

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

ЛИМАРЕНКО ОЛЕКСІЙ МИКОЛАЙОВИЧ

Кваліфікаційна наукова праця  
на правах рукопису

УДК 536.422:622.691.2

ДИСЕРТАЦІЯ

ТЕПЛОМАСООБМІН У ВЕНТИЛЬОВАНИХ ШАРАХ ОГОРОДЖУЮЧИХ  
КОНСТРУКЦІЙ БУДИНКІВ І СПОРУД

05.14.06 “Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика”

144 – теплоенергетика

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,  
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

\_\_\_\_\_ Лимаренко О.М.

Науковий керівник: Павленко Анатолій Михайлович, доктор технічних наук,  
професор

Львів – 2020

## АНОТАЦІЯ

Лимаренко О.М. ТЕПЛОМАСООБМІН У ВЕНТИЛЬОВАНИХ ШАРАХ ОГОРОДЖУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ БУДИНКІВ І СПОРУД. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2020

Дисертація присвячена теоретичному та експериментальному дослідженню процесів тепломасообміну, що відбуваються в огорожуючих конструкціях будинків та споруд, а саме: дослідженню процесів нагрівання, елементів вентилярованих каналів; визначенню втрат тепла в цих елементах; обґрунтуванню вибору способу теплового захисту огорожуючих конструкцій; розробці математичних моделей процесу теплообміну та методики визначення основних технологічних параметрів; розробці перспективних технологій теплового захисту будівель та енергетичного обладнання; розробці комплексної методики теплового захисту та енергозберігання будинків і споруд.

Експериментально досліджені процеси теплообміну та вологопроникнення в різних огорожуючих конструкціях, як в натурних об'єктах, так і на спеціально створених лабораторних стендах. Розроблена експериментальна установка, яка дозволила визначити основні закономірності теплопередачі у вертикальних вентилярованих каналах, на основі яких отримані дані, що дозволяють здійснити оцінку теплообмінних характеристик цих каналів, необхідних для технологічних розрахунків. Створена комплексна математична модель тепловологісного режиму будівлі, а також методика керування енергозабезпеченням будинків, що дає можливість визначити основні енергетичні характеристики.

**Ключові слова:** тепломасообмін, математичне моделювання, тепловологісний режим будівель, керування енергозабезпеченням будинків, енергоощадність.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Лимаренко О.М. Вплив вентиляованих огорожуючих конструкцій на регулювання енергозабезпечення будинку / О.М. Лимаренко // Інтегровані технології та енергозбереження. – Харків: 2019. – № 2. – С. 27 – 30.
2. Лимаренко О.М. Моделювання процесів теплообміну у вентиляованих огорожуючих конструкціях в стаціонарних умовах / О.М. Лимаренко // Технологический аудит и резерви производства. – Харків: 2017. – № 8. – С. 42 – 57.
3. Лимаренко О.М. Моделювання процесів теплообміну у вентиляованих огорожуючих конструкціях для теплої пори року / О.М. Лимаренко // Інтегровані технології та енергозбереження. – Харків: 2018. – № 3. – С. 29 – 37.
4. Лимаренко О.М. Експериментальні дослідження процесів теплообміну у вертикальних вентиляованих каналах / О.М. Лимаренко // Інтегровані технології та енергозбереження. – Харків: 2019. – № 3. – С. 37 – 30.
5. Lymarenko, O. Development of nontraditional renewable energy sources in Ukraine / Lymarenko, // Problem of energy saving and nature use – Budapest . 2014. – С.42 – 46.
6. Lymarenko O. Modeling of the process of microclimate formation / O. Lymarenko // Journal of New Technologies in Environmental Science. – 2017. – № 3. – P. 120-124.

### ABSTRACT

Lymarenko O.M. HEAT AND MASS TRANSFER IN VENTILATED LAYERS OF PROTECTIVE STRUCTURES OF BUILDINGS AND CONSTRUCTIONS. - As a manuscript.

Thesis for the degree of candidate of technical sciences in specialty 05.14.06 - technical thermophysics and industrial power engineering. - National University "Lviv Polytechnic", Lviv, 2020.

The thesis is devoted to theoretical and experimental research of heat and mass transfer processes occurring in the protective structures of buildings and constructions,

namely: the study of heating processes, elements of ventilated channels; determination of heat loss in these elements; justification of the choice of the method of thermal protection of enclosing structures; development of mathematical models of the heat transfer process and methods for determining the basic technological parameters; development of promising technologies for thermal protection of buildings and power equipment; the development of an integrated method of thermal protection and energy saving of buildings and structures.

The processes of heat transfer and moisture penetration in various enclosing structures, both in real locations and specially created laboratory stands, have been experimentally studied. An experimental facility has been developed, which allowed defining the basic laws of heat transfer in vertical ventilated channels, on the basis of which data were obtained that allowed assessment of the heat transfer characteristics of these channels, necessary for technological calculations. A complex mathematical model of the heat-moisture regime of the building was created, as well as the method of managing the energy supply of houses, which makes it possible to determine the main energy characteristics.

An integrated approach to the assessment of energy supply and energy protection of buildings has been developed, taking into account ventilated channels of enclosing structures (VES); the main construction parameters of the ventilated channels of enclosing structures have been experimentally determined; the parameters of heat transfer processes in the VES have been experimentally determined, which made it possible to obtain generalized formula linking the temperature regimes and the elements of thermal protection of buildings; theoretical and technological bases of thermal protection of buildings and constructions have been improved, on the basis of which the optimal design parameters of the VES have been established.

**Keywords:** heat and mass transfer, mathematical modeling, heat and moisture regime of buildings, energy management of houses, energy saving.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ ТА УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	8
ВСТУП.....	9
РОЗДІЛ 1. ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛООБМІНУ У ВЕНТИЛЬОВАНИХ ОГОРОДЖУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЯХ (ВОК).....	15
1.1. Проблеми енергоефективності житлово-комунального господарства.....	15
1.2. Область застосування теплогороджувачих конструкцій.....	20
1.3. Відкриті ВОК фасадів будинків.....	24
1.4. Відкриті ВОК горіщ.....	26
1.5. Використання ВОК для керування теплопостачанням в пасивних системах опалення.....	27
1.6. Аналіз існуючих методик розрахунку процесів теплообміну у ВОК .....	30
1.6.1. Аналіз методик розрахунку температури повітря у ВОК.....	30
1.6.2. Загальний аналіз алгоритму і методу теплового розрахунку ВОК на основі рівняння (1.7).....	35
1.6.3. Аналіз наукових публікацій присвячених математичному моделюванню процесів теплообміну у ВОК.....	38
1.6.4. Аналіз методик розрахунку теплообміну випромінюванням у ВОК.....	43
1.6.5. Системи рівнянь на основі теплових балансів для ВОК.....	46
1.6.6. Особливості розрахунку процесів теплообміну в ВОК.....	49
1.7. Мета та завдання роботи.....	50
1.8. Висновки до першого розділу.....	50
РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ У ВОК В ХОЛОДНИЙ ПЕРІОД РОКУ.....	52
2.1. Фізичне моделювання процесів теплообміну у ВОК в холодний період року.....	52
2.2. Рівняння, що характеризує нагрів повітря біля поверхні ВОК.....	53
2.3. Математична модель процесу теплообміну у ВОК в холодний період.....	56
2.4. Алгоритм розв'язання рівнянь математичної моделі.....	59

2.5. Розв'язання рівнянь математичної моделі.....	60
2.6. Кількісна оцінка впливу припущення про ізотермічність повітря на тепловий баланс повітря. Уточнення математичної моделі (2.20).....	62
2.7. Моделювання процесу теплообміну при малих швидкостях руху повітря у відкритих огорожуючих конструкціях ВОК.....	67
2.8. Висновки до другого розділу.....	70
<b>РОЗДІЛ 3. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ У (ВОК) В ТЕПЛИЙ ПЕРІОД РОКУ.....</b>	<b>71</b>
3.1 Тепловий баланс на зовнішній поверхні відкритих огорожуючих конструкцій ВОК.....	71
3.2. Особливості математичної моделі процесів теплообміну у непрозорій ВОК.....	74
3.3. Математична модель процесів теплообміну у прозорій ВОК.....	76
3.4. Математична модель процесів тепломасообміну у огорожуючих конструкціях ВОК.....	80
3.5. Приклад розрахунку процесів теплообміну з використанням математичної моделі (3.21).....	85
3.6. Висновки до третього розділу.....	89
<b>РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА ЗАПРОПОНОВАНИХ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ.....</b>	<b>90</b>
4.1. Перевірка математичної моделі (2.19).....	90
4.2. Експериментальна перевірка математичної моделі процесу теплообміну у ВОК при малій швидкості руху повітря.....	93
4.3. Порівняння експериментальних даних з даними розрахунку.....	96
4.4. Експериментальні дослідження процесів тепломасообміну у вертикальних ВОК.....	106
4.5. Дослідження теплообміну та формування граничних умов для математичної моделі теплообміну у ВОК.....	112

4.6. Висновки до четвертого розділу .....	114
---	-----

## РОЗДІЛ 5. РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ПРАКТИЧНОГО ВПРОВАДЖЕННЯ

РЕЗУЛЬТАТИВ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	115
-----------------------------	-----

5.1. Вплив конструктивних елементів ВОК на втрати тепла.....	115
--	-----

5.2. Розробка рекомендацій для зменшення надходження тепла через ВОК у теплий період року.....	119
---	-----

5.3. Зменшення втрат енергії на формування мікроклімату в приміщеннях....	126
---	-----

5.4. Регулювання енергозабезпечення будинку з урахуванням отриманих результатів.....	130
---	-----

5.4.1. Методика регулювання системою енергопостачання.....	132
--	-----

5.4.2. Результати тестування.....	136
-----------------------------------	-----

5.4.3 Порівняння розрахункових (за новою методикою) та експериментальних даних.....	138
--	-----

5.5. Способи використання повітря ВОК.....	139
--	-----

5.6. Висновки до розділу 5.....	140
---------------------------------	-----

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ.....	141
----------------------------------	-----

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	143
---------------------------------	-----

ДОДАТОК А

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ВОК – вентилявані огороджуючі конструкції;

ЗПП - замкнені повітряні перегородки;

ЖКГ - житлово-комунальне господарство;

$Q_{оп}$  - реальне використання теплової енергії в будинку;

$Q_{втр}$  - загальні тепловтрати будинку через зовнішні огороджуючі конструкції;

$Q_{пов}$  - тепловтрати, зв'язані з повітрообміном;

$Q_{побут}$  - теплонадходження від внутрішніх джерел у будинку;

$Q_{сон}$  - теплонадходження від сонячної радіації;

$W$  – витрата повітря;

$c$  – теплоємність повітря;

$\rho_h$  – густина зовнішнього повітря;

$n_1, n_2$  – аеродинамічні коефіцієнти;

$\mu_N$  – коефіцієнт потоку;

$F_N$  – площа поверхні отвору для надходження повітря;

$k_1$  – аеродинамічний коефіцієнт;

$h_{c,o}, h_{c,i}$  – коефіцієнт конвективного теплообміну біля зовнішньої та внутрішньої поверхні фасаду;

$h_{c,p}, h_{c,g}$  – коефіцієнт конвективного теплообміну біля зовнішньої та внутрішньої поверхонь вентиляваного каналу;

$\sum \zeta$  – сума місцевих опорів;

$\lambda_f$  – коефіцієнт опору;

$h$  – товщина повітряного шару;

$H$  – відстань між отворами для входу та виходу повітря;

$D_h$  – середня ширина повітряного шару;

$v_w$  – швидкість повітря;

$\rho_e$  – густина зовнішнього повітря;

$g$  – прискорення;

$n_1, n_2$  – аеродинамічні коефіцієнти на вході і на виході каналу.



## ВСТУП

**Актуальність роботи.** Житлово-комунальне господарство України (ЖКГ) споживає близько третини усіх паливно-енергетичних ресурсів країни. Важливим чинником, що визначає енергоефективність ЖКГ на всіх етапах ланцюга джерело-мережі-абонент, є енергогенеруючі установки комунальної енергетики. У житлово-комунальному господарстві України споживається 44% енергетичних ресурсів, що становить близько 30% загального споживання палива в Україні. Щорічно галузь споживає електроенергії – 10,0 млрд. Вт· год, природного газу – 14,0 млрд. м<sup>3</sup>, вугілля – 1,5 млн.т. Значним вкладом до невиправдано великих втрат тепла у житлово-комунальній сфері є недосконалість існуючих будівельних конструкцій, а також практична відсутність індивідуальних засобів обліку та систем регулювання енергоспоживання. Протягом опалювального періоду внаслідок різниці між температурою внутрішнього повітря будинку і зовнішнього повітря відбуваються втрати тепла: трансмісійні – через зовнішні огорожуючі конструкції; пов'язані з повітрообміном – через підігрів до температури внутрішнього повітря холодного зовнішнього повітря, яке надходить через нещільності або відкриті вікна і двері.

Одним із шляхів підвищення енергоефективності ЖКГ та вирішення проблеми обігріву приміщень є будівництво «пасивних будинків», що складаються з відповідних енергетично обґрунтованих конструкцій.

Підвищення теплового захисту будівель і споруд є важливим завданням державного регулювання в більшості країн світу. Ці вимоги розглядаються також з точки зору охорони навколишнього середовища, раціонального використання невідновлюваних природних ресурсів і зменшення впливу «парникового» ефекту, а також інших шкідливих речовин на атмосферу.

Ці норми стосуються частини загального завдання енергозбереження в спорудах. Одночасно із створенням ефективного теплового захисту вживаються заходи щодо підвищення ефективності інженерного обладнання споруд, зниження втрат енергії при її виробленні й транспортуванні, а також щодо скорочення витрат теплової та електричної енергії.

Вирішення зазначеної проблеми може бути удосконалення та розробка шляхом теоретичного й експериментального обґрунтування оптимальних огорожуючих конструкцій будинків.

Отже суттєве підвищення енергоефективності будинків і споруд є одним із першочергових завдань для дослідників. Тому, дисертаційну роботу присвячено розробці й детальному науковому обґрунтуванню конструктивних та енергетичних параметрів огорожуючи конструкцій будівель і споруд.

### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами**

Напрямок, мета, та результати дослідження відповідають Державній програмі України наукового напрямку 04.06 – «Екологічно чиста енергетика і ресурсозберігаючі технології», плану заходів на 2010 – 2030 рр. з реалізації «Енергетичної стратегії України на період до 2030 р.», затвердженому розпорядженням Кабінету Міністрів України № 1071-р від 24.07.2013.

Робота виконувалась у Полтавському національному технічному університеті імені Юрія Кондратюка на кафедрі теплогазопостачання, вентиляції та теплоенергетики, де формувалися напрями досліджень, та основні результати отримані на кафедрі відновлюваної енергетики, енергоефективних споруд та інженерних мереж Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Результати теоретичних та експериментальних досліджень, а також відповідні розроблені методики розрахунків автор отримав під час виконання науково-дослідних держбюджетних робіт МОН України за темами: № Д-13-17-П «Розробка нових методів оцінювання технічного стану металоконструкцій довготривалої експлуатації з використанням засобів фізичної мезомеханіки» (ІФНТУНГ); роботи 8-1Д/2017 «Формування теплофізичних властивостей елементів конструкції теплового захисту енергетичного обладнання шляхом створення прогнозованих пористих структур для промисловості України» (номер державної реєстрації 0117U006455).

Результати дисертаційної роботи використовувалися також при виконанні досліджень згідно з госпдоговірними роботами: ПП МЕТАН; ОКВПТГВ «Миргородтеплоенерго» з сумарним економічним ефектом 1106584 грн на рік;

№ 01-16 з European academy of education and science: «Створення теоретичних основ формування пористої структури на основі мінералізованої сировини», м. Полтава, де здобувач був відповідальним виконавцем окремих розділів.

### **Мета і задачі дослідження**

Мета дисертаційної роботи полягає в створенні наукового підґрунтя для аналізу теплообмінних процесів в повітряних каналах, на прикладі вентильованих огорожуючих конструкцій, пасивних будинків, шляхом визначення, дослідження і обґрунтування основних характеристик енергообміну в цих конструкціях.

Відповідно до зазначеної мети дисертаційна робота містить постановку і розв'язання таких основних задач:

- проаналізувати сучасний стан і тенденції зміни конструктивних рішень вентильованих каналів огорожуючих конструкцій ВОК пасивних будинків;
- розробити математичні моделі процесу теплообміну у ВОК та методики визначення їх основних енергетичних та конструктивних параметрів;
- розробити фізичну модель й експериментально дослідити процес енергообміну у ВОК;
- провести комплекс експериментальних досліджень тепломасообмінних процесів для встановлення раціональних параметрів, покладених в основу моделювання ВОК, що можуть бути використані для енергетичного захисту будівель та в якості повітряних теплообмінників;
- розробити рекомендації раціонального використання теплообмінних ВОК для систем енергозабезпечення пасивних будинків.

**Об'єкт дослідження** – технологія теплового захисту будівель і споруд.

**Предмет дослідження** – процесів теплообміну у вентильованих повітряних прошарках.

Методи дослідження включають сучасні експериментальні й розрахункові методики, що базуються на оптимальному математичному плануванні експериментів, математичному моделюванні гідродинамічних і тепломасообмінних процесів, які відбуваються у ВОК. Фізичне моделювання реалізоване шляхом створення спеціального лабораторного стенду на кафедрі відновлюваної енергетики, енергоефективних споруд та інженерних мереж Івано-Франківського національного

технічного університету нафти і газу, та на філії кафедри (підприємство Івано-Франківськ-цемент) та в Технолічному університеті м. Кельце (Польща). Дослідження теплопровідності конструкцій виконувалися в кліматичній камері кафедри Будівельної фізики та відновлюваної енергетики Келецького технологічного університету (Польща) згідно Угоди №03/16. Усі експериментальні дослідження виконані з використанням повірених приладів.

#### **Наукова новизна одержаних результатів:**

– уперше експериментально досліджено процеси теплообміну у вентилятованих каналах з урахуванням конструктивних особливостей ВОК: довжини, ширини, товщини каналу і зовнішніх температур, теплових потоків, вологості, що дозволило визначити раціональні геометричні параметри каналів в залежності від наведених факторів;

– уперше експериментально досліджено вплив зовнішніх кліматичних факторів на теплову інерційність будинку при використанні вертикальних ВОК, що дозволило отримати узагальнені рівняння для оцінки теплового балансу будинку та розробити методику регулювання системи енергопостачання;

– отримали подальший розвиток теоретичні й технологічні основи теплового захисту будівель і споруд, на основі яких установлені раціональні конструктивні параметри ВОК, а саме розміри, вплив вологи на інтенсивність теплообміну та теплові втрати через огороджуючі конструкції;

– удосконалені методи аналізу, розрахунку й інтенсифікації теплообміну у вентилятованих повітряних каналах, що дозволило розробити технологічні прийоми використання теплової енергії в системах теплового захисту будівель і споруд.

#### **Практичне значення отриманих результатів полягає в наступному:**

– розроблена експериментальна методика аналізу енергообміну у ВОК;

– розроблена технологія теплового захисту будівель;

– використання результатів дисертаційних досліджень у промислових умовах ТОВ «Миргородтеплоенерго» та ПП МЕТАН (м. Миргород) дозволило скоротити витрати на тепловий захист будівель на суму навчальний процес при викладанні дисципліни «Тепломасообмінні процеси і установки» за напрямом 1106584 гривень на рік;

- результати досліджень упроваджені в підготовку фахівців за напрямом «Теплогазопостачання та вентиляція» ІФНТУНГ;
- комплекс лабораторного обладнання використовується для проведення наукових досліджень під час виконання держбюджетних НДР МОН України «Формування теплофізичних властивостей елементів конструкції теплового захисту енергетичного обладнання шляхом створення прогнозованих пористих структур для промисловості України» ДР № 0113U00857 та роботи № Д-13-17-П «Розробка нових методів оцінювання технічного стану металоконструкцій довготривалої експлуатації з використанням засобів фізичної мезомеханіки».

### **Особистий внесок здобувача**

Всі наукові результати, викладені в дисертації, отримані автором самостійно.

Автору належить аналіз стану проблеми, розробка й обґрунтування основних наукових положень дисертації у постановці та вирішенні завдань теоретичного та практичного характеру, виконання експериментальних досліджень та впровадження отриманих результатів.

### **Апробація результатів дисертації**

Основні положення дисертації доповідалися й обговорювалися на розширених міжкафедральних семінарах на кафедрі відновлюваної енергетики, енергоефективних споруд та інженерних мереж Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу та на кафедрі теплотехніки та енергоефективних технологій Харківського національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».

Отримані наукові результати доповідались на міжнародних конференціях:

I - Konferencja Naukowo-techniczna «Aktualne zagadnienia energetyki, budownictwa i inżynierii środowiska» (27-29 01. 2016 r., Koszalin (Polska); II - Międzynarodowa Konferencja Naukowo-techniczna «Aktualne zagadnienia energetyki, budownictwa i inżynierii środowiska» (23-25 listopada 2017 r., Kielce); International Conference “Problem of energy saving and nature use” (2014, Budapest); Міжнародна наукова конференція «Використання теплових насосів для отримання тепла і холоду» (2014,

Умань); International Conference «Actual tasks of Energy and Construction and Engineering» (2016, Oradea, Romania).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 6 наукових праць, у тому числі: 1 статті у виданнях, що входять до наукометричних баз даних (1 Scopus), 4 статті у наукових фахових виданнях України, 1 – у зарубіжних виданнях.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел зі 126 найменувань. Загальний обсяг дисертації становить 161 сторінок, зокрема 136 сторінок основного тексту, 60 рисунків, 18 таблиць, 1 додатку.

## РОЗДІЛ 1. ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛООБМІНУ У ВЕНТИЛЬОВАНИХ ОГОРОДЖУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЯХ (ВОК)

### 1.1. Проблеми енергоефективності житлово-комунального господарства

В Україні 40 % кінцевої енергії споживається будівлями, а енергоємність комунальних послуг майже в 4 рази перевищує середні показники країн з подібними кліматичними умовами [1]. Значне споживання енергії за повний цикл експлуатації будинків складає в середньому понад 300 Вт·год/м<sup>2</sup> на рік опалюваної площі. При цьому, в житлових будинках створюється емісія близько 35% всіх парникових газів [2].

Зокрема, в Україні середньостатистичний будинок споживає 260 Вт·год/м<sup>2</sup>.

В Європі аналогічне значення коливається в діапазоні від 90 до 120 Вт·год/м<sup>2</sup>. Основними причинами, які призводять до невиправдано великих втрат теплоти у житлово-комунальній сфері є недосконалість існуючих будівельних конструкцій, а також відсутність індивідуальних засобів обліку та систем регулювання енергоспоживання. Значна частина втрат тепла у будинках в опалювальний період відбувається через різницю температур внутрішнього і зовнішнього повітря (трансмісійні втрати тепла через зовнішні огороджуючі конструкції), а також в результаті процесів повітрообміну (підігрів до температури внутрішнього повітря холодного зовнішнього повітря, що надходить через нещільності або відкриті вікна і двері) рис.1.1.

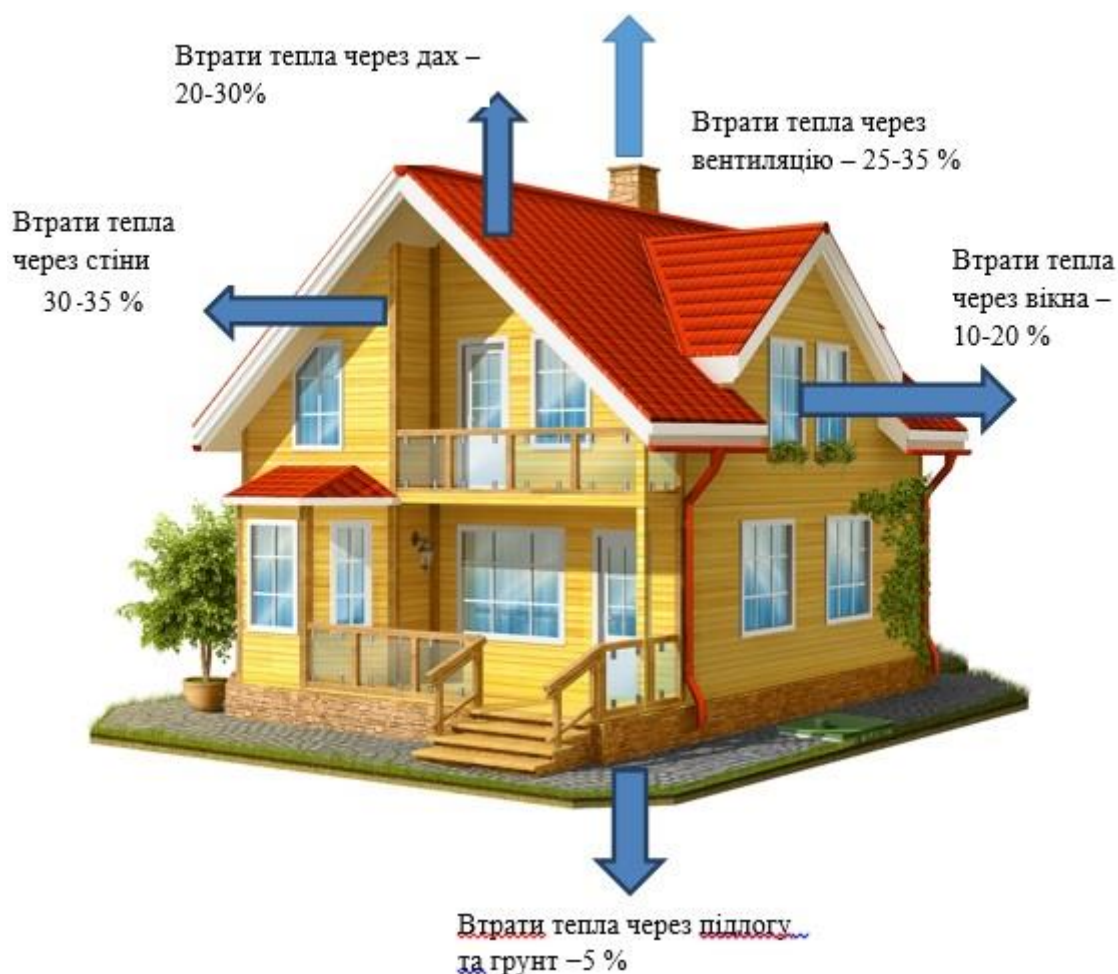


Рис.1.1 Втрати тепла у будинках

Частина цих втрат компенсується за рахунок:

- 1) теплонадходжень від внутрішніх джерел (електричні, освітлювальні прилади, споживання гарячої води, люди і т.д.);
- 2) впливу сонячної радіації на будинок, особливо через вікна.

Інші тепловтрати повинна усунути система опалення, теплову потужність якої можна визначити із наступного рівняння:

$$Q_{\text{оп}} = Q_{\text{втр}} + Q_{\text{пов}} - (Q_{\text{побут}} - Q_{\text{сон}})\beta,$$

де  $Q_{\text{оп}}$  - реальне використання теплової енергії в будинку, Вт · год/(м<sup>2</sup> · рік);;

$Q_{\text{втр}}$  - загальні тепловтрати будинку через зовнішні огорожуючі конструкції, Вт · год/(м<sup>2</sup> · рік);;

$Q_{\text{пов}}$  - тепловтрати, зв'язані з повітрообміном, Вт/м<sup>3</sup>;

$Q_{\text{побут}}$  - теплонадходження від внутрішніх джерел у будинку, Вт · год;

$Q_{\text{сон}}$  - теплонадходження від сонячної радіації, Вт/м<sup>2</sup>;



$\beta$  - коефіцієнт, що враховує здатність огорожуваних конструкцій будинку акумулювати або віддавати тепло. Для багатосекційних та інших протяжних будинків  $\beta=1,13$ ; для будинків баштового типу  $\beta=1,11$ .

Україна, відповідно до взятих на себе зобов'язань за міжнародними договорами, повинна реформувати енергетичні ринки та імплементувати європейське законодавство у сфері енергоефективності та енергозбереження.

Одними з основних документів ЄС в галузі енергоефективності є Директива ЄС з енергетичної ефективності (Директива ЄС 2012/27/EU), Директива з енергоспоживання будівель (2002/91/EU – EPBD та 2010/31/EU); Директиви з маркування енергетичної продукції (1992/75/EU та 2010/30/EU); Директива ЄС зі збільшення частки використання відновлюваних джерел енергії (2009/28/EU).

Про необхідність забезпечення енергетичної безпеки Української держави наголошується у президентській Програмі економічних реформ на 2010 - 2014 р.р. “Заможне суспільство, конкурентоспроможна економіка, ефективна держава” та “Енергетичній стратегії України на період до 2030 року” [3,4]. Досвід розвинутих країн світу і власний досвід України вказує на необхідність державного регулювання процесами енергозбереження та проведення цілеспрямованої державної політики. Верховною Радою України у червні 2017 року прийнято Закони України «Про Фонд енергоефективності» (08.06.2017), «Про енергетичну ефективність будівель» (22.06.2017), «Про комерційний облік комунальних послуг» (22.06.2017), якими суттєво змінено законодавче регулювання. Одним з завдань Національного плану дій з енергоефективності до 2020 р. є сприяння залученню інвестицій у будівництво будівель з близьким до нульового споживанням енергії та розробка національних планів щодо збільшення кількості таких будівель. У процесі визначення енергетичної ефективності будівель відповідно ст. 5.2 Закону України «Про енергетичну ефективність будівель» обов'язково враховується інформація про:

- 1) місцеві кліматичні умови;
- 2) функціональне призначення, архітектурно-планувальне та конструктивне рішення будівлі;

3) геометричні (враховуючи розташування та орієнтацію огорожувальних конструкцій), теплотехнічні та енергетичні характеристики будівлі, а також енергетичний баланс будівлі;

4) нормативні санітарно-гігієнічні та мікрокліматичні умови приміщень будівлі;

5) нормативний строк експлуатації огорожувальних конструкцій та елементів (у тому числі обладнання) інженерних систем;

6) технічні характеристики інженерних систем;

7) використання відновлюваних джерел енергії, пасивних сонячних систем та систем захисту від сонця, а також енергії, виробленої шляхом когенерації.

