кондиціонування повітря, нормативні документи не призводять жорсткого алгоритму (на відміну, наприклад, від розрахунку котлів) для розрахунку необхідної холодопродуктивності системи кондиціонування, обмежуючись методами і таблицями для розрахунку окремих видів теплоприпливів, допускаючи можливість адитивного підсумовування їх максимальних значень на момент максимальних теплоприпливів через світлові прорізи і в деякі інші моменти часу доби, за вибором проектанта. Такий розрахунок розрахунок другого рівня.

Для деяких великих громадських приміщень при розрахунку теплоприпливів в стаціонарному режимі за сумою їх максимумів, які адитивно сумуємо за часом максимуму теплопритоков через світлові прорізи, може бути отримана неприпустима помилка будь-якого знака.

Неприпустимо велике заниження необхідної потужності системи кондиціонування, при розрахунку по стаціонарній методики, може бути допущено, наприклад, для приміщень які мають не постійне навантаження.

Для випадків розрахунку холодопродуктивності для великих громадських приміщень, де ціна помилки може бути неприйнятною, потрібно використання методики розрахунку нестационарного режиму теплоприпливів протягом добового циклу. Виконання розрахунку за цією методикою назвемо «Розрахунок третього рівня». Резюмуючи, можна відзначити, що кожна методика має практичну нішу доцільного застосування.

Нами розглянута методику розрахунку необхідної холодопродуктивності кондиціонера, яка враховує теплову інерцію огорожень і повітря в приміщенні, нестационарність протягом добового циклу зовнішньої температури повітря, сонячної радіації, освітлення, тепловиділень людей, обладнання та інших джерел [].

Нестационарні розрахунки при виборі комплектів обладнання кондиціонування і вентиляції житлових і громадських будівель, наведені в, будуть частіше використовуватися у міру зростання важливості та актуальності проблеми енергозбереження [1].

Пропонований метод - це інструмент, який би дозволив фахівцям розрахувати річні витрати холоду систем кондиціонування повітря.

Теплота сонячної радіації характеризується інтенсивністю прямої та розсіяної радіації  $q_{\text{рад}}$  та залежать від пори року, години доби, географічної широти і стану атмосфери. Наявність зовнішнього скління сприяє передачі тепла в приміщення внаслідок різниці температур і сонячної радіації. Але короткохвильове сонячне (видиме) випромінювання, проникаючи через прозоре скло, не змінює їх температури.

Нестационарні розрахунки при виборі комплектів обладнання кондиціонування і вентиляції житлових і громадських будівель, наведені в,

будуть частіше використовуватися у міру зростання важливості та актуальності проблеми енергозбереження.

Розрахунок теплопривів в приміщення розраховуємо за формулою:

$$Q_{\text{пов}} = Q_{\text{огор}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{люд}} + Q_{\text{вип}}, \text{кВт} \quad (3.1)$$

Для визначення продуктивності систем з урахуванням теплоінерційності приміщення розрахункові зміни теплопривівів апроксимують правильними періодичними змінами (гармонійними, переривчастими або їх сумою [140,151,155].

Для вибору комплекту обладнання систем забезпечення мікроклімату в громадських об'єктах, що експлуатуються при нестационарних теплопривівах протягом добового, сезонного і річного циклів проведено математичне моделювання.

Метою математичного моделювання є вибір такого набору кліматичного обладнання, який дозволить:

- забезпечити необхідні параметри мікроклімату в приміщеннях, які кондиціонуються в умовах максимальних теплопривівів влітку і максимальних тепловтрат взимку;
- забезпечити високу енергетичну ефективність при невеликій теплової навантаженні в міжсезоння.

Результати математичного моделювання дозволили визначити по середньомісячним температур необхідну холодопродуктивність або теплопродуктивність і відповідну споживану потужність системи.

Тепловий баланс об'єкта для цих цілей описується системою звичайних неоднорідних диференціальних рівнянь з нелінійними коефіцієнтами.

Моделювання виконано в середовищі Mathcad 15 за допомогою двох службових інструментів, наявних в цьому програмному продукті блоку Given-Odesolve і службової функції.

При проведенні розрахунків систем кондиціонування повітря не завжди враховуються нестационарні характерні процеси передачі тепла через конструкції, що огороджують поверхонь, інтенсивності сонячної радіації. В результаті вводиться запас при визначенні витрати повітря в приміщення, а значить, зростають витрати на теплову обробку повітря у системах кондиціонування повітря. Облік нестационарних теплоприпливів дозволяє знизити розрахункову теплове навантаження в порівнянні з максимальною, тобто, скоротити енергетичні витрати на теплову обробку повітря у системах кондиціонування повітря.

При створенні такої установки повітря обробки необхідно знати статичні і динамічні характеристики огороджувальних поверхонь (перехідні їх характеристики). В умовах нестационарної теплопровідності, при дослідженні динамічних властивостей огороджувальних конструкцій ми врахували вплив на радіаційну температуру повітря в приміщенні і не тільки зовнішньої температури повітря, дії сонячної радіації, а й рухливості повітря в приміщенні з кондиціонером, а також використовувані способи подачі повітря в приміщення та температуру на різних шарах стіни.

Виходячи з відомих положень теорії теплопередачі, тепловий потік через огороджувальні конструкції може бути представлений функцією температури зовнішнього і внутрішнього повітря, температури поверхні огорожі, його конструктивними теплофізичними характеристиками, тобто в наступному вигляді

$$Q_{огор} = F(t_n, t_{огр}, R_{огр}, q_{рад}), \quad (3.2)$$

Де  $t_{огр}$  - температура поверхні конструкції;

$R_{огр}$  - опір теплопередачі огороження.

Реальна величина температури поверхні зовнішньої огороджувальної конструкції враховується при обґрунтуванні величини температури повітря в

приміщенні. Необхідно, щоб температура  $t_{огр}$  була на 1-2 °С вище температури точки роси при нормованих значеннях температури і відносної вологості внутрішнього повітря. Виконання цієї умови запобіжить випадання конденсату і зволоження матеріалу огорожувальних конструкцій. Крім того, при розрахунку теплоприпливів через внутрішні огорожувальні конструкції проектувальники виходять з того, що температура повітря в коридорах, на 1-3 °С вище (влітку) або нижче (взимку), ніж в жилу приміщенні.

Визначаються середні параметри зовнішнього повітря за час роботи систем в теплий та холодний періоди року: температура, °С та ентальпія, кДж/кг.

Розрахункова кількість тепла надходить в приміщення, залежить від орієнтації будівлі і форми їх в плані. Гармонійні зміни теплоприпливів характеризують середніми за добу теплоприпливи  $Q_{cp}$ , часом настання максимуму  $Q_{макс}$  і амплітудою  $A_Q$ :

$$A_Q = Q_{макс} - Q_{cp}. \quad (3.3)$$

Кількість теплоти, що надходить в приміщення через зовнішні стіни і перекриття площею  $R_{ог}$  - необхідний опір теплопередачі, (м<sup>2</sup> К/Вт), що характеризує ступінь теплового захисту огорожувальної конструкції [140,155].

Теплоприпливи через зовнішні стіни та перекриття визначаються залежностями

$$Q_{cm} = F_{cm} \left[ K_{cm} \left( t_{н.ср} + \frac{\rho_{cm} J_{ср}^e}{\alpha_{нар}^e} - t_e \right) + \frac{\alpha_{вн}^e \beta_k}{\nu} \left( 0,5 \theta_1 A_{тн.} + \frac{\rho_{cm} \theta_2 A_j}{\alpha_{нар}^e} \right) \right] \quad (3.4)$$

$$Q_{перек} = F_{перек} \left[ K_{перек} \left( t_{н.сп} + \frac{\rho_{перек} J_{сп}^2}{\alpha_{нар}^2} - t_6 \right) + \frac{\alpha_{вн}^2 \beta_k}{\nu} \left( 0,5 \theta_1 A_{тн.} + \frac{\rho_{перек} \theta_2 A_j}{\alpha_{нар}^6} \right) \right] \quad (3.5)$$

де  $K$  – коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни або перекриття, Вт/м<sup>2</sup> °С та дорівнює  $K=1/R_o$ .

Опір теплопередачі  $R_o$ , (м<sup>2</sup>К)/Вт, огорожуючої конструкції необхідно визначати за формулою з врахуванням конструкції стін:

$$R_o = \frac{1}{\alpha_n} + R_k + \frac{1}{\alpha_{нар}}, \quad (3.6)$$

де  $R_k$  - термічний опір огорожуючої конструкції, (м<sup>2</sup>·К) /Вт, визначається для одношарової  $\delta/\lambda$ . Термічний опір  $R_k$ , (м<sup>2</sup>·К)/Вт, огорожуючи конструкцій із послідовно розташованих однорідних шарів слід визначати як суму термічних опорів окремих шарів.

$J_{сп}$  - середньодобова кількість теплоти сумарної (прямої і розсіяної) сонячної радіації, що на поверхню стін або перекриттів.

$t_в$  - розрахункова температура повітря в приміщенні;

$\beta_k$  - коефіцієнт, що враховує повітряний прошарок,  $\beta_k=0,6$ , без прошарку  $\beta_k=1$ ;

$\nu$  - значення гасіння коливань температури зовнішнього повітря в конструкції стіни і перекриття

$$\nu = 2^{\sum D} (0,83 + 3 \frac{\sum R}{\sum D}) (0,85 + 0,15 \frac{S_2}{S_1}) \quad (3.7)$$

$A_{тн.}$  - середньодобова амплітуда коливань температури;

$A_j$  - кількість теплоти, рівна різниці сумарної сонячної радіації в кожен годину (прямої і розсіяної)

$$J_{\max} = J_{\text{пр}} + J_p \quad (3.8)$$

і середної за добу сумарної сонячної радіації  $J_{\text{ср}}$

$$A_j = [(J_{\text{пр}} + J_p) - J_{\text{ср}}] \quad (3.9)$$

$\theta_1$  - коефіцієнт гармонійної зміни зовнішньої температури визначається;

$\theta_2$  - коефіцієнт гармонійної зміни температури внутрішньої поверхні

Всі ці показники визначаються з врахуванням запізнювання температурних коливань в огороджуючій конструкції

$$\varepsilon = 2,7 \cdot \Sigma D - 0,4. \quad (3.10)$$

та внутрішніх стін Тим саме показаний вплив цих змін.

Перша модифікація - це розрахунок змінюються погодинних теплоприпливів протягом добового циклу, друга - визначення необхідної змінюється погодинної холодопродуктивності системи кондиціонування для підтримки з необхідною точністю заданої температури в приміщенні об'єкта у робочі та неробочі години добового циклу. наведені ці модифікації розрахунку для заводській їдальні по одним і тим же вихідним даним. Різниця результатів розрахунку максимальної середньогодинної величини теплопритоків по першій модифікації третій рівня і максимальної необхідної середньогодинної холодопродуктивності, визначеної за методикою розрахунку другого модифікації третій рівня, що забезпечує необхідну точність підтримки заданої температури, складає в цьому випадку менш 1%.

За методикою другого модифікації показано, що якщо протягом 1,1 години з 12,1 до 13,2 годин допустити підвищення температури в приміщенні і до температури 29 °С при середньоінтегральній значенні в цей період 28,67 °С, то можна знизити потрібну установочну холодопродуктивність системи

кондиціонування. Така економія дозволить всього на кілька десятків (кВт/ год) знизити загальне електроспоживання всього об'єкта, але при цьому сумарне місячне споживання дозволить перейти в більш низьку категорію споживачів електроенергії, така економія має сенс. Якщо цього не станеться, але комфортний мікроклімат в їдальні погіршиться, то може бути така економія абсолютно недоцільна і призведе до втрат виручки їдальні при роботі в спекотні літні місяці.

Розглянуті методики розрахунку на реальних об'єктах. Аналіз відповідності результатів розрахунку третього рівня для магазину та кількості оплаченої електроенергії, використаної магазином, показало, що для цього магазину необхідна система кондиціонування холодопродуктивністю не менше 10,2 кВт. Для великих об'єктів з чітко вираженим нестационарним режимом функціонування процесі добового циклу доцільно виконати розрахунок третього рівня в двох модифікаціях.

Показаний вплив гармонійних змін температур огорожень для зовнішніх. Приведена модель розрахунку теплоприпливів через огороження дозволяє врахувати вплив сонячної радіації та конструкції огорожень.

Запропонований метод був апробований на основі розрахунку «DanX» - установки для вентиляції і кондиціонування повітря фірми Dantherm (Данія) з використанням матеріалів, одного зі світових лідерів в секторі. Установки DanX оснащені інтелектуальною системою управління, що дозволяє використовувати економічні і ефективні режими комфортного кондиціонування повітря, де нагрівається або охолоджується повітря з рекуперацією (або без рекуперації) припливного і витяжного потоків з використанням рециркуляції внутрішнього повітря при підмішування зовнішнього повітря або без рециркуляції. Протягом цілорічної експлуатації той чи інший режим є найкращим для конкретного діапазону співвідношення ентальпій повітря в об'єкті зі штучним мікрокліматом і зовнішнього повітря [140,142,154,155].