Одним із шляхів вирішення проблеми оптимізації споживання енергетичних ресурсів, які зазначені в рамках уже діючих та запланованих державних і міжнародних програм з підвищення енергоефективності та енергозаощадження, є проектування пасивних будинків з використанням енергії сонячної радіації. Пасивне опалення будинку здійснюється за рахунок використання відновлювальних джерел енергії, одним з яких є сонячне випромінювання. Конструкція будинку має бути запроектована і розміщена так, щоб найбільш ефективно сприймати сонячне випромінювання в холодний період року. Якщо елементи будинку запроектовані таким чином, що в холодний період можуть сприймати максимально можливу кількість енергії сонця, а в теплий період відбивати її, то таке проектування відповідає для пасивних будинків. Пасивне проектування будинку може значно зменшити експлуатаційні витрати, які йдуть на створення необхідних умов мікроклімату. Саме тому дослідження сучасних напрямків та методів енергозбереження в будівлях є актуальним.

Дослідження енергоефективного будівництва відображені в роботах А.А. Долінського, Б.І. Баска, Н.М. Фіалко, В.І. Дешко, С.М. Гончарука, М.Ф. Калініна, В.Н. Богословського, І.К. Божко, Л.М. Кужель, Х. Бойера, Е. Белоса, В. Файста, К. Ф Фокина та інших. Основна мета дослідників полягала у розробці наукових та прикладних задач підвищення енергоефективності будинків шляхом їх реконструкції або при проектуванні, зниження втрат тепла та мінімізації витрат на

обігрів житлових приміщень в будівлях з нульовим рівнем шкідливих викидів; нульовим споживанням енергії та енергоактивних будівель.

Точне визначення стандарту Пасивного Будинку (PHI):

«Пасивний Будинок - це будівля, в якій тепловий комфорт (ISO 7730) досягається виключно за рахунок додаткового попереднього підігріву (або охолодження) маси свіжого повітря, необхідного для підтримання в приміщеннях повітря високої якості, без його додаткової рециркуляції».

Критеріями для Пасивного Будинку в Європі є:

- питома витрата теплової енергії на опалення, визначена розрахунками в програмі "Пакет планування Пасивного Будинку" (PHPP), не повинна перевищувати  $15 \text{ Вт} \cdot \text{год}/(\text{м}^2 \cdot \text{рік})$ ;
- або навантаження на опалення  $\leq 10 \text{ Вт} \cdot \text{м}^2$ ;
- спеціальні вимоги попиту охолодження будівлі  $\leq 15 \text{ Вт} \cdot \text{год}/(\text{м}^2 \cdot \text{рік})$
- щорічний період перегріву (температура в приміщенні вище  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ )  $\leq 10\%$
- результат тесту на герметичність (N50)  $\leq 0,6$  зміни повітря/ год
- загальне споживання первинної енергії для всіх побутових потреб (опалення, гаряча вода й електрична енергія), не повинно перевищувати  $\leq 120 \text{ Вт} \cdot \text{год}/\text{м}^2 \cdot \text{рік}$ .

Проектування будинків за такими технологіями в країнах ЄС набуло найбільшого розповсюдження і дозволило забезпечити за рахунок сонця 97% потреб в теплі для обігріву. В умовах України від застосування технології пасивного сонячного обігріву приміщень можна сподіватися на забезпечення до 50% потреб у теплі. Основними умовами для реалізації ефективної пасивної сонячної технології є:

- високий рівень теплоізоляції приміщень;
  - утилізація тепла вентиляційного повітря;
  - орієнтації будівель таким чином, щоб влітку забезпечити відсутність перегріву, а взимку, навпаки, максимально впустити сонце в приміщення.
- Прикладом «пасивного будинку» є будівля в містечку Хокертон (Великобританія) в 1998 р. В будинку пасивної сонячної архітектури, втрати тепла практично зведені до нуля, а енергоспоживання складало лише 15% від середнього по країні. Для порівняння середні питомі витрати енергії на опалення 1 житлового будинку в

Україні становлять  $285 \text{ Вт} \cdot \text{год} / \text{м}^2$  за даними розрахунків, а питомі витрати енергії «пасивного» будинку на рік становлять  $15 \text{ Вт} \cdot \text{год} / \text{м}^2$  [6].

Отже суттєве підвищення енергоефективності будинків і споруд є одним із першочергових завдань для дослідників [7-16].

## **1.2. Область застосування теплогороджуючих конструкцій**

До теплогороджувальних конструкцій будівлі відносяться конструкції, які призначені для ізоляції внутрішніх об'ємів у будівлях від зовнішнього середовища (зовнішні стіни; перекриття та покриття будинків; підвальні перекриття).

Дослідження теплового режиму будинків, проведені в старих житлових будівлях, показали, що фактичний тепловий захист зовнішніх огорожень на 15-20 % нижче нормативного. Причинами є неврахований фактор неоднорідності конструкцій у діючих методиках теплотехнічних розрахунків, часто низька якість будівництва і погана експлуатація будинків. Це приводить до неврахованих втрат тепла, незадовільному мікроклімату та зниженню довговічності будинків, тому будівельними нормами і правилами передбачене підвищення рівня теплового захисту огороджуючих конструкцій. Наказом Мінрегіонбуду України з 1-го квітня 2017 року вступив в силу новий будівельний стандарт, що стосується теплоізоляції будівель і споруд, новий ДБН В.2.6-31 «Теплова ізоляція будівель». Новий стандарт встановлює мінімально допустимі значення опору теплопередачі огороджувальних конструкцій житлових та громадських будинків ( $R_q \text{ min}$ ). Динаміка зміни показників нормативних опорів теплопередачі в будинках з 1981 року приведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. Динаміка зміни показників нормативних опорів теплопередачі в будинках

Вид огорожуючої конструкції	Нормативний опір теплопередачі $R_{q \min}$ , $m^2 K/W$			Значення $R_{q \min}$ , $m^2 K/W$ , для температурної зони	
	1981	1986	2000	2017	
				I кліматична зона	II кліматична зона
Громадські будівлі					
Зовнішні стіни	0,95	1,05	3,22	3,3	2,8
Горищні покриття та перекриття неопалювальних горищ	1,21	1,57	4,29	4,95	4,5
Світлопрозорі огорожувальні конструкції	0,48	0,48	0,54	3,75	3,3
Житлові будинки					
Зовнішні стіни	1,15	1,26	3,75	3,3	2,8
Горищні покриття та перекриття неопалювальних горищ	1,72	2,24	5,0	4,95	4,5
Світлопрозорі огорожувальні конструкції	0,53	0,53	0,64	3,75	3,3

Найбільшими складовими теплового балансу житлових будинків є тепловтрати, пов'язані з повітрообміном у приміщеннях. Кількість зовнішнього повітря, що надходить у приміщення, визначається санітарними нормами і повітропроникністю огорожуючих конструкцій, насамперед вікон.

До 1986 року повітропроникність вікон допускалася до  $10 \text{ кг}/m^2$  годину. Фактична повітропроникність вікон в існуючих будинках через відсутність ущільнювачів на притворах вікон і поганої якості столярних виробів досягає  $18-20 \text{ кг}/m^3$  годину. У результаті кратність повітрообміну в приміщеннях досягає  $21 \text{ 1}/\text{год}$  замість  $0,8-1 \text{ 1}/\text{год}$  згідно норм.

У будівництві досить широко використовують огорожуючі конструкції з відкритими та замкненими шарами повітря. Замкнені шари повітря не об'єднані ні з зовнішнім ні з внутрішнім повітрям в приміщенні. У таких шарах повітря циркулює в замкненому прошарку огорожуючої конструкції рис.1.2.

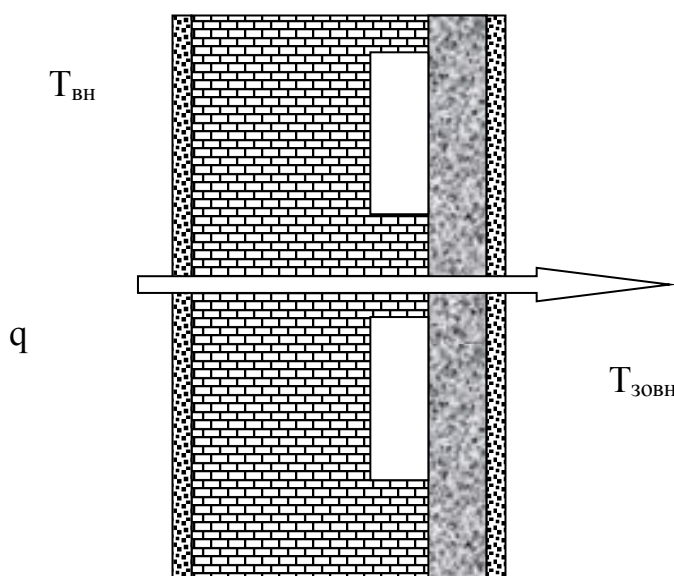


Рис.1.2 Схема огорожуючої конструкції з замкненим повітряним прошарком

Замкнений шар повітря використовують в будівельних огорожуючих конструкціях як ізолюючий елемент. Повітряні пустоти роблять невеликими та добре ізольованими одна від одної. Розміщення замкнутих порожнин шириною 5 – 7 см в стін рис.1.2 [17] дозволяє значно зменшити кількість цегли та покращити теплові властивості огорожуючих конструкції. Окрім того це дозволяє зменшити товщину стіни в порівнянні з звичайною конструкцією. Теплоізоляційні властивості стін не погіршуються, а вартість конструкції буде меншою. Покращення теплових властивостей стіни з замкненими шарами повітря є результатом зменшених значень коефіцієнту теплопровідності конструкції з порожнинами.

Замкнені повітряні шари використовуються також в прозорих огорожуючих конструкціях, наприклад, у вікнах. В останній час особливо цікавими для архітекторів і проєктантів стають подвійні скляні фасади. У таких перегородках замкнені шари повітря мають на меті збільшення енергетичної ефективності будівлі. Замкнені повітряні перегородки (ЗПП) зменшують втрати тепла взимку та приплив тепла в літній період.

ЗПП а також процеси теплообміну в них добре опрацьовані в роботах [18-21], більш глибокий аналіз процесів теплообміну в замкнених повітряних прошарках в даній роботі не передбачається.

Окрім замкнених повітряних прошарків в будівельних огороджуючих конструкціях використовуються відкриті (вентильовані) конструкції. Відкрита конструкція може бути об'єднана з внутрішнім або зовнішнім повітрям, а також може бути наскрізною рис.1.3.

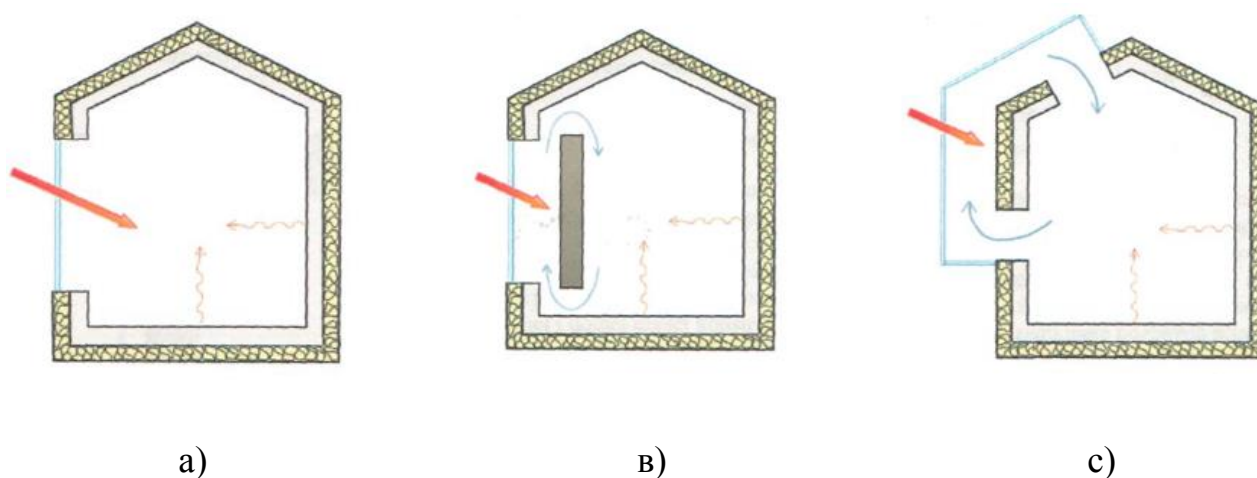


Рис.1.3 Відкриті вертикальні огороджуючі конструкції

а) безпосередній нагрів приміщення; в) стіна Тромба; с) конвективний нагрів

Відкриті огороджуючі конструкції ВОК досить широко використовуються в будівництві в стінах, вентильованих фасадах, в горизонтальних перегородках – горищах, підлогах. ВОК використовують також в конструктивних елементах будинку для пасивного сонячного опалення (стіна Тромба). Наскрізна ВОК може виконувати роль каналу для подачі повітря у помешкання. В цьому випадку зовнішнє повітря нагрівається при русі вздовж прошарку і подається в приміщення. Завдяки тому використовується частина тепла, що поступає через зовнішню поверхню ВОК будинку. В стінах може використовуватися ВОК з однократним, двократним або багатократним рухом повітря [22].

Зауважимо, що призначення ВОК функціонально відрізняється від конструкцій з закритими повітряними прошарками. Головним завданням конструкцій з закритими повітряними прошарками є збільшення термічного опору

та зменшення втрат тепла через огорожуючу конструкцію. Натомість ВОК традиційно використовується з метою видалення вологи з конструкцій будинку. Рух повітря у ВОК інтенсифікує теплообмін між повітрям та поверхнею, вздовж якої воно циркулює. Окрім того ВОК відіграє значну роль проектуванні та будівництві енергоощадних будинків. Залежно від пори року ВОК відіграє певну функцію.

Дану роботу присвячено дослідженню процесів теплообміну, а також процесу руху повітря у ВОК. Метою досліджень є скорочення втрат енергії (тепла) у зимовий період, а також припливу тепла у будинок в літній період.

### 1.3. Відкриті ВОК фасадів будинків

Конструкція вентиляованого фасаду складається з наступних елементів:

- основа (стіна);
- теплоізоляційний шар;
- елементи для кріплення фасадних плит;
- фасадні плити.

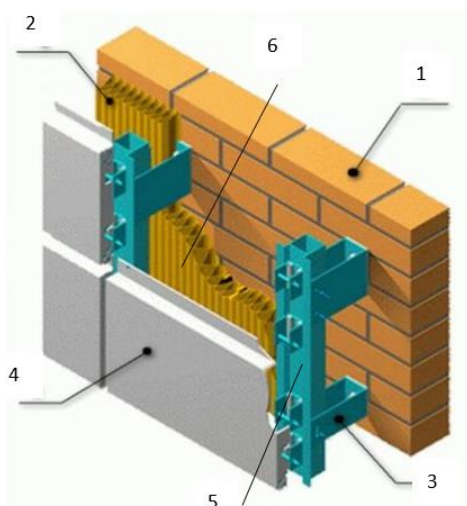


Рис.1.4 Основні елементи конструкції ВОК:

- 1- стіна; 2 - шар теплоізоляції; 3 – обмежувальна планка; 4 – фасадна плита;  
5 – опора; 6 – повітряний прошарок

Головним елементом ВОК є зовнішня стіна будинку. Повітряний прошарок знаходиться між шаром ізоляції та фасадними плитами. В деяких випадках під час інсталяції ВОК шар ізоляції покривають спеціальною полімерною фольгою



(пропускає водяну пару і повітря або для стримання вологи, мембранна). Вона дає можливість проникненню вологи (водяної пари) і повітря тільки в одному напрямку, що запобігає прониканню вологи атмосферного повітря та запобігає фільтрації повітря в шарі ізоляції. Мембрана, що пропускає пару одночасно є волого відштовхуючим шаром, який не перешкоджає процесу дифузії водяної пари з приміщення і запобігає ерозії волокон матеріалу ізоляції. Потреба у використанні волого відштовхуючого шару залежить від типу ізоляційного матеріалу (ступеня гідрофобності, щільності). Окрім того, волого відштовхуючий шар може піддаватися механічним ушкодженням та втрачати свої теплоізоляційні властивості і потребує постійного оновлення, що створює певні труднощі. Зазвичай термічна ізоляція не є обов'язковим елементом конструкції, якщо термічні властивості стіни забезпечуються її товщиною.

Переміщення зовнішнього повітря у ВОК вздовж стіни будинку призводить до втрат тепла, однак перебування повітря у вентилярованому шарі буде запобігати утворенню та скупченню конденсату. Це дозволяє зберігати термічні властивості зовнішнього шару ізоляції будинку водночас зменшуються витрати тепла на опалення в зимовий період та виключаються умови для створення та розвитку грибкової плісняви, що в свою чергу подовжує термін експлуатації конструкції.

В літній період охолодження стіни в результаті надходження повітря скорочує обсяги надходження теплоти в приміщення та витрати коштів на кондиціонування, зменшує термічну деформацію матеріалу основи конструкції ВОК. Окрім перелічених вище функцій ВОК зберігає будинок від впливу атмосферного та механічного ушкоджень, запобігає проникненню води в пористі матеріали стін, яка залежно від зовнішньої температури може замерзати, збільшуючись в об'ємі, танути та розповсюджуватися в будівельні конструкції і призводити до їх руйнування. Можливість заміни фасадного шару дозволяє подовжити термін експлуатації огорожуючих конструкцій і більш тривалий час зберігати привабливий архітектурний та естетичний вигляд. Отже можна зробити висновок, що ВОК разом з фасадним шаром виконує наступні функції:

- енергозощадження (зменшення витрат на кондиціонування у літній період та капітальних видатків на будівництво масивних стін та фундаментів;

- охоронні (захищає конструкції стіни від механічних та атмосферних впливів, подовжуючи термін її експлуатації);
- естетичні.

Окрім того, ВОК може виконувати функцію акустичної ізоляції. Все вище згадане свідчить про те, що використання ВОК в конструкції будинків є дуже перспективним.

#### 1.4. Відкриті ВОК горищ

Горище є одним із видів ВОК. Повітряний простір горища з одного боку обмежений стелею, а з другого дахом рис. 1.5.

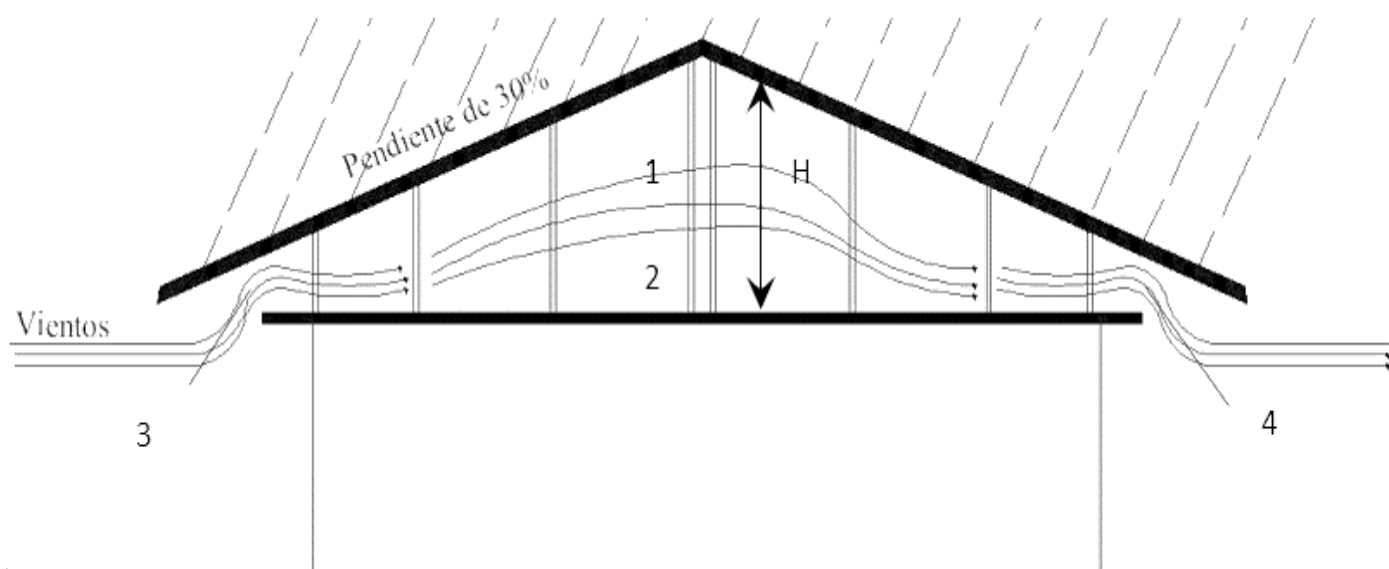


Рис.1.5 Схема даху:

1– внутрішня поверхня даху; 2– підлога даху; 3,4 – отвори для входу і виходу повітря

Дах виконує захисну функцію та є бар'єром для теплового потоку. Повітряний простір горища в різних випадках має висоту  $H$  рис. 1.5. Найбільш розповсюджені конструкції вентильованих горищ представлені на рис. 1.6 [23].

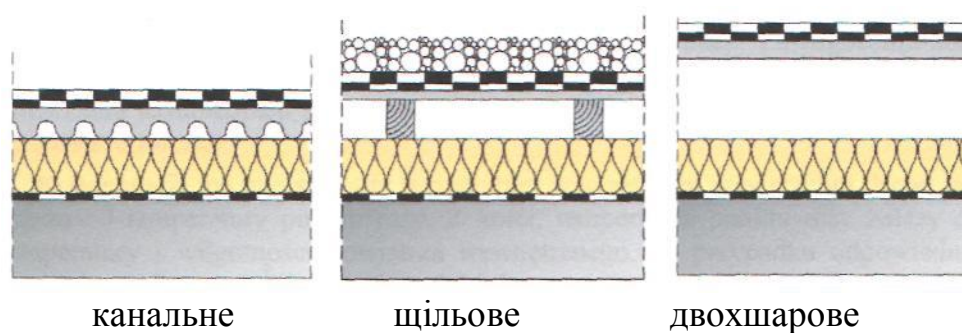


Рис.1.6 Схема вентильованого горища

Досвід експлуатації будинків з замкнутими горищами (не вентильованими) свідчить про те, що в приміщеннях верхніх поверхів формується некомфортний мікроклімат внаслідок впливу сонячного випромінювання влітку [24-26]. Потік тепла через випромінювання сонця надходить в приміщення через перекриття і призводить до зростання внутрішньої температури. У випадку вентильованих горищ в будівлі відсутні такі недоліки, але в цьому випадку важливою задачею є визначення розмірів вентиляційних отворів та вибір матеріалу з якого мають бути виконані основні конструкційні елементи, що впливають на надходження тепла до приміщення через сонячне випромінювання. При експлуатації будівель однією з головних проблем є конденсація вологи на внутрішній поверхні даху. Це явище є більш розповсюдженим ніж в стінах будинку, оскільки тепле повітря, що виходить з приміщення через його малу густину піднімається вгору і надходить в холодну частину горища. При використанні металевих конструкцій конденсація вологи сприяє утворенню плісняви та корозії матеріалів, що зменшує термін експлуатації конструкцій. При зволоженні поверхонь конструкції даху теплоізоляційні властивості ізоляції погіршуються – збільшується її теплопровідність.

### **1.5. Використання ВОК для керування тепlopостачанням в пасивних системах опалення**

Пасивне опалення будинку здійснюється при використанні відновлювальних джерел енергії, одним з яких є сонячне випромінювання. Конструкція будинку має бути запроектована і розміщена так, щоб найбільш ефективно сприймати сонячне

випромінювання в холодний період року. Якщо елементи будинку запроектовані таким чином, що в холодний період можуть сприймати максимально можливу кількість енергії сонця, а в теплий період відбивати її, то таке проектування відповідає для пасивних будинків. Пасивне проектування будинку може значно зменшити експлуатаційні витрати, які йдуть на створення необхідних умов мікроклімату [27,28].

Одним з найбільш відомих конструктивних елементів системи пасивного сонячного опалення є стіна Тромба рис. 1.7. [29].

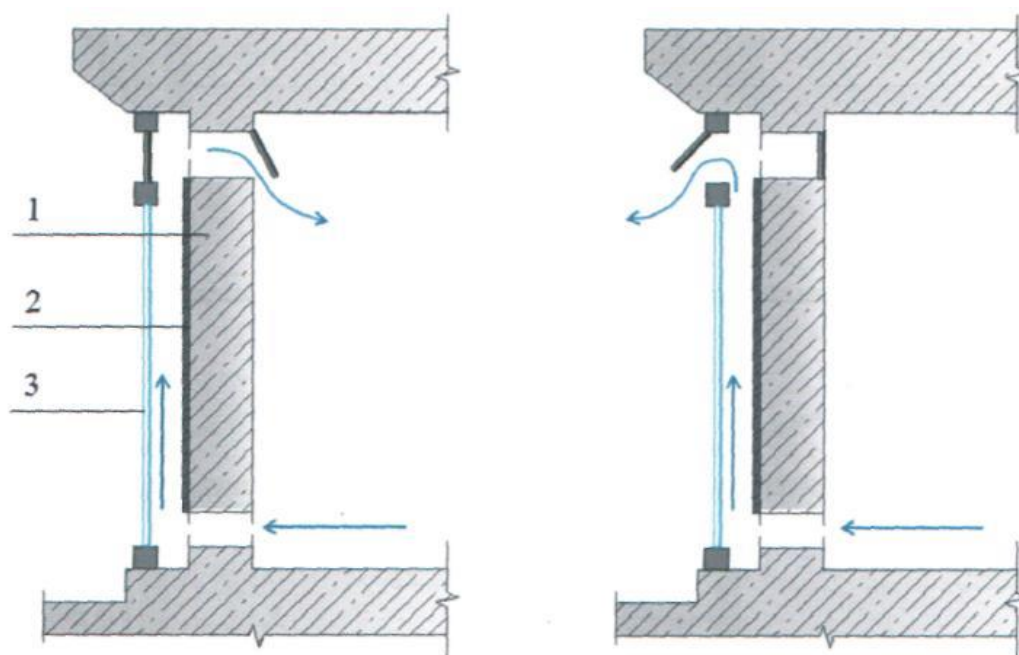


Рис.1.7 Схема стіни Тромба:

1– пасивна стіна; 2 – темна поверхня; 3 – скло

Масивна стіна 1 з темною поверхнею 2 відокремлена від атмосферного повітря скляним перекриттям. В місцевостях з холодним кліматом необхідно застосовувати подвійне скляне перекриття. В проміжку між скляним перекриттям і стіною рухається повітря. Якщо стіна Тромба має отвори у верхній і нижній частинах конструкції, то у випадку, коли вони зачинені конвекція відсутня. На рис. 1.8 вказано схеми модифікованої стіни Тромба [30-32].

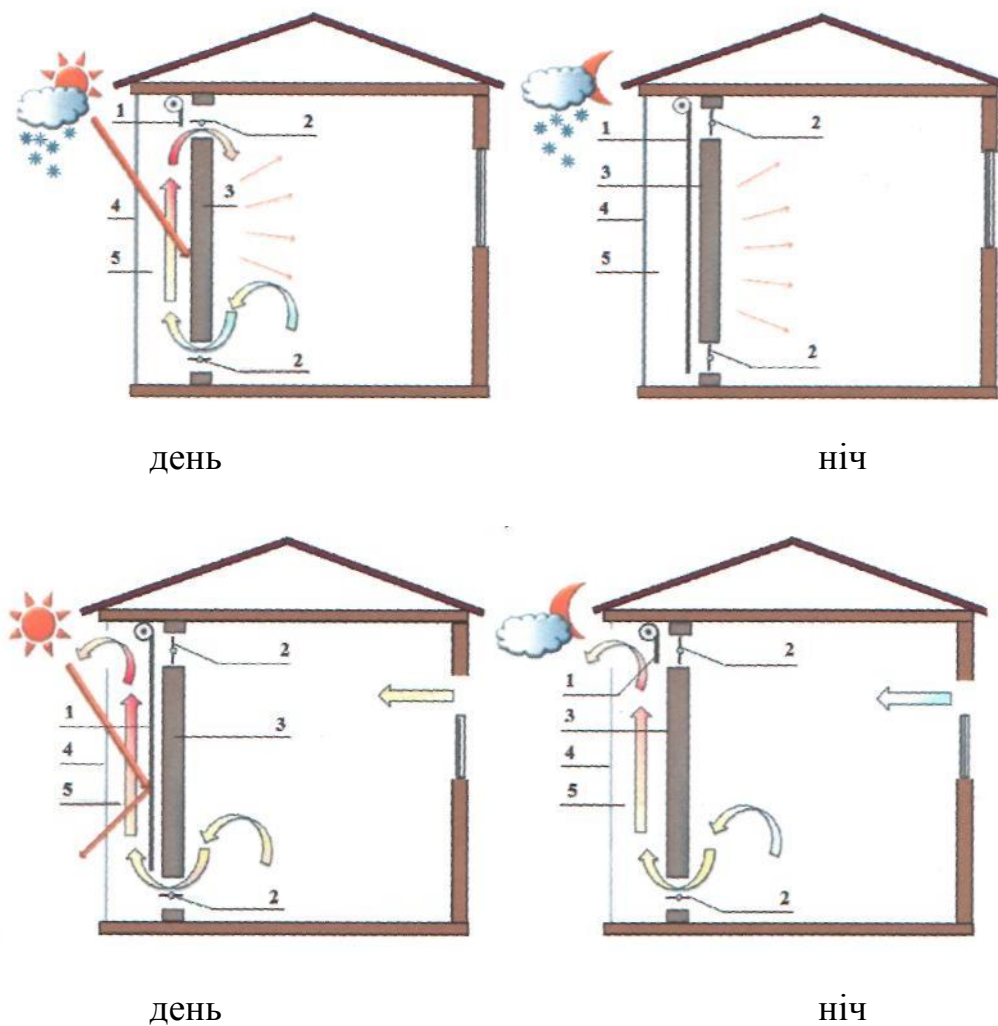


Рис.1.8 Регулювання надходження тепла отворів і заслінок:  
 1– заслонка; 2 – регульовані отвори; 3 – масивна стіна; 4– скло;  
 5– рухоме повітря.