Наприклад, в певному діапазоні температур і ентальпій зовнішнього повітря доцільно відключати тепловий насос, в тому числі найбільш енергоємних елемент - компресор, залишаючи тільки вентиляцію, або подавати зовнішнє повітря по байпасу повз рекуператора. Пропонований метод комплексно використовує ітераційні процедури і кубічні інтерполяції залежностей всіх теплофізичних властивостей повітря, виконані по фірмовим таблицям фірми Dantherm і включені в розрахунковий лістинг, від температури, що змінюється на кожному витку ітерації. Використано можливості обчислювальної середовища Mathcad, зокрема в окремих випадках для зменшення числа внутрішніх ітерацій використовувалися: підпрограми з відповідними циклами і службові обчислювальні блоки «Given-Minerr» або «Given-Find». Для основних величин, які ітеруються в кінці кільця проводиться оцінка відносної похибки у відсотках.

Метод може бути використаний для різних теплових розрахунків і звичайно для 2-х основних режимів роботи зазначених установок: режим 1 - вентиляція через тепловий насос без рециркуляції витяжного повітря і без рекуперації повітряних потоків та режим 2 - рециркуляція внутрішнього повітря при підмішування свіжого повітря тільки за нормами для дихання людей, рекуперація припливного і витяжного потоків. Режим 2 враховує необхідність доведення ентальпії припливного потоку до значення ентальпії, що компенсує тепловтрати або теплоприпливив об'єктів, як правило, вимагає додаткової наявності в складі установки секції змішування потоків і секції калорифера-довідника з водяним або електричним нагріванням повітря

Приміщення відчують істотний вплив коливань зовнішніх умов на мікроклімат повітряного середовища. Умови комфорту повітряного середовища, що формуються температурної обстановкою, характеризуються як температурою внутрішнього повітря, так і його радіаційної температурою, що є результатом впливу температур всіх огороджувальних поверхонь приміщення.

Для стаціонарних кліматичних умов методи визначення теплових навантажень через огорожувальні конструкції з зовнішнім середовищем досить добре вивчені [18,21,22]. Ці методи можуть використовуватися як основоположні і при дослідженнях приміщень в умовах нестаціонарної теплопровідності їх огорожувальних поверхонь.

Теплові навантаження приміщення, як відомо, визначаються: теплом, що надходить через зовнішні огороження ( $Q_{огр.}$ ) за рахунок різниці температур між повітрям всередині приміщення ( $t_v$ ) і зовнішнім ( $t_n$ ); теплом, що надходить через внутрішні огороження ( $Q_{в.огр.}$ ) за рахунок різниці температур між повітрям всередині приміщення ( $t_v$ ) і за перегородкою ( $t_k$ ); теплом, що надходить внаслідок впливу сонячної радіації ( $Q_{рад.}$ ), враховуючі особливості конструкції огороження  $t_i$ . Проведеними дослідженнями встановлено, що для приміщень, обладнаних системами кондиціонування повітря (СКП), теплоприпливи  $Q_{огр.}$  становлять 30-40 сумарних теплонадлишків в приміщеннях ( $Q_{надл.}$ ). Значна частина тепла, що надходить через зовнішні поверхні огороження і скління, багато в чому визначається сонячною радіацією. Результати статистичного аналізу проектних матеріалів показують, що при постійній тепловій навантаженні зовнішнього повітря коливання теплового навантаження в приміщеннях за рахунок сонячної радіації можуть становити до 50%.

При розрахунках ми розглядаємо зовнішні кліматичний вплив як ймовірно-невизначений [122,150,151], що не є чітких кореляційних зв'язків із сонячною радіацією. Інтенсивність сонячної радіації протягом доби, а також температура зовнішнього повітря не постійні. Зовнішні поверхні опромінюються періодично з врахуванням запізнення [140]. У момент передачі через огороження найбільшої кількості тепла інтенсивність опромінення і зовнішня температура збігаються. В результаті починається частковий зворотний перехід поглиненого тепла від зовнішніх огорожень до повітря. Отже, процес передачі тепла, інтенсивність сонячної радіації носять

яскраво виражений нестационарний характер. Така невизначеність призводить до широких діапазонів відхилень теплофізичних властивостей огорожень (коефіцієнтів теплопередачі, тепловіддачі і т.д.) від прийнятих при розрахунках значеннях.

При проведенні розрахунків систем кондиціонування повітря не завжди враховуються нестационарні характеристики процесу передачі тепла через конструкції, що обгороджують поверхонь, інтенсивності сонячної радіації. В результаті вводиться запас при визначенні витрати повітря в приміщення, а значить, зростають витрати на теплову обробку повітря у системах кондиціонування повітря. Облік нестационарних теплоприпливів дозволяє знизити розрахункову теплове навантаження в порівнянні з максимальною, а значить, скоротити енергетичні витрати на теплову обробку повітря у системах кондиціонування повітря.

У роботах [138,139], присвячених дослідженням динамічних властивостей огорожувальних поверхонь приміщень що кондиціонують, рекомендується використовувати метод, заснований на складанні рівнянь теплових балансів для огорож при різних прийнятих припущеннях. В результаті, при складанні рівнянь теплових балансів не завжди враховується радіаційна складова теплопривів, з врахуванням температури слоїв огороження, а також вплив рухливості повітря в приміщенні з кондиціонером на динамічні властивості огорожувальних конструкцій. Однак, як показують проведені розрахунки, що в умовах нестационарної теплопровідності, при дослідженні динамічних властивостей огорожувальних конструкцій, необхідно враховувати вплив на радіаційну температуру повітря в приміщенні і не тільки зовнішньої температури повітря, дії сонячної радіації, а й рухливості повітря в приміщенні з кондиціонером, а також використовувані способи подачі повітря в приміщення та температуру на різних шарах стіни.

Розглядаючи динамічні процеси на кордонах повітряних середовищ і багат шарового огороження, після спільного рішення рівнянь теплового балансу для сталого та несталого режимів, були отримані диференціальні рівняння теплових балансів. Також при розрахунку теплового навантаження враховується нестационарні теплоприпливи від людей, обладнання, освітлення.

Запишемо матрицю правих частин системи диференціальних рівнянь I-го порядку, що описують нестационарний теплообмін основних будівельних елементів приміщення із зовнішнім середовищем і суміжними приміщеннями, які не кондиціонуються, з урахуванням зміни інтенсивності джерел тепла протягом доби [1].

Ця оціночна методика може бути використана для спільного вибору агрегату кондиціонування з рекуперацією, інверторного кондиціонера і конструкції відповідних зовнішніх огорожень на ранній стадії проектування. При необхідності на стадії робочого проекту може бути виконаний перевірочний уточнений розрахунок, а за підсумками першого року експлуатації звірка уточненого розрахунку з витратою електроенергії за лічильником. В даному прикладі визначений термін окупності агрегатів з рекуперацією, обраний рекуператор, проведена спільна оптимізація капітальних і експлуатаційних витрат на розглянуті варіанти комплектів теплозахисту і енергозберігаючого обладнання за величиною цільової функції.

$$\begin{aligned}
& \frac{d}{dt} t_o(\tau) - \frac{\sigma n_{01}}{Cv} (t_1(\tau) - t_o(\tau)) + \\
& + \frac{\sigma z_{06}}{Cv} (t_6(\tau) - t_o(\tau)) + \frac{\sigma k_{011}}{Cv} (t_{11}(\tau) - t_o(\tau)) + \\
& + \frac{Q_{oksum}(\tau) + Q_{vent}(\tau) + Q_l(\tau) + Q_{ob}(\tau) - Q_x(\tau)}{Cv} = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_1(\tau) + \frac{\sigma n_{01}}{Csvnn} (t_1(\tau) - t_o(\tau)) - \frac{\sigma n_{12}}{Csvnn} (t_2(\tau) - t_1(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_2(\tau) + \frac{\sigma n_{12}}{Cn} (t_2(\tau) - t_1(\tau)) - \frac{\sigma n_{23}}{Cn} (t_3(\tau) - t_2(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_3(\tau) + \frac{\sigma n_{23}}{Cn} (t_3(\tau) - t_2(\tau)) - \frac{\sigma n_{24}}{Cn} (t_4(\tau) - t_3(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_4(\tau) + \frac{\sigma n_{34}}{Cn} (t_4(\tau) - t_3(\tau)) - \frac{\sigma n_{45}}{Cn} (t_5(\tau) - t_4(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_{st1}(\tau) + \frac{\sigma s_{ia}}{Csnz} (t_{st1}(\tau) - t_o(\tau)) + \frac{dq}{dt} (t_{st1}(\tau) - t_o(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_6(\tau) + \frac{\sigma z_{06}}{Csvnz} (t_6(\tau) - t_o(\tau)) - \frac{\sigma z_{67}}{Csvnz} (t_7(\tau) - t_6(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_7(\tau) + \frac{\sigma z_{78}}{Cz} (t_7(\tau) - t_6(\tau)) - \frac{\sigma z_{78}}{Cz} (t_8(\tau) - t_7(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_8(\tau) + \frac{\sigma z_{78}}{Cz} (t_8(\tau) - t_7(\tau)) - \frac{\sigma z_{89}}{Cz} (t_9(\tau) - t_8(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_9(\tau) + \frac{\sigma z_{89}}{Cz} (t_9(\tau) - t_8(\tau)) - \frac{\sigma z_{910}}{Cz} (t_{10}(\tau) - t_9(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_{10}(\tau) + \frac{\sigma z_{910}}{Csnz} (t_{10}(\tau) - t_9(\tau)) - \frac{\sigma z_{1011}}{Csnz} (t_{11}(\tau) - t_{10}(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_{st2}(\tau) + \frac{\sigma s_{ia}}{Csnz} (t_{st2}(\tau) - t_o(\tau)) + \frac{dq}{dt} (t_{st2}(\tau) - t_o(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_{11}(\tau) + \frac{\sigma k_{1011}}{Csvk} (t_{11}(\tau) - t_{10}(\tau)) - \frac{\sigma k_{1112}}{Csvk} (t_{12}(\tau) - t_{11}(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_{12}(\tau) + \frac{\sigma k_{1112}}{Ck} (t_{13}(\tau) - t_{12}(\tau)) - \frac{\sigma k_{1213}}{Ck} (t_{13}(\tau) - t_{12}(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_{13}(\tau) + \frac{\sigma k_{1213}}{Ck} (t_{13}(\tau) - t_{12}(\tau)) - \frac{\sigma k_{1314}}{Ck} (t_{14}(\tau) - t_{13}(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_{14}(\tau) + \frac{\sigma k_{1314}}{Ck} (t_{14}(\tau) - t_{13}(\tau)) - \frac{\sigma k_{1415}}{Ck} (t_{15}(\tau) - t_{14}(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_{15}(\tau) + \frac{\sigma k_{1415}}{Csnk} (t_{15}(\tau) - t_{14}(\tau)) - \frac{\sigma k_{s15}}{Csnk} (t_{svn}(\tau) - t_{15}(\tau)) = 0
\end{aligned} \tag{3.11}$$

де ключові параметри температури:

$t_0, ^\circ\text{C}$  – температура повітря в приміщенні;

$t_1-t_c, ^\circ\text{C}$  – середньо інтегральні температури слоїв північної сторони;

$t_{st1}-t_{st2}, ^\circ\text{C}$  – середньо інтегральні температури вікон;

$t_6-t_{10}, ^\circ\text{C}$  – середньо інтегральні температури слоїв південної сторони;

$t_{11}-t_{15}, ^\circ\text{C}$  – середньо інтегральні температури внутрішньої стіни;

$q, \text{Вт/м}^2$  – пряма та розсіяна сонячна радіація з впливом запізнення [4].

Визначаємо  $C_z, C_n, C_{snz}, C_{snn}, C_{svnz}, C_{svnn}$  Дж/К – теплоємність слоїв стіни, та теплові проводи мості за слоями стіни  $f_{ni}, f_{ki}, f_{zi}, \text{Вт/К}$  для зовнішніх та внутрішніх огорожень [122, 155].

Визначення величин терміну окупності і цільової функції при використанні рекуператорів по середньомісячним температур визначається за кожний місяць.

Для кожного місяця ми визначаємо:

1. Потужність, яка необхідна для нагрівання без рекуператора припливного повітря до температури в приміщенні, Вт

$$N = \frac{L}{3600} \rho(t_{st}) \frac{dC(t_{sri}) + dC(t_x)}{2} (t_x - t_{sri}) \quad (312)$$

$t_{sri}, ^\circ\text{C}$  середньомісячна температура зовнішнього повітря,

$t_x, ^\circ\text{C}$  температура повітря в приміщенні

2. Температуру припливного повітря після пластинчастого рекуператора, (ТМП – модель)  $^\circ\text{C}$

$$t_{pi} = t_{sri} + \eta_{pi} (t_x - t_{sri}) \quad (3.13)$$

3. Потужність, яка необхідна для нагрівання припливного повітря після пластинчастого рекуператора до температури в приміщенні, Вт

$$N = \frac{L}{3600} \rho(t_{st}) \frac{dC(t_p) + dC(t_x)}{2} (t_x - t_p) \quad (3.14)$$

4. Економію електроенергії, що витрачається на нагрівання припливного повітря при використанні пластинчатого рекуператора

$$E_{kpi} = \frac{N_1 - N_{p1}}{1000} m \tau_s \cdot pel \quad (3.15)$$

$\tau_s$ , г / добу - тривалість роботи вентиляції на добу

$m$  - кількість днів:

$pel$  - ціна 1 (кВт год) електроенергії з ПДВ, грн

5. Сумарну річну економію витрат на електроенергію при використанні рекуператорів  $E_g$ .

$$E_g = \sum_{j=1}^{12} E_{g_s} \quad (3.16)$$

Визначення величин терміну окупності і цільової функції при використанні рекуператорів по середньомісячним температурам.

6. Термін окупності визначали з рівняння

$$\frac{Pesobi}{Egi + \frac{Egi}{(1+d-R)^2} + \frac{Egi}{(1+d-R)^3} + \frac{Egi}{(1+d-R)^4} XI} = 1 \quad (3.17)$$

$XI = \text{Temp}(XI)$  - частка останнього року окупності рекуператора до моменту повної окупності

7. Методом кубічного сплайну визначаємо оптимальну товщину ізоляції.

За допомогою математичного моделювання з використанням з використанням службової функції `rkfixed` і службового блоку `Given-Odesolve` визначені середньомасові нестационарні температури елементів заводської їдальні і повітря в обідньому залі (рис.3.2).

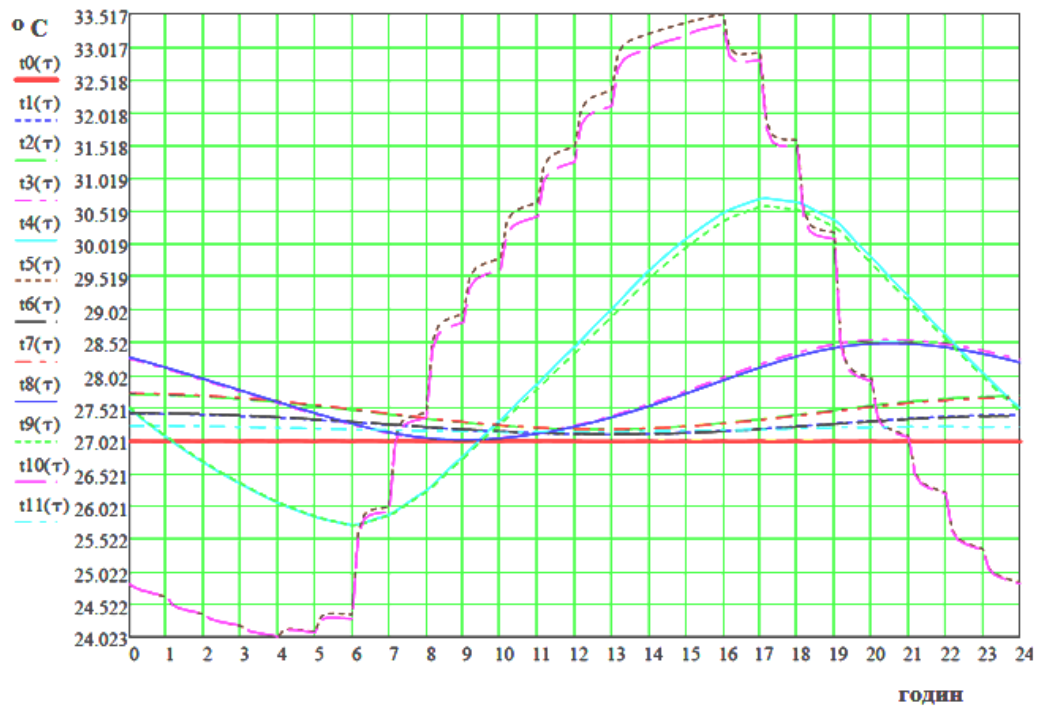


Рис.3.2. Вплив температура елементів об'єкта, що беруть участь в моделюванні погодинного добового теплового балансу

Середня погодинна холодопродуктивність системи кондиціонування, отримана в результаті математичного моделювання добового теплового балансу обіднього залу заводської їдальні з використанням ітераційних процедур.

За розробленою програмою отримали графік відхилення температури повітря в приміщенні їдальні від заданої температури кондиціонування 27° С.

Відхилення температури в приміщенні показано на рис.3.3.

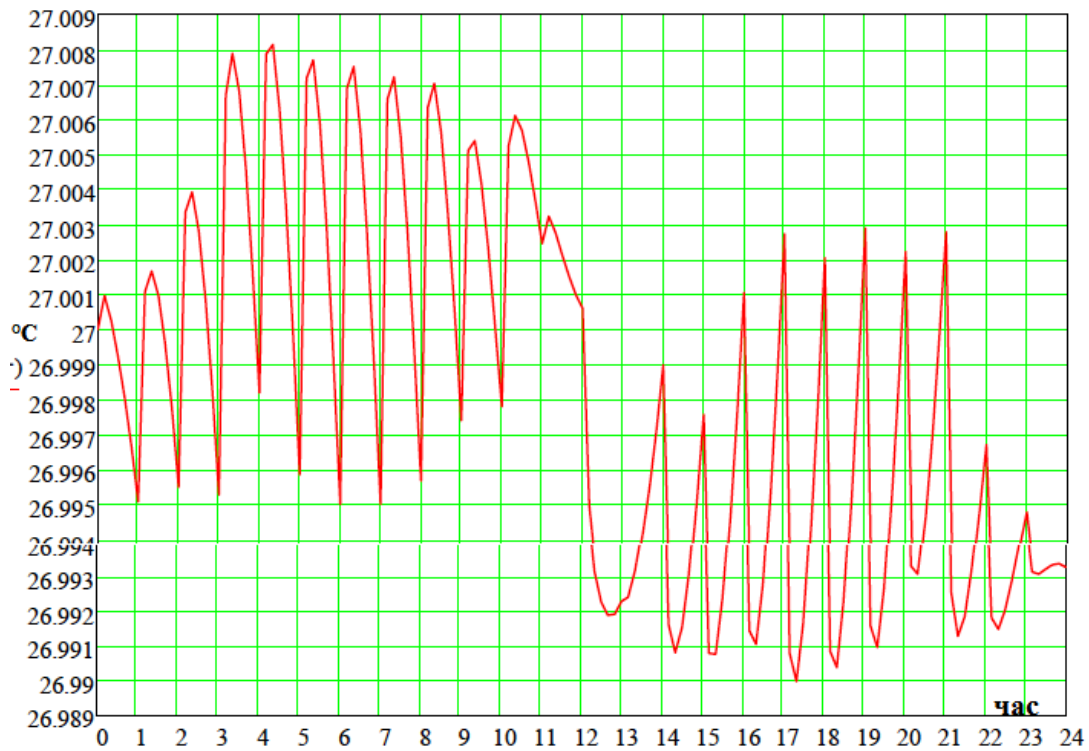


Рис 3.3. Відхилення температури повітря в приміщенні

Максимальна потужність охолодження, необхідна під час обіду о 13 годині. Як показано вище, необхідна максимальна холодопродуктивність системи кондиціонування становить 61.79 кВт. Така холодопродуктивність забезпечить температуру в обідньому залі 27°C о 13 годині дня при пікової теплової навантаженні.

За моделлю визначили, яка максимальна температура буде до кінця обіду, якщо максимальна холодопродуктивність системи кондиціонування буде на 10 відсотків нижче, тобто буде дорівнює 55.61 кВт. (рис 3.4).

У ряді випадків таке зменшення максимальної холодопродуктивності дозволяє вибрати кондиціонер меншого тіпономінала і отримати істотну економію капітальних і експлуатаційних витрат. В інших випадках, коли заводська їдальня відкрита більшу частину дня для жителів міста, більший комфорт може бути більш важливим фактором при виборі тіпономіналу кондиціонера, яке впливає на річне споживання холоду [122,149,150,155].

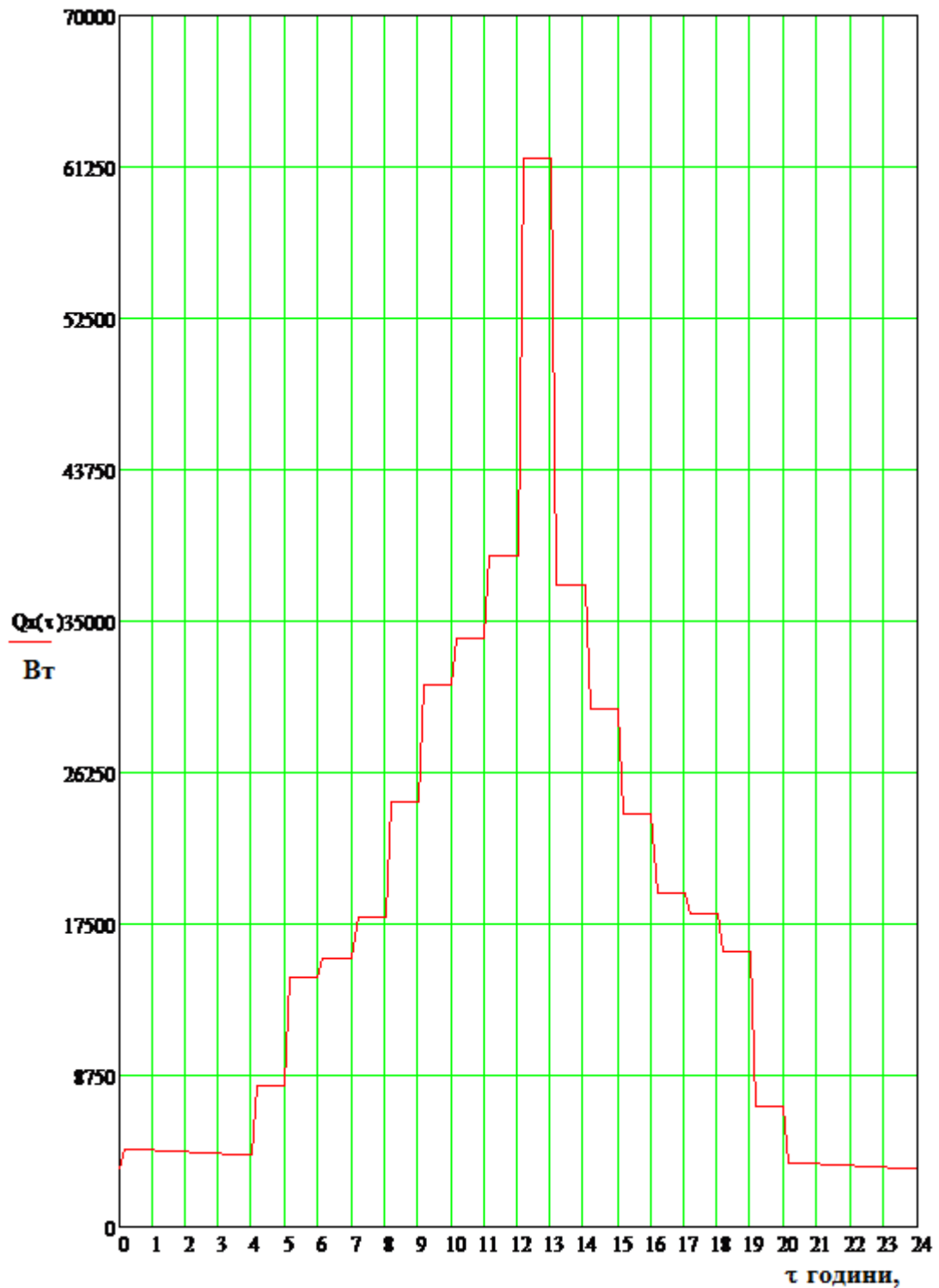


Рис. 3.4. Погодинна зміна необхідної холодопродуктивності кондиціонера для підтримки заданої температури повітря в приміщенні  $t_0 = 27\text{ }^\circ\text{C}$

Проведені розрахунки теплового балансу приміщення з використанням службової функції `rkfixed` і службового блоку "Given-Odesolve" обчислювального середовища Mathcad 15, дали аналогічні результати і

можуть бути використані для аналізу нестационарного теплового режиму, наприклад, громадських об'єктів. Вибір того чи іншого способу розрахунків визначається досвідом минулих робіт і наданням переваги конкретного методу. Для аналізу нестационарного погодинного теплового балансу було використано 14 звичайних неоднорідних і однорідних диференціальних рівнянь з нелінійними коефіцієнтами.