Заслонка в холодний період часу вдень має бути відкритою, а вночі закритою. В теплий період – навпаки. Залежно від кліматичних умов можуть використовуватися також інші схеми стіни Тромба для сприймання сонячної енергії: стіна Тромба у вигляді зигзагу [29, 33], прозора стіна Тромба [34], комбінована стіна Тромба [35], стіна Тромба зі змінним фазовим станом [36, 37].

## 1.6. Аналіз існуючих методик розрахунку процесів теплообміну у ВОК

Ідея використання вентиляованих огорожуючих конструкцій в будинках не є новою. Перші вентиляовані фасади були впроваджені ще у древньому Єгипті [38]. Найбільш розповсюджене використання ВОК в будівлях, що проектуються в Європейських містах, починаючи з середини минулого сторіччя.

Досить глибокий аналіз і розуміння процесів теплообміну, що відбуваються у ВОК дозволить скоротити втрати тепла через конструктивні елементи будинку в холодний період року, а також зменшити надходження тепла в теплий період. Для того, щоб виконати додаткові дослідження, які мають на меті зменшення витрат на формування відповідного мікроклімату в приміщеннях, проаналізуємо існуючі методики розрахунку та проектування ВОК, а також фізичні та математичні моделі теплообміну, які використовуються у цих методиках.

### 1.6.1. Аналіз методик розрахунку температури повітря у ВОК

Одна з перших методик розрахунку процесів теплообміну у ВОК представлена в роботах [39-41]. Запропоноване рівняння для розрахунку зміни температури повітря вздовж вентиляованого шару ВОК є зручним для теплових розрахунків. Воно дозволяє визначити зміну температури повітря по довжині вентиляованого каналу та кількісно оцінити надходження тепла в будинок. Фокин К. Ф. розглядав ВОК як відкритий повітряний канал в якому через одну стінку тепловий потік рухається від повітря в приміщення до повітря в каналі, а через протилежну стінку виходить в атмосферу. Рівняння отримано на основі теплового балансу в повітряному каналі. Частина потоку тепла, що надходить з приміщення до повітря в вентиляованому каналі ( $Q_1$ ) витрачається на нагрівання рухомого повітря в каналі ( $Q_3$ ), друга частина теплового потоку витрачається через фасадні плити ( $Q_2$ ) див. рис. 1.9.

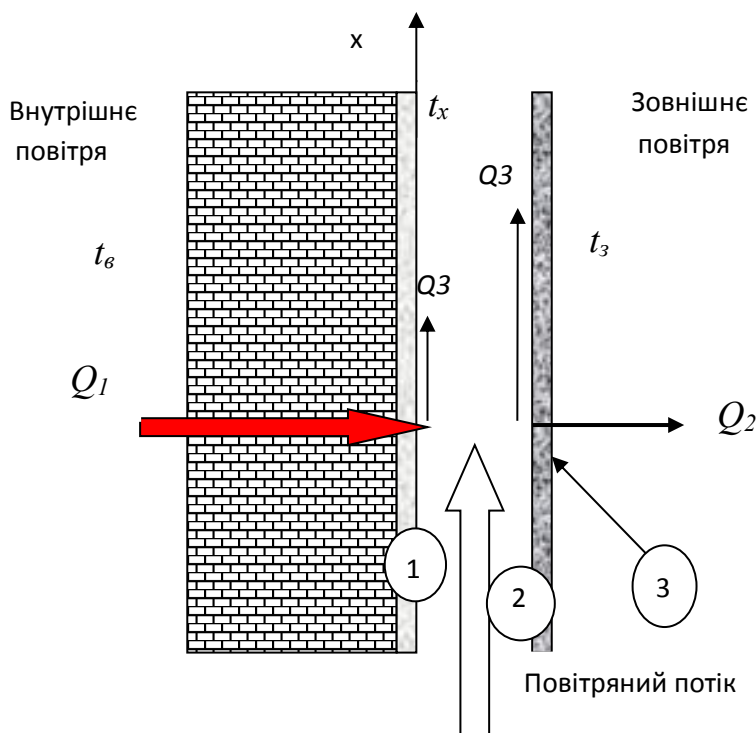


Рис.1.9 Схема розповсюдження теплового потоку у ВОК:  
1- стіна; 2- повітряний прошарок; 3 – прозоре огороження

$$Q_3 = Q_1 - Q_2, \quad (1.1)$$

де  $Q_3$  – потік тепла, що йде на підігрів рухомого повітря у ВОК, Вт · год/(м<sup>3</sup> · рік);

$Q_1$  – потік тепла, що надходить з приміщення до повітря, Вт · год/(м<sup>2</sup> · рік);

$Q_2$  – втрати тепла у зовнішньому середовищі, Вт · год/(м<sup>2</sup> · рік);.

Якщо виділити вздовж поверхні ВОК нескінченно малий елемент  $dx$  шириною 1 м, то кількість тепла, що надходить з приміщення до повітря дорівнює

$$Q_1 = k_B(t_B - t_x)dx \cdot 1 \quad (1.2)$$

Кількість тепла, що передається від повітря у ВОК до зовнішнього повітря визначається залежністю

$$Q_2 = k_H(t_x - t_3)dx \cdot 1 \quad (1.3)$$

Кількість тепла витраченого на нагрівання повітря у ВОК

$$Q_3 = Wcdt_x \quad (1.4)$$

Підставивши значення  $Q_1, Q_2$  і  $Q_3$  в рівняння (1.1) отримуємо різницеве рівняння

$$Wc dt_x = k_B(t_B - t_x)dx - k_H(t_x - t_3)dx \quad (1.5)$$

В рівняннях (1.2-1.4)  $t_x$  – температура повітря в каналі,  $t_x = f(x)$ ;

$x$  – координата;

$t_B, t_3$  – температури повітря відповідно внутрішнього і зовнішнього,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$k_B, k_3$  – коефіцієнти теплопередачі відповідно від внутрішнього повітря до повітря у ВОК і від повітря у ВОК до зовнішнього повітря  $\text{Вт}/\text{м}^2\text{К}$ ;

$W$  – витрата повітря,  $\text{м}^3/\text{год}$ ;

$c$  – теплоємність об'єму повітря,  $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ .

Невідомою величиною в рівнянні (1.5) є функція температури в залежності від координат  $x$ ,  $t_x = f(x)$ . Після інтегрування рівняння (1.5) отримуємо

$$t_x(k_B + k_3) - A = [t_0(k_B + k_3) - A]e^{\frac{k_B + k_3}{wc}x} \quad (1.6)$$

де  $A = k_B t_B + k_3 t_3$ .

В результаті математичних перетворень отримаємо формулу для розрахунку температури повітря в каналі на відстані  $x$  від точки надходження повітря до каналу

$$t_x = \frac{(k_B t_B + k_3 t_3) + [t_0(k_B + k_3) - (k_B t_B + k_3 t_3)]e^{\frac{k_B + k_3}{wc}x}}{k_B + k_3} \quad (1.7)$$

де  $t_0$  – температура повітря, що надходить до каналу,  $^{\circ}\text{C}$ .

Подібні дослідження були виконані В.Н. Богословським [39]. Різницеве рівняння мало іншу форму (1.8), де головною задачею було визначення відстані на якій температура повітря в каналі мала би постійне значення. Рівняння (1.8) також отримано на основі теплового балансу рис.1.9.

$$(k_B + k_3)(t_{B.P.} - t_x)dx = Wc dt_x \quad (1.8)$$

де  $t_{B.P.}$  – стала температура, яка досягається на певній відстані в залежності від умов теплообміну в конструкції ( при сталому теплообміні),  $^{\circ}\text{C}$ ;

$$t_{B.P.} = t_B - \frac{1}{k_B R_0} (t_B - t_3) = \frac{k_B t_B + k_3 t_3}{k_B + k_3} \quad (1.9)$$

Після розділення змінних а також інтегрування різницевого рівняння (1.8) в заданому інтервалі отримуємо

$$\int_0^x \frac{k_B + k_3}{cW} dx = \int_{t_0}^{t_x} \frac{dt}{t_{B.P.} - t};$$



$$\begin{aligned}\frac{k_B + k_3}{cW} x &= -\ln(t_{B.P.} - t_x) - \ln(t_{B.P.} - t_0); \\ \frac{k_B + k_3}{cW} x &= -\ln \frac{(t_{B.P.} - t_x)}{(t_{B.P.} - t_0)}; \\ \frac{t_x - t_{B.P.}}{t_0 - t_{B.P.}} &= e^{-\frac{k_B + k_3}{cW} x}\end{aligned}\quad (1.10)$$

звідки

$$t_x = t_{B.P.} - (t_{B.P.} - t_0) e^{-\frac{k_B + k_3}{cW} x}, \quad (1.11, a)$$

або

$$t_x = t_{B.P.} + (t_0 - t_{B.P.}) \exp(-Ax) \quad (1.11, б)$$

$$\text{де } A = k_B + \frac{k_3}{cW}.$$

Рівняння (1.10) дозволяє визначити відстань від місця надходження повітря до точки в каналі, де температура повітря залишається незмінною,

$$\text{тобто } t_x \approx t_{B.P.}$$

Використовуючи значення  $t_{B.P.}$  з рівняння (1.9) отримуємо

$$t_x = \frac{k_B t_B + k_3 t_3}{k_B + k_3} - \left[ \frac{k_B t_B + k_3 t_3}{k_B + k_3} - t_0 \right] e^{-\frac{k_B + k_3}{cW} x} \quad (1.12)$$

В результаті математичних перетворень рівняння (1.12) приймає вигляд рівняння (1.7):

$$t_x = \frac{(k_B t_B + k_3 t_3) + [t_0 (k_B + k_3) - (k_B t_B + k_3 t_3)]}{k_B + k_3} e^{-\frac{k_B + k_3}{cW} x}.$$

Рівняння (1.11 б) представлене також в [41]

$$t_x = t_{sz} + (t_0 - t_{sz}) \exp(-Ax) \quad (1.13)$$

де  $t_x \approx t_{B.P.}$

Таким чином рівняння (1.7), яке вперше було запропоновано в роботі [40] в модифікованих формах наведено в роботах [39-43].

В роботах [42, 43] отримані модифікації (1.14) та (1.15).

$$t_k = t_0 - (t_0 - t_p) e^{-\frac{x}{x_0}} \quad (1.14)$$

де  $t_k(x)$  – температура повітря в каналі,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$$t_0(t_{B.P.}) = \frac{\frac{t_B}{R_{O.контр}^{пр}} + \frac{t_3}{R_{O.обл}^{пр}}}{\frac{1}{R_{O.контр}^{пр}} + \frac{1}{R_{O.обл}^{пр}}} = \frac{k_B t_B + k_3 t_3}{k_B + k_H};$$

$$x_0(A) = \frac{cvdy}{\frac{1}{R_{0.контр}} + \frac{1}{R_{0.обл}}} = \frac{cW}{k_B + k_3};$$

$W = dv\gamma$  – витрата повітря, м<sup>3</sup>/год;

$c$  – теплоємність повітря, кДж/(кг·К).

Автори роботи [42] допускають деякі неточності у формулюванні значень термічних опорів. У відповідних частинах огорожуючи конструкцій. Вони визначають опори як теплові опори частин конструкцій від внутрішньої поверхні до повітряного шару, і від повітряного шару до зовнішньої поверхні огороження.

$$t_y = \frac{(k_B t_B + k_3 t_3) + [\tau_0 (k_B + k_3) - (k_B t_B + k_3 t_3)]}{k_B + k_3} e^{-\frac{C_B (k_B + k_3)}{cW} h_y}. \quad (1.15)$$

де  $t_y$  – температура повітря у вентиляваному каналі (те саме, що і  $t_x$ ), °С;

$\tau_0$  – температура повітря на вході в канал (те саме, що і  $t_0$ ), °С;

$h_y$  – відстань від входу повітря до каналу (те саме, що і  $x$ ), °С;

$C_B$  – коефіцієнт конверсії, в [43] відсутній опис фізичного смислу і значень даного коефіцієнту.

Аналізуючи рівняння (1.7), можемо заробити наступні висновки:

- одним з головних недоліків цього рівняння є те, що процеси теплообміну представлені як один загальний фізичний процес; у випадку конвективного теплообміну потік тепла пропорційний до різниці температури у першому ступені, натомість при теплообміні шляхом випромінювання – у четвертому ступені, згідно закону Стефана-Больцмана;

- при спільному теплопереносі конвекцією та випромінюванням складно визначити кількісний внесок кожної складової в загальному процесі теплообміну, як наслідок важко відповісти на питання, що було б ефективніше: збільшення віддачі тепла через елеваційні плити або інтенсифікація процесу нагріву повітря і ВОК (це неможливо підтвердити розрахунково);

- за допомогою рівняння (1.7) неможливо визначити як впливає на потік тепла вибір конструкційне рішення або матеріал з якого складаються елементи ВОК, крім того, неможливо визначити коефіцієнт тепловіддачі;

- рівняння (1.7) не досить коректно віддзеркалює фізичний смисл процесів теплообміну. Тепловий баланс шару повітря представлений рівнянням (1.5) означає,

що потік тепла від повітря в приміщення повністю передається повітряю в каналі (як записано в рівнянні (1.2)). Насправді фізичний процес виглядає інакше: тепло переходить від повітря в приміщення при цьому нагріваючи внутрішню поверхню каналу, яка в свою чергу нагріває рухоме повітря в каналі, а також зовнішню поверхню каналу. Між зовнішньою поверхнею повітряного прошарку, що нагрівається випромінюванням і повітрям в каналі виникає конвективний теплообмін див. рис. 1.10;

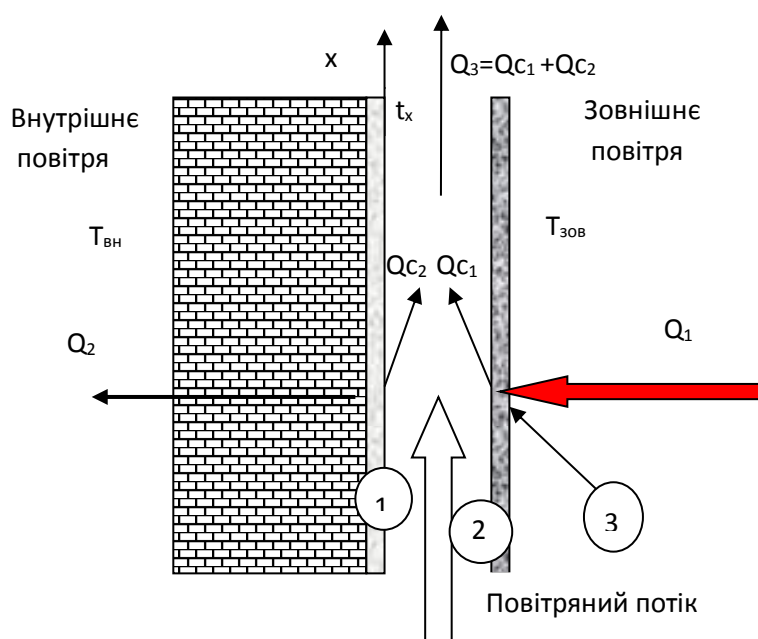


Рис.1.10 Схема розподілу теплового потоку у ВОК до балансу, що представлений рівнянням (1.5) в реальному процесі

- при використанні рівняння (1.7) для теплового розрахунку ВОК в теплий період року необхідним є використання поняття рівноважної температури зовнішнього повітря. Аналіз недоліків використання поняття представлений в підрозділі 1.5.4.

### 1.6.2. Загальний аналіз алгоритму і методу теплового розрахунку ВОК на основі рівняння (1.7)

Алгоритм і методика розрахунків в проаналізованих літературних джерелах загалом подібні, але мають певні особливості. В роботі [40] в прикладі теплового розрахунку ВОК автор пропонує прийняти швидкість руху повітря в каналі  $v$  та

визначити втрати тиску за допомогою рівняння (1.16) аналогічно до розрахунку втрат тиску в вентиляційному каналі.

$$\Delta P_p = R + Z, \quad (1.16)$$

де  $R$  – втрати тиску вздовж каналу при прийнятому значенні швидкості  $v$ , Па/м;

$Z$  – втрати тиску на місцеві опори.

Отримане значення втрат тиску необхідно порівнювати з напором вітру, визначеним з рівняння (1.17). При тому можна зауважити, що швидкість прийнята правильно, якщо  $\Delta P_p = \Delta P_B$

$$\Delta P_p = (n_1 - n_2) \frac{v_B^2}{2} \rho_h, \quad (1.17)$$

де  $\rho_h$  – густина зовнішнього повітря кг/см<sup>3</sup> ;

$n_1, n_2$  – аеродинамічні коефіцієнти;

$v_B$  – швидкість повітря, м/с.

В прикладі теплового розрахунку коефіцієнти тепловіддачі біля поверхні каналу автор [40] приймає такі самі як для даху. Орієнтовно прийнятий коефіцієнт тепловіддачі не призводить до суттєвих помилок в теплових розрахунках, якщо тепловий опір конструкцій будинку є досить великим. Наприклад, для масивної зовнішньої частини огороження використання орієнтованого значення коефіцієнта тепловіддачі призводить до значно меншої помилки при визначення коефіцієнта теплопередачі ніж у випадку алюмінієвих касет фасаду.

Запропонована методика [40] для розрахунку швидкості в повітря в значній мірі є ймовірною у випадку розрахунку горизонтальних шарів повітря. В розрахунках вертикальних поверхонь, де повітря переміщується одночасно під впливом гравітаційного тиску і вітру автор [40] не наводить жодних рекомендацій. В роботі [39] автор надає рекомендації для визначення коефіцієнта тепловіддачі від поверхні каналу, посилаючись на джерело [44], але тільки у випадку конвекції. Тобто теплообмін шляхом випромінювання не враховується при розрахунку коефіцієнта теплопровідності  $k_B, k_3$ . З одного то має сенс, оскільки тепловий баланс був записаний для елементарного об'єму повітря в повітряному шарі, а повітря є

прозорим для потоку тепла випромінюванням. З другого боку теплообмін випромінюванням впливає на температуру поверхні стінки каналу і якщо це не враховувати отримаємо похибку. Для детальних розрахунків автор пропонує передбачити теплообмін випромінюванням окремо через застосування поняття умовної температури повітря в каналі (див. розділ 1.5.3). В роботі [40] цю проблему вирішено шляхом застосування орієнтовних значень коефіцієнтів (променисто-конвекційного теплообміну).

Варто зауважити, що при умові не врахованого випромінювання температури поверхні в перетині повітряного прошарку однакові [45,46]. Таке припущення буде коректним для розрахунку нагрівання повітря в каналах [47-49], які знаходяться безпосередньо в приміщеннях або в якомусь середовищі при сталій температурі. На стику с середовищ з різними температурами це припущення не справедливе.

Швидкість повітря в каналі автор [39] визначив використовуючи рівняння, що записано на основі рівності повної втрати тиску, що дорівнює сумі тиску вітру і гравітації.

$$v = \sqrt{\frac{(k_1 - k_2)v_3^2 + 0.8h(t_{cp} - t_3)}{\sum \xi}} \quad (1.18)$$

де  $t_{cp}$  – середня температура повітря у вентилязованому каналі (ВОК),  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_3$  – температура зовнішнього повітря,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$h$  – висота вентилязованого каналу, м;

$k_1, k_2$  – аеродинамічні коефіцієнти;

$\sum \xi$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів;

$v_3$  – швидкість вітру, м/с.

Автор пропонує приймати середню температуру, яка дорівнює температурі в каналі  $t_{в.р.}$ , або розрахувати її за допомогою рівняння

$$t_{cp} = \frac{1 - e^{-Al}}{Al} \quad (1.19)$$

Але для розрахунку середньої температури за допомогою формули (1.19) необхідно знати величину витрати повітря, яка може бути розрахована, якщо відома швидкість повітря в каналі (з рівняння 1.20). Прийняті припущення ( $t_{с.р.} = t_{в.р.}$ ) додатково знижує точність і без того досить наближеного розрахунку. Методика, що

представлена в роботі [39] може використовуватися для наближеної теплової оцінки зовнішніх огорожуючих конструкцій з вертикальними ВОК.

$$G = 3600vF\rho \quad (1.20)$$

де  $F$  – площа перетину повітряного каналу, м<sup>2</sup>;

$\rho$  – густина повітря в каналі, кг/см<sup>3</sup>;

$v$  – швидкість повітря в каналі, м/с.

В роботах [42,43] також пропонуються подібні рівняння для визначення швидкості руху у вентиляльованих каналах. В роботах [39,43] тиск вітру не враховується. Автори [42] пропонують не враховувати тиск вітру, оскільки він має невеликі значення. У прикладі розрахунку вентиляльованого фасаду (вертикального каналу [42]) значення  $t_{c.p.}$  вважається рівною температурі повітря на вході в канал та розраховується за формулою (1.21), що також не є достатньо коректним припущенням

$$t_{cp} = \tau_0 = nt_3, \quad (1.21)$$

де  $n=0,95$ ;  $t_3$  – температура зовнішнього повітря, °С.

На підставі наведеного вище аналізу можна зауважити, що:

- швидкість повітря в каналі належить розраховувати з умови рівності місцевих втрат тиску в загальній втраті в каналі, але сума розподілу тиску дорівнює загальній втраті тиску в каналі. Однак є труднощі розрахунку вертикального тиску в гравітаційному каналі, оскільки невідоме значення середньої температури повітря;
- якщо швидкість руху повітря відома, то можна визначити коефіцієнти тепловіддачі конвекцією від поверхні каналу, однак в деяких випадках необхідно знати температури відповідних поверхонь. Останні частіше приймають наближено.

### **1.6.3. Аналіз наукових публікацій присвячених математичному моделюванню процесів теплообміну у ВОК**

В роботі [49] представлена загальна характеристика теплового потоку в конструкції фасаду з вентиляльованим каналом. Запропоновані в роботі рівняння (1.22, 1.23) не в повній мірі висвітлюють фізичний зміст теплового балансу для ВОК.

$$Q_{\text{сонця}} + Q_{\text{відб}} + Q_{\text{с-о}} + Q_{\text{з-р}} + Q_{\text{о-с}} + Q_{\text{з-с}} = 0 \quad (1.22)$$

$$Q_{\text{о-с}} + Q_{\text{з-с}} + Q_{\text{рад.кімн.}} + Q_{\text{конв.кімн.}} = 0 \quad (1.23)$$

де  $Q_{\text{сонця}}$  – сонячне випромінювання, Вт/м<sup>2</sup>;

$Q_{\text{відб}}$  – сонячне випромінювання, що відбивається зовнішньою поверхнею, Вт/м<sup>2</sup>;

$Q_{\text{с-о}}$ ,  $Q_{\text{о-с}}$  – променевий потік тепла відповідно між зовнішнім шаром і оточенням а також між оточенням і стіною, Вт/м<sup>2</sup>;

$Q_{\text{з-р}}$ ,  $Q_{\text{з-с}}$  – конвективний потік тепла відповідно між зовнішнім шаром стінки і повітрям в каналі і конвективний потік тепла в повітрі, Вт/м<sup>2</sup>.

Рівняння (1.22) може характеризувати тепловий баланс зовнішнього шару вентильованого фасаду у тому випадку, коли всі знаки «+» замінити знаком «-». Варто також використати спрощуюче припущення: тепловий опір зовнішнього шару приймає невеликі значення і можна його не враховувати. Рівняння (1.23) не є рівнянням теплового балансу повітря в каналі а також поверхонь вентильованого каналу.

Рівняння (1.23) не є рівнянням теплового балансу повітря в каналі а також поверхонь вентильованого каналу. Для наближених розрахунків нагріву повітря у ВОК може бути також застосована методика визначення середньої температури в каналі [50]. В основі методики закладено тепловий баланс для певної точки перетину повітряного шару. Головним недоліком цієї методики є те, що неможливо оцінити зміну температури повітря у часі при русі повітря вздовж поверхні, а також недоліки рівняння (1.17). В роботі [51] запропоновано наступне рівняння для визначення середньої температури повітря

$$t_p = \frac{U_i F_i t_i + U_e F_e t_e + c_p G_N t_e}{U_i F_i + U_e F_e + c_p G_N}, \quad (1.24)$$

де  $U_i$ ,  $U_e$  – коефіцієнти теплопровідності даху і фасаду відповідно, Вт/(м·К);

$F_i$ ,  $F_e$  – площа поверхні фасаду і даху, м<sup>2</sup>;

$t_i$ ,  $t_e$  – температура внутрішнього і зовнішнього повітря, °С;

$c_p$  – теплоємність повітря, кДж/(кг·К);

$G_N$  – витрати повітря, м<sup>3</sup>/год.

Рівняння (1.24) було записано на підставі теплового балансу повітря при відомій швидкості руху зовнішнього повітря.

$$U_i F_i (t_i - t_p) + c_p G_N t_e = U_e F_e (t_p - t_e) + c_p G_N t_p \quad (1.25)$$

Для розрахунку витрати повітря використовують рівняння (1.26), яке отримано з урахуванням втрат тиску на місцевих опорах (на вході повітря) і тиску вітру

$$G_N = \mu_N F_N \sqrt{2K_1 \frac{v^2}{2} \rho_N^2}, \quad (1.26)$$

де  $\mu_N$  – коефіцієнт потоку  $\mu_N = \frac{1}{\sqrt{\xi}}$ ;

$F_N$  – площа поверхні отвору для надходження повітря, м<sup>2</sup>;

$k_1$  – аеродинамічний коефіцієнт;

$\rho_N$  – густина зовнішнього повітря, кг/см<sup>3</sup>.

Тиск вітру в роботі [51] автор визначає з наступного рівняння

$$\Delta p_N = K_1 \frac{v^2}{2} \rho_N \quad (1.27)$$

Варто зауважити, що рівняння (1.27) не враховує втрати тиску в прошарку горища. Аналізуючи наведене вище рівняння можна стверджувати, що автор припустив, що частина динамічного тиску, яка перетворюється в статичний тиск, повністю втрачається на вході в канал. В зв'язку з тим неможливо стверджувати про точність розрахунків за рівнянням (1.26) навіть з урахуванням коефіцієнта 2. Після розрахунку температури  $t_p$  можна записати тепловий баланс відповідної поверхні і визначити середню температуру поверхні. Зміна температури повітря вздовж поверхні каналу не враховується також в роботі [52], де з урахуванням не стаціонарності розглядаються процеси теплообміну у відкритому каналі – конструктивному елементі стіни Тромба. Рівняння теплового балансу, що представлено в роботі, для скляної поверхні не є коректним. В холодний період року поверхня буде нагріватися випромінюванням від масивної стіни, а потім частина теплового потоку втрачається до зовнішнього середовища, а не навпаки як стверджує автор. Ця неточність впливає також на коректність запису рівняння, яке характеризує граничні умови на поверхні масивної стінки.



Квазістаціонарний процес теплообміну досліджувався у роботі [53]. Рівняння для розрахунку температури повітря в залежності від координати отримано на основі теплового балансу для елементарного об'єму  $dx$ . Інтегральне рівняння характеризує процес нагрівання повітря біля поверхні каналу рис.1.11

$$\int_{T_0}^{T_{\text{air.end}}} M_{\text{air}} c_p dT_{\text{air}} = \int_0^L h_{\text{конв.}} W x (T_p - T_{\text{air}}) dx \quad (1.28)$$

$$M_{\text{air}} c_p (T_{\text{final.zone1}} - T_{\text{final.zone2}}) = \sum_{i=1}^4 A_i h_i (T_i - T_{\text{air},i}) \quad (1.29)$$

де  $T_{\text{air}}$  – температура повітря в просторі даху,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$M_{\text{air}}$  – маса повітря, кг;

$c_p$  – теплоємність повітря, кДж/(кг·К);

$x$  – координата;

$T_p$  – температура стінки,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$A_i$  – площа внутрішньої поверхні даху,  $\text{m}^2$ ;

$h_i$  – коефіцієнт тепловіддачі даху,  $\text{Вт}/\text{m}^2 \text{K}$ ;

$W$  – ширина даху, м;

$T_i$  – температура внутрішньої поверхні даху,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$T_{\text{air},i}$  – температура повітря біля внутрішньої поверхні даху,  $^{\circ}\text{C}$ ;

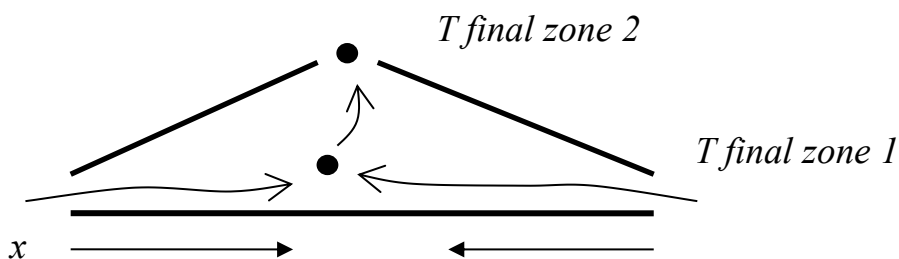


Рис.1.11 Схема даху для ілюстрації рівнянь (1.28, 1.29)

а) при нагріванні повітря поблизу стелі; б) при нагріванні повітря поблизу даху.

Аналізуючи рівняння необхідно зауважити, що тепловий баланс за (1.28) записаний некоректно. Величина  $M$  (кг) позначена як маса повітря, а не витрата повітря (кг/с). В рівнянні (1.29) при розрахунку ступеню нагріву повітря не може бути температура в області 2 від'ємною (див. рис. 1.11), оскільки при переході з області 1 до області 2 повітря не нагрівається, а тільки підіймається в результаті різниці тисків. Воно буде нагріватися біля внутрішньої поверхні даху (див.рис. 1.11).