Результати математичного моделювання дозволяють визначити по середньомісячним температур необхідну холодопродуктивність або теплопродуктивність і відповідну споживану потужність системи та доповнять набір коректних вихідних даних для розрахунку повних витрат на забезпечення мікроклімату об'єкта, включаючи проектування, придбання обладнання, монтаж і експлуатаційні витрати протягом терміну служби системи, а значить дозволяють оцінити термін окупності системи.

Показане визначення оптимальних параметрів кондиціонування на підставі побудованої математичної моделі.

Критерієм вибору холодопродуктивності кондиціонера є, як правило, умова забезпечення в приміщенні з кондиціонером заданої температури при розрахунковій нормованій температурі зовнішнього повітря і певної, з урахуванням вимог нормативних документів, величини подачі свіжого повітря.

Для визначення теплоприпливів в приміщення різних за призначенням та архітектурно-будівельним характеристикам об'єктів практично використовують різні, переважно стаціонарні, методи розрахунку. Строго кажучи, в реальності відсутні об'єкти, теплоприпливи які носять повністю стаціонарний характер. Це обумовлено зміною зовнішньої температури повітря і нестационарним режимом функціонування об'єкта. Найбільш яскраво виражений нестационарний характер теплопритоков протягом добового циклу в приміщення громадських будинків і споруд. Тому для великих громадських будівель: театрів, ресторанів і т.п. вибір

холодопродуктивності систем кондиціонування по сумі всіх видів максимальних теплоприпливів без урахування їх нестационарності протягом добового циклу може призвести до необґрунтованого її завищення, а значить до збільшення капітальних і згодом експлуатаційних витрат на систему кондиціонування. З іншого боку, для розрахункової оцінки теплоприпливів в прості типові об'єкти, як наприклад житлові кімнати 20-40 м<sup>2</sup> у звичайних типових будинках (висота стель 2,7-3 м, площа вікон 0,8-1 м<sup>2</sup> на 10 м<sup>2</sup> площі), може бути використано найпростіше співвідношення 100 Вт на 1м<sup>2</sup>. Така найпростіша оцінка буде досить коректною у багатьох випадках підбору кондиціонерів для житлових кімнат зазначеної вище площі, але в окремих випадках похибка такої оцінки може перевищити 25%. Для зниження похибки пропонується коефіцієнтний метод уточнення оцінки теплоприпливів, виконаної за вищенаведеним найпростішого співвідношенню. При використанні коефіцієнтного методу похибка оцінки теплоприпливів в приміщенні в більшості випадків не перевищує 15%. Завдяки простих апроксимаційних залежності можливе підібрати кондиціонер, але з великою похибкою.

При наявності в приміщенні ліхтаря, скляних стін, потужних внутрішніх джерел тепла та інших особливостей визначення необхідної холодопродуктивності кондиціонера за найпростішим співвідношенню і уточнення його. Коефіцієнтний метод може виявитися неприйнятним через занадто великий похибки. Тому використання певного вище розрахунку і його уточнення коефіцієнтним методом можливо тільки при виконанні оцінки холодопродуктивності побутового кондиціонера досвідченим фахівцем для простого випадку його установки в звичайній житловій кімнаті. При виконанні проектних робіт або у разі, що відрізняється від вищевказаного, необхідно використовувати для визначення тепло припливів через зовнішні і внутрішні стіни, стеля, підлога, скління світлових прорізів і теплоприпливів від внутрішніх джерел тепла чинні в Україні нормативні

документи та довідкові джерела, узгоджені для використання проектними організаціями. У зв'язку з великою різноманітністю об'єктів, що вимагають кондиціонування повітря, нормативні документи не призводять жорсткого алгоритму (на відміну, наприклад, від розрахунку котлів) для розрахунку необхідної холодопродуктивності системи кондиціонування, обмежуючись методами і таблицями для розрахунку окремих видів теплоприпливів, допускаючи можливість адитивного підсумовування їх максимальних значень на момент максимальних теплоприпливів через світлові прорізи і в деякі інші моменти часу доби, за вибором проектанта. Такий розрахунок розрахунок другого рівня.

Для деяких великих громадських приміщень при розрахунку теплоприпливів в стаціонарному режимі за сумою їх максимумів, які адитивно сумують за часом максимуму теплопритоков через світлові прорізи, може бути отримана неприпустима помилка будь-якого знака. Наприклад, завищення холодопродуктивності системи кондиціонування для залу площею підлоги 200-300 м<sup>2</sup>, розташоване у цокольному приміщенні, для залу показу мод в капітальній будівлі з тривалістю сеансу менше 1,5 годин, для великої заводській їдальні з піком чисельності відвідувачів в обідній час або для складу зберігання фармакологічної продукції, в якому, за відсутності вікон, максимальний тепловий потік на зовнішні стіни доводиться на денні, а максимум теплового потоку від внутрішніх стін в приміщення на нічні години, коли зовнішня температура нижче, а холодопродуктивність системи кондиціонування вище.

Для зазначених вище і подібних випадків розрахунку холодопродуктивності для великих громадських приміщень, де ціна помилки може бути неприйнятною, потрібно використання методики розрахунку нестационарного режиму теплоприпливів протягом добового циклу. Виконання розрахунку за цією методикою назвемо «Розрахунок третього

рівня». Резюмуючи, можна відзначити, що кожна методика має практичну нішу доцільного застосування.

### **31. Вплив ефекту «теплової хвилі» на холодопродуктивність кондиціонера з використанням теплоутилізатора**

Теплоутилізація в системах кондиціонування спрямована на зменшення витрати тепла і електроспоживання на підігрів припливного повітря в холодний період року і охолодження припливного повітря в теплий період, за рахунок теплообміну з видаляється з приміщення повітрям.

Теплообмін між припливним і витяжним потоками повітря може бути реалізований в пластинчастих або роторних теплообмінниках за допомогою теплових труб, проміжного рідинного контуру, що передає тепло між припливним і витяжним потоками повітря. особливо високою ефективністю (до 80%) мають роторні і пластинчасті рекуператори (до 70%).

При достатній нормованій чистоті зовнішнього і витяжного повітря використовується підмішування частини витяжного повітря в агрегати, що забезпечують комфортний мікроклімат і систему розподілення припливного повітря в приміщенні. Застосування роторних рекуператорів рекомендується при перетікання з припливу в витяжку не більше 5%.

Європейська та українська політика в галузі енергозбереження націлені на вирішення триєдиної проблеми [158,160], яка передбачає максимальне енергозбереження при обов'язковому і строгому дотриманні нормативних вимог до повітря кондиціонованих приміщень і при мінімальному шкідливому впливі на екологію навколишнього зовнішнього середовища.

Для вирішення цієї проблеми необхідно розрахувати нестационарний тепло приплив протягом 1 або 2-х добових циклів з визначенням "Хвилі теплового запізнювання" для зовнішніх і внутрішніх параметрів (при різниці температур повітря між суміжними приміщеннями більше 2 °С) огорожень, для варіантів комплектів енергозберігаючого обладнання спільно з

теплоізоляцією огорож визначити оптимум сумарного прибутку за 7 річний термін експлуатації, отриманий за рахунок зниження суми платежів за електроенергію, виконати робочий розрахунок доцільності енергозберігаючого обладнання по каталожної і методикою.

Моделювання виконано в середовищі Mathcad 15 за допомогою двох службових інструментів, наявних в цьому програмному продукті блоку Given-Odesolve і службової функції rkfixed [1].

### **3 2.1 Пластинчастий повітря-повітряний теплоутилізатор**

Для підвищення енергоефективності застосовуємо тепло утилізатор Проблема енергозбереження відноситься до актуального завдання нашого часу. Проблема загострюється у зв'язку із зростанням енергоспоживанням в різних регіонах і галузях господарської діяльності суспільства. Із-за зростання енергоспоживання збільшується потреба в енергоносіях.

У системах вентиляції і кондиціонування повітря використання теплоти повітря, що видаляється, для нагріву припливного повітря дозволяє на 50...60% понизити витрату теплоти вентиляційними системами.

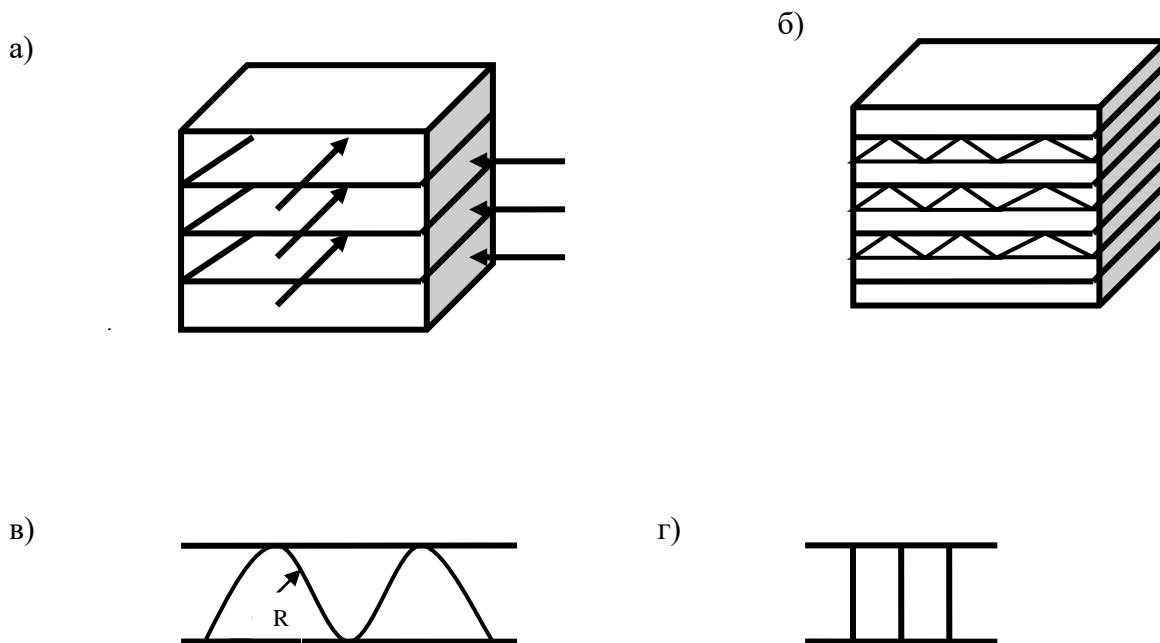
В нашому випадку використовується пластинчастий повітря-повітряний тепло утилізатор.

Пластинчасті рекуператори можуть збиратися з гладких пластин, утворюючих плоскі канали (рис.1, а). Між гладкими пластинами часто встановлюють пластини трикутного U- або П- образного профілю (рис.1, б, в, г), що значно збільшує поверхню контакту повітря з пластиною без збільшення об'єму апарату.

Вживання профільованих каналів в рекуператорах дозволяє значно збільшити теплообмінну поверхню.

У рекуператорах із зігнутими по ходу руху повітря каналами можна збільшити теплообмін в 1,3 разу і більш. Найбільш ефективною, з теплотехнічної точки зору, є проти точна схема руху теплообмінюючихся середовищ. Проте конструктивне вирішення проти точних рекуператорів

викликає складнощі, пов'язані з необхідністю забезпечити герметичність повітряних розподільних камер, кількість стиків в яких в цьому випадку виявляється значно великою. У зв'язку з цим часто удаються до перекрестноточних конструкцій теплоутилизаторів (рис.1).



а) – з гладкими пластинами; б) – з трикутними пластинами; в) – з U – образними пластинами; г) – з П- образними пластинами

Рисунок 6. – Схема пристрою повітря - повітряного рекуператора

Далі визначимо площу поверхні теплообміну протиточного рекуперативного негіроскопічного теплообмінника-утилізатора з температурним коефіцієнтом ефективності  $\varepsilon_t=0,5$ . Керуючись [12]

Масові витрати повітряних потоків складають  $G_x=2,89$  кг/с,  $G_r=2,05$  кг/с, еквіваленти витрат  $G_{x,c_b}=2904$  Вт/К,  $G_{r,c_b}=2060$  Вт/К.

Параметри теплоносіїв на вході в апарат:  $t_{x1}=5^\circ\text{C}$ ,  $d_{x1}=0,5$  г/кг,  $t_{r1}=20^\circ\text{C}$ ,  $d_{r1}=4,8$  г/кг,  $h_{r1}=32$  кДж/кг. Барометричний тиск відповідає (760 мм.рт.ст.). Матеріалом поверхні служать алюмінієві листи завтовшки  $\delta=0,5$  мм с теплопровідністю  $\lambda_c=150$  Вт/(м·К). Геометрія каналу - плоска щілина шириною  $S=3$  мм, заввишки  $h=0,7$  м і завдовжки  $l=1,3$  м, еквівалентний діаметр  $d_e=5,97 \cdot 10^{-3}$  м.

Визначаємо параметри повітряних потоків на виході з ТУ, приймаючи, що конденсація вологи в теплообміннику відсутня,  $\xi=1$ .  $\xi_r$

$$t_{x2} = t_{x1} + \varepsilon_t \frac{(Gc_b)_{МИН}}{G_x c_b} (t_{r1} - t_{x1}) = 5 + 0,7 \frac{2060}{2904} (20 - 5) = 12,5 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (5.38)$$

$$t_{r2} = t_{r1} - \varepsilon_t \frac{(Gc_b)_{МИН}}{G_r c_b} (t_{r1} - t_{x1}) = 20 - 0,7 \frac{2060}{2060} (20 - 5) = 9,5 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (5.39)$$

По середніх параметрах теплоносіїв  $\bar{t}_x = (5+12,5)/2 = 8,75 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $\bar{t}_r = (20+9,5)/2 = 14,75 \text{ } ^\circ\text{C}$  знаходимо їх фізичні властивості [8]: коефіцієнти кінематичної в'язкості  $\nu_x = 14,05 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\nu_r = 14,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ; теплопровідності  $\lambda_x = 2,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;  $\lambda_r = 2,55 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ; числа Прандтля  $Pr_x = 0,705$ ;  $Pr_r = 0,704$ ; щільність  $\rho_x = 1,253 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;  $\rho_r = 1,21$ ; питомі теплоємності  $c_{в,x} = c_{в,r} = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .

Приймаємо швидкості повітряних потоків в каналах теплообмінника  $v_x = v_r = 2,5 \text{ м}/\text{с}$ . Визначаємо числа Рейнольдса:

За даними Визначаємо число Нусельта:  $Nu_x = Nu_r = 8,2$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_x} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_r \cdot \xi_r}} = \frac{1}{\frac{1}{34,34} + \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{150} + \frac{1}{35,03 \cdot 1}} = 17,34 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Знаходимо середню різницю температур в теплообміннику:

$$\Delta t_{CP,Л} = (\Delta t_B + \Delta t_M) / 2 = [(t_{r1} - t_{x2}) + (t_{r2} - t_{x1})] / 2$$

$$\Delta t_{CP,Л} = [(20 - 12,5) + (9,5 - 5)] / 2 = 6$$

Визначаємо тепловидатність апарату:

$$Q_{II} = G_x \cdot c_{в,x} \cdot (t_{x2} - t_{x1}) = 2904 \cdot (12,5 - 5) = 21780 \text{ Вт}$$

Знаходимо площу поверхні теплообмінника:

$$F = \frac{Q_{II}}{k \cdot \Delta t_{CP,Л}} = \frac{21780}{17,34 \cdot 6} = 209 \text{ м}^2 \quad ($$

#### 4 АНАЛІЗ ТЕРМІНІВ ОКУПНОСТІ ПЛАСТИНЧАСТОГО І РОТОРНОГО ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРІВ

Прийmemo продуктивність установки 10000 м3/ч (Lпр=Lв). Розрахуемо витрати теплоти на нагрів зовнішнього повітря в системі без теплоутилизатора:

$$Q_p^i = V\rho \frac{1}{3600} c_p (t_{np} - t_H^i) \tau_i, \text{кВт/год}$$

де V - витрата зовнішнього повітря, м3/год; ρ - щільність зовнішнього повітря, кг/м3; с<sub>p</sub> - питома теплоємність при постійному тиску, кДж/ (кг К); t<sub>np</sub> - температура припливного повітря, °С; t<sub>н</sub> - температура зовнішнього повітря, °С. τ - тривалість стояння температури зовнішнього повітря, година.

Річні витрати тепла :

$$Q_p = \sum_i Q_p^i, \text{кВт/год}$$

Расчитаем терміни окупності і економію енергії при включенні до складу припливно-витяжної установки роторного регенератора вартістю Пут=3920 евр. Температуру припливного повітря прийmemo t<sub>np</sub>=18°С, температуру повітря t<sub>y1</sub>=22°, що видаляється з приміщення, С. Розрахунки повторюватимемо, міняючи ефективність в діапазоні ε=60.90% і період роботи системи вентиляції протягом доби (24, 12 або 8 годин). У цій роботі ведеться розрахунок термінів окупаемости теплоутилизаторов залежно від досягнутої температурної ефективності, при цьому не розглядаються способи досягнення заданої ефективності. Температура повітря на виході з роторного регенератора:

$$t_{H2}^i = t_{H1}^i + \varepsilon (t_{y1} - t_{H1}^i), \text{°С}$$

Кількість теплоти, необхідна на догрівання зовнішнього повітря від температури на виході з регенератора до параметрів на припливі:

$$Q_{p,ут}^i = V\rho \frac{1}{3600} c_p (t_{np} - t_{H2}^i) \tau_i, \text{кВт/рік}$$

$$Q_{p,yт} = \sum_i Q_{p,yт}^i, \text{ кВт/рік}$$

Кількість заощадженої енергії:

$$\Delta Q = Q_p - Q_{p,yт} \text{ кВт/рік}$$

Витрати енергії на обертання ротора :

$$N = N_{пр} \tau, \frac{\text{кВт}}{\text{рік}}$$

де  $N_{пр}$  - встановлена потужність приводу ротора, кВт;  $\tau$  - період роботи системи вентиляції, година/рік

$$\tau = \sum_i \tau_i, \text{ час/рік}$$

Вартість заощадженої енергії :

$$\mathcal{E} = \Delta Q \times \Pi^* - N \times \Pi_{эл}, \text{ грн/рік}$$

де  $\Pi^*$  - вартість електричної або теплової енергії залежно від типу використовуваного калорифера, грн/ (кВт год);  $\Pi_{эл}$  - вартість електричної енергії, грн/кВт рік.

Термін окупності теплоутилизатора :

Результати розрахунків представимо в графічній формі:

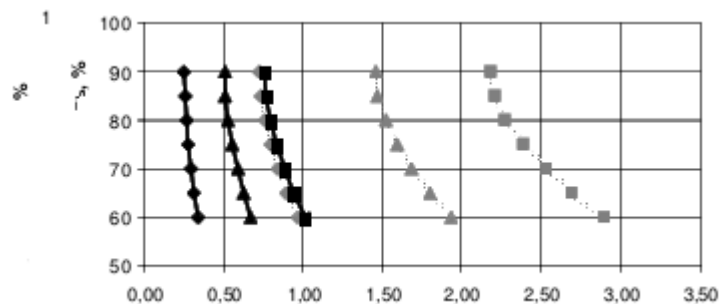


Рис.2 Термін окупності роторного теплоутилизатора залежно від його ефективності, типу теплоносія і режиму роботи системи вентиляції протягом доби

\ Як видно, найшвидше окупується система, в якій в якості калорифера догрева зовнішнього повітря до розрахункових параметрів використовується електричний нагрівач. Проте після повної окупності теплоутилизатора експлуатація системи з електричним нагрівачем обходиться дорожче з

огляду на те, що електрична енергія значно дорожча за теплову. Тому система з водяним калорифером виявляється прийнятнішою.

При установці пластинчатого теплоутилизатора при низьких температурах зовнішнього повітря можливе випадання конденсату з боку повітря, що видаляється, і його замерзання, що негативно позначається на роботі теплообмінника. Як показує практика, при температурі повітря, що видаляється,  $20^{\circ}\text{C}$  і відносній вологості 40% для утилізатора з ефективністю  $\eta=60\%$  існує небезпека обмерзання при температурах зовнішнього повітря нижче  $-5^{\circ}\text{C}$  (дані по теплообмінниках Но'а1). Проведемо розрахунок термінів окупності при установці в систему обробки повітря пластинчатого рекуператора вартістю 768 євр., при цьому в якості міри по відвертанню обмерзання теплообмінника виберемо установку додаткового калорифера переднагріву зовнішнього повітря вартістю 3 (XXX) євр. у разі, якщо його температура буде нижча  $-5^{\circ}\text{C}$ .

Проведемо аналогічний розрахунок, проте врахуємо витрати теплоти на переднагрів зовнішнього повітря від розрахункових параметрів до  $-5^{\circ}\text{C}$ . Слід зауважити, що при установці пластинчатого теплоутилизатора відсутні витрати енергії на привід, оскільки у цього типу теплообмінника відсутні частини, що рухаються. Результати розрахунків представимо графічно:

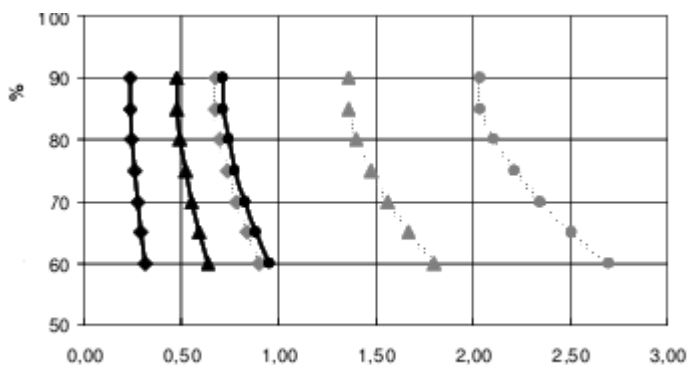


Рис.3 Термін окупності пластинчатого теплоутилизатора залежно від його ефективності, типу теплоносія і режиму роботи системи вентиляції протягом доби

Проаналізуємо отримані результати. Для цього побудуємо сумарну залежність періоду окупності теплообмінників залежно від досягнутої ефективності [3,4]

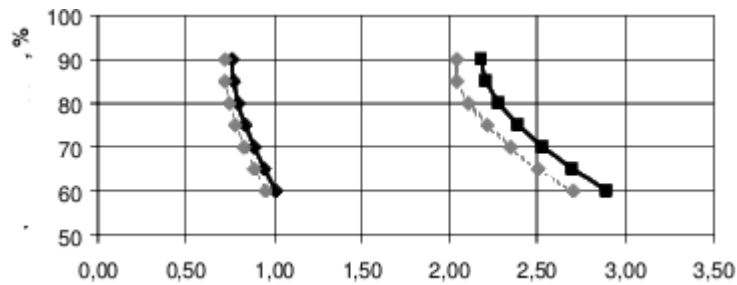


Рис.4 Порівняльна характеристика термін окупності пластинчатого і роторного утилізаторів (система вентиляції працює 8 годин на добу)

В результаті проведеного розрахунку можна зробити наступні висновки:

1. Період окупності пластинчатого утилізатора практично дорівнює періоду окупності роторного регенератора. До того ж конструкція пластинчатого рекуператора значно простіша, немає частин, що рухаються, в відмінність від роторного регенератора. Пластинчатий рекуператор при надійній системі захисту від обмерзання не вимагає обслуговування. Також пластинчатий рекуператор зважаючи на відсутність перетечок повітря може використовуватися в тих системах, де неприпустимо попадання витяжного повітря в припливний.

2. Системи з водяним калорифером окупаються значно довше, але в той же час значно дешевше в експлуатації ніж системи з електричним калорифером зважаючи на нижчу вартість теплової енергії.

3. Чим більше періоду експлуатації системи вентиляції протягом доби, тим швидше окупається установка теплоутилізатора.

4. Підвищення ефективності утилізатора (міри рекуперації) призводить до зниження терміну окупності системи (особливо в системах з водяним калорифером). Проте в області високих значень ефективності підвищення міри рекуперації веде лише до незначного зменшення термінів окупності. Оскільки підвищення ефективності теплообмінника як правило пов'язане з

конструктивними змінами, а отже зі збільшенням собівартості утилізатора, оптимальним значенням ефективності, що досягається, слід вважати  $\xi=80...85\%$ .

Слід зазначити, що в розрахунку не враховувалися одноразові витрати на доставку, монтаж, витрати на сервісне обслуговування, амортизаційні відрахування і інші витрати, пов'язані з включенням в схему обробки повітря роторного або пластинчатого утилізаторів. Розрахунок здійснювався тільки з позицій економії енергії. Тому в реальності термін окупності утилізатора може бути значно вищий, проте загальна закономірність залишиться тією ж

## 5 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці- це зведення законодавчих актів і правил, відповідних їм гігієнічних, організаційних, технічних, і соціально-економічних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатність людини в процесі праці.

### Токсичність робочої речовини

Згідно стандартної класифікації шкідливих речовин, встановлено чотири класи небезпеки залежно від семи показників токсичної дії, включаючи середню смертельну концентрацію для піддослідних тварин і гранично допустиму концентрацію (ГДК). В порівнянні з іншими показниками ГДК якнайповніше представляє токсичні властивості хладагента, проте одного цього параметра недостатньо для оцінки реальної небезпеки роботи з хладагентом в умовах експлуатації.