б. Крім того, автори пишуть, що розглядають квазістаціонарний процес теплообміну, однак в роботі [53] відсутня залежність потоку тепла від часу. В роботі [54] здійснено спробу аналізу нестационарного теплообміну у ВОК. В основі моделі використовується рівняння Фур'є.

$$\frac{\partial^2 T_i}{\partial x^2} + \frac{q_i}{k_i} = \frac{1}{\alpha_i} \frac{\partial T_i}{\partial t} \quad (1.30)$$

Граничні умови для рівняння (1.30) записані з урахуванням зовнішньої і внутрішньої температур

$$-k_p \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = h_{c.o} [T_o - T(x=0, t)] \quad (1.31)$$

$$-k_g \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=L} = h_{c.i} [T(x=L, t) - T_i] \quad (1.32)$$

Наводиться також рівняння теплового балансу між конструкцією фасаду і повітря рис.1.13.

$$h_{c.p}(T_p - T_m) + h_{c.g}(T_g - T_m) = m c_p \frac{dT_m}{dy} \quad (1.33)$$

де  $T_p, T_g$  – температура зовнішньої поверхні панелі і внутрішньої,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$T_m$  – температура повітря у вентилярованому каналі,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$h_{c.o}, h_{c.i}$  – коефіцієнт конвективного теплообміну біля зовнішньої та внутрішньої поверхні фасаду;

$h_{c.p}, h_{c.g}$  – коефіцієнт конвективного теплообміну біля зовнішньої та внутрішньої поверхонь вентиляваного каналу.

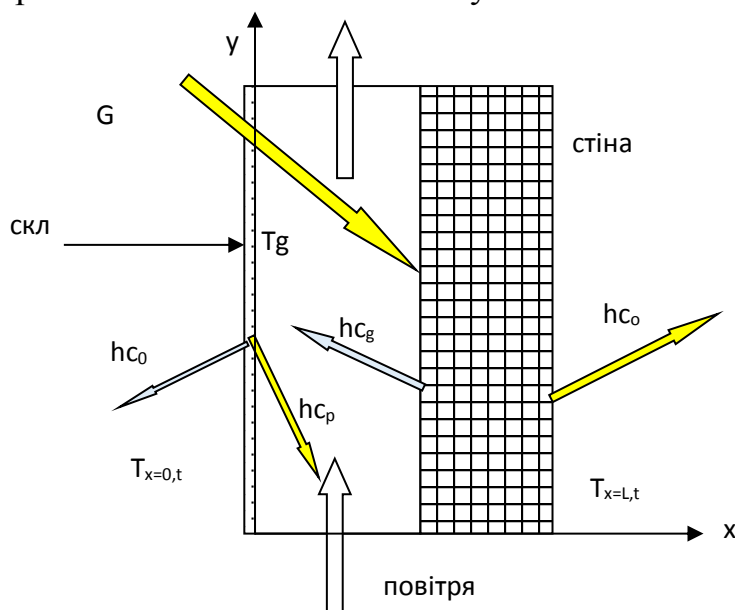


Рис.1.12 Схема процесу теплообміну в конструкції вентиляваного фасаду [54]

В результаті розв'язання різницевого рівняння теплового балансу (1.33) авторами отримана формула (1.34) для розрахунку температури повітря у вентилярованому каналі в залежності від координати  $y$ .

$$T_m(y) = \exp\left[-\frac{(h_{c,p}+h_{c,g})y}{mc_p}\right] T_m + \left(1 - \exp\left(-\frac{(h_{c,p}+h_{c,g})y}{mc_p}\right)\right) \frac{h_{c,p}T_p+h_{c,g}T_g}{h_{c,p}+h_{c,g}} \quad (1.34)$$

З метою розрахунку температури автори пропонують визначити температуру поверхні каналу за допомогою рівнянь (1.31) та (1.32). Однак ті рівняння некоректно описують сформульований фізичний процес, оскільки для двох частин фасаду(панелі та стіни) необхідно було записати чотири рівняння граничних умов. В статті [54] при постановці задачі також не враховується теплообмін випромінюванням. Окрім того, рівняння нестационарного теплообміну необхідно було записати для двовимірного простору. До переваг результатів роботи [54] можна віднести те, що тепловий баланс між конструкцією фасаду і повітря в повітряному просторі (1.34) записаний більш коректно в порівнянні з іншими роботами.

#### 1.6.4. Аналіз методик розрахунку теплообміну випромінюванням у ВОК.

З метою урахування теплопереносу випромінюванням в розрахунках теплообміну у ВОК де які автори використовують поняття “умовна температура повітряного шару“. Наприклад, автор [39] стверджує, що є кращі рівняння теплового балансу для внутрішньої поверхні каналу рис.1.13.

$$q = \alpha_k(t_{B.P.} - t_3) + \alpha_b(t_2 - t_3) \quad (1.35)$$

де  $t_2, t_3$  - температури зовнішньої та внутрішньої поверхонь вентиляваного каналу,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{B.P.}$  - температура повітря в каналі,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\alpha_k$  - коефіцієнт теплообміну конвекцією,  $(\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}))$ ;  $\alpha_b$  - коефіцієнт теплообміну випромінюванням,  $(\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}))$ .

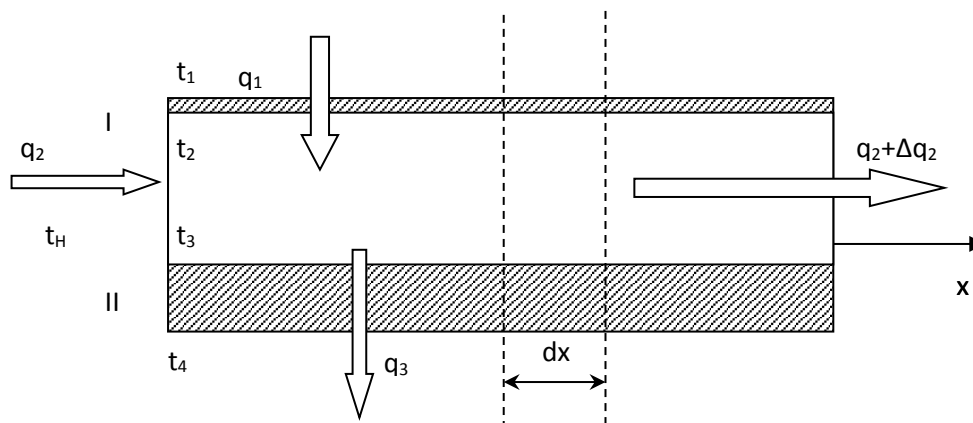


Рис.1.13 Розрахункова схема:

1 – зовнішня поверхня огорожувачої конструкції; 2 – зовнішня границя повітряного прошарку; 3 - внутрішня границя повітряного прошарку; 4 - зовнішня поверхня огорожувачої конструкції.

Рівняння (1.35) враховує суму конвективного теплового потоку та потоку випромінювання. Якщо цю суму замінити повним потоком тепла, отримаємо наступне рівняння

$$q = \alpha_{\text{В.П}}(t_{\text{В.Р.ум.}} - t_3) \quad (1.36)$$

де  $t_{\text{В.Р.ум.}}$  – умовна температура повітря в каналі,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\alpha_{\text{В.П}}$  – коефіцієнт теплообміну  $\alpha_{\text{В.П}} = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{в}}$ .

З урахуванням рівнянь (1.35) і (1.36) отримаємо

$$t_{\text{В.П.ум.}} = \frac{\alpha_{\text{П}}t_2 + \alpha_{\text{к}}t_{\text{В.П.}}}{\alpha_{\text{В.П}}} \quad (1.37)$$

Таким чином поняття “умовна температура повітряного шару” використовується для урахування двох різних за фізичним характером потоків тепла. Однак рівняння (1.35) і (1.36) свідчать про те, що зазначене поняття умовної температури базується на тепловому балансі лише однієї з поверхонь каналу. Тому аналізуючи методику [39] у тому вигляді, в якому вона представлена у роботі, можна стверджувати про сумнівну вірогідність отриманих результатів.

Робота [55] досліджує процеси теплообміну у ВОК (рис.1.16) у теплий період року. Рівняння для визначення температури

$$T(x) = T_m + (T_0 - T_m)e^{-\frac{\mu x}{L}} \quad (1.38)$$

де  $T_0$  – температура повітря на вході в канал;

$T_m$  – середня температура внутрішнього та зовнішнього повітря;

$\mu$  - безрозмірна величина  $\mu = \frac{1}{CR_1(H+z(1-z))}$ ;

$$z = \frac{R_e}{R_t}; \quad H = \frac{R}{R_t}; \quad C = \frac{mc_p}{Ll},$$

де  $R_e$ ,  $R_i$  тепловий опір відповідно зовнішньої та внутрішньої частин конструкції,  $m^2 \cdot K/Вт$ ;

$R_t$  – загальний тепловий опір,  $m^2 \cdot K/Вт$ ;

$R$  – тепловий опір,  $m^2 \cdot K/Вт$ ;

$m$  – масовий потік повітря в каналі, кг;

$L$  – довжина вентиляваного каналу, м;

$l$  – ширина вентиляваного каналу, м;

$c_p$  – теплоємність повітря,  $кДж/(кг \cdot K)$ .

Рівняння теплового балансу записано так

$$CdT = (t - T) \frac{dx}{LR}; \quad q = q_1 - q_2 \quad (1.39)$$

$$q = \frac{t-T}{R}; \quad q_1 = \frac{T_e-t}{R_e}; \quad q_2 = \frac{t-T_i}{R_i}.$$

Уявлення, про тепловий опір можна було б вважати коректним при умові, якщо конвективний і променевий теплові опори шару повітря утворили б замкнутий цикл та в тепловій фізиці існувало поняття «тепловий опір між двома точками повітря».

### 1.6.5. Системи рівнянь на основі теплових балансів для ВОК

В попередніх підрозділах дисертації проаналізовано розрахункові методи проектування ВОК, в основу яких закладено рівняння для розрахунку температури повітря, записаної за допомогою теплового балансу. Математичні моделі більш точно описують теплообмін у ВОК ніж зазначене рівняння теплового балансу. В роботі [39] зроблена перша спроба узагальнення представлених вище результатів. За

$$\begin{cases} \alpha_H(t_{H,усл} - t_1) + K_1(t_2 - t_1) = 0; \\ K'_I(t_{H,усл} - t_2) + \alpha_k(t_x - t_2) + \alpha_B(t_2 - t_3) = 0; \\ \alpha_k(t_2 - t_x)dx + \alpha_k(t_x - t_3)dx - Gcdt_x = 0; \\ \alpha_k(t_2 - t_3) + \alpha_k(t_x - t_3) + K'_{II}(t_B - t_3) = 0; \\ K_{II}(t_3 - t_4) + \alpha_B(t_B - t_4) = 0. \end{cases} \quad (1.40)$$

$$\text{де } K_I = \frac{1}{R_I}, K_{II} = \frac{1}{R_{II}}, K'_I = \frac{1}{R_I + \frac{1}{\alpha_H}}, K'_{II} = \frac{1}{R_{II} + \frac{1}{\alpha_H}},$$

$t_1, t_4$  – температура відповідно зовнішньої і внутрішньої поверхні конструкції,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_2, t_3$  – температура відповідно зовнішньої і внутрішньої границі повітряного прошарку,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{H,у.}$  – рівноважна температура,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_x$  – температура повітря в каналі, ;

$\alpha_k, \alpha_l$  – коефіцієнт теплообміну конвекцією та випромінюванням,  $(\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}))$ .;

$\alpha_H, \alpha_B$  – коефіцієнт теплообміну на зовнішній та внутрішніх поверхнях конструкції,  $(\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}))$ .;

$R_I, R_{II}$  – тепловий опір зовнішньої та внутрішньої частин конструкції,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;

$G$  – витрата повітря,  $\text{м}^3/\text{год}$ ;

$c$  – теплоємність повітря,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .

Система рівнянь (1.40) характеризує теплообмін між поверхнями вентилязованого каналу і дозволяє визначити середню температуру на підставі стаціонарного теплообміну.

До недоліків зазначеної математичної моделі можна віднести:

- автор пропонує спрощення: повітря в каналі нагрівається на зовнішній поверхні та охолоджується на внутрішній. Насправді при русі повітря вздовж каналу воно нагрівається біля зовнішньої внутрішньої поверхонь, оскільки друга поверхня нагрівається внаслідок променевого теплообміну з внутрішньою поверхнею. Процес нагрівання або охолодження повітря на внутрішній поверхні залежить від інтенсивності сонячного випромінювання і температури повітря на вході в канал;

- при використанні рівняння теплового балансу на зовнішній поверхні даху

застосовують поняття «рівноважної температури», що не завжди коректно описує процес теплообміну на зовнішніх поверхнях ВОК;

- при використанні системи рівнянь (1.40) автор приймає припущення про те, що температури двох поверхонь не змінюються по довжині, тобто повітря є ізотермічне. Таке припущення призводить до похибок в рівнянні теплового балансу;

- точність розрахунків зменшує припущення автора про орієнтовне значення коефіцієнта теплообміну;

- точність розрахунків зменшує припущення про те, що температура на виході з каналу на три градуси більше ніж на вході.

В роботі [22] розглядаються процеси теплообміну у вертикальних вентилятованих каналах, однак бракує балансових рівнянь на основі яких можна отримати рівняння для розрахунку температур. В роботі [56] ВОК поділено на слабо вентиляване та добре вентиляване, в залежності від співвідношення площі перетину довжини каналу. Належить зауважити, що таке припущення може бути використано лише для наближеної оцінки теплообміну в деяких каналах. В роботі [57] представлено систему рівнянь (1.41), яка враховує теплообмін конвекцією

$$\left\{ \begin{array}{l} G\alpha + \frac{h_e}{c_{pa}}(J_a - J_{be}) = hr_{bi}(t_a - t_{bi}) + hr_{be}(t_{be} - t_{sk}) + \left(\frac{k}{s}\right)_{tb} (t_{be} - t_{bi}); \\ \frac{h_i}{c_{pa}}(J_{bi} - J_{ma}) + hr_{bi}(t_{bi} - t_w) = \left(\frac{k}{s}\right)_{tb} (t_{be} - t_{bi}); \\ \frac{h_i}{c_{pa}}(J_{bi} - J_{ma}) = \left(\frac{2m_a c_{pa}}{\Delta x L}\right) (t_{ma} - t_{in}) + \left(\frac{h_i}{c_{pa}}\right) (J_{ma} - J_w); \\ \frac{h_i}{c_{pa}}(J_{ma} - J_w) + hr_{bi}(t_{bi} - t_w) = U_w(t_w - t_i). \end{array} \right. \quad (1.41)$$

де  $G$  – ентальпія, Дж/(кг·К);  $t_a$  – температура сухого повітря, °С;  $\Delta x$  – крок ітерації;  $h_e, h_i$  – коефіцієнти теплообміну конвекцією біля зовнішньої та внутрішньої поверхонь каналу, (Вт/м²·К);  $m$  – масова витрата, кг/год;  $\alpha$  – коефіцієнт поглинання сонячного випромінювання;  $U_w$  – коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·К;  $\left(\frac{k}{s}\right)_{tb}$  – тепловий опір зовнішньої частини конструкції, м²·К/Вт;

Коефіцієнт теплообміну а також температури представлені на рисунку 1.14.

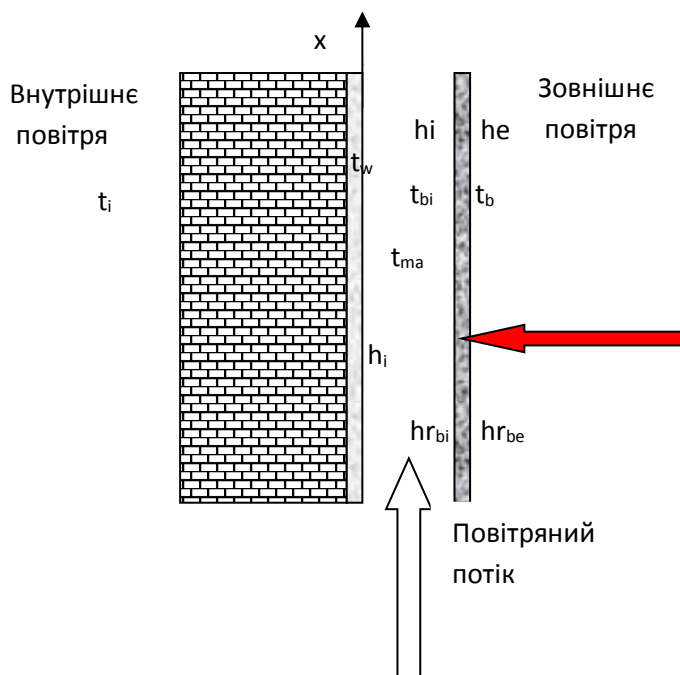


Рис.1.14. Схема до розрахунку рівнянь (1.41)

Перше рівняння системи (1.41) характеризує тепловий баланс зовнішньої поверхні огороження. При розрахунку конвективного теплообміну автор використовує поняття ентальпії. Використання поняття «ентальпії поверхні» не є правильним і немає фізичного смислу, оскільки ентальпії характеризує кількість тепла, а поверхня немає маси, яка акумулює тепло. В третьому рівнянні автор використовує значення  $\Delta x$  – крок процедури ітерації. Якщо система рівнянь розв'язувалася методом ітерацій, то значення кроку ітерації повинно бути у всіх рівняннях, а не тільки в одному. Подібні недоліки характерні для математичних моделей в роботах [52,58-60]. Результати досліджень [36,38, 39] не враховують зміни температури повітря, що рухається в каналі, окрім того, в роботах [60, 61] не враховані зміни температури поверхні.

### 1.6.6. Особливості розрахунку процесів теплообміну у ВОК

Поняття рівноважної температури часто використовується для розрахунку теплових потоків через непрозорі конструкції будинку [39, 55, 62-65]. Рівняння теплового балансу [64] для розрахунку рівноважної температури має вигляд

$$\alpha_z(t_s - t_z) = \alpha_z(t_z - t_s) + I_c a \quad (1.42)$$



З рівняння (1.42) можна визначити рівноважну температуру

$$t_s = t_z + \frac{aI_c}{\alpha_z}. \quad (1.43)$$

В рівняннях (1.42), (1.43):

$a$  – коефіцієнт поглинання сонячного випромінювання;

$I_c$  – щільність сонячного випромінювання, Вт/м<sup>2</sup>;

$\alpha_z$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>\*К).;

$t_{ot}$  – температура зовнішнього повітря, °С;

$t_z$  – температура зовнішньої поверхні огороження, °С.

При виводі рівняння (1.42) прийнято спрощення, що  $\alpha_z$ , який характеризує процес теплопереносу від повітря з рівноважною температурою до зовнішньої поверхні дорівнює коефіцієнту тепловіддачі від зовнішнього повітря до зовнішньої поверхні конструкції. Насправді це не так. По перше, тому, що  $(t_s - t_z) > (t_{ot} - t_z)$ . Зазвичай при нагріванні зовнішньої поверхні її температура вища ніж температура зовнішнього повітря. В роботах [66, 63, 67-70] пропонується значення  $\alpha_z$ , які можуть відрізнятися більш ніж у два рази. Досить коректно коефіцієнт  $\alpha_z$  можна визначити тільки після розрахунку температури поверхні огороження  $t_z$ .

## 1.7. Мета та завдання роботи

На основі виконаного аналізу літературних джерел сформульовано наступні задачі досліджень:

- проаналізувати сучасний стан і тенденції зміни конструктивних рішень вентилятованих каналів огорожуючих конструкцій (ВОК) пасивних будинків;
- розробити математичні моделі процесу теплообміну у ВОК та методики визначення їх основних енергетичних та конструктивних параметрів;
- розробити фізичну модель й експериментально дослідити процес енергообміну у ВОК;
- провести комплекс експериментальних досліджень тепломасообмінних процесів для встановлення раціональних параметрів, покладених в основу

моделювання ВОК, що можуть бути використані для енергетичного захисту будівель та в якості повітряних теплообмінників;

– розробити рекомендації раціонального використання теплообмінних ВОК для систем енергозабезпечення пасивних будинків.

### **1.8. Висновки до першого розділу**

1. На основі проведеного аналізу літературних джерел можна стверджувати, що класична методика оцінки теплообмінних процесів у ВОК базується на рівняннях теплового балансу повітря для нескінченно малого об'єму  $dx$ . При використанні цього рівняння неможливо врахувати променевий тепловий потік, а також точно оцінити втрати енергії. Процес теплообміну краще представити у вигляді системи рівнянь, враховуючих недоліки існуючих методів, представлені в попередньому аналізі.

2. Правильно сформульовані математичні моделі дозволяють виключити неточності розрахунку теплообмінних процесів, а також створити відповідні методики проектування.

3. Для створення коректної математичної моделі необхідно дослідити експериментально процеси теплообміну повітря у вентиляційних каналах, на основі отриманих даних створити відповідні рівняння, які б уточнювали математичну модель.

## РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ У ВЕНТИЛЬОВАНИХ ОГОРОДЖУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЯХ (ВОК) В ХОЛОДНИЙ ПЕРІОД РОКУ

Для створення коректної математичної моделі процесу теплообміну необхідно створити фізичну модель. Для цього необхідно проаналізувати процеси теплообміну з урахуванням переваг та недоліків існуючих моделей.

### 2.1. Фізичне моделювання процесів теплообміну у ВОК в холодний період року

У даному підрозділі розглянемо процес стаціонарного теплообміну у вертикальних і горизонтальних прозорих та непрозорих огороджуючих конструкціях у холодний період року.

Розглянемо непрозору вертикальну огорожуючу конструкцію з відкритим каналом, схема якої наведена на рис. 2.1.

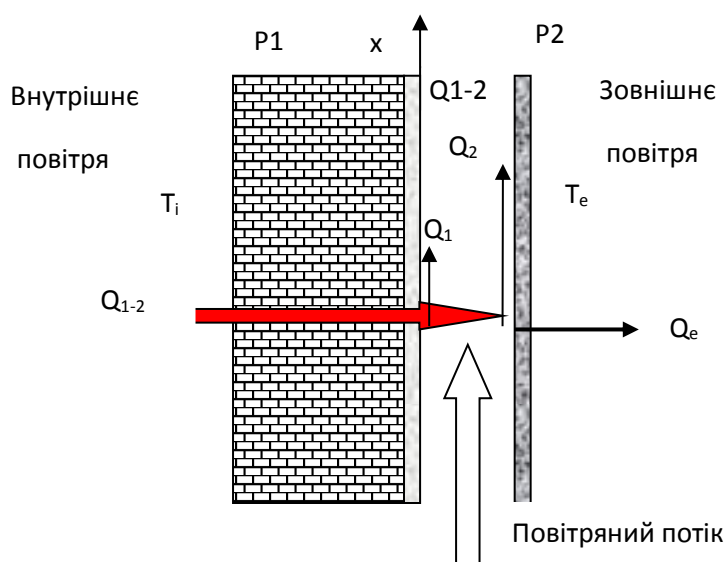


Рис.2.1 Схема розподілу теплового потоку у вертикальній ВОК

В холодний період року тепловий потік  $Q_i$  направлений з приміщення на зовні. Тепловий потік нагріває внутрішню поверхню  $p_1$  ВОК. Нагріта внутрішня поверхня в результаті конвективного теплообміну віддає тепло повітря, яке рухається біля

неї. Вона також випромінює тепло до поверхні  $p_2$  ( $Q_1$ ). Оскільки у ВОК рухається зовнішнє повітря, яке має нижчу температуру порівняно з температурами поверхонь, то воно буде нагріватися і біля внутрішньої і біля зовнішньої поверхні. Таким чином теплове випромінювання, яке надходить до зовнішньої поверхні, частково використовується на нагрівання повітря у каналі, і частково виходить до зовнішнього середовища  $Q_e$ . Фізична модель процесу теплообміну в горизонтальній конструкції показана на рис. 2.2.

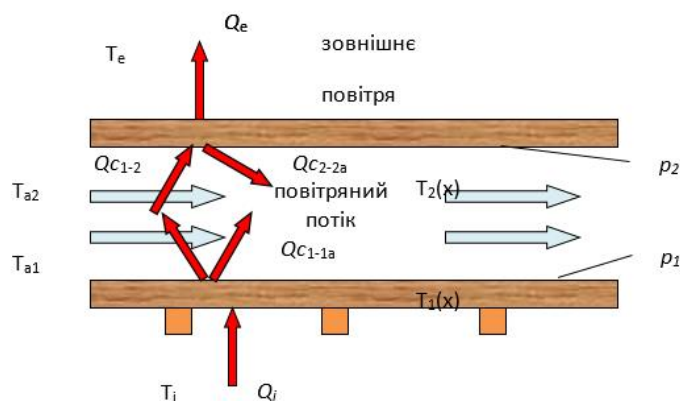


Рис.2.2 Схема розподілу потоку тепла у горизонтальному ВОК

Зауважимо, що процеси, які розглядаються в моделі вважаємо стаціонарними.

## 2.2. Рівняння, що характеризує нагрів повітря біля поверхні ВОК

Розглянемо процес нагрівання повітря поблизу поверхні. Біля обох поверхонь відбувається конвективний теплообмін з повітрям. Кількість тепла можна визначити за допомогою рівняння Ньютона. Якщо виділити по довжині повітряного прошарку елементарний об'єм довжиною  $dx$  (див. рис. 2.3), то для елементарного об'єму повітря шириною 1 м рівняння Ньютона буде:

- біля поверхні  $p_1$

$$Q_{c_{1-a_1}} = hc_1(T_1(x) - Ta_1(x))dx \quad (2.1)$$

- біля поверхні  $p_2$

$$Q_{c_{2-a_2}} = hc_2(T_2(x) - Ta_2(x))dx \quad (2.2)$$

де  $hc_1, hc_2$  – коефіцієнти конвективного теплообміну відповідно біля поверхні  $p_1$  і поверхні  $p_2$ , (Вт/м<sup>2</sup>К);

$Ta_1(x), Ta_2(x)$  – температура повітря поблизу поверхні  $p_1$  та  $p_2$ , °С;

$T_1(x), T_2(x)$  – температури поверхонь  $p_1$  та  $p_2$ , °С.

В рівняннях (2.1) та (2.2) маємо по дві невідомі функції, функцію зміни температури поверхонь  $p_1$  і  $p_2$  в залежності від змінної  $x$ , та функцію зміни температури повітря поблизу цих поверхонь рис. 2.3.

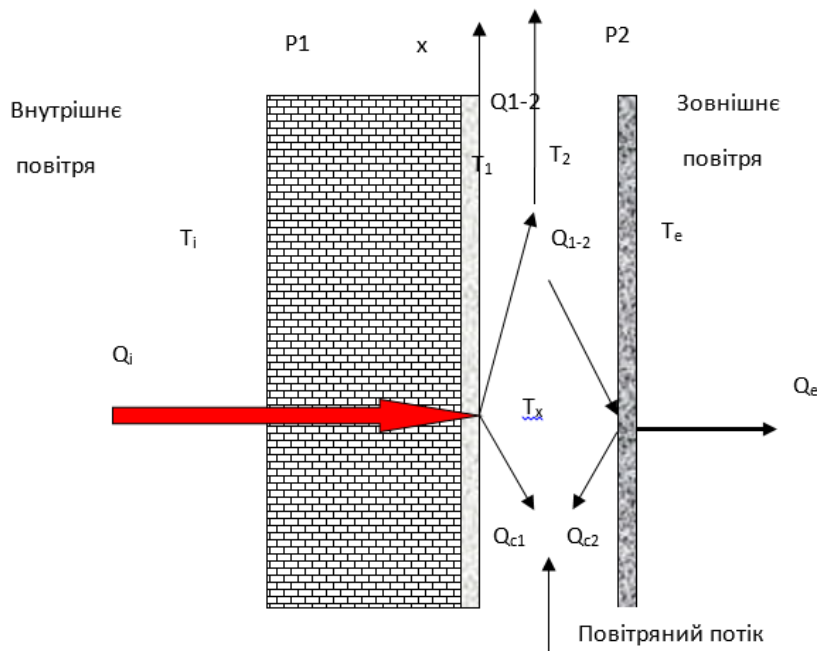


Рис.2.3 Схема розподілу теплового потоку у вертикальній ВОК

Оскільки тепловий потік конвекцією витрачається на нагрівання повітря запишемо рівняння балансу повітря:

- що рухається поблизу поверхні  $p_1$

$$hc_1 (T_1(x) - Ta_1(x))dx = cG dTa_1, \quad (2.3)$$

- поблизу поверхні  $p_2$

$$hc_2 (T_2(x) - Ta_2(x))dx = cG dTa_2, \quad (2.4)$$

де  $dTa_1, dTa_2$  – зміна температури повітря на елементарній відстані  $dx$  відповідно поблизу поверхні  $p_1$  і  $p_2$ , °С;

$G$  – витрата повітря поблизу поверхні, м<sup>3</sup>/год;

$c$  – теплоємність повітря, кДж/(кг·К).

Розглянемо рівняння (2.3), що характеризує тепловий баланс повітря біля поверхні  $p_1$ . Для інтегрування цього рівняння припустимо, що коефіцієнт конвекції і температура поверхні не залежить від  $x$ . Тоді після розділення змінних отримаємо

$$\frac{hc_1}{cG} dx = \frac{1}{(T_1 - Ta_1(x))} dTa_1 \quad (2.5)$$

Позначимо вираз  $\frac{hc_1}{cG} = A = const$ , а вираз  $T_1 - Ta_1(x) = \theta$ . Тоді маємо

$d\theta = d(T_1(x) - Ta_1(x))$ , звідки  $d\theta = -dTa_1(x)$ . Враховуючи  $A$ ,  $\theta$ ,  $d\theta$  з рівняння (2.5) отримаємо

$$A dx = -\frac{1}{\theta} d\theta \quad (2.6)$$

Проінтегруємо (2.6) в межах від  $0$  до  $x$  і від  $\theta_0 = T_1 - T_e$  до  $\theta_x = T_1 - Ta_1(x)$

$$\begin{aligned} A \int_0^x dx &= - \int_{\theta_0}^{\theta} \frac{1}{\theta} d\theta, \\ -Ax &= \ln \theta_x - \ln \theta_0 \\ -Ax &= \ln \frac{\theta_x}{\theta_0}. \end{aligned}$$

Підставляючи зазначені рівняння отримаємо

$$-\frac{hc_1}{cG} x = \ln \frac{T_1 - Ta_1(x)}{T_1 - T_e} \quad (2.7)$$

Після відповідних математичних перетворень одержимо кінцеве рівняння, що характеризує зміну температури повітря при його русі біля поверхні  $p_1$ :

$$Ta_1(x) = T_1 - \frac{T_1 - T_e}{e^{\frac{hc_1}{cG} x}} \quad (2.8)$$

Аналогічно проінтегруємо рівняння (2.4), що характеризує тепловий баланс повітря, яке рухається поблизу поверхні  $p_2$ . Після інтегрування рівняння (2.4) отримаємо

$$Ta_2(x) = T_2 - \frac{T_2 - T_e}{e^{\frac{hc_2}{cG} x}} \quad (2.9)$$

Для використання рівняння (2.8) необхідно знати температуру поверхні  $p_1$ . Аналогічно для рівняння (2.9) маємо знати температуру поверхні  $p_2$ .

### 2.3. Математична модель процесу теплообміну у ВОК в холодний період

При формулюванні математичної моделі використовуємо рівняння теплового балансу повітря (2.3), (2.4) і вважаємо, що температура поверхні  $p_1$  та  $p_2$  залежить від змінної  $x$ . Запишемо рівняння теплового балансу для кожної поверхні на підставі фізичної моделі (рис. 2.2 та рис. 2.3):

- рівняння теплового балансу поверхні  $p_1$

$$Q_i = Q_{1-2} + Q_{c_1-a_1} \quad (2.10)$$

- рівняння теплового балансу поверхні  $p_2$

$$Q_{1-2} = Q_{c_2-a_2} + Q_e \quad (2.11)$$

Тепловий потік  $Q_i$  до внутрішньої поверхні

$$Q_i = k_1(T_i - T_1(x))dx \quad (2.12)$$

Тепловий потік  $Q_e$  від поверхні  $p_2$  до зовнішнього повітря:

$$Q_e = k_2(T_2(x) - T_e)dx \quad (2.13)$$

В рівняннях (2.12), (2.13)  $k_1, k_2$  – коефіцієнти теплопередачі від внутрішнього повітря приміщення до поверхні  $p_1$  і від поверхні  $p_2$  до зовнішньої поверхні фасаду (зовнішньої стіни будинку), Вт/(м<sup>2</sup>·°К);

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}; \quad k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \sum_{e=1}^n \frac{\delta_e}{\lambda_e}}, \quad (2.13a)$$

де  $\alpha_i, \alpha_e$  – коефіцієнти тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·°К);

$\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \sum_{e=1}^n \frac{\delta_e}{\lambda_e}$  – сума теплових опорів для внутрішньої та зовнішньої частин огорожуючих конструкцій, м<sup>2</sup>·°К/Вт.

Тепловий потік випромінюванням між поверхнями можна записати за допомогою рівняння Стефана-Больцмана

$$Q_{1-2} = \varphi_{1-2} \varepsilon_{1-2} c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx, \quad (2.14)$$

де  $c_0$  – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла,  $c_0 = 5,67$  Вт/м<sup>2</sup>К<sup>4</sup>;

$\varphi_{1-2}$  – коефіцієнт конфігурації;

$\varepsilon_{1-2}$  – коефіцієнт поглинання.

Для поверхонь  $p_1$  і  $p_2$   $\varepsilon_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$ ;

Коефіцієнт  $\varphi_{1-2} = 1$  [71,74], тобто тепловий потік випромінюванням від більш нагрітої поверхні до менш нагрітої поверхні передається тільки в протилежні поверхні.

З урахуванням рівнянь (2.10) та (2.11), а також (2.1) –(2.4) отримаємо:

- рівняння теплового балансу поверхні  $p_1$

$$k_1(T_i - T_1(x))dx = \varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x) + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x) + 273}{100} \right)^4 \right] dx + hc_1(T_1(x) - Ta_1(x))dx, \quad (2.15)$$

- рівняння теплового балансу поверхні  $p_2$

$$\varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x) + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x) + 273}{100} \right)^4 \right] dx = hc_2(T_2(x) - Ta_2(x))dx + k_2(T_2(x) - T_e)dx. \quad (2.16)$$

Третім рівнянням, що доповнює рівняння теплових балансів, є рівняння руху повітря у каналі ВОК. Воно представляє собою баланс сумарних втрат тиску і загального тиску.

У випадку вертикальної огороджуючої конструкції загальний тиск дорівнює сумі гравітаційного тиску і тиску вітру

$$\left( \sum \zeta + \lambda_f \frac{h}{D_h} \right) \frac{v_m^2}{2} \rho_m = (n_1 - n_2) \frac{v_w^2}{2} \rho_e + Hg(\rho_e - \rho_m). \quad (2.17)$$

Для горизонтальної конструкції

$$\left( \sum \zeta + \lambda_f \frac{h}{D_h} \right) \frac{v_m^2}{2} \rho_m = (n_1 - n_2) \frac{v_w^2}{2} \rho_e. \quad (2.18)$$

В рівняннях (2.17) та (2.18) прийняті наступні позначення

$\sum \zeta$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів;

$\lambda_f$  – коефіцієнт опору ( $\lambda_f = f(Re)$ );

$h$  – товщина повітряного шару, м;

$H$  – відстань між отворами для входу та виходу повітря, м;

$D_h$  – середня ширина повітряного шару, м;

$v_w$  – швидкість повітря, м/с;

$\rho_m$  – середня густина повітря у ВОК, кг/м<sup>3</sup>;



$\rho_e$  – густина зовнішнього повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – прискорення, м/с<sup>2</sup>;

$n_1, n_2$  – аеродинамічні коефіцієнти на вході і на виході каналу;

$v_m$  – середня швидкість повітря, м/с.

Якщо вхідний і вихідний отвори для повітря за розмірами відрізняються від перетину повітряного каналу, то місцеві втрати тиску в отворах необхідно віднести до швидкості в отворі  $v_0$ . в такому разі до лівої частини рівнянь (2.17) та (2.18) додано місцеві втрати тиску в отворах

$$P_{otv} = \sum \zeta_0 \frac{v_0^2}{2} \rho_0,$$

де  $\sum \zeta_0$  – сума втрат тиску в отворах;

$v_0$  -швидкість повітря в отворі.

Математична модель процесу теплообміну у ВОК для холодного періоду в загальному вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} k_1(T_i - T_1(x))dx = \varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx + \\ \quad + hc_1(T_1(x) - Ta_1(x))dx, \\ \varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx = \\ = hc_2(T_2(x) - Ta_2(x))dx + k_2(T_2(x) - T_e)dx, \\ hc_1(T_1(x) - Ta_1(x))dx = cG_1dT_{a_1}, \\ hc_2(T_2(x) - Ta_2(x))dx = cG_2dT_{a_2}, \\ \left( \sum \zeta + \lambda_f \frac{h}{D_h} \right) \frac{v_m^2}{2} \rho_m = (n_1 - n_2) \frac{v_w^2}{2} \rho_e + Hg(\rho_e - \rho_m) \end{array} \right. \quad (2.19)$$

Модель має чотири невідомі функції  $T_1(x)$ ,  $T_2(x)$ ,  $Ta_1(x)$ ,  $Ta_2(x)$ . Окрім того невідомим параметром є швидкість руху повітря в каналі. Таким чином кількість рівнянь відповідає кількості невідомих. Для спрощення розв'язання рівнянь моделі приймаємо наступні припущення:

- температура поверхні не залежить від змінної  $x$ ;
- коефіцієнти теплообміну не змінюються по довжині повітряного каналу.

При формулюванні математичної моделі також приймаємо, що потік повітря  $G$ , що рухається в просторі ВОК умовно поділений на два потоки: перший рухається поблизу внутрішньої поверхні  $G_1$ , а другий потік повітря рухається поблизу зовнішньої поверхні  $G_2$  ( $G_1=G_2=G/2$ ).

$$\left\{ \begin{array}{l}
 k_1(T_i - T_1(x))dx = \varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx + \\
 \quad + hc_1(T_1(x) - Ta_1(x))dx, \\
 \varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx = \\
 = hc_2(T_2(x) - Ta_2(x))dx + k_2(T_2(x) - T_e)dx, \\
 \quad Ta_1(x) = T_1 - \frac{T_1 - T_e}{e^{\frac{hc_1}{cG}x}}, \\
 \quad Ta_2(x) = T_2 - \frac{T_2 - T_e}{e^{\frac{hc_2}{cG}x}}, \\
 \left( \sum \zeta + \lambda_f \frac{h}{D_h} \right) \frac{v_m^2}{2} \rho_m = (n_1 - n_2) \frac{v_w^2}{2} \rho_e + Hg(\rho_e - \rho_m).
 \end{array} \right. \quad (2.20)$$

Аналогічну математичну модель можна записати для горизонтальної конструкції ВОК. Тепловий потік випромінювання можна оцінити за допомогою [74,75].

#### 2.4. Алгоритм розв'язання рівнянь математичної моделі

Алгоритм розрахунку базується на методі ітерацій і складається з наступних етапів розрахунку:

- 1) приймається значення швидкості руху повітря у ВОК та середня густина повітря (густина повітря можна прийняти трохи меншою за густина зовнішнього повітря);
- 2) розрахунок коефіцієнтів теплообміну;
- 3) розрахунок температури поверхні і повітря поблизу поверхні на різних відрізках по координаті  $x$ ;
- 4) використовуючи отримані значення температур визначити середнє значення температури повітря в каналі, коефіцієнт Дарсі і середню температуру повітря;
- 5) визначити втрати тиску в каналі і кінцевий тиск;
- 6) порівняти значення тиску з втратами тиску;
- 7) якщо місцеві втрати тиску більші ніж напір повітря, то необхідно зменшити значення вихідної швидкості руху повітря, а якщо навпаки, то збільшити значення

швидкості;

8) повторити виконання пунктів 2) – 8) поки не буде досягнуто балансу тиску.

## 2.5. Розв’язання рівнянь математичної моделі

Розглянемо повітряний шар в якому розмір прошарків буде впливати на кількість розрахунків. У разі застосування методу кінцевих різниць система рівнянь (2.19) має наступний вигляд

$$\left\{ \begin{array}{l} k_1(T_i - T_1(x))dx = \varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx + \\ \quad + hc_1(T_1(x) - Ta_1(x))dx, \\ \varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx = \\ = hc_2(T_2(x) - Ta_2(x))dx + k_2(T_2(x) - T_e)dx, \\ hc_1(T_1(x) - Ta_1(x))dx = cG_1dT_{a_1}, \\ hc_2(T_2(x) - Ta_2(x))dx = cG_2dT_{a_2}, \\ Ta_{1e} - 2Ta_1 = Ta_{1s}, \\ Ta_{2e} - 2Ta_2 = Ta_{2s}, \\ \left( \sum \zeta + \lambda_f \frac{h}{D_h} \right) \frac{v_m^2}{2} \rho_m = (n_1 - n_2) \frac{v_w^2}{2} \rho_e + Hg(\rho_e - \rho_m). \end{array} \right. \quad (2.21)$$

де  $T_1, T_2$  – середня температура внутрішньої поверхні  $p_1$  та зовнішньої поверхні  $p_2$  на відрізьку  $\Delta x$  див. рис.2.3,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$Ta_1, Ta_2$  – середні температури повітря поблизу внутрішньої та зовнішньої поверхні на відрізьку  $\Delta x$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$Ta_{1s}, Ta_{2s}$  – температури повітря поблизу внутрішньої та зовнішньої поверхні на початку відрізьку  $\Delta x$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$Ta_{1e}, Ta_{2e}$  – температури повітря поблизу внутрішньої та зовнішньої поверхні наприкінці відрізьку  $\Delta x$ ,  $^{\circ}\text{C}$ .

Розрахунки виконуються для кожного відрізьку від першого у напрямку руху повітря за допомогою програми MachCAD за наведеним вище алгоритмом. значення швидкості та густини повітря завдаються для кожного відрізьку від першого до останнього. Температура повітря наприкінці відрізьку одночасно є початковою для наступного відрізьку. Результати розрахунку наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 Результати теплових розрахунків ВОК

Довжина відрізка $\Delta x$ , м	Середня температура повітря поблизу поверхні $p_1$ на відріжку $\Delta x$ , $T_{a_{1e}}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Середня температура повітря поблизу поверхні $p_2$ на відріжку $\Delta x$ , $T_{a_{2e}}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Конвективний потік тепла від поверхні $p_1$ на відріжку $\Delta x$ до повітря, $Q_{c_1}$ , [Вт]	Конвективний потік тепла від поверхні $p_2$ на відріжку $\Delta x$ до повітря, $Q_{c_2}$ , [Вт]
0-0,5	-14,54	-14,98	2,48	0,128
0,5-1	-14,11	-14,95	2,31	0,123
1-1,5	-13,71	-14,93	2,15	0,119
1,5-2	-13,34	-14,91	2,00	0,114
2-2,5	-13,00	-14,89	1,86	0,108
2,5-3	-12,68	-14,87	1,73	0,103
3-3,5	-12,38	-14,85	1,61	0,097
3,5-4	-12,10	-14,84	1,50	0,092
4-4,5	-11,84	-14,82	1,39	0,087
4,5-5	-11,60	-14,80	1,29	0,081
5-5,5	-11,38	-14,79	1,20	0,077
5,5-6	-11,17	-14,78	1,12	0,072
6-6,5	-10,98	-14,76	1,04	0,067
6,5-7	-10,80	-14,75	0,97	0,063
7-7,5	-10,64	-14,74	0,9	0,059
7,5-8	-10,48	-14,73	0,84	0,055
8-8,5	-10,34	-14,72	0,78	0,051
8,5-9	-10,20	-14,71	0,72	0,048
9-9,5	-10,08	-14,71	0,67	0,045
9,5-10	-9,96	-14,70	0,62	0,042

Продовження таблиці 2.1

-	-	$\Sigma$	27,18	1,631
3-3,5	-12,38	-14,85	1,61	0,097
3,5-4	-12,10	-14,84	1,50	0,092
4-4,5	-11,84	-14,82	1,39	0,087
4,5-5	-11,60	-14,80	1,29	0,081
5-5,5	-11,38	-14,79	1,20	0,077

Швидкість руху повітря у каналі  $v_m = 0,132$  м/с, густина повітря  $\rho_m = 1,358$  кг/м<sup>3</sup>. Середня температура повітря по довжині каналу  $T_m = -13,665$  °С. Кількість тепла, що витрачається на нагрів повітря дорівнює сумі конвективних теплових потоків від поверхонь  $Q_a = \Sigma Q_{c_1} + \Sigma Q_{c_2} = 27,18 + 1,631 = 28,811$ , Вт на 1 м<sup>2</sup> поверхні (середнє значення для поверхні ВОК).

З іншого боку кількість тепла також можемо визначити з наступного рівняння

$$Q_a = cG\Delta T = cG(T_{a_{x=10}} - T_e) = \left( \frac{cG(T_{a_1} + T_{a_2})}{2} - T_e \right) =$$

$$= 1005 \cdot 0,0107 \left( \frac{-9,96 - 14,70}{2} - (-15) \right) = 28,712 \text{ Вт.}$$

Як видно тепловий баланс виконується з похибкою 0,3%. З цього випливає те, що при інтегруванні рівнянь прийняте припущення про ізотермічність повітря не вносить суттєвої похибки в результати розрахунків.

## 2.6. Кількісна оцінка впливу припущення про ізотермічність повітря на тепловий баланс повітря. Уточнення математичної моделі (2.20)

Для кількісної оцінки впливу припущення можна порівняти результати розрахунків рівнянь моделей (2.20) та (2.21). Залежність температури від довжини каналу для поверхонь  $p_1$  і  $p_2$  показано на рис.2.4. Розрахунки виконані для дослідної ВОК на корпусі ПТУ №30 (м. Миргород). Стіна цегляна шириною 0,52 м. Вок

розташована з боку зовнішньої поверхні. Термічний опір зовнішньої стіни складає  $0,99 \text{ м}^2/(\text{Вт К})$ .

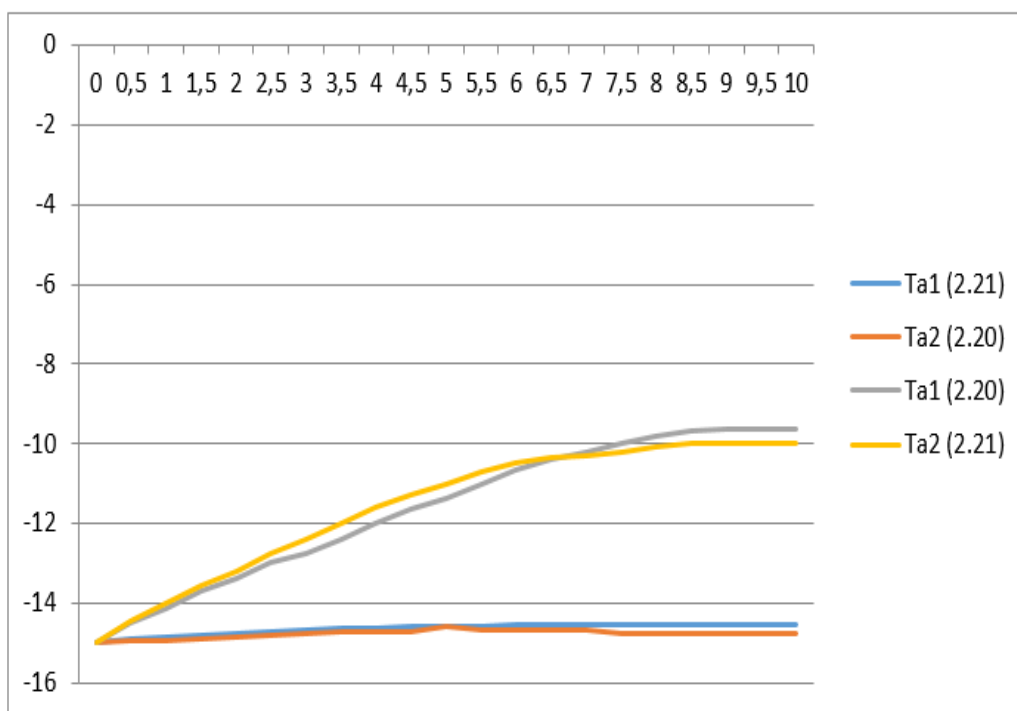


Рис.2.4 Зміна температури повітря по довжині каналу

Як видно на рис. 2.4 температура повітря, яка розрахована з використанням рівнянь (2.20) та (2.21), біля зовнішньої поверхні практично однакова. Розрахунки температури повітря біля внутрішньої поверхні за допомогою моделі (2.20) дозволяють зробити висновок, що значення температури, яке отримано за допомогою рівняння моделі (2.20) більше ніж розрахункова температура, що отримана за допомогою моделі (2.21) . а також більші значення мають швидкість і витрати повітря. Таким чином математична модель (2.20) потребує корегування, яке передбачає, що температура кожної поверхні біля повітряного прошарку змінюється по довжині каналу.

Біля внутрішньої поверхні рівняння теплового балансу повітря має наступний вигляд

$$hc_1(T_1(x) - Ta_1(x))dx \cdot b = cG_1dT_{a_1}. \quad (2.22)$$

Позначимо вираз  $T_1(x) - Ta_1(x)$  через  $\theta(x)$ . Отримаємо

$$dT_1(x) - dTa_1(x) = d\theta(x). \quad (2.23)$$

Для того, щоб виразити  $dT_1(x)$  через  $dTa_1(x)$  проаналізуємо як змінюється температура кожної поверхні. Для цього виконаємо розрахунки за допомогою математичної моделі (2.21) методом кінцевих різниць. На основі аналізу результатів розрахунку встановлено, що значення залежності зміни температури поверхні від зміни температури повітря можна вважати постійною по довжині каналу. Залежність (2.21) може змінюватися при зміні конструкції ВОК, розрахункових температур повітря та швидкості руху повітря. Для прикладу, що розглянуто в додатку, залежність зміни температур

$$\frac{\Delta T(x)}{\Delta Ta_1(x)} = \frac{dT(x)}{dT a_1(x)} \approx 0,73.$$

Результати розрахунків наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 Зміна температури внутрішньої поверхні і температури повітря біля поверхні

Розмір відрізка, м	$T_1, ^\circ\text{C}$	$\Delta T_1, ^\circ\text{C}$	$Ta_1, ^\circ\text{C}$	$\Delta Ta_1, ^\circ\text{C}$	$\frac{\Delta T_1}{\Delta Ta_1}$
0-0,5	-13,06	0,325	-14,77	0,443	0,7336
0,5-1	-12,735	0,303	-14,327	0,413	0,7337
1-1,5	-12,432	0,281	-13,914	0,385	0,7299
1,5-2	-12,151	0,262	-13,529	0,357	0,7339
2-2,5	-11,889	0,243	-13,172	0,333	0,7297
2,5-3	-11,646	0,227	-12,839	0,309	0,7346
3-3,5	-11,419	0,21	-12,53	0,288	0,7292
3,5-4	-11,209	0,195	-12,242	0,268	0,7276
4-4,5	-11,014	0,182	-11,974	0,249	0,7309
4,5-5	-10,832	0,169	-11,725	0,232	0,7284
5-5,5	-10,663	0,157	-11,493	0,215	0,7302
5,5-6	-10,506	0,146	-11,278	0,2	0,73
6-6,5	-10,36	0,136	-11,078	0,186	0,7312

Продовження таблиці 2.3

6,5-7	-10,224	0,126	-10,892	0,173	0,7283
7-7,5	-10,098	0,117	-10,719	0,161	0,7267
7,5-8	-9,981	0,109	-10,558	0,15	0,7267
8-8,5	-9,872	0,101	-10,408	0,139	0,7266
8,5-9	-9,771	0,094	-10,269	0,129	0,7287
9-9,5	-9,677	0,087	-10,14	0,12	0,7250
9,5-10	-9,59	-	-10,02	-	-
Середнє значення					0,7297

На підставі даних табл. 2.3 можна записати

$$dT_1(x) = 0.73dT_{a_1}(x)$$

Використовуючи значення  $dT_1(x)$  рівняння (2.23) отримаємо

$$0.73dT_{a_1}(x) - dT_{a_1}(x) = d\theta(x), \quad (2.24)$$

або

$$-0.27dT_{a_1}(x) = d\theta(x). \quad (2.25)$$

З рівняння (2.25) маємо

$$dT_{a_1}(x) = -\frac{1}{0.27}d\theta(x). \quad (2.26)$$

Підставимо в (2.22) замість різниці температур функцію  $\theta(x)$ , а замість  $dT_{a_1}(x)$  (2.26). В результаті отримуємо

$$hc_1\theta dx \cdot b = cG_1 \left( -\frac{1}{0.27} \right) d\theta(x) \quad (2.27)$$

Розділемо змінні та про інтегруємо рівняння (2.14)

$$-\frac{0.27hc_1 \cdot b}{cG} \int_0^x dx = \int_{\theta_0}^{\theta_x} \frac{d\theta(x)}{\theta(x)},$$

$$-\frac{0.27hc_1 \cdot b}{cG} x = \ln \frac{\theta_x}{\theta_0}.$$

Після відповідних математичних перетворень отримаємо кінцевий вираз, який характеризує зміну температури рухомого повітря біля внутрішньої поверхні



$$Ta_1(x) = T_1(x) - \frac{T_{1,x=0} - T_e}{e^{At_1} \frac{hc_1 \cdot bx}{cG}} \quad (2.28)$$

В загальному випадку рівняння (2.28) можна записати у вигляді

$$Ta(x) = T(x) - \frac{T - T_e}{e^{At} \frac{hc \cdot bx}{cG}} \quad (2.29)$$

де  $A_t$  – температурний коефіцієнт  $A_t = 1 - \Delta T_1(x) / \Delta Ta_1(x)$ .

Аналогічно проінтегруємо рівняння теплового балансу повітря, що рухається біля зовнішньої поверхні

$$Ta_2(x) = T_2(x) - \frac{T_{2,x=0} - T_e}{e^{At_2} \frac{hc_2 \cdot bx}{cG}} \quad (2.30)$$

Замінімо рівняння теплового балансу математичної моделі (2.20) на рівняння (2.19) і (2.30). В результаті отримаємо наступну систему рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} k_1(T_i - T_1(x))dx = \varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx + \\ \quad + hc_1(T_1(x) - Ta_1(x))dx, \\ \varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx = \\ = hc_2(T_2(x) - Ta_2(x))dx + k_2(T_2(x) - T_e)dx, \\ Ta_1(x) = T_1(x) - \frac{T_{1,x=0} - T_e}{e^{At_1} \frac{hc_1 b}{cG}}, \\ Ta_2(x) = T_2(x) - \frac{T_{2,x=0} - T_e}{e^{At_2} \frac{hc_2 b}{cG}}, \\ \left( \sum \zeta + \lambda_f \frac{h}{D_h} \right) \frac{v_m^2}{2} \rho_m = (n_1 - n_2) \frac{v_w^2}{2} \rho_e + Hg(\rho_e - \rho_m). \end{array} \right. \quad (2.31)$$

Математична модель опису процес теплообміну і рух повітря з урахуванням того, що температура внутрішньої та зовнішньої поверхні каналу змінюється у напрямку руху повітря і можна її розрахувати при розв'язанні рівнянь.

Для прикладу, що розглядався раніше, отримаємо наступні температури при  $x=10$  м:  $T_1 = -9,493$  °С,  $T_2 = -14,641$  °С,  $Ta_1 = -9,902$  °С,  $Ta_2 = -14,671$  °С.

Кількість тепла витраченого на нагрівання повітря можна розрахувати за допомогою наступної залежності

$$\begin{aligned} Qa' &= Q_i - Q_e = k_1(T_i - T_1)F - k_2(T_2 - T_e)F \\ &= 0.333(20 - (-11.359))0.6 \cdot 10 - 23.3(-14.773 - (-15))0.6 \cdot 10 \\ &= 31.92 \text{ Вт}, \end{aligned}$$

де  $T_1, T_2$  – середні температури поверхонь;  $F$  – площа поверхні.

$$Q_{\alpha''} = cG\Delta T = cG(\dot{T}_{a,x=10} - T_e) = cG((T_{a1} + T_{a2})/2 - T_e) = 1005 \cdot 0.011 \left( \frac{-9.902 - 14.671}{2} - (-15) \right) = 30 \text{ Вт.}$$

Помилка складає  $\frac{31,92-30}{30} 100 = 6,5$ .

## 2.7. Моделювання процесу теплообміну при малих швидкостях руху повітря у ВОК

Для маєвних огорожуючих конструкцій характерні малі швидкості руху повітря. Для значної маси і об'єму повітря характерний гравітаційний рух рис. 2.5.

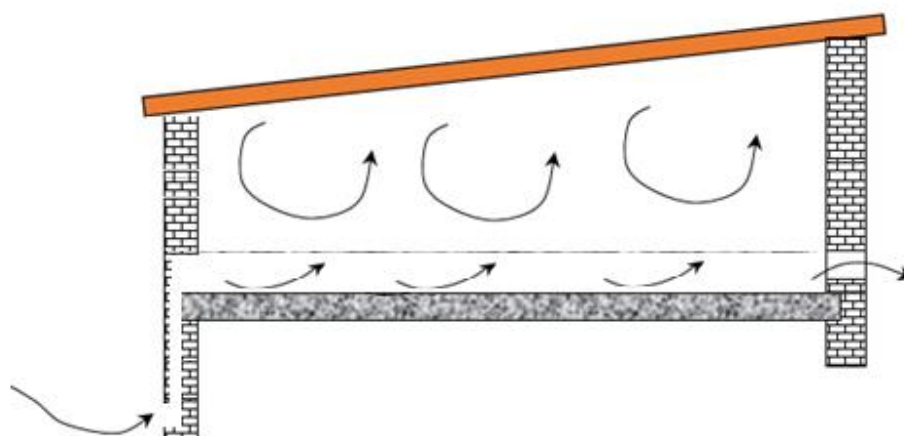


Рис.2.5 Схема руху повітря у горизонтальному ВОК

Для фізичної моделі, показаної на рис. 2.5 в математичній моделі теплообміну замість двох рівнянь теплового балансу повітря можна записати одне, якщо не враховувати теплообмін у бокових поверхнях. Математична модель представлена системою рівнянь (2.22)

$$\left\{ \begin{aligned} k_1(T_i - T_1(x))dx &= \varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx + \\ &+ hc_1(T_1(x) - Ta_1(x))dx, \\ \varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx &= \\ = hc_2(T_2(x) - Ta_2(x))dx + k_2(T_2(x) - T_e)dx, & \\ hc_1(T_1(x) - Ta_1(x))dx - & \\ -hc_2(T_2(x) - Ta_2(x))dx &= cGdT_a(x), \\ \left( \sum \zeta + \lambda_f \frac{h}{D_h} \right) \frac{v_m^2}{2} \rho_m &= (n_1 - n_2) \frac{v_w^2}{2} \rho_e + Hg(\rho_e - \rho_m). \end{aligned} \right. \quad (2.22)$$

де  $T_a$  – температура повітря в каналі.

Коефіцієнти конвективного теплообміну можна розрахувати з рівняння [74-78].

$$hc = \alpha(\Delta T)^{0.25} \quad (2.23)$$

де  $a = 2$  для вертикальних поверхонь;

$a = 2,5$  для горизонтальних поверхонь.