Як робоча речовина в холодильній установці використовується хладагент R407C - азеотропна суміш R32/R125/R134a (масові долі компонентів відповідно 23/25/52%). Розроблений як основна заміна R22. При звичайній температурі і тиску це - безбарвний газ.

Даний фреон був розроблений як альтернатива хладагенту R22 по холодавидатності і тиску насиченої пари.

Гранично допустима концентрація на робочому місці

ПДК = 1000 ppm.

Температура самозаймання, 733 ° C.

В порівнянні з R22, хладагент R407C надає значно менш шкідливу дію на довкілля (значення потенціалу глобального потепління GWP у R407 майже таке ж, як і в R22, потенціал руйнування озону ODP дорівнює нулю).

При високій температурі, в результаті розкладання холодильного агента (R-407C вживаного в холодильній машині водоохлажвального пристрою), одним з видів хімічно небезпечних і шкідливих речовин утворюється фосген.

Фосген - безбарвний газ з неприємним запахом прілого сіна або гнилих яблук. У газоподібному поляганні важче повітря в 3,5 разу.

Температура кипіння $t_{кип}$ = +8С, ПДКсс=0,003мг/м<sup>3</sup>, ПДКрз=0,5мг/м<sup>3</sup>. Погано розчиняється у воді.

Для знезараження рекомендується вода, розчини лугів і лужні оксиди виробництва, газоподібним аміаком і його водні розчини. Для нормального знезараження 1-ний тонни газоподібного фосгену буде потрібно 1000 тонн води або 100 тонн 10 %-ого розчину лугу. Симптоми ураження - солодкуватий присмак в роті, нудота, кашель, задуха, ніяковість в грудях, загальна слабкість. Газоподібний фосген потрапляє в організм через органи дихання і викликає набряк легенів. Потрапляючи в легені фосген, наводить до певних біохімічних і структурних змін в легеневій тканині і капіляри, підвищуючи проникних останніх, що наводить до заповнення легенів плазмою крові (набряк легенів). Токсичний набряк легенів розвивається швидко. При цьому з'являється часте і поверхневе дихання, болісний кашель з рясним виділенням пінявої мокроти, синюшність обличчя та рук. Подальше наростання кисневого голодування і ослаблення серцево-судинної діяльності погіршує стан людини. У цьому періоді за відсутності необхідної невідкладної допомоги настає, смерть.

Хоча в приміщення подається вже холодна вода, а не хладагент, і самі чиллера знаходяться на вулиці, а не усередині приміщень, то все одно існує можливість поразки цією шкідливою речовиною, тому потрібно передбачити необхідні заходи захисту.

Класифікація виробництва за мірою вибухової, взривопожарної і пожежної безпеки згідно ОНТП24-86

Виробництва по взривопожарній і пожежній безпеці, згідно ОНТП24-86 діляться на категорії А, Б, В, Г і Д.

Дане приміщення відноситься до категорії Д, - тобто в приміщенні знаходяться негорючі речовини і матеріали в холодному стані. Всі машинні і апаратні відділення хладонових установок відносяться до категорії Д.

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проекрованої установки

При розміщенні проекрованої установки необхідно забезпечити: зручність монтажу, обслуговування і ремонту установки і її елементів, компактність розташування устаткування, що дозволяє скоротити площу для його установки і протяжність трубопроводів; можливість реконструкції і розширення без тривалої зупинки устаткування; дотримання вимог техніки безпеки і протипожежного захисту.

Двері машинних відділень повинні виходити назовні будівель або в коридори, відокремлені дверима від інших приміщень і відкриваються у бік виходу.

Будівельно-монтажні і архітектурні вимоги включають в себе: скорочення площ приміщень для устаткування систем КП і їх елементів. Естетичну ув'язку елементів систем КП з інтер'єром приміщень, забезпечення мінімальних витрат часу на монтаж, випробування і наладку систем з можливістю по зонного введення їх в експлуатацію. Ув'язку робіт по спорудженню конструкцій будівель з монтажем систем КП. Звуко- і віброізоляцію рухомого устаткування від елементів будівельних конструкцій.

#### Електробезпека

Електробезпека - система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливої і небезпечної дії електричного струму. Небезпека електричного струму на відміну від інших небезпек посилюється тим, що людина не в змозі без спеціальних приладів виявити напругу дистанційно, а також швидкоплинність поразки - небезпека виявляється, коли людина вже уражена. Аналіз смертельних нещасних випадків показує, що на долю поразок електричним струмом

доводиться на виробництві до 40%, в енергетиці - до 60 % ; велика частина поразок (до 80 %) відбувається в електроустановках напругою до 1000 В (110- 380 В).

Проходячи через живі тканини людини, електричний струм надає термічну (опіки), електролітичну (електроліз) і біологічну дію. Розрізняють також механічні пошкодження від дії електричного струму. Це приводить до різних порушень в організмі, викликавши як місцеве ураження тканин і органів, так і загальну поразку організму. Розрізняють два види поразок електричним струмом: місцеві електричні травми (електротравми) і електричний удар.

Однофазні замикання струму, які можуть виникнути в електричних машинах, апаратах, приладах, на ЛЕП, небезпечні тим, що на корпусах і опорах з'являється напруга, достатня для поразки людини і виникнення пожежі. Струм замикання створює небезпечну напругу не лише на самому устаткуванні, але і біля нього, розтікаючись з підстав і фундаментів.

Захист від поразки електричним струмом і спалахів можна здійснити захисним відключенням (відключають пошкоджену ділянку мережі швидкодіючим захистом), або захисним заземленням (знижують напругу дотику і кроку), або зануленням (відключають устаткування і знижують напругу дотику і кроку на період, поки не спрацює відключаючий апарат).

#### Електробезпека устаткування

Згідно правилам пристрою електроустановок, всі електричні установки діляться на дві групи залежно від напруги до 1000 В і понад 1000 В. Для комфортного СКП в експлуатації знаходяться установки лише першої групи з напругою до 1000 В

Виробниче приміщення всіх типів залежно від ступеня ураження електричним струмом діляться на три категорії:

1) приміщення без підвищеної небезпеки - без струмопровідного пилю, без великої кількості сповільнених металевих предметів (адміністративні, учбові приміщення і т. д.);

2) приміщення з підвищеною небезпекою - сирі, з  $\varphi > 75\%$ , температурою повітря більше  $30^{\circ}\text{C}$ , з підлогою із струмопровідних матеріалів (цегельні, бетонні) з можливістю дотику до металевих корпусів устаткування і заземлених металоконструкцій (вентилі, камери, камери холодильників і ін.);

3) особливо небезпечні приміщення - особливо сирі, з наявністю хімічно активного середовища і два і більш за ознаки, що характеризують приміщення з підвищеною небезпекою.

Дане приміщення холодильної установки відноситься до першої категорії.

Розрахунок системи штучного заземлення

Виконаємо розрахунок системи заземлення.

Розрахункове значення питомого опору ґрунту визначаємо по формулі:

$$\rho_p = \rho_f \cdot y, \quad (5.1)$$

де  $\rho_f$  – фактичний питомий опір ґрунту

(для чорнозому дорівнює  $30 \text{ Ом}\cdot\text{м}$ );

$y$  - кліматичний коефіцієнт, приймаємо  $y=1,5$

В результаті підстановки числових значень у формулу отримуємо:

$$\rho_p = 30 \cdot 1,5 = 45 \text{ Ом}\cdot\text{м}$$

У якості електродів вибираємо вертикальні сталеві труби діаметром  $d=0,045 \text{ м}$ .

Вертикальні заземлювачі розташовуємо в ряд.

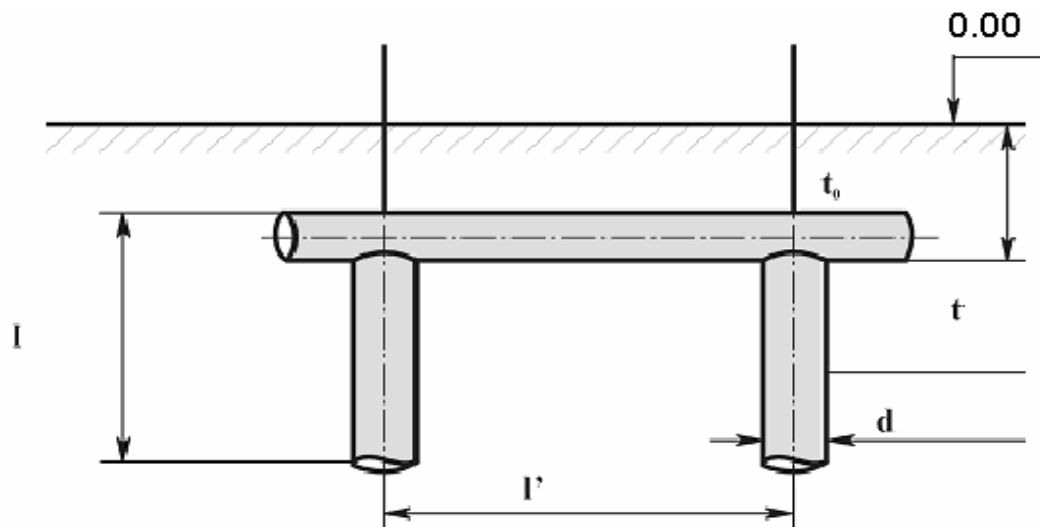


Рис.6.1 – Схема розтошування заземлювача

Рядна система розподілу вертикальних заземлювачів.

Довжину вертикального заземлювача вибираємо з умови:  $l/l' = 2$ . Відстань між заземлювачами  $l'$  приймаємо рівним 5 м, тоді довжина заземлювача буде рівна

$$L = l'/2, \text{ м} \quad (5.2)$$

$$L = 5/2 = 2,5 \text{ м}$$

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

$$t = l'/2 + t_0, \text{ м} \quad (5.3)$$

$$t = 2,5/2 + 0,5 = 1,75 \text{ м}$$

Опір одного вертикального заземлювача визначимо по формулі:

$$R_0 = \rho_p / (2 \cdot p \cdot l) \cdot (\ln(2 \cdot l/d) + 1/2 \cdot \ln((4 \cdot t + l)/(4 \cdot t - l))), \quad (5.4)$$

Тоді

$$R_0 = 45 / (2 \cdot 3,14 \cdot 2,5) (\ln(2 \cdot 2,5/0,045) + 1/2 \ln((4 \cdot 1,75 + 2,5)/(4 \cdot 1,75 - 2,5))) =$$

$$R_0 = 14,6 \text{ Ом}$$

Необхідну кількість вертикальних заземлювачів визначаємо по формулі

$$n = R_0 / R_{тр}, \quad (5.5)$$

де  $R_0$  – опір одного вертикального заземлювача;

$R_{тр}$  – необхідний опір заземлення, в електричних

установках з напругою до 1000 В  $R_{тр} = 4 \text{ Ом}$ .

В результаті отримуємо:

$$n = 14,6/4 = 3,65$$

Підбираємо найближче стандартне число заземлювачів  $n'=4$ .

Тепер визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{св} = R_0/(n' \cdot h_v), \quad (5.6)$$

де  $R_0$  - опір одного вертикального заземлювача;

$n'$  – число заземлювачів;

$h_v$  – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів

вибираємо  $h_v=0,83$ . Тоді

$$R_{св} = 14,6/(4 \cdot 0,83) = 4,4 \text{ Ом}$$

Визначимо опір сполучної смуги (шини). При розміщенні заземлювачів в ряд довжина смуги визначається вираженням:

$$L = (n'-1) \cdot l', \text{ м} \quad (5.7)$$

$$L = (4 - 1) \cdot 5 = 15 \text{ м}$$

Опір сполучної смуги знаходимо по формулі:

$$R_{\Pi} = \rho_p/(2 \cdot p \cdot L \cdot h_{\Gamma}) \cdot \ln(L2/(d \cdot t_0)), \quad (5.8)$$

де  $h_{\Gamma}$  – коефіцієнт використання горизонтальних заземлювачів, визначуваний  $h_{\Gamma}=0,89$ . Тоді

$$R_{\Pi} = 45/(2 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 0,89) \cdot \ln(152/(0,045 \cdot 0,5)) = 4,94 \text{ Ом}$$

Опір всієї системи визначається вираженням:

$$R_c = R_{\Pi} \cdot R_{св} / (R_{\Pi} + R_{св}), \quad (5.9)$$

де  $R_{\Pi}$  – опір сполучної смуги

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

Після підстановки числових значень отримуємо

$$R_c = 4,94 \cdot 4,4/(4,94 + 4,4) = 2,33 \text{ Ом}$$

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

### Пожежна профілактика

Пожежа - горіння поза спеціальним вогнищем, що завдає матеріального збитку і що створює небезпеку для життя людей. Оскільки кількість пожеж з року в рік збільшується то, створюється необхідність створювати на підприємствах умови, при, яких виникнення і поширення пожежі стає мінімальним (підвищувати пожежну безпеку будівлі).