Математична модель процесу теплообміну при відносно великих розмірах бокових поверхонь необхідно враховувати теплообмін на бокових поверхнях та відповідні рівняння теплових балансів рис. 2.6

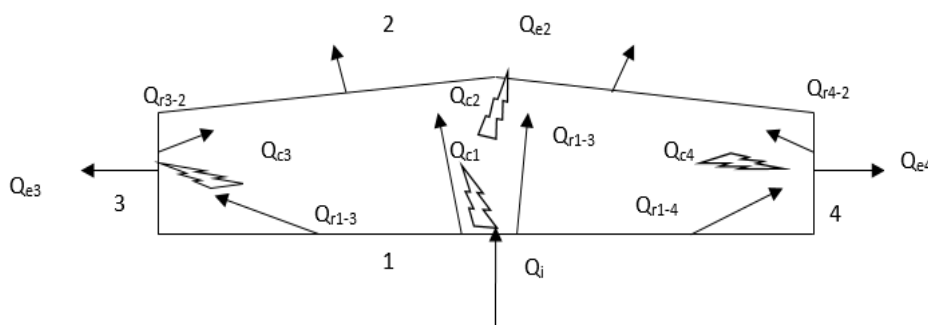


Рис.2.6 Фізична модель процесу теплообміну:

1- поверхня ( $p_1$ ), через яку із приміщення виходить тепловий потік  $Q_i$ ; 2, 3, 4 – зовнішні поверхні, відповідно, ( $p_1$ ), ( $p_2$ ), ( $p_3$ );  $Q_{i-k}$  тепловий потік від поверхні «i» ( $p_1$ ,  $p_3$ ,  $p_4$ ) до поверхні «k» ( $p_2$ ,  $p_3$ ,  $p_4$ );  $Q_{c1}$  – тепло, що витрачається на нагрівання повітря біля поверхні ( $p_1$ )

Тепловий потік  $Q_i$ , який виходить з приміщення нагріває перекриття (поверхня  $p_1$ ) між цією поверхнею та поверхнею  $p_2, p_3, p_4$  відбувається відповідний

теплообмін. Приймаємо припущення, що бокові поверхні  $p_2, p_4$  знаходяться в однакових умовах і мають однакову конструкцію. Між боковими поверхнями і дахом також відбувається теплообмін ( $Q_{r_{3-2}}, Q_{r_{4-2}}$ ). При чому передбачено, що фізична поверхня даху  $p_2$  має нижчу температуру ніж бокові поверхні ( $p_3, p_4$ ). Внаслідок її меншого теплового опору втрати тепла до навколишнього середовища здійснюється через три поверхні ( $Q_{e_2}, Q_{e_3}, Q_{e_4}$ ). Повітря буде охолоджуватися біля поверхонь  $p_2, p_3, p_4$  і нагріватися поблизу поверхні  $p_1$  ( $Q_{c_1}$ ). На підставі фізичної моделі запишемо систему рівнянь

$$\begin{cases} Q_i = Q_{r_{1-2}} + Q_{r_{1-3}} + Q_{r_{1-4}} + Q_{c_1}, \\ Q_{e_2} = Q_{r_{1-2}} + Q_{r_{3-2}} + Q_{r_{4-2}} + Q_{c_2}, \\ Q_{e_3} = Q_{r_{1-3}} - Q_{r_{3-2}} + Q_{c_3}, \\ Q_{e_4} = Q_{r_{1-4}} - Q_{r_{4-2}} + Q_{c_4}, \\ cG\Delta T a = Q_{c_1} - Q_{c_2} - Q_{c_3} - Q_{c_4}. \end{cases} \quad (2.24)$$

Оскільки зроблено припущення про те, що бокові поверхні знаходяться в однакових умовах, можна записати:

$$Q_{r_{1-3}} = Q_{r_{1-4}}, Q_{r_{4-2}} = Q_{r_{3-2}}, Q_{e_3} = Q_{e_4}, Q_{c_3} = Q_{c_4}$$

Можемо об'єднати два рівняння, які характеризують тепловий баланс поверхонь  $p_3, p_4$  і отримаємо наступну систему рівнянь

$$\begin{cases} Q_i = Q_{r_{1-2}} + 2Q_{r_{1-3}} + Q_{c_1}, \\ Q_{e_2} = Q_{r_{1-2}} + 2Q_{r_{3-2}} + Q_{c_2}, \\ Q_{e_3} = Q_{r_{1-3}} - Q_{r_{3-2}} + Q_{c_3}, \\ cG\Delta T a = Q_{c_1} - Q_{c_2} - 2Q_{c_3}. \end{cases} \quad (2.25)$$

З урахуванням рівняння руху повітря математична модель для елементарного відрізка  $dx$

$$\left\{ \begin{array}{l}
k_1(T_i - T_1(x))dx = \varphi_{1-2}\varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot 1 + \\
+ 2\varphi_{1-3}\varepsilon_{1-3}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_3(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot 1 + hc_1(T_1(x) - T_{a_1}(x))dx, \\
k_2(T_2(x) - T_e)dx \cdot 1 = \varphi_{1-2}\varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot 1 + \\
+ 2\varphi_{3-2}\varepsilon_{3-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_3(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot 1 + hc_2(T_a(x) - T_2(x))dx \cdot 1, \\
k_3(T_3(x) - T_e)dx \cdot 1 = \varphi_{1-3}\varepsilon_{1-3}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_3(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot 1 - \\
- 2\varphi_{3-2}\varepsilon_{3-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_3(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot 1 + hc_3(T_a(x) - T_3(x))dx \cdot 1, \\
cGdT_a(x) = hc_1(T_1(x) - T_{a_1}(x))dx \cdot 1 - \\
- hc_2(T_a(x) - T_2(x))dx \cdot 1 - 2hc_3(T_a(x) - T_3(x))dx \cdot 1, \\
\left( \sum \zeta + \lambda_f \frac{h}{D_h} \right) \frac{v_m^2}{2} \rho_m = (n_1 - n_2) \frac{v_w^2}{2} \rho_e + Hg(\rho_e - \rho_m).
\end{array} \right. \quad (2.26)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт конфігурації [79].

Математична модель (2.26) містить три невідомі функції зміни температури в залежності від координати  $x$ :  $T_1(x)$ ,  $T_2(x)$ ,  $T_3(x) = T_4(x)$ , функцію зміни температури повітря  $T_a(x)$ , а також швидкість руху повітря в каналі  $v_m$ .

## 2.8. Висновки до розділу 2

1. Для відкритих ВОК у холодний період року розроблено математичну модель в якій теплообмін конвекцією та випромінюванням розглядається окремо.

2. Прийняте при моделюванні припущення про ізотермічність поверхні може привести до значної похибки. З метою отримання точних розрахункових результатів запропонована методика розрахунку за допомогою методу кінцевих різниць.

3. Розроблена математична модель теплообміну у ВОК при малих значеннях швидкості руху повіт.

### **РОЗДІЛ 3. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ У ВЕНТИЛЬОВАНИХ ОГОРОДЖУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЯХ (ВОК) В ТЕПЛИЙ ПЕРІОД РОКУ**

Головна функція, яку виконує ВОК у теплий період року є зменшення надходження тепла до приміщення. Надходження тепла залежить від інтенсивності сонячного випромінювання. При скороченні теплових надходжень в будівлю можна значно зменшити експлуатаційні витрати систем акліматизації і одночасно зберегти оптимальні параметри мікроклімату в приміщенні. При інтенсивному сонячному випромінюванні на зовнішній поверхні ВОК температура буде значно вищою ніж температура зовнішнього повітря. В такому разі частина теплового потоку від зовнішньої поверхні буде скерована до зовнішнього повітря, а друга частина до приміщення. Тепловий потік, що скерований до приміщення розділяється наступним чином: одна частина разом з повітрям, що рухається в каналі ВОК, повертається до зовнішнього повітря, а друга частина надходить до приміщення.

#### **3.1. Тепловий баланс на зовнішній поверхні ВОК**

Як було зазначено в першому розділі, використання еквівалентної температури приводить до значних похибок теплових розрахунків ВОК. В зазначеній методиці значення коефіцієнтів тепловіддачі приймаються наближено. Якщо для масивних конструкцій будинку з достатньо великим тепловим опором значення коефіцієнта тепловіддачі не суттєво впливає на коефіцієнт теплопередачі, то для ВОК з незначним тепловим опором орієнтовно прийнятий коефіцієнт тепловіддачі вносить велику похибку в кінцевий результат розрахунку. Для найбільш коректного визначення коефіцієнта тепловіддачі визначимо температуру зовнішньої поверхні конструкції будинку. Схему теплових потоків показано на рис. 3.1.

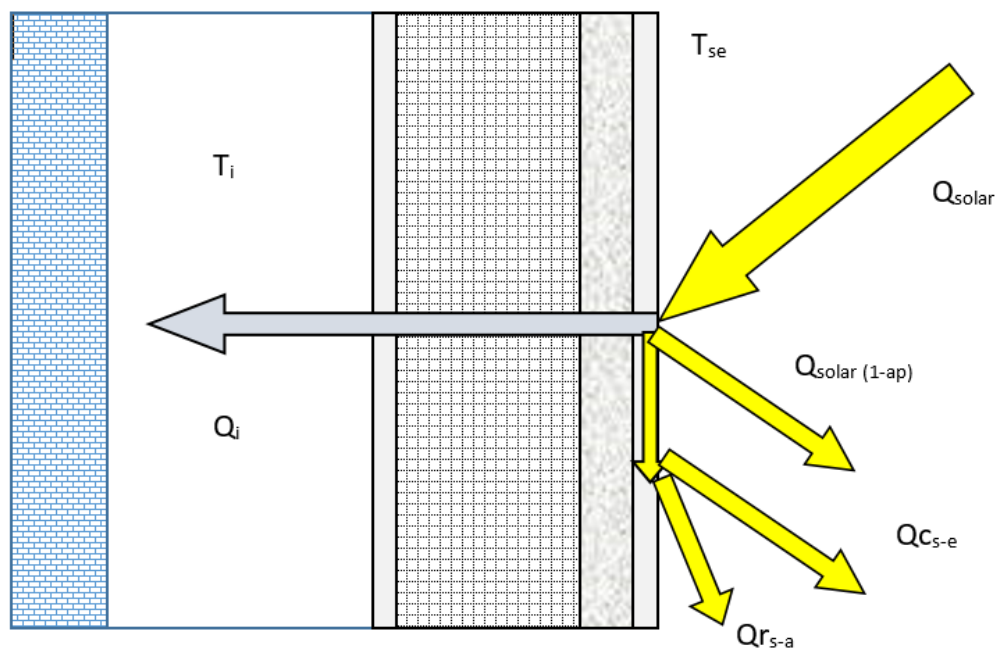


Рис.3.1 Схема теплових потоків на зовнішній поверхні ВОК:

$Q_{solar}$  – інтенсивність сонячного випромінювання, Вт·год/ м<sup>2</sup> ;

$a_p$  – коефіцієнт поглинання поверхні;

$Q_{r_{s-a}}$  – тепловий потік випромінюванням, Вт/(м К);

$Q_{c_{s-e}}$  – конвективний тепловий потік, Вт/(м К);

$T_{s-e}$  – температура зовнішньої поверхні конструкції будинку, °С.

Нагріта поверхня частково віддає тепло до зовнішнього повітря шляхом променево-конвективного теплообміну. Друга частина теплового потоку надходить у приміщення шляхом теплопровідності. Таким чином можна записати наступні рівняння:

$$a_p Q_{solar} = Q_i + Q_e \quad (3.1)$$

де  $Q_e$  – тепловий потік від зовнішньої поверхні до навколишнього середовища,  
 $Q_e = Q_{r_{s-a}} + Q_{c_{s-e}}$ ;

$Q_i$  – тепловий потік до приміщення, що надходить теплопровідністю.

З рівняння (3.1)

$$Q_e = a_p Q_{solar} - Q_i \quad (3.2)$$

або

$$Q_i = a_p Q_{solar} - \alpha_e (T_{se} - T_e) \quad (3.3)$$

де  $\alpha_e$  – коефіцієнт конвективно-променевої тепловіддачі (Вт/(м К)).

Для стаціонарного процесу теплопровідності можна також записати рівняння

$$Q_i = \frac{\lambda}{\delta} (T_{si} - T_i) \quad (3.4)$$

$$Q_e = \alpha_e (T_{se} - T_e) \quad (3.5)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності конструкції будинку, Вт/(м·К);

$\Delta$  – товщина прошарку, м;

$\alpha_i$  – коефіцієнт тепловіддачі на внутрішній поверхні конструкції Вт/(м·К);

$T_{si}$  – температура внутрішньої поверхні конструкції, °С;

$T_i$  – температура в приміщенні, °С.

Рівняння (3.3) можна записати в наступному вигляді

$$Q_i = a_p Q_{solar} + \alpha_e (T_e - T_{se}) \quad (3.6)$$

З рівнянь (3.4)-(3.6) визначимо різницю температур:

$$T_e - T_{se} = \frac{1}{\alpha_e} (Q_i - a_p Q_{solar}) \quad (3.7)$$

або

$$T_e - T_i = \frac{1}{\alpha_e} (Q_i - a_p Q_{solar}) + \frac{\lambda}{\delta} Q_i + \frac{1}{\alpha_i} Q_i \quad (3.8)$$

$$Q_i = k (T_i - T_e) - \frac{a_p}{\alpha_e} Q_{solar} \quad (3.9)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Якщо замінити частину потоку тепла випромінюванням

$$Q_s = k \frac{\alpha_p}{\alpha_e} Q_{solar} \quad (3.10)$$

еквівалентним тепловим потоком,

$$Q_s = Q_r, \quad (3.11)$$

то тепловий баланс не зміниться. Еквівалентний тепловий потік визначається залежністю

$$Q_r = \alpha_e^r (T_r - T_e) \quad (3.12)$$

де  $\alpha_e^r$  – еквівалентний коефіцієнт тепловіддачі, (Вт/(м К)).;



$T_r$  – еквівалентна температура,  $^{\circ}\text{C}$ .

Для використання рівняння (3.12) необхідно знати  $\alpha_e^r, T_r$ . З урахуванням рівнянь (3.10) – (3.12) отримаємо

$$k \frac{\alpha_p}{\alpha_e} Q_{solar} = \alpha_e^r (T_r - T_e) \quad (3.13)$$

або

$$T_r = T_e + \frac{k}{\alpha_e^r} \frac{\alpha_p}{\alpha_e} Q_{solar} \quad (3.14)$$

Аналізуючи рівняння (3.12) зауважимо, що еквівалентний коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_e^r$  можна приймати виходячи з рекомендацій літературних джерел, а температуру  $T_r$  необхідно визначити з рівняння (3.12) або (3.13). Для спрощення (3.14) можна прийняти, що  $\alpha_e^r = k$ , тоді (3.14) перетвориться до

$$T_r = T_e + \frac{\alpha_p}{\alpha_e} Q_{solar} \quad (3.15)$$

Якщо значення еквівалентної температури відоме, то

$$Q_s = Q_r = \alpha_e^r (T_r - T_e) = k(T_r - T_e) \quad (3.16)$$

або

$$Q_i = k(T_b - T_i) + k(T_r - T_b) = k(T_r - T_i) \quad (3.17)$$

### **3.2. Особливості математичної моделі процесів теплообміну у непрозорій ВОК**

Аналізуючи отримані вище рівняння, можна прийти до висновку, що для розрахунків процесу проникнення тепла через конструкцію будинку з ВОК доцільно використовувати не еквівалентну температуру, а рівняння теплового балансу поверхні. Таким чином на першому етапі визначається зовнішня температура поверхні, а потім тепловий потік. До системи балансових рівнянь необхідно додати рівняння теплового балансу зовнішньої поверхні. На рис. 3.2 показана схема розподілу теплових потоків.

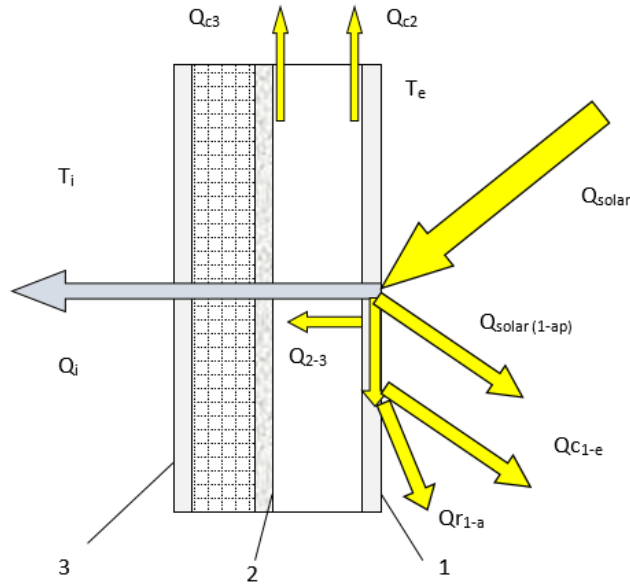


Рис.3.2 Схема розподілу теплових потоків

На основі фізичної моделі напишемо математичну модель процесу теплообміну

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \alpha_p Q_{solar} - \alpha_e (T_1(x) - T_e) dx \cdot 1 = \varepsilon_1 c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{surr}+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot 1 + \\
 \quad + \frac{T_1(x)-T_2(x)}{R_1} dx \cdot 1, \\
 \frac{T_1(x)-T_2(x)}{R_1} dx \cdot 1 = \varepsilon_2 c_0 \left[ \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_3(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot 1 + \\
 \quad + hc_2 (T_2(x) - Ta_2(x)) dx \cdot 1, \\
 k_3 (T_3(x) - T_i) dx \cdot 1 = \varepsilon_{2-3} c_0 \left[ \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_3(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot 1 - \\
 \quad - hc_3 (T_3(x) - Ta_3(x)) dx \cdot 1, \\
 cG_2 dTa_2(x) = hc_2 (T_2(x) - Ta_2(x)) dx \cdot 1, \\
 hc_3 (T_3(x) - Ta_3(x)) dx \cdot 1 = cG_3 dTa_3(x), \\
 \left( \sum \zeta + \lambda_f \frac{h}{D_h} \right) \frac{v_m^2}{2} \rho_m = (n_1 - n_2) \frac{v_w^2}{2} \rho_e + Hg(\rho_e - \rho_m).
 \end{array} \right. \quad (3.18)$$

де  $R_1$  – тепловий опір зовнішньої частини вентиляваного фасаду,  $m^2 \cdot K / Wt$ ;

Перше, друге і третє рівняння системи (3.18) характеризують теплові баланси поверхонь  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$  див. рис. 3.1 та 3.2. Четверте і п'яте рівняння (3.18) описують теплові баланси повітря. Математична модель (3.18) також може застосовуватися для

умов, коли температура зовнішньої поверхні ВОК вище, ніж температура зовнішнього повітря.

Якщо сонячне випромінювання не потрапляє на зовнішню поверхню ВОК, то тепло у приміщенні буде надходити тільки від зовнішнього повітря.

На рис. 3.3 показано графіки розподілу температур поверхонь та повітря, розраховані за допомогою рівнянь математичної моделі (3.18).

$T, ^\circ\text{C}$

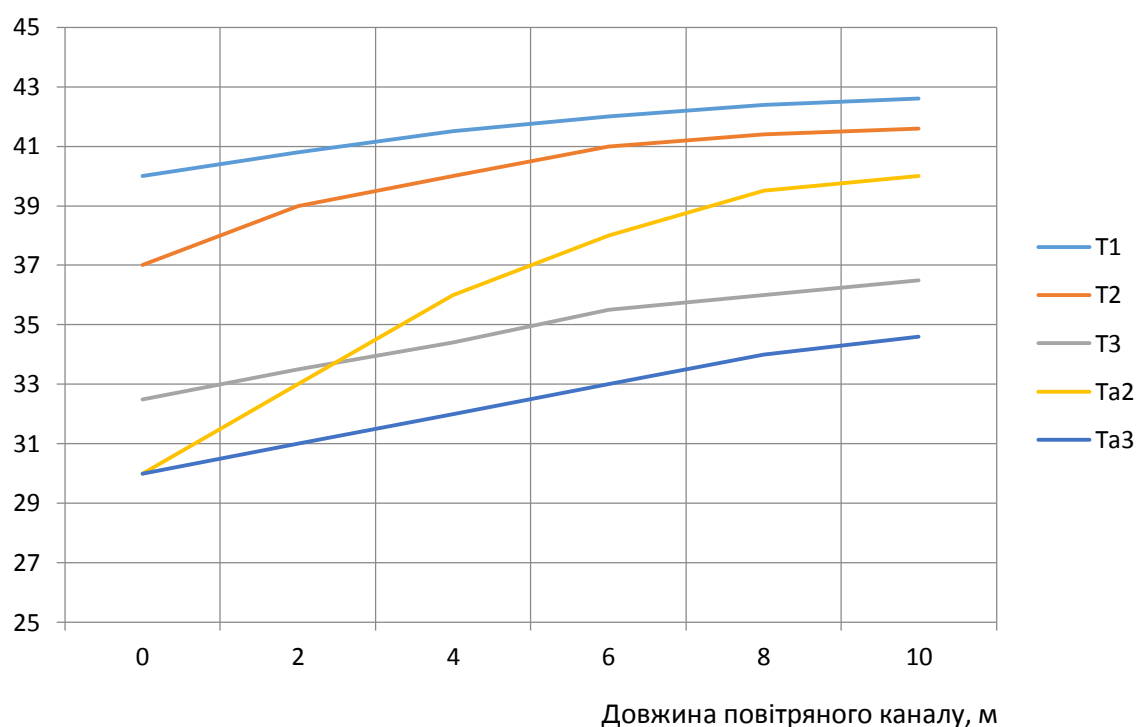


Рис.3.3 Графіки розподілу температур поверхонь ВОК та повітря в каналі

### 3.3 Математична модель процесів теплообміну у прозорій ВОК

Прозорі зовнішні вентилязовані огорожуючі конструкції будівель часто використовують в системах пасивного опалення. Фізична модель процесу теплообміну в такій системі представлена на рис. 3.4.

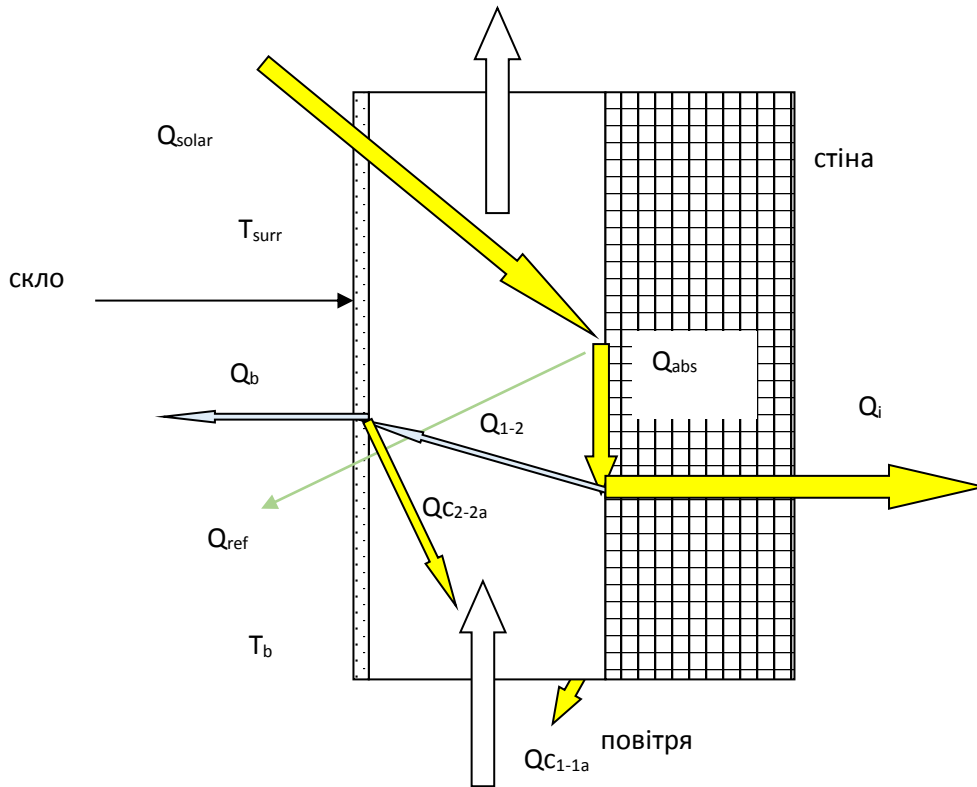


Рис. 3.4 Схема розподілу теплових потоків у прозорій ВОК

Оскільки прозорі конструкції пропускають сонячне випромінювання, то потік  $Q_{solar}$  передається до зовнішньої поверхні масивної стіни. Частина цього потоку поглинається масивною стіною ( $Q_{abs}$ ) і частково відбивається від поверхні ( $Q_{ref}$ ). Біля поверхні стіни відбувається конвективний теплообмін між поверхнею і повітрям ( $Q_{c1-a1}$ ). Через масивну стіну частина тепла  $Q_i$  передається теплопровідністю. Оскільки скло не є прозорим для випромінювання довгих хвиль, то воно буде поглинати частину випромінювання  $Q_{1-2}$ , в результаті температура скла буде підвищуватися. біля поверхні скла також відбувається конвективний теплообмін ( $Q_{c2-a2}$ ). Зовнішня поверхня віддає тепло до зовнішнього середовища ( $Q_e$ ). На підставі фізичної моделі рис.3.4. можна записати систему рівнянь

$$\begin{cases} Q_{abs} = Q_{1-2} + Q_{c1-1a} + Q_i, \\ Q_{1-2} = Q_{c2-2a} + Q_e, \\ cG\Delta T_{a1} = Q_{c1-1a}, \\ cG\Delta T_{a2} = Q_{c2-2a} \end{cases} \quad (3.19)$$

або

$$\left\{ \begin{array}{l}
\alpha_p t Q_{solar} = \varepsilon_{1-2} c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot 1 + \\
\quad + hc_1 (T_1(x) - Ta_1(x)) dx \cdot 1 + \\
\quad + k_1 (T_1(x) - T_i) dx \cdot 1, \\
\varepsilon_{2-3} c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot 1 = \\
\quad = hc_2 (T_2(x) - Ta_2(x)) dx \cdot 1 + \\
\quad + k_2 (T_2(x) - T_e) dx \cdot 1, \\
hc_1 (T_1(x) - Ta_1(x)) dx \cdot 1 = cG_1 dTa_1(x), \\
hc_2 (T_2(x) - Ta_2(x)) dx \cdot 1 = cG_2 dTa_2(x), \\
\left( \sum \zeta + \lambda_f \frac{h}{D_h} \right) \frac{v_m^2}{2} \rho_m = (n_1 - n_2) \frac{v_w^2}{2} \rho_e + Hg(\rho_e - \rho_m).
\end{array} \right. \quad (3.20)$$

При формулюванні математичної моделі (3.20) припущено, що тепловий опір скла дорівнює нулю.

З метою зменшення теплового потоку випромінюванням зазвичай використовують різні протисонячні конструктивні елементи [80]. На рис. 3.5 представлена схема конструкції ВОК, теплові потоки якої можна представити у виді системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l}
\alpha_p t Q_{solar} = \varepsilon_{1-3} c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_3+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot b + \\
\quad + hc_1 (T_1(x) - Ta_1(x)) dx \cdot b + \\
\quad + \varepsilon_{1-2} c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot b + \\
\quad + k_1 (T_1(x) - T_i) dx \cdot b, \\
\varepsilon_{1-3} c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_3(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot b = \\
\quad = hc_3 (T_3(x) - Ta_3(x)) dx \cdot b + \\
\quad + k_3 (T_3(x) - T_i) dx \cdot b, \\
\varepsilon_{1-2} c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot b = \\
\quad = hc_2 (T_2(x) - Ta_2(x)) dx \cdot b + \\
\quad + h_e (T_2(x) - T_e(x)) dx \cdot b + \\
\quad + \varepsilon_2 c_0 \left[ \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{surr}+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot b, \\
2hc_1 (T_1(x) - Ta_1(x)) dx \cdot b = \frac{cG}{2} \frac{dTa_1(x)}{dx}, \\
hc_2 (T_2(x) - Ta_2(x)) dx \cdot b = \frac{cG}{4} \frac{dTa_2(x)}{dx}, \\
hc_3 (T_3(x) - Ta_3(x)) dx \cdot b = \frac{cG}{4} \frac{dTa_3(x)}{dx}, \\
\left( \sum \zeta + \lambda_f \frac{h}{D_h} \right) \frac{v_m^2}{2} \rho_m = (n_1 - n_2) \frac{v_w^2}{2} \rho_e + Hg(\rho_e - \rho_m).
\end{array} \right. \quad (3.21)$$

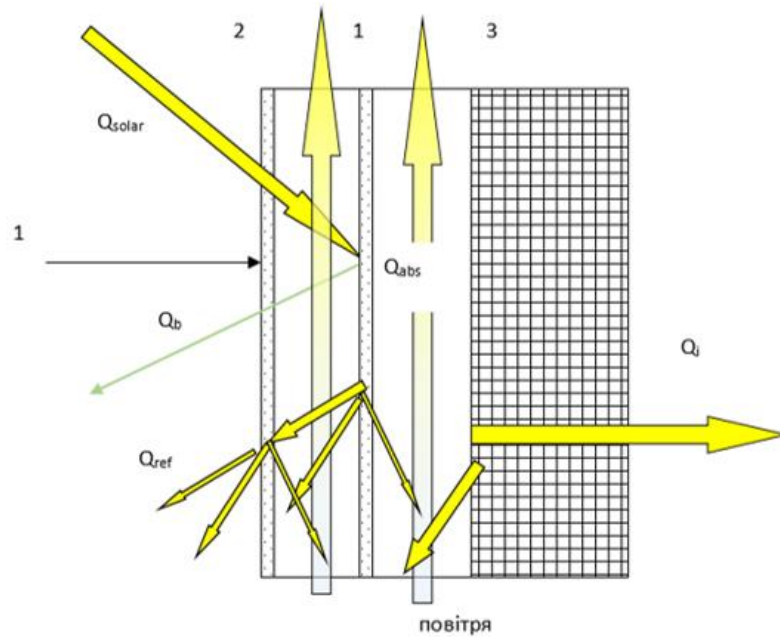
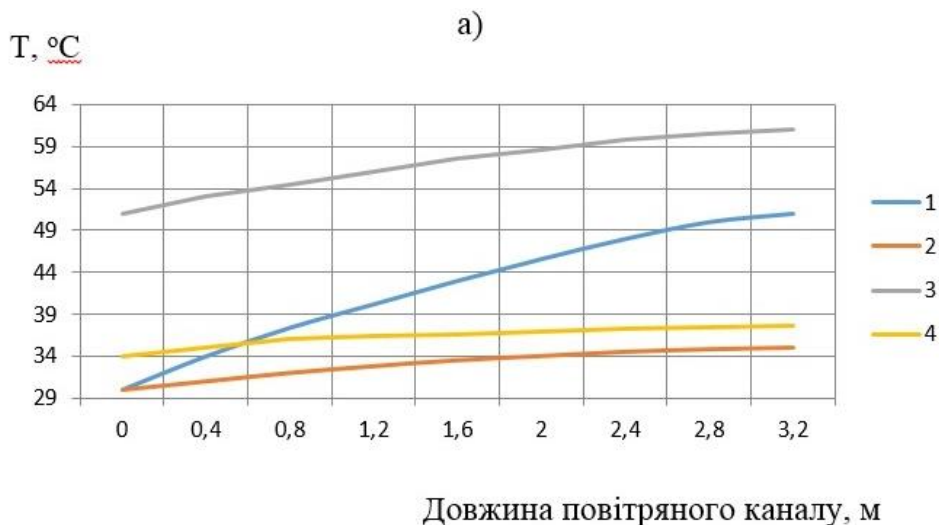


Рис.3.5 Схема розподілу теплових потоків:

1– скло; 2– заслінка; 3– масивна стіна

Перші три рівняння системи (3.21) характеризують тепловий баланс відповідно заслінки, зовнішньої поверхні масивної стіни і скла. Рівняння 4-6 системи (3.21) описують тепловий баланс повітря, що рухається відповідно біля заслінки, зовнішньої поверхні масивної стіни і внутрішньої поверхні скла. Рівняння 7 (3.21) – рівняння руху повітря у каналі. Представлена математична модель записана для стаціонарного теплообміну. Приклад розрахунку наведений на рис.3.6.



б)

Т, °C

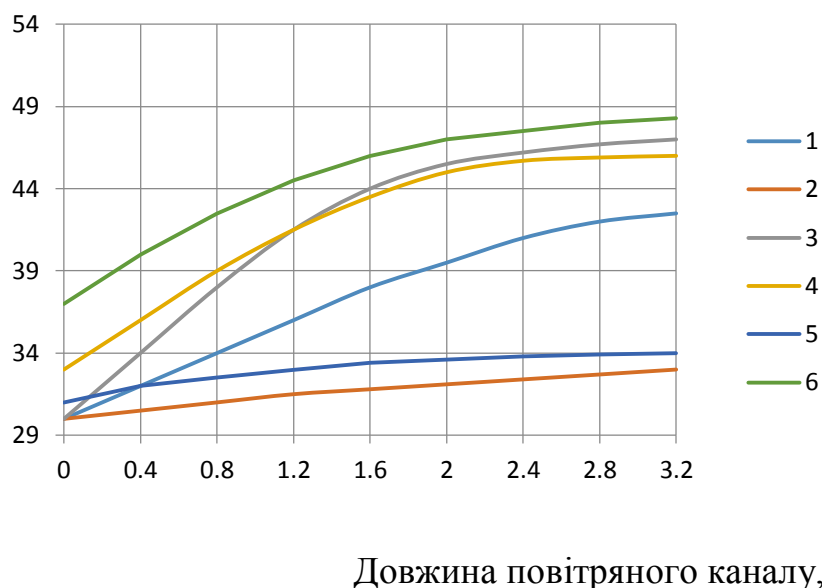


Рис.3.6 Розрахункові графіки:

а) 1- температура повітря біля масивної стіни; 2 – температура повітря біля скляної стіни; 3 – температура поверхні стіни; 4 – температура скляної стінки;

б) 1- температура повітря біля масивної стіни; 2 – температура повітря біля скляної стіни; 3 – температура повітря біля заслонки; 4 – температура поверхні стіни; 5 – температура скла; 6 – температура заслонки.

На рис.3.6 (а) показані розрахункові дані розподілу температур у ВОК без заслінки, на рис. 3.6. (б) – із заслінкою.

### 3.4. Математична модель процесів тепломасообміну в огорожуючих конструкціях ВОК

Основними елементами ВОК є зовнішні та внутрішні огорожуючі конструкції, стіни будівлі. Зовнішня частина може бути прозорою. Головним завданням є визначення температури поверхонь ВОК з боку повітряного прошарку. Розглянемо загальну постановку задачі.

При постановці даної задачі розглядаються багат шарові зовнішні огорожуючі конструкції з ідеальним тепловим контактом між шарами; з одномірним температурним полем.

Математична модель тепломасообміну в огороджуючих конструкціях базується на системі диференціальних рівнянь, що описують нестационарний тепловий режим огороджуючих конструкцій та дозволяють знайти температуру на поверхні та в перерізі зовнішніх багатошарових огороджуючих конструкцій рис.3.7. з урахуванням їх вологості.

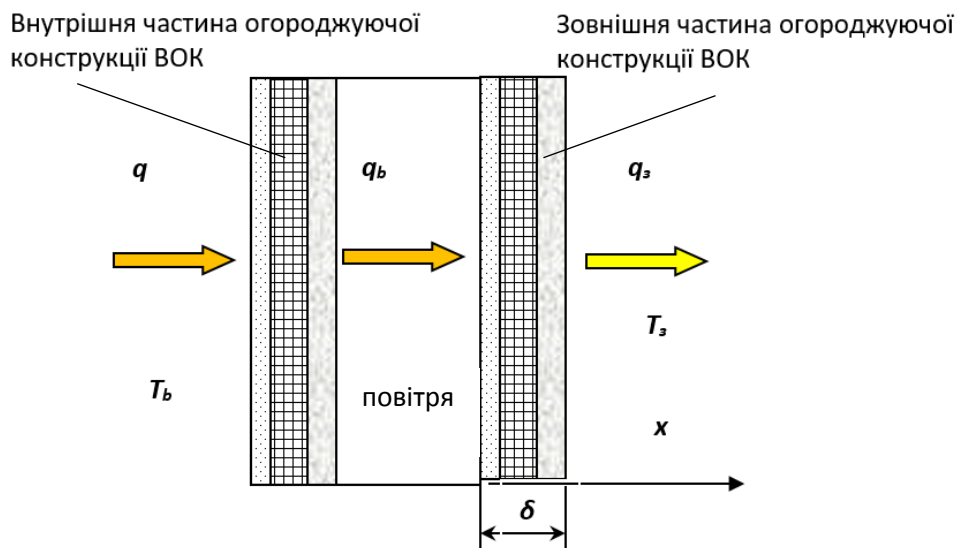


Рис.3.7 Багатошарова ВОК

Теплопровідність враховується за допомогою диференціального рівняння теплопровідності Фур'є для кожного і-того шару конструкції:

$$\frac{\partial T_{i(x,\tau)}}{\partial \tau} = \frac{\lambda_i}{c_i \rho_i} \cdot \frac{\partial^2 T_{i(x,\tau)}}{\partial x^2}, \quad (3.22)$$

при граничних умовах біля зовнішньої поверхні ( $x = \delta$ ):

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x}(\delta, \tau) = \alpha(T(\delta, \tau) - T_3(\tau)), \quad (3.23)$$

і біля внутрішньої поверхні ( $x = 0$ ):

$$-\lambda_i \frac{\partial T}{\partial x}(0, \tau) = \alpha_k(T_b(\tau) - T(0, \tau)) + \alpha_p(T_R(\tau) - T(0, \tau)) \quad (3.24)$$

Між шарами конструкції застосовуються граничні умови четвертого роду.



$$\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial x_i}(\delta, \tau) = \lambda_{i+1} \frac{\partial T_{i+1}}{\partial x_{i+1}}(\theta, z), \quad (3.25)$$

де  $T(x, \tau)$  – температура в товщі зовнішньої стіни, яка залежить від координати  $x$  і часу  $\tau$ , °С;

$\lambda_i$  – теплопровідність  $i$ -того шару конструкції, Вт/м°К;

$\lambda$  – теплопровідність зовнішньої стіни, Вт/м°К;

$\delta_i$  – товщина  $i$ -того шару зовнішньої стіни, м;

$\alpha_\Sigma$  – коефіцієнт теплообміну на зовнішній поверхні огороження, Вт/м<sup>2</sup>°С;

$\alpha_k, \alpha_p$  – коефіцієнти відповідно конвективного та променевого теплообміну біля внутрішньої поверхні огороження, Вт/м<sup>2</sup>К.

Початкові умови задаються стаціонарним розподілом температур у кожному шарі:

$$T(x_i, \infty) = T(\theta, \infty) - x_i(T(\theta, \infty) - T(\delta_i, \infty)) / \delta_i, \quad (3.26)$$

де  $\delta_i$  – товщина  $i$ -го шару, м;

$x_i$  – просторова координата;

$T$  – температура  $i$ -го шару, °С.

Температуру на поверхні внутрішніх огорожувальних конструкцій можна знайти, вирішуючи систему рівнянь теплового балансу цих конструкцій.

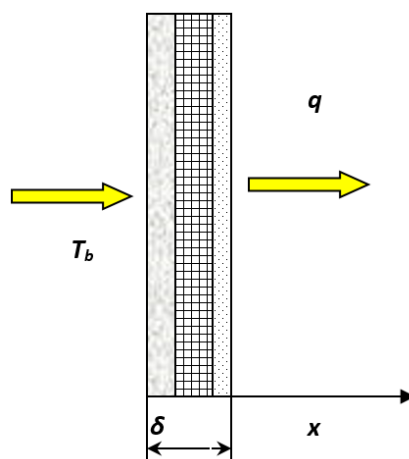


Рис.3.8 Внутрішня частина огорожуючої конструкції ВОК

Теплові процеси в теплоємних внутрішніх огорожувальних конструкціях описуються системою рівнянь, яка складається з диференціального рівняння теплопровідності:

$$\frac{\partial T_{\text{bk}}(x, \tau)}{\partial \tau} = \frac{\lambda_i}{c_i \rho_i} \cdot \frac{\partial^2 T_{\text{bk}}(x, \tau)}{\partial x^2} \quad (3.27)$$

при граничних умовах у центрі стінки:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x}(0, \tau) = 0 \quad (3.28)$$

і на її зовнішній поверхні

$$(3.29) \quad -\lambda \frac{\partial T}{\partial x}(\delta_i, \tau) = \alpha_k (T(\delta_i, \tau) - T(\tau)) + \alpha_p (T(\delta_i, \tau) - T(\tau))$$

та граничні умови 4-го роду на межі шарів конструкції стіни:

$$\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial x_i}(\delta, \tau) = \lambda_{i+1} \frac{\partial T_{i+1}}{\partial x_{i+1}}(0, \tau) \quad (3.30)$$

Температуру на внутрішній поверхні малоінерційні зовнішніх огорожень можна знайти, скориставшись рівністю теплових потоків на внутрішній і на зовнішній поверхні цих конструкцій:

$$\begin{cases} q = \alpha_3 (T(\delta) - T_3) \\ q = \frac{\lambda}{\delta} (T(0) - T(\delta)) \\ q = \alpha_k (T_B - T(0)) + \alpha_p (T - T(0)) \end{cases} \quad (3.31)$$

де  $q$  – тепловий потік через малоінерційні зовнішні конструкції, Вт/(м К);  $T(\delta), T(0)$  – температура на зовнішній і на внутрішній поверхні цієї огорожувальної конструкції.

В основі визначення вологості матеріалів конструкції лежить диференціальне рівняння дифузії водяної пари в сорбційному середовищі [81, 82]:

$$\xi_i \rho_i \frac{\partial e}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_i \frac{\partial e}{\partial x} \right), \quad (3.32)$$

де  $\xi_i$  – відносна пароемність і-го шару матеріалу, г/кг;

$\rho_i$  – густина і-го шару матеріалу, кг/м<sup>3</sup>;

$e$  – парціальний тиск, Па;

$\tau$  - час переміщення водяної пари, с;

$\mu_i$  – коефіцієнт паропроникності  $i$ -го шару матеріалу, г/(м·с·Па);

$x$  – просторова координата, м.

Для розрахунку вологісних процесів огорожуючих конструкцій будівель рівняння (3.32) необхідно доповнити граничними умовами 3-го роду [82, 83]. Ці граничні умови біля внутрішньої та зовнішньої поверхонь зовнішньої стіни можна записати у вигляді:

$$\begin{aligned} \mu_1 \frac{\partial e_{1,\tau}}{\partial x} &= \beta_B (e_B - e_{1,\tau}), \\ \mu_n \frac{\partial e_{n,\tau}}{\partial x} &= -\beta_3 (e_{n,\tau} - e_3) \end{aligned} \quad (3.33)$$

де  $\mu_1, \mu_n$  – коефіцієнт паропроникності, відповідно внутрішнього та зовнішнього шару конструкції, г/(м·с·Па);

$\beta_B, \beta_3$  – коефіцієнт вологообміну біля внутрішньої та зовнішньої поверхонь, г/(м<sup>2</sup>·с·Па);

$e_B, e_3$  – парціальний тиск водяної пари в повітрі, відповідно з внутрішнього та зовнішнього боку стінки, Па;

$e_1, e_n$  – парціальний тиск водяної пари, відповідно на внутрішній та зовнішній поверхнях конструкції, Па.

Відносну пароемість матеріалу можна визначити за формулою, г/кг

$$\xi_i = 1000 \frac{d\omega_i}{d\varphi_i}, \quad (3.34)$$

де  $\omega_i$  – масова вологість  $i$ -го шару матеріалу, %;

$\varphi_i$  – відносна вологість повітря, %.

Коефіцієнт вологообміну  $\beta_B$  залежить від температури, вологості, рухливості повітря біля поверхні. В умовах природної конвекції його можна розрахувати за формулою [84], г/(м<sup>2</sup>·с·Па)

$$\beta_B = 1,192 \cdot 10^{-8} \Delta t^{\frac{1}{3}} \Delta e^{\frac{2}{5}}, \quad (3.35)$$

де  $\Delta t$  – різниця температур між повітрям та поверхнею огорожуючої конструкції, °С;

$\Delta e$  – різниця парціальних тисків в повітрі та на поверхні стінки, Па.

$$\Delta e = e_B - e_{1,\tau}, \quad (3.36)$$

$$\Delta t = t_B - t_{1,\tau}, \quad (3.37)$$

В умовах турбулентного режиму руху повітря, характерного для зовнішньої поверхні огорожуючої конструкції, коефіцієнт вологообміну залежить переважно від швидкості цього повітря  $w_{II}$ , (м/с). Згідно з [85], можна скористатися емпіричною формулою, г/(м<sup>2</sup>·с·Па)

$$\beta_3 = 2,8 \cdot 10^{-5} (1,72 + 1,31 w_{II}) \quad (3.38)$$

### 3.5. Приклад розрахунку процесів теплообміну з використанням математичної моделі (3.21)

Для розрахунку прийнятий стандартний фасад з прозорою зовнішньою поверхнею ВОК.

Загальний тепловий опір ВОК дорівнює 2,782 м<sup>2</sup>К/Вт. Розрахунки виконано з використанням програми MachCAD. Результати розрахунків наведено в таблиці 3.1, а значення теплових потоків у таблиці 3.2.

Таблиця 3.1 Результати розрахунків основних параметрів

Параметр	Значення
Коефіцієнт теплопередачі для внутрішньої і зовнішньої частин ВОК	$k_2 = 23,33 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ , $k_3 = 0,333 \text{ Вт/м}^2\text{К}$
Коефіцієнти поглинання внутрішньої і зовнішньої поверхні ВОК	$\varepsilon_{1-2} = 0,38$
Абсолютна шорсткість поверхні повітряного каналу	$\Delta_{1-2} = 0,002 \text{ м}$
Середня швидкість руху повітря у каналі	$v_m = 0,52 \text{ м/с}$
Середня густина повітря у каналі	$\rho_m = 1,148 \text{ кг/м}^3$
Середній еквівалентний діаметр каналу	$d_k = 0,171 \text{ м}$
Масова витрата повітря, що рухається біля кожної поверхні	$G_{1-2} = 0,022 \text{ кг/с}$
Коефіцієнт тепловіддачі у каналі	$hc_{1-2} = 6,21 \text{ Вт/м}^2\text{К}$

Таблиця 3.2 Розрахункові значення теплових потоків

Тепловий потік	Значення, Вт
Тепловий потік, що поглинається зовнішньою поверхнею $Q_{abs}$ (площа поверхні $6 \text{ м}^2$ )	1536
Потік тепла, що надходить до зовнішнього середовища, $Q_e$	1243
Тепло, що йде на нагрів повітря, $(Qc_2 + Qc_3)$	272
Тепловий потік у приміщенні, $Q_i$	21
Тепловий баланс	$1536-1243-272-21=0$

Дані таблиці 3.2 ілюструють розподіл теплових потоків та ефективність вентиляованої фасади. Розрахунки свідчать, що до приміщення потрапляє 21 Вт тепла. Без використання ВОК у приміщення надходило б 293 Вт, тобто у 15 разів більше тепла.

*Розрахунок ВОК (стіни Тромба) з заслінкою та без неї.*

В даному розрахунку виконана оцінка запропонованих математичних моделей для конструкції ВОК з прозорою зовнішньою поверхнею: без заслінки та з заслінкою. Вихідні дані представлені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 Вихідні дані для теплотехнічного розрахунку стіни Тромба

Назва	Значення
Розміри повітряного каналу, м (Д×Ш×Т)	3,2×3,6×0,07
Тепловий опір масивної стіни, м <sup>2</sup> К/Вт	3,73
Ступінь чорноти:	
- скло;	0,94
- поверхня стіни;	0,94
- заслінка у повітряному каналі	0,81
Коефіцієнт поглинання:	0,73
- поверхні стіни;	0,44
- заслінка;	0,2
- площа отвору для входу та виходу повітря, м <sup>2</sup>	

Розрахунки виконано з використанням програми MachCAD за наведеним у розділі 2 алгоритмом. Результати розрахунків подані у таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 Результати розрахунків

Параметр	Розрахункові значення параметру	
	для стіни Тромбея без заслінки	Для стіни Тромбея з заслінкою
Середня швидкість руху повітря у каналі	$v_m = 0,296$ м/с	$v_m = 0,255$ м/с
Середня густина повітря у каналі	$\rho_v = 1,112$ кг/м <sup>3</sup>	$\rho_v = 1,116$ кг/м <sup>3</sup>
Масова витрата повітря, що рухається біля кожної поверхні	$G_{1-2} = 0,041$ кг/с	$G_{1-2-3-4} = 0,018$ кг/с
Тепловий потік		
- що проходить через стіну, або заслінку	2691	1622
- що надходить з зовнішнього середовища	1448,5	676,5
- що надходить до приміщення через стінку	100,5	49

Використання заслінки з меншим надходженням тепла до 50%.

### 3.6. Висновки до розділу 3

На підставі аналізу даних представлених в даному розділі можна зробити наступні висновки.

1. Для теплого періоду року запропонована фізична і математична модель теплообміну повітря у ВОК, що базується на рівняннях теплового балансу. Розроблені моделі характеризують стаціонарний процес теплообміну для перехідних процесів нагрівання повітря.

2. Запропоновані математичні моделі можна використовувати для розрахунку ВОК для випадків поєднання повітряного каналу як з зовнішнім так і з внутрішнім повітрям (у приміщенні).



## РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА ЗАПРОПОНОВАНИХ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ

### 4.1 Перевірка математичної моделі (2.19)

Для оцінки точності запропонованих математичних моделей порівнювалися результати розрахунків з експериментальними даними [51]. Експериментальні дані автор отримав в результаті реалізації дослідів на реальному об'єкті – корпусі С ПТУ № 44 м. Миргород рис. 4.1. Конструкція ВОК складається з шиферного даху, дерев'яних строп, шару утеплення. Температура повітря вимірювалася за допомогою безпроводного деталогера температури з зовнішнім датчиком RFSTemp 2000A (рис. 4.1.в), швидкість руху повітря – цифрового крильчастого анемометра GM8901 (рис.4.1.г).



а)



б)



в)



г)

Рис. 4.1 Об'єкт дослідження та вимірювальні прилади

Шиферний дах являє собою практично безінерційну частину конструкції, тому для розрахунків можна використовувати математичну модель, яка характеризує стаціонарний процес теплообміну. Результати експериментальних досліджень представлені на рис. 4.2 та 4.3.

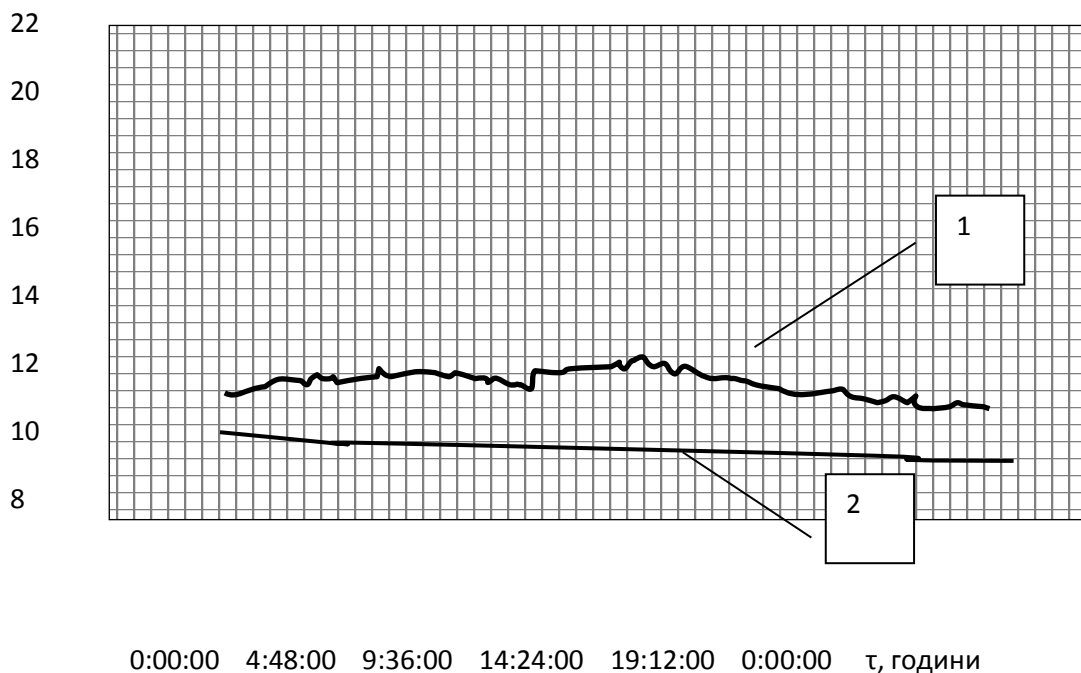


Рис.4.2 Температура зовнішнього і внутрішнього повітря (експериментальні дані): 1) температура зовнішнього повітря; 2) температура внутрішнього повітря

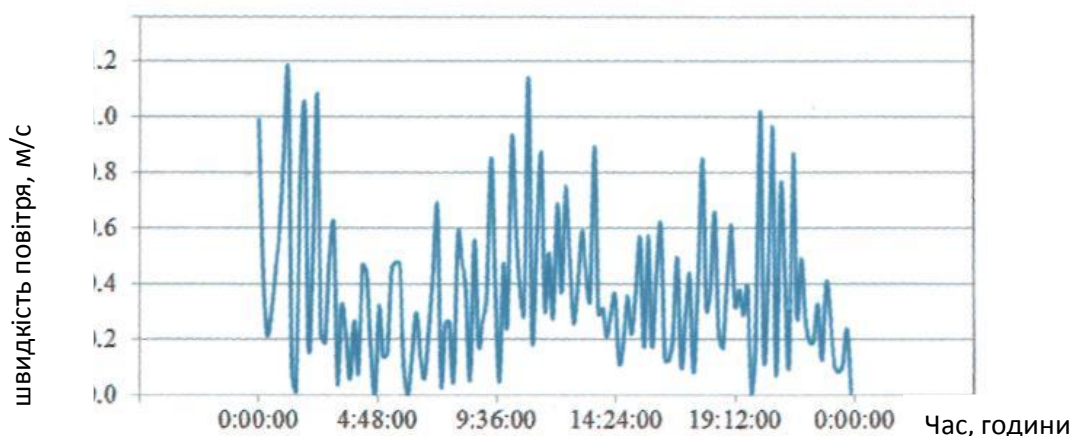


Рис.4.3 Швидкість руху повітря у вентилятованих отворах (експериментальні вимірювання)

При розрахунку температури повітря використовували конструкційні та теплові характеристики ВОК. Дані представлені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Теплові та конструкційні характеристики ВОК

Параметри	Розрахункові значення
Коефіцієнт теплопередачі від повітря в приміщенні до зовнішньої поверхні горища, $k_{i-1}$	0,33
Коефіцієнт теплопередачі від внутрішньої поверхні даху до навколишнього середовища, $k_{2-e}$	10
Ступінь чорноти поверхні, $\varepsilon_{1-2}$	0,275
Площа поверхні отвору: вхідного - вихідного	0,126 0,126
Розміри даху: середній периметр, $D_h$ - довжина, $h$	2,79 12,83

Результати порівняння представлені на рис. 4.4, де показано графік зміни температури повітря на даху протягом доби. Графік побудовано за результатами експериментальних даних. На рисунку нанесено точки, які отримані в результаті розрахунків за допомогою математичної моделі (2.19).

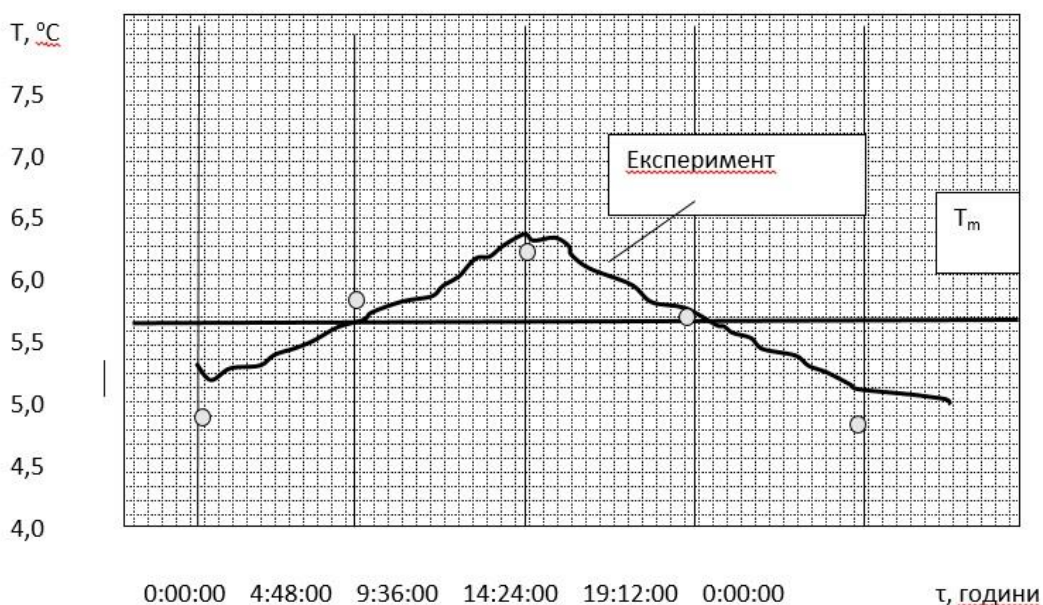


Рисунок.4.4 Середня температура повітря на даху:

○ - розрахунок

Аналізуючи дані, що представлені на рис. 4.4 можна зробити висновок про те, що математична модель (2.19) дає достатню точність розрахунку процесів теплообміну у ВОК для холодного періоду року у разі, якщо дах є без інерційним.

#### 4.2. Експериментальна перевірка математичної моделі процесу теплообміну у ВОК при малій швидкості руху повітря

Експериментальні дослідження виконано при проведенні натурального експерименту. Для експериментальних досліджень використано ВОК на аудиторному будинку ПТУ №44. Проведення експериментів тривало 62 доби. Частина даху, де проводилися експерименти показана на рис. 4.5.

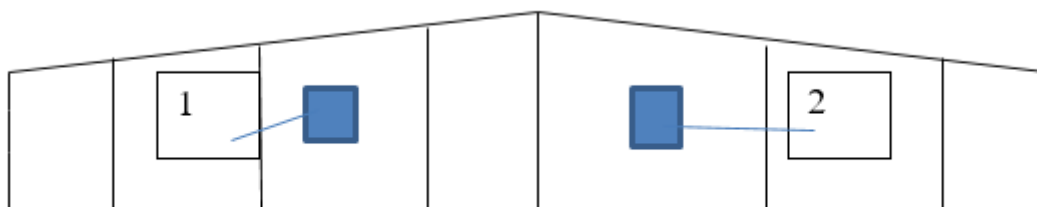


Рис.4.5 Досліджуємий дах:

1,2 – отвори для входу та виходу повітря

Під час виконання експерименту проводився вимір температур, теплових потоків і швидкості руху повітря в отворах. Замір температури виконано у 24 точках. Для вимірювання температури повітря в просторі даху використовувалися два

термометри на вісім каналів LB-711 і LB-711E з реєстраторами рис. 4.6. Вимірювальний прилад складався з перетворювача на вісім каналів до якого підключено вісім датчиків температури (зонди). Для вимірювання температур і щільності теплових потоків були використані багатофункціональні прилади Almemo 2890-9 рис. 4.7, з датчиками температури і двома датчиками для вимірювання густини теплового потоку.



Рис.4.5 Термометри на вісім каналів LB-711 і LB-711E з реєстраторами



Рис. 4.6 Багатофункціональні прилади Almemo 2890-9 з підключеними до них датчиками

Для вимірювання швидкості руху повітря в отворах для входу і виходу повітря був використаний багатофункціональний вимірювальний прилад GM8901.