Пожежна безпека - стан об'єкту, при якому зі встановленою вірогідністю унеможливується виникнення і розвиток пожежі (до такої міри, коли контроль вже неможливий) і дії на людей небезпечних чинників пожежі, а також забезпечується захист людей і матеріальних цінностей.

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

Організаційні заходи передбачають правильну експлуатацію машин, правильний вміст будівель, території, протипожежний інструктаж робітників і службовців, організацію добровільних пожежних дружин.

До технічних заходів відносяться дотримання протипожежних норм і правил при проектуванні будівель, при обладнанні електропроводів і устаткування, опалювання, вентиляції, освітлення, правильне розміщення устаткування.

Заходи режимного характеру - це заборона куріння в не встановленому місці, виробництво зварювальних і інших вогневих робіт в пожароопасних приміщеннях.

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

Здатність конструкцій чинить опір дії пожежі в перебігу певного часу при збереженні експлуатаційних функцій називається вогнестійкістю. Залежно від величини межі вогнестійкості основних будівельних конструкцій і меж поширення вогню по цих конструкціях будівлі і споруди по вогнестійкості підрозділяються на вісім мір.

Основні конструкції машинних залів мають бути II мірі вогнестійкості з негорючих матеріалів з межею вогнестійкості 0,75 ч.

Підвищити вогнестійкість будівель і споруд можна облицюванням або обштукатурюванням металевих конструкцій. Велике значення має захист дерев'яних конструкцій, оскільки при нагріві їх поверхні до 270 - 280 °С вони спалахують і продовжують горіти самостійно.

Захист від поширення полум'я в установках вентиляторів досягається за допомогою вогнепреградителів, швидкодіючих заслінок, водяних завіс і тому подібне. Вогнепреградителі - це установки які перешкоджають поширенню полум'я по каналах систем вентиляції і кондиціонування повітря.

У приміщеннях як автоматична пожежна сигналізація використовується АДО (автоматичною димовий оповіщувач). Принцип його дії заснований на тому, що продукти горіння впливають на іонізаційний струм, що наводить в дію електромагнітне реле, яке включає систему сигналізації.

Засоби і матеріали, за допомогою яких припиняється горіння, називаються вогнегасящими засобами.

Вогнегасники по вигляду вогнегасячих засобів підрозділяють на рідинні, вуглекислотні, хімпінні, повітря - пінні, хладонові, порошкові і комбіновані.

Вибір типу і розрахунок необхідної кількості вогнегасників слід виробляти залежно від вогнегасячої здатності, граничної площі, класу

пожежі горючих речовин і матеріалів приміщенні, що захищається, або на об'єкті згідно ІСО N 3941 - 77.

У нашому випадку для гасіння пожежі можна використовувати порошкові вогнегасники. Необхідна кількість цих вогнегасників для гасіння пожежі:

у торговельному залі ресторану площею 254 - дорівнює 2 болон по 5 л;

у приміщенні де знаходиться припливно-витяжна установка і пульт управління - дорівнює 1 болон на 5 л.

Відстань від можливого вогнища пожежі до місця розміщення вогнегасника не повинна перевищувати: 20 м - для громадських будівель і споруд.

Розрахуємо кількість спінкерних розеток, необхідних для гасіння приміщення торговельного залу ресторану .

$$n = S/S' = \frac{254}{12} = 21 \quad (5.10)$$

Приймаємо  $n=21$

Визначимо витрату води на пожежогасінню для розеток:

$$G = n \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 21 \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 2268 \text{ (м}^3\text{/ч)} \quad (5.11)$$

Особливу увагу необхідно приділяти евакуації людей з приміщень. Евакуація проводиться по заздалегідь спланованих дорогах, які прагнуть зробити мінімальними для проходження людьми до безпечного місця. Схеми евакуації розташовані в доступних для погляду людини місцях. Всі люди знаходяться в будівлі повинні строго дотримувати ці розроблені інструкції для того, щоб під час екстреної ситуації не сталося тисняви, травм, пошкоджень або інших неприємних речей.

#### Освітлення

Освітлення відноситься до одного з основних зовнішніх чинників , що постійно впливають на людину в процесі праці. Позитивний вплив освітлення на продуктивність праці і його якість не викликає сумніву. Так, сонячне освітлення збільшує продуктивність праці в середньому на 10%, а штучне на 13%, при цьому можливість браку знижується на 20-25%.

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

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

Чищення скла світлових отворів повинне робитися не рідше 2 раз на рік для приміщень з незначним виділенням пилу і не рідше 4 раз на рік для приміщень із значними виділеннями пилу, для світильників - 4 - 12 раз на рік, залежно від характеру запиленої виробничого приміщення.

Своєчасно потрібно замінювати лампи, що перегоріли, перевіряти рівень освітленості в контрольних точках виробничого приміщення.

Розрахуємо систему освітлення приміщення пультової.

Вихідні дані для розрахунку:

Довжина - 3 м, ширина - 2 м, висота - 3 м.

Для освітлення даного приміщення вибираємо люмінесцентні лампи.

Площа приміщення:

$$S = a \cdot b = 3 \cdot 2 = 6 \text{ (м}^2\text{)} \quad (5.12)$$

Висота світильника над робочою зоною :

$$H_{\text{раб}} = H - h_{\text{раб}} = 3 - 0,8 = 2,2 \text{ (м)} \quad (5.13)$$

Відстань між центрами світильників:

$$\frac{L_{\kappa}}{H_{\text{раб}}} = 1,4 - \text{коєфіцієнт для люмінесцентних ламп.}$$

$$L_{\kappa} = 1,4 \cdot 2,2 = 3,08 \text{ (м)}$$

Приблизне число світильників:

$$N = \frac{S}{L_k^2} = \frac{6}{3,08^2} = 0,63 \quad (5.14)$$

Приймаємо приблизно  $N=1$ .

Визначаємо світловий потік світильника:

$$\Phi_{\text{л}} = \frac{100 \cdot E_{\text{н}} \cdot S \cdot z \cdot K}{N \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 300 \cdot 6 \cdot 1,1 \cdot 1,4}{1 \cdot 41} = 6760 \text{ (лм)} \quad (5.15)$$

Приймаємо до установки лампи ЛДЦ80 в кількості  $n=2$  шт., кожна з яких має світловий потік  $\Phi_{\text{л}}=3740$  лм.

Визначаємо відхилення світлового потоку :

$$\Delta\Phi = \frac{\Phi_{\text{л}2} - \Phi_{\text{л}}}{\Phi_{\text{л}2}} = \frac{(3740 \cdot 2) - 6760}{3740 \cdot 2} \cdot 100\% = 9,6\% \quad (5.16)$$

Нарешті, визначимо потужність освітлювальної системи:

$$P = n \cdot N \cdot P_i \quad (5.17)$$

У цій формулі  $n$  - кількість світильників прийнята;

$N$  – Приблизне число світильників;  $P_i$  – потужність однієї лампи (для світильників ЛДЦ80  $P_i=80$ Вт). Тоді  $P=2 \cdot 1 \cdot 80 = 160$  Вт

Захист від шуму і вібрації

Виробничий шум супроводжується шумом і вібрацією, джерелами виникнення яких є машини з невідновженими масами, що обертаються, технологічні схеми, установки і апарати, в яких переміщення рідин і газів відбувається з великими швидкостями і супроводжується пульсацією.

Механічні коливання устаткування і його вузлів, комунікацій і споруд при дозвукових і частково звукових частотах називають вібрацією.

Розрізняють локальну (місцеву) вібрацію, що передається через руки і загальну вібрацію, що передається через опорні поверхні на тіло людини.

Методи захисту від шуму і вібрації підрозділяють на архітектурно-планувальні і організаційно-технічні.

Архітектурно-планувальні включають; раціональне акустичне планування будівель і генеральних планів об'єктів. Раціональне розміщення устаткування.

Організаційно-технічні методи захисту передбачають: вживання малошумних машин, вдосконалення технології ремонту і обслуговування машин.

Засоби захисту від шуму і вібрації розділяють на наступні види: засоби, що знижують шум в джерелі його виникнення; засоби, що знижують шум на дорозі його поширення; засоби індивідуального захисту.

Шум і вібрацію в джерелі його виникнення зменшують, замінюючи ударні процеси ненаголошеними, застосовуючи деталі з не звучних матеріалів, підтримуючи оптимальні зазори у вузлах, покращуючи умови обтікання деталей і вузлів повітряними, газовими і рідинними потоками.

Шум і вібрацію на дорогах їх поширення ослабляють акустичними засобами звуко- і віброізоляції, звуко- і вібропоглинання, глушення звуку.

Звукоізоляцію забезпечують вживанням ефективних по ізоляції шуму конструкцій обгороджувань; ущільненням вікон, дверей, отворів і місць проходу комунікацій через конструкції, що захищають; установкою звукоізолюючих кожухів, екранів, обгороджувань і кабін. Матеріал повинен добре відображати звукові хвилі, перешкоджаючи їх поширенню.

Звукопоглинання передбачає вживання звукопоглинальних облицювань і об'ємних поглиначів звуку.

Віброізоляцію здійснюють, застосовуючи віброізолюючі опори і пружні прокладки, виконуючи конструкційні розриви між джерелом вібрації і будівельними конструкціями.

Як віброізолюючі опори використовують віброізолюючі фундаменти і опори з пружинними, пружинно-гумовими і гумово-металевими амортизаторами.

Вібропоглинання забезпечують нанесенням на віброуючі поверхні обгороджувань, трубопроводів і воздуховодов матеріалів з великим коефіцієнтом внутрішнього тертя.

Глушники застосовують для зниження аеродинамічного шуму систем вентиляції, кондиціонування повітря і повітряного опалювання. Зменшення шуму в глушниках досягається шляхом вживання звукопоглинальних матеріалів.

До засобів індивідуального захисту від шуму відносять проти галасливі навушники, вкладиші, шлеми і каски, що дозволяють понизити рівень шуму залежно від його частоти на 5-40 дБ. Для захисту від шуму високого рівня застосовують проти галасливі костюми.

Індивідуальний захист від вібрації забезпечується вживанням рукавиць і рукавичок, вкладишів і прокладок, спеціального взуття, нагрудників, поясів і спеціальних костюмів, виготовлених з упругодемпфируючих матеріалів.

Долікарська допомога.

Перша допомога при поразці електричним струмом.

Долікарська допомога потерпілому від електричного струму складається з двох послідовних етапів. Перш за все необхідно швидко звільнити людину, що потерпіла від дії струму, і потім негайно приступити до надання першої допомоги.

Звільнити людину, що потерпіла від дії струму, можна декількома засобами.

Найбільш простий засіб - відключення відповідної частини електроустановки. Окрім того, при напрузі до 1000 В можна перерізувати або перерубати дроти або відтягнути потерпілого від струмоведучої частини, відкинути від нього дріт і так далі. При напрузі вище 1000 В застосовують ті ж способи, але при цьому обов'язково застосовують діелектричні рукавички, боти.

Після звільнення потерпілого від дії струму, йому надають необхідну медичну допомогу тут же на місці.

Заходи першої медичної допомоги залежать від його стану. Якщо потерпілий в свідомості, але до цього був в непритомності або нетривалий час

знаходився під впливом струму, йому необхідно створити повний спокій. За відсутності свідомості, але якщо збереглося дихання слід укласти потерпілого на м'яку підстилку, забезпечити приплив свіжого повітря, давати нюхати нашатирний спирт.

Якщо потерпілий дихає насилу - необхідно робити штучне дихання і масаж серця. За відсутності ознак життя, тобто за відсутності дихання серцебиття, пульсу, не можна вважати потерпілого мертвим. В цьому випадку також треба робити штучне дихання і масаж серця.

Перша допомога при поразці хладагентами.

При отруєнні хладагентом необхідно негайно вивести потерпілого на свіже повітря. Якщо дихання припинилося, треба провести штучне дихання. За наявності дихання проводять інгаляцію теплою парою лимонної кислоти.

При попаданні рідкого аміаку на шкіру обережно розтирають обморожену ділянку стерильною ватною кулькою або марлевою серветкою до почервоніння шкіри. Обморожене місце після цього обтирають спиртом і накладають на нього марлеву пов'язку. В разі утворення на тілі міхурів шкіру розтирати не можна - на обморожену ділянку тіла необхідно також накласти стерильну пов'язку.

При попаданні в очі негайно промивають їх струменем води кімнатної температури, а потім пускають в очі декілька крапель 2-4 % - ного розчину борної кислоти.

При задусі, викликаній недоліком кисню в приміщенні, заповненому газоподібним хладоном, необхідно негайно вивісь пострадавшего на свіже повітря. Рекомендується пиття, вдихання кисню в течії 30 -45 мин. В разі припинення дихання слід робити штучне дихання до приходу лікаря.

При попаданні хладону в очі їх промивають струменем води кімнатної температури під невеликим тиском і закачують в очі стерильне вазелінове масло, після чого необхідно звернутися до лікаря.

Перша допомога при опіках і обмороженні

При роботі в холодильних камерах і на відкритому повітрі в зимовий час можливі обмороження.

Обморожену частину тіла обережно розтирають сухою шерстяною ганчіркою або сукниною, аби відновити кровообіг і відігріти її до нормальної температури тіла. Після почервоніння шкіри, що свідчить про відновлення кровообігу, її змащують борним вазеліном або несолоним харчовим жиром, накладають стерильну пов'язку і вкривають пострадавшего теплим одягом або ковдрою.

При опіках першого ступеня (почервоніння і припухлість шкіри) на уражене місце накладають примочки із слабкого розчину марганцевий - кислого калія, після чого місце опіку забинтовують. При опіках другої (водняні міхури) і третій (глибокі пошкодження і омертвляння тканин) мірі одяг або взуття краще не знімати, а розрізати, зробити перев'язку, як при пораненнях, і направити пострадавшего в здравпункт.

При дуже сильних опіках викликають швидку допомогу; пострадавший повинен лежати непорушно; уражені місця накривають чистим простирадлом.

При опіках міцними кислотами або рідким аміаком уражене місце треба негайно промити сильним струменем води, а потім 5% - ним розчином марганцевий - кислого калія або 10% - ним розчином питної соди; після промивання накладають марлю, просочену сумішшю рослинної олії і вапняної води в рівному співвідношенні. У випадках попадання кислоти або її пари в порожнину рота або в очі їх треба промити 5% - ним розчином питної соди.

Глибокі поразки відбуваються при опіках їдкими лугами. В цьому випадку уражене місце необхідно промити швидкоплинним струменем води, а потім додатково слабким розчином оцетової кислоти або розчином борної кислоти.

Розрахунок вентиляції приміщення

Розрахувати продуктивність системи вентиляції приміщення пультовою, для однієї людини.

Вихідні дані:

$a=3\text{ м}$  – довжина приміщення;

$b=2\text{ м}$  – ширина приміщення;

$c=3\text{ м}$  – висота приміщення;

Розраховуємо об'єм приміщення по формулі:

$$V=a \cdot b \cdot c \quad (5.18)$$

$$V=3 \cdot 2 \cdot 3 = 18 \text{ м}^3$$

Далі визначимо максимальну кількість робочих станцій для приміщення

$$n_{\max} = S_{\text{пом}} / S_{\text{норм}}, \quad (5.19)$$

де  $S_{\text{норм}}=6\text{ м}^2$  – площа для одного робочого місця;

$$S_{\text{пом}} = a \cdot b \quad (5.20)$$

$$S_{\text{пом}} = 3 \cdot 2 = 6 \text{ м}^2$$

$S_{\text{пом}}$  – площа приміщення;

$n_{\max}=6/6=1$  – к-ть робочих місць.

Витрата повітря під час надходження надлишкового тепла визначається по формулі:

$$L = \sum Q / (c_{\text{возд}} \cdot \rho_{\text{возд}} \cdot (t_{\text{уд}} - t_{\text{пр}})), \quad (5.21)$$

де  $L$  – продуктивність системи вентиляції,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$c_{\text{возд}}=1,005\text{ кДж/кг}\cdot\text{С}$  – питома теплоємність повітря при постійному тиску;

$\rho_{\text{возд}}=1,2\text{ кг/м}^3$  – щільність повітря;

$t_{\text{уд}}=24^\circ\text{С}$  – температура повітря, що видаляється. Для теплого періоду року іробіт «легка 1б» температура має бути від  $(22\dots 24)^\circ\text{С}$ ;

$t_{\text{пр}}$  – температура припливного повітря. Обчислюється за формулою:

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{уд}} - \Delta t_{\text{раб}} \quad (5.22)$$

$$t_{\text{пр}} = 24 - 5 = 19^\circ\text{С}$$

$$\sum Q = Q_{\text{людей}} + Q_{\text{компьютера}} + Q_{\text{освещ.}} + Q_{\text{оборуд.}} = 170 + 300 + 160 + 300 = 930 \text{ Вт} \quad (5.23)$$

$$Q_{\text{людей}} = q_{\text{л}} \cdot n = 170 \cdot 1 = 170 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{компьютера}}=q_k \cdot n=300 \cdot 1=300 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{освещ.}}=160 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{оборуд.}}=300 \text{ Вт}$$

$$L=0,93/(1,005 \cdot 1,2 \cdot (24-19))=0,154 \text{ м}^3/\text{с} = 555 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Визначаємо настановну потужність електродвигуна для вентиляції по формулі:

$$N=k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6} / (3,6 \cdot \eta_{\text{вент}} \cdot \eta_{\text{прив}}), \quad (5.24)$$

де  $k$  – коефіцієнт запасу ( $k= 1,05 \dots 1,5$ );

$H$  – аеродинамічний опір вентилятора,  $H=300\text{Па}$ ;

$\eta_{\text{вент}}$  – ККД вентилятора;

$\eta_{\text{прив}}$  - ККД приводу, який при клиноременной передачі рівний 0,95;

$$N=1,2 \cdot 555 \cdot 300 \cdot 10^{-6} / (3,6 \cdot 0,6 \cdot 0,95)=0,1 \text{ кВт}$$

Приймаємо для нормальної вентиляції нашого приміщення продуктивність системи вентиляції рівну  $L=555 \text{ м}^3/\text{ч}$ , осьовий вентилятор потужністю  $N=0,1 \text{ кВт}$ . Якщо розрахунок вентиляції проводиться по декількох напрямках, за кінцевий результат береться найбільше значення.

### **Висновок:**

При вирішенні завдань по охороні праці необхідно чітко представляти сутність процесів і відшукати засоби (найбільш відповідні до кожного конкретного випадку), що усувають вплив на організм шкідливих і небезпечних чинників і що виключають по можливості травматизм і професійні захворювання.

При поліпшенні і оздоровленні умов роботи праці важливими моментами, є комплексна механізація і автоматизація технологічних процесів, вживання нових засобів обчислювальної техніки і інформаційних технологій в наукових дослідженнях і на виробництві.

## ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі вирішено актуальне науково-практичне завдання щодо підвищення енергоефективності систем кондиціонування повітря в котеджах для переселенців шляхом застосування утилізаторів теплоти.

У результаті виконаного дослідження отримано такі основні результати:

1. Проведено аналіз сучасних систем кондиціонування та вентиляції житлових будівель, а також способів утилізації теплоти витяжного повітря. Встановлено, що використання рекупераційних технологій є одним із найбільш ефективних напрямів зниження енергоспоживання будівель.
2. Визначено вимоги до параметрів мікроклімату в котеджах для проживання переселенців відповідно до чинних нормативних документів та санітарно-гігієнічних вимог.
3. Виконано розрахунок теплових і вологісних навантажень приміщень котеджу, що дозволило обґрунтувати необхідну продуктивність системи кондиціонування та вентиляції.
4. Розроблено систему кондиціонування повітря з використанням утилізатора теплоти, яка забезпечує підтримання нормативних параметрів температури, вологості та якості повітря в приміщеннях.
5. Здійснено підбір основного обладнання системи, визначено його технічні характеристики та режими роботи.
6. Встановлено, що застосування утилізатора теплоти дозволяє суттєво скоротити витрати теплової та електричної енергії на обробку припливного повітря, підвищуючи загальну енергоефективність системи кондиціонування.
7. Проведений техніко-економічний аналіз підтвердив доцільність впровадження запропонованого рішення для житлових котеджів,

оскільки воно забезпечує зниження експлуатаційних витрат та підвищення комфортності проживання.

Таким чином, поставлену мету роботи досягнуто, а отримані результати можуть бути використані під час проектування та модернізації систем кондиціонування повітря в житлових будівлях для переселенців та інших об'єктах житлового призначення.

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЕ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарєва Н.В. Інноваційні технологіє кондиціювання повітря в нестационарних умовах. Монографія Одеса, ТЕС. 2022. – 264 с.
2. Державні будівельні норми України: Будинки і споруди. Громадські будинки та споруди. Основні положення: ДБН В.2.2.-9-99. Вид. офіц. – К.: Держбуд України, 1999. – 94 с.
3. Державні будівельні норми України: Будинки і споруди цивільное оборони: ДБН В.2.2.-5-97. – Вид. офіц. – К.: Держкоммістобудування України, 1998. – 161 с.
4. Державні будівельні норми України: Будинки та споруди дитячих дошкільних закладів: ДБН В.2.2.-4-97. – Вид. офіц. – К.: Держкоммістобудування України, 1998. – 49 с.
5. Жихарєва Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціювання повітря[Текст] / Н.В.Жихарєва // –Одесса: «ТЕС», 2016. – 171 с.
6. Zhang Q. Development of typical year weather data for Chinese locations. [Текст] // Q.Zhang, J.Huang, S. Lang / ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.
7. Kogut V.. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter [Текст] / V Kogut. V.Bushmanov, N. Zhykharieva//AIP Conferenc Proceedings 2285, 030087 (2020); <https://doi.org/10.1063/5.0026819>
8. Жихарєва Н.В. Математичні аспекти термoeкономічного аналізу холодильное установки плодooвочесховища. [Текст] / Н.В. Жихарєва.// Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15. .
9. Жихарєва Н.В. Підвищення ефективності активного Кондиціювання при зберіганні плодooвочевое продукції [Текст] / Н.В. Жихарєва., М.Г.

Хмельнюк, В.І.// Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120. .

10. Жихарєва, Н.В. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ. / Н.В. Жихарєва, М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. – Одеса:ОДАХ. – 2012. – №5. - с.16-20.
11. PN – 83/B – 03430. Wentylacja w budynkach mieszkalnych zamieszkania zbiorowego i użyteczności publicznej. Wymagania. (Dz. Norm. i Miar nr 5/1983, poz. 8). Wydanie 2. Wydawnictwo Normalizacyjne „ALFA”, 1987. - 4 с.
12. PN – 87/B – 03433. Wentylacja. Instalacje wentylacji mechanicznej wywiewnej w budynkach mieszkalnych wielorodzinnych. Wymagania. (Dz. Norm. i Miar nr 2/1988, poz. 3). - Wydawnictwo Normalizacyjne „ALFA”, 1988. - 3 с.
13. Klippe J.: Zeitschrift für Sanitär-Heizung-Klima (IKZ) nr 3/80, s. 4.
14. Oetjen H.: Kälte und Klimatechnik (KKT) nr 4/80, s.146-149.
15. Wimböck G.: Technik am bau (TaB) nr 2/82, s. 133-134.
16. Kittler H.: KKT nr 9/84, s. 406.
17. Tauschenbuch für Heizung und Klimatechnik 92/93. R.Oldenbourg Verlag GmbH. – München.
18. VDI 3802 (8.12.79): RLT – Anlagen für Fertigungswerkstätten.
19. Keppler P.: Ges. – Inq. Nr 6/81, s.281-286, 327-329.
20. FTA – Fachbericht 3, 1980, Resch-Verlag, Gräfelfing/ München.
21. VDI – Bericht. 435. Tagung München 1982, VDI – Verlag, Düsseldorf.
22. Flaiq K.: VVII Int. Kongreß TGA. Berlin nr 10/88, s.44 u.a.
23. FTA – Bericht 3: Wärmerückgewinnung bei Be- und Entlüftung in Industriehallen 1980, Resch Verlag. München.
24. VDI – Bericht 435, Tagung München, 1982.
25. Schöfer E. TaB nr 9/78, s.751-755.
26. Ossadnik H. VDI Bericht nr 425 (1981), s.39-46.

27. Bach H., Dittes W.: HLN nr 8/86, s.411-418.
28. Lorenz W.: Ges.-Ing. nr 6/85, s.259-273.
29. Жуковський С.С. Кінаш О.В. Особливості енергоощадного вентиляювання помешкань з щільними вікнами. Вісник НУ „Львівська політехніка” „Теорія і практика будівництва” № 496. – Львів: Видавництво НУ „ЛП”, 2005.
30. Лівчак І., Мелік-Аракемян Т. Особливості вентиляціє висотних житлових будинків. /Ринок інсталяцій № 7-8/ 2004, с.11-14.
31. Жуковський С.С. Температурна ефективність загальнообмінное вентиляціє /Ринок інсталяцій №7/ 2003, с. 6-8.
32. Жуковський С.С. Ефективність загальнообмінное вентиляціє щодо переміщення шкідливих речовин поза межі приміщення. /Вісник НУ «Львівська політехніка» «Теорія і практика будівництва» №495. – Львів: Вид-во НУ „ЛП”, 2004. с.72-78.