Термометри на вісім каналів з реєстраторами і багатофункціональний прилад Almemo 2890-9 розміщені в окремому приміщенні. Після розміщення датчиків з метою запобігання зайвої інфільтрації повітря проведено ущільнення зайвих отворів ВОК.

Розміщення датчиків в просторі даху схематично представлено на рис. 4.7, 4.8.

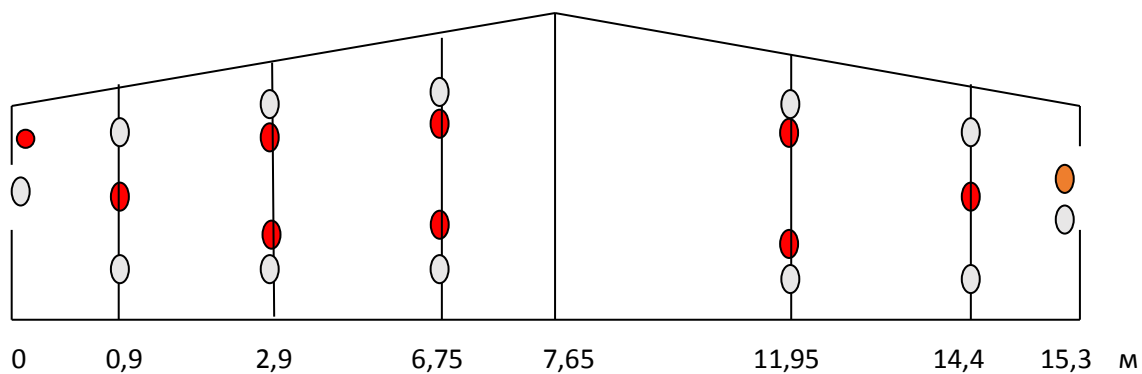


Рис.4.7. Схема розміщення датчиків

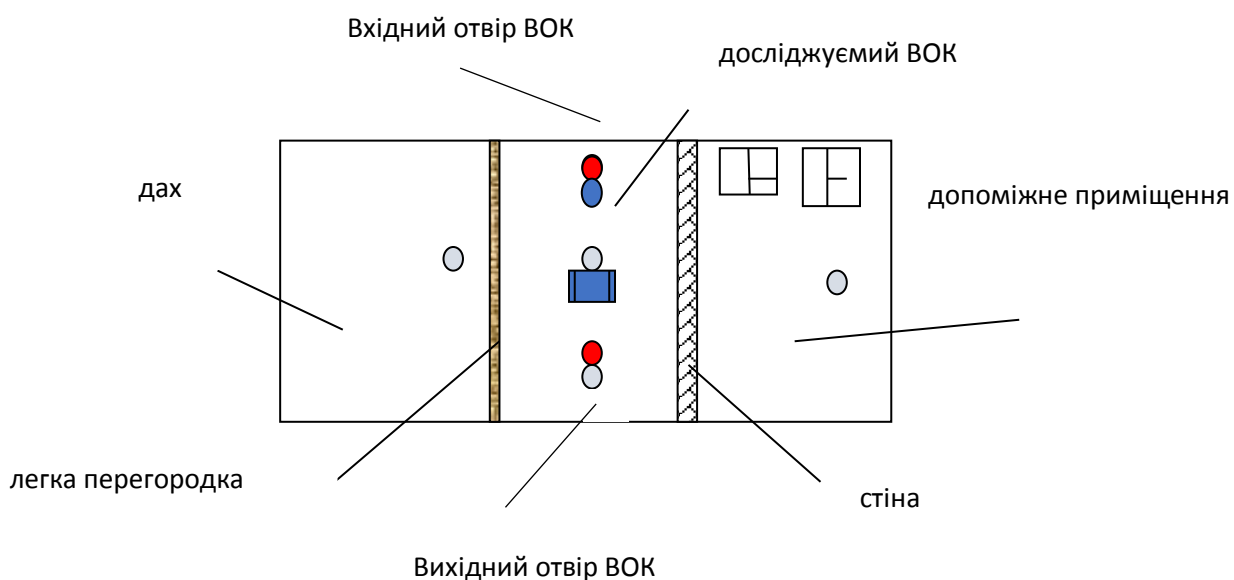





Рис.4.8. Датчики температур:

-  - датчик теплового потоку;
-  - датчик температури;  - датчик швидкості

Результати вимірювання температур, густини теплового потоку та швидкості руху повітря записувалися реєстраторами вимірювальних приладів кожні 20 хвилин.



### 4.3. Порівняння експериментальних даних з даними розрахунку

Для порівняння результатів розрахунку, що виконувалися за допомогою математичної моделі (2.19) з експериментальними даними вибрано інтервал часу – 1 година. В даному інтервалі не відбувалося значних змін температури, швидкості руху повітря, а також зміни напрямку вітру (процес наближений до стаціонарного). Дані вимірювань, що зареєстровані на протязі вибраного інтервалу часу представлені в таблицях 4.2, 4.3. Значення температур поверхні і повітря показано на схемі рис. 4.9.

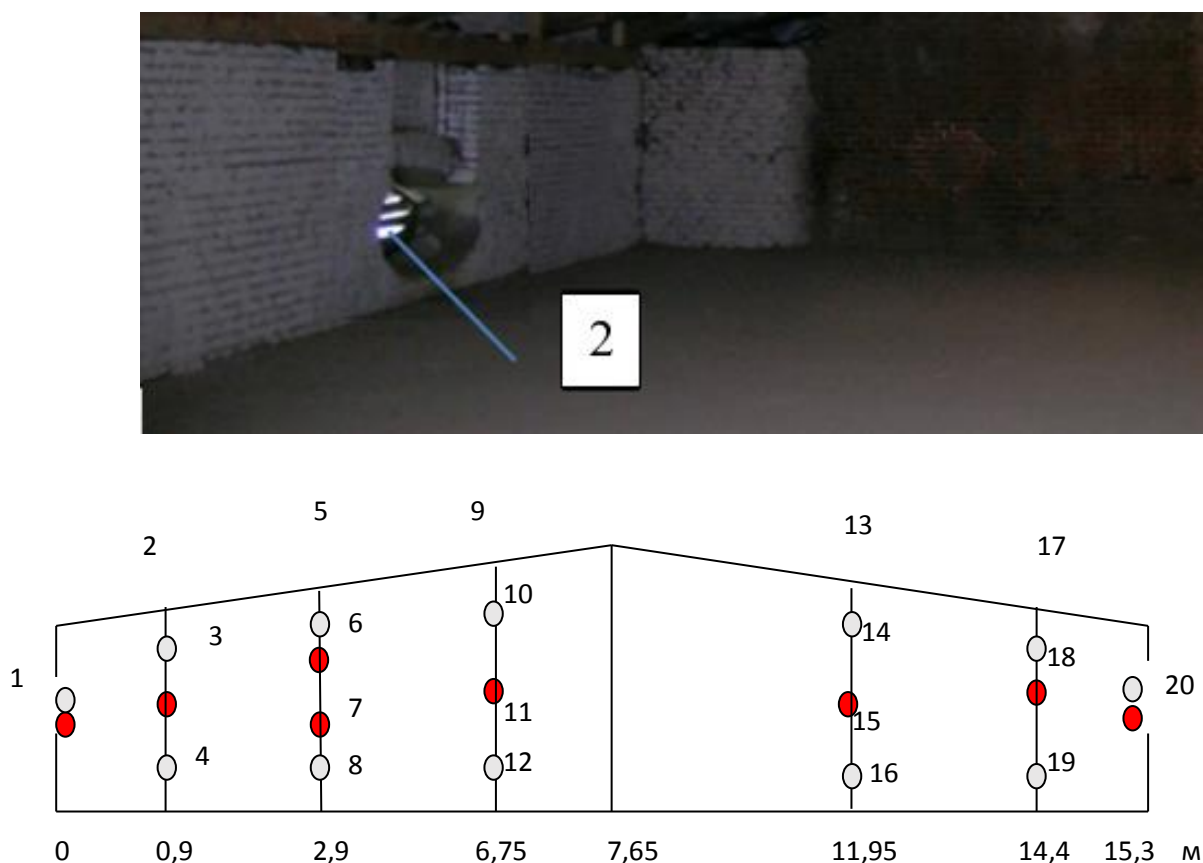


Рис.4.9 Схема розміщення датчиків

Таблиця 4.2 Результати вимірювання температур

Година та дата	Температура поверхні або повітря в точці, °С									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2017-03-01, 00:05	2,3	5,7	6,7	6,2	5,5	6,8	6,3	6,3	5,9	10
2017-03-01, 00:25	2,0	5,6	6,7	6,1	5,5	6,8	6,3	6,3	5,7	6,7
2017-03-01, 00:45	2,2	5,6	6,7	6,1	5,4	6,7	6,3	6,3	5,7	6,8
2017-03-01, 01:05	2,0	5,5	6,6	6,0	5,3	6,7	6,2	6,2	5,6	6,7
Середнє значення	2,1	5,6	6,7	6,1	5,4	6,8	6,3	6,3	5,7	6,8
Година та дата	Температура поверхні або повітря в точці, °С									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
2017-03-01, 00:05	6,4	6,5	5,8	6,9	7,0	7,1	6,3	7,2	7,1	7,2
2017-03-01, 00:25	6,3	6,4	5,8	6,9	6,9	7,1	6,3	7,1	7,2	7,5
2017-03-01, 00:45	6,6	6,5	5,7	6,9	6,8	7,0	6,2	7,1	7,1	7,5
2017-03-01, 01:05	6,4	6,3	5,6	6,8	6,8	6,9	6,2	7,0	7,0	7,5
Середнє значення	6,4	6,4	5,7	6,9	6,9	7,0	6,3	7,1	7,1	7,4



Таблиця 4.3 Результати вимірювань швидкості повітря, густини теплового потоку та температури повітря

Час і дата	Швидкість руху повітря у ВОК	Густина теплового потоку, Вт/м <sup>2</sup>		Температура повітря, °С			
		з внутрішнього приміщення	втрати у навколишнє середовище	на даху	в приміщенні	в коридорі поверху	зовнішня
2017-03.01, 00:05	1,79	2,2	8,6	9,5	5,1	19,7	1,9
2017-03.01, 00:25	2,06	4,9	10,5	9,2	5,6	19,8	1,7
2017-03.01, 00:45	1,71	2,4	10,1	9,1	5,6	19,8	2,0
2017-03.01, 01:05	1,67	3,4	11,0	9,2	5,6	19,7	1,6
Середнє значення	1,8	3,2	10,0	9,3	5,5	19,8	1,8

Середнє арифметичне значення параметрів повітря для вибраного інтервалу представлені на рис. 4.10.

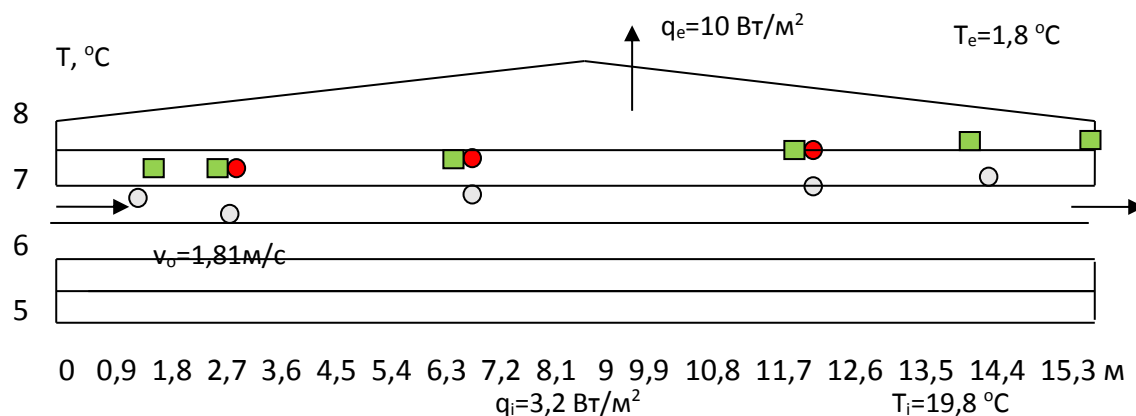


Рис.4.10 Дані вимірювань

● - температура зовнішньої поверхні ВОК; ○ - температура внутрішньої поверхні даху; ■ - температура повітря

Для оцінки точності розрахунків виконаних за допомогою математичної моделі експериментально досліджувався процес теплообміну. Оскільки площа вентиляційних отворів ( $0,008 \text{ м}^2$ ) мала в порівнянні з площею поперечного перерізу повітряного каналу ВОК ( $3,51 \text{ м}^2$ ), то середня швидкість руху повітря у просторі даху буде також малою ( $0,003 \text{ м/с}$ ). Для наших досліджень застосовувалася математична модель, яка описує теплообмін у холодний період року в умовах вільної конвекції з урахуванням втрат тепла через бокові поверхні. В розрахунках конструкцію горища розділено на три частини див. рис. 4.11. Такий підхід пояснюється тим, що бокова поверхня горища існуючої будівлі складається з різних матеріалів. Таким чином умови теплообміну в двох торцевих частинах горища будуть відрізнятися від середньої частини конструкції ВОК.



Рис.4.11 Схема розподілу простору даху

На першому етапі виконано розрахунки для першої частини (з боку надходження повітря) довжиною 3,6 м. В цій частині досліджень простір даху з двох боків для виконання експериментів відокремлений даховою перегородкою. Таким чином, тепловий потік буде надходити у простір першої частини даху з лівого та правого боку.

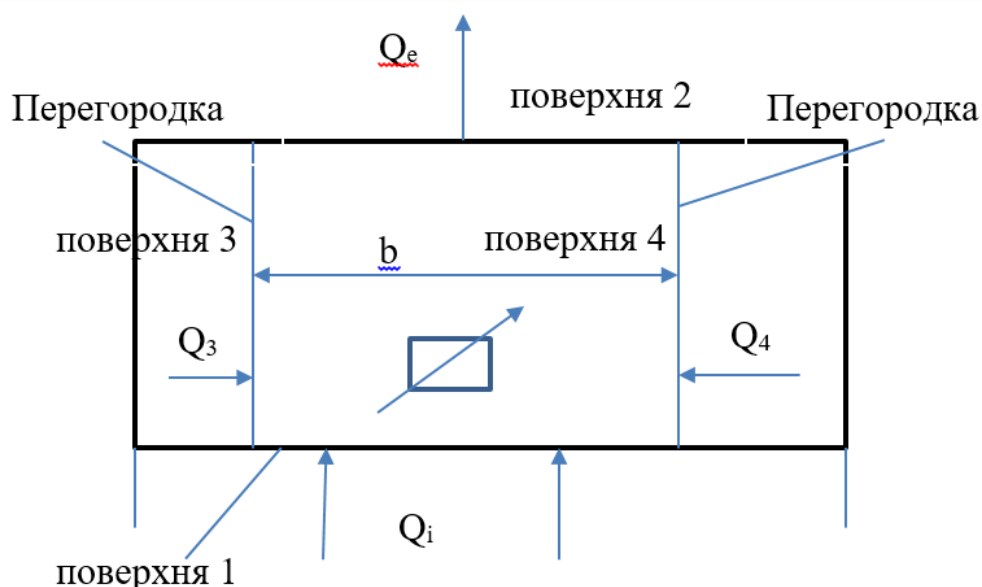


Рис. 4.12 Схема теплових потоків для повітряного простору обмеженого двома перегородками 3 і 4 ( $a, b$  та  $h$  – висота, ширина та довжина ВОК)

Для схеми рис. 4.11, запишемо наступну систему рівнянь

$$\begin{cases} Q_i = Qr_{1-2} + Qr_{3-1} + Qr_{4-1} + Qc_1, \\ Q_e = Qr_{1-2} + Qr_{3-2} + Qr_{4-2} + Qc_2, \\ Q_3 = Qr_{3-1} + Qr_{3-2} + Qc_3, \\ Q_4 = Qr_{4-1} + Qr_{4-2} + Qc_4, \\ cG\Delta T a = Qc_1 - Qc_2 + 2Qc_3. \end{cases} \quad (4.1)$$

В наведеній системі рівнянь не врахований тепловий потік випромінюванням між боковими поверхнями, оскільки вони знаходяться в рівних умовах і мають однакові температури. Враховуючи систему рівнянь (4.1) можна записати

$$\begin{cases} Q_i = Qr_{1-2} - 2Qr_{3-1} + Qc_1, \\ Q_e = Qr_{1-2} + 2Qr_{3-2} + Qc_2, \\ Q_3 = Qr_{3-1} + Qr_{3-2} + Qc_3, \\ cG\Delta T a = Qc_1 - Qc_2 + 2Qc_3. \end{cases} \quad (4.2)$$

або

$$\left\{ \begin{array}{l}
 k_1(T_i - T_1(x))dx \cdot b = \varphi_{1-2}\varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot b - \\
 - 2\varphi_{3-1}\varepsilon_{3-1}c_0 \left[ \left( \frac{T_3(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot a + \\
 + hc_1(T_1(x) - T_a(x))dx \cdot b, \\
 k_2(T_2(x) - T_e)dx \cdot b = \varphi_{1-2}\varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot b + \\
 + 2\varphi_{3-2}\varepsilon_{3-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_3(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot a + \\
 + hc_2(T_a(x) - T_2(x))dx \cdot b, \\
 k_3(T_{attic} - T_3(x))dx \cdot a = \varphi_{3-1}\varepsilon_{3-1}c_0 \left[ \left( \frac{T_3(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_1(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot a + \\
 + \varphi_{3-2}\varepsilon_{3-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_3(x)+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x)+273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot a + \\
 + hc_3(T_a(x) - T_3(x))dx \cdot a, \\
 cGdT_a(x) = hc_1(T_1(x) - T_a(x))dx \cdot b - hc_2(T_a(x) - T_2(x))dx \cdot b + \\
 + 2hc_3(T_a(x) - T_3(x))dx \cdot a
 \end{array} \right. \quad (4.3)$$

Система рівнянь розв'язувалася в програмі MathCAD методом кінцевих різниць. Вихідні дані для розрахунку наведені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 Вихідні дані для розрахунку

Назва параметру	Значення
Температура повітря на вході в канал ВОК, $t_0$ , °C	2,1
Витрата повітря, $G$ , кг/с	0,018
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/М К	
- внутрішньої частини конструкції ВОК, $k_1$	0,242
для зовнішньої частини (даху), $k_2$	0,56
бокових поверхонь, $k_3$	7,6
Коефіцієнт конфігурації, $\varphi$ [6]	
- вертикальних поверхонь	0,2
- горизонтальних поверхонь	0,6
Температура повітря, °C	
- зовнішнього $t_e$	1,8
- внутрішнього повітря, $t_i$	19,8
Температура повітря на даху, $T_a$	9,3
Коефіцієнт поглинання	
- перегородки, $\varepsilon_g$	0,92
- стіни, $\varepsilon_4$	0,93
- внутрішньої поверхні даху, $\varepsilon_2$	0,91

При вході у ВОК на відстані 0,8 м повітря нагрівається біля всіх поверхонь, далі тільки біля бокових поверхонь, а охолоджується біля внутрішньої поверхні даху. В результаті розрахунку процесу теплообміну в першій частині конструкції ВОК отримаємо температуру повітря на вході у другу частину (на відстані 3,6 м). Значення температури  $T_a = 6,2$  °С. Розрахункову температуру приймаємо як початкову для розрахунків теплообміну у наступній другій частині даху (другий етап розрахунку). На другому етапі виконуємо розрахунки теплообміну в поверхні, яка з одного боку обмежена легкою перегородкою, а з другого боку цегляною стіною. Схема теплових потоків аналогічна рис. показана на рис. 4.13, але замість перегородки 4 розташована цегляна стіна.

Для даного випадку систему рівнянь теплового балансу запишемо в наступному вигляді:

$$\begin{cases} Q_i = Q_{r_{1-2}} + Q_{r_{3-1}} + Q_{r_{4-1}}, \\ Q_e = Q_{r_{1-2}} + Q_{r_{3-2}} + Q_{r_{4-2}} + Q_{c_2}, \\ Q_3 = Q_{r_{3-1}} + Q_{r_{3-2}} + Q_{r_{3-4}} + Q_{c_3}, \\ Q_{r_{3-4}} = Q_{r_{4-1}} + Q_{r_{4-2}} + Q_{c_4}, \\ cG\Delta T_a = Q_{c_1} - Q_{c_2} + Q_{c_3} + Q_{c_4}. \end{cases} \quad (4.4)$$

або

$$\left\{ \begin{aligned}
k_1(T_i - T_1(x))dx \cdot b &= \varphi_{1-2}\varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x) + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x) + 273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot b + \\
&+ \varphi_{3-1}\varepsilon_{3-1}c_0 \left[ \left( \frac{T_3(x) + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_1(x) + 273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot a + \\
&+ \varphi_{4-1}\varepsilon_{4-1}c_0 \left[ \left( \frac{T_4(x) + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_1(x) + 273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot a + \\
&\quad + hc_1(T_1(x) - T_a(x))dx \cdot b, \\
k_2(T_2(x) - T_e)dx \cdot b &= \varphi_{1-2}\varepsilon_{1-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_1(x) + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x) + 273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot b + \\
&+ \varphi_{3-2}\varepsilon_{3-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_3(x) + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x) + 273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot a + \\
&+ \varphi_{4-2}\varepsilon_{4-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_4(x) + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x) + 273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot a + \\
&\quad + hc_2(T_a(x) - T_2(x))dx \cdot b, \\
k_3(T_{attic} - T_3(x))dx \cdot a &= \varphi_{3-1}\varepsilon_{3-1}c_0 \left[ \left( \frac{T_3(x) + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_1(x) + 273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot a + \\
&+ \varphi_{3-2}\varepsilon_{3-2}c_0 \left[ \left( \frac{T_3(x) + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2(x) + 273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot a + \\
&+ \varphi_{3-4}\varepsilon_{3-4}c_0 \left[ \left( \frac{T_3(x) + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_4(x) + 273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot a + \\
&\quad + hc_3(T_a(x) - T_3(x))dx \cdot a, \\
&\varphi_{3-4}\varepsilon_{3-4}c_0 \left[ \left( \frac{T_3(x) + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_4(x) + 273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot a = \\
&= \varphi_{4-1}\varepsilon_{4-1}c_0 \left[ \left( \frac{T_4(x) + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_1(x) + 273}{100} \right)^4 \right] dx \cdot a + \\
&\quad + 2hc_4(T_a(x) - T_4(x))dx \cdot a, \\
cGdT_a(x) &= hc_1(T_1(x) - T_a(x))dx \cdot b - hc_2(T_a(x) - T_2(x))dx \cdot b + \\
&\quad + hc_3(T_a(x) - T_3(x))dx \cdot a + hc_4(T_a(x) - T_4(x))dx \cdot a.
\end{aligned} \right.$$

(4.5)

В результаті розв'язку даної системи рівнянь визначимо температуру повітря наприкінці другої частини ВОК (на відстані 11,7 м від місця входу повітря,  $T_a = 6,2$  °C). У другій частині втрати тепла через дах більші ніж надходження тепла, що призводить до незначного охолодження повітря в цій частині. Оскільки третя

частина (остання в напрямку руху повітря) обмежена перегородками з двох боків, для теплових розрахунків використовуємо математичну модель для першої частини. За початкову температуру в цій частині приймаємо  $T_a = 6,2$  °С. В результаті розрахунку отримаємо температуру повітря на виході  $T_a = 6,8$  °С. Результати розрахунків представлені на рис. 4.13.

T, °C

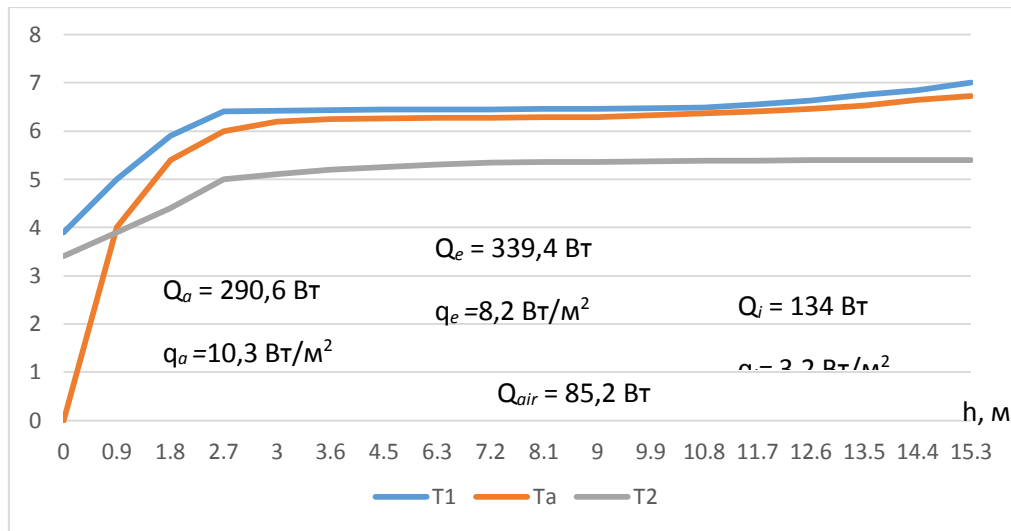


Рис.4.13. Зміна температур і теплові потоки:

$T_1$  – температура на зовнішній поверхні даху, °С;

$T_2$  – температура на внутрішній поверхні даху, °С;

$T_a$  – температура у повітряному просторі ВОК, °С;

$Q_a$  – тепловий потік через перегородку, Вт/(м К);

$Q_e$  – втрати тепла через дах, Вт/(м К);

$Q_i$  – тепловий потік з приміщення, Вт/(м К);

$Q_{air}$  – тепловий потік на нагрівання повітря, Вт/(м К);.

На графіках рис. 4.14 точками позначені результати вимірювань температури повітря  $T_a$ , внутрішньої поверхні даху  $T_2$  і зовнішньої поверхні перекриття  $T_1$ . Розрахункові дані представлені відповідними графіками.

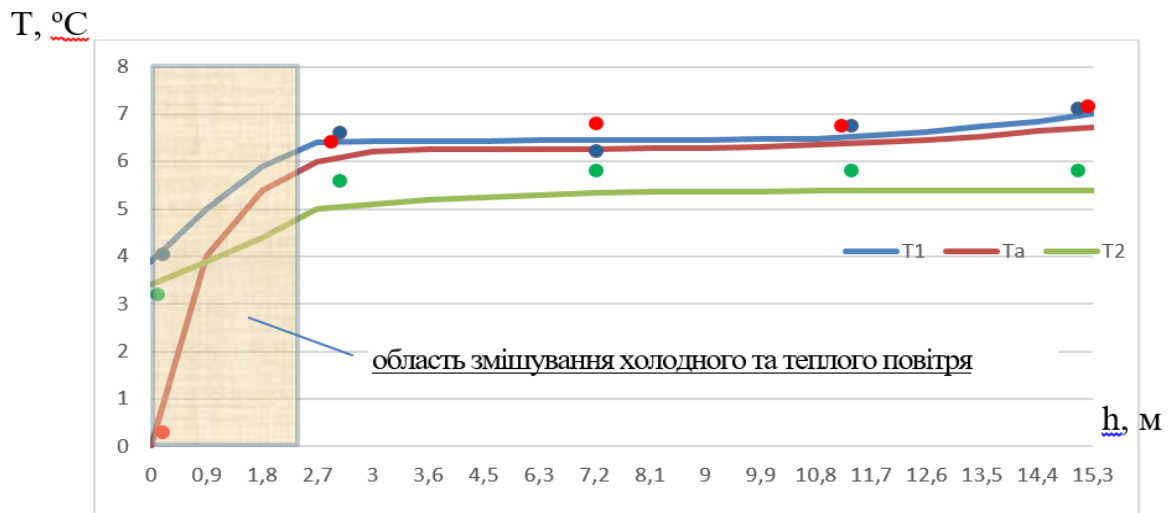


Рис.4.14 Значення температур у ВОК

Визначимо середні значення температур, розрахованих за допомогою математичної моделі і порівняємо з експериментальними даними. На початку повітряного каналу ВОК (рис. 4.14) зовнішнє повітря буде перемішуватися з внутрішнім, тобто створюється неізотермічний потік повітря, який надходить через вхідний отвір. Це призводить до значної розбіжності між розрахунковими та експериментальними даними. Для подальших точок в напрямку руху повітря визначено абсолютні і відносні похибки (табл. 4. 5).

Таблиця 4.5 Середні абсолютні і відносні похибки значень температур

Відстань від місця входу повітря, м	Абсолютна різниця ( $T_{exp} - T_{rozr}$ )			Відносна похибка $\frac{ T_{exp} - T_{rozr} }{T_{exp}} \cdot 100\%$		
	$T_1$	$T_a$	$T_2$	$T_1$	$T_a$	$T_2$
2,9	0,2	0,55	0,3	3,17	8,4	5,56
7,65	0,1	0,4	0,6	1,56	6,06	10,53
11,95	0,3	0,6	0,4	4,29	8,7	7,02
14,4	-	0,37	0,8	-	5,21	12,7
15,3	-	0,6	-	-	8,11	-
Середнє значення				3,01	7,3	8,0



Результати таблиці свідчать, що значення розрахункової температури повітря мають похибку не більше 7%, а точність температури внутрішньої поверхні даху і зовнішньої поверхні покриття відповідно 3 % та 9 %.

#### **4.4. Експериментальні дослідження процесів тепломасообміну (ТМО) у вертикальних ВОК**

Експериментальні дослідження теплообміну у горизонтальних відкритих вентиляваних каналах показують задовільну збіжність розрахункових та емпіричних даних, отриманих нами для випадків стаціонарного та нестаціонарного теплообміну. Тепломасообмін у вертикальних ВОК досліджувався у кліматичній камері кафедри будівельної фізики та відновлюваної енергії Келецького технологічного університету згідно з умовою про стажування автора. Дослідна схема представлена на рис. 4.15.



a)

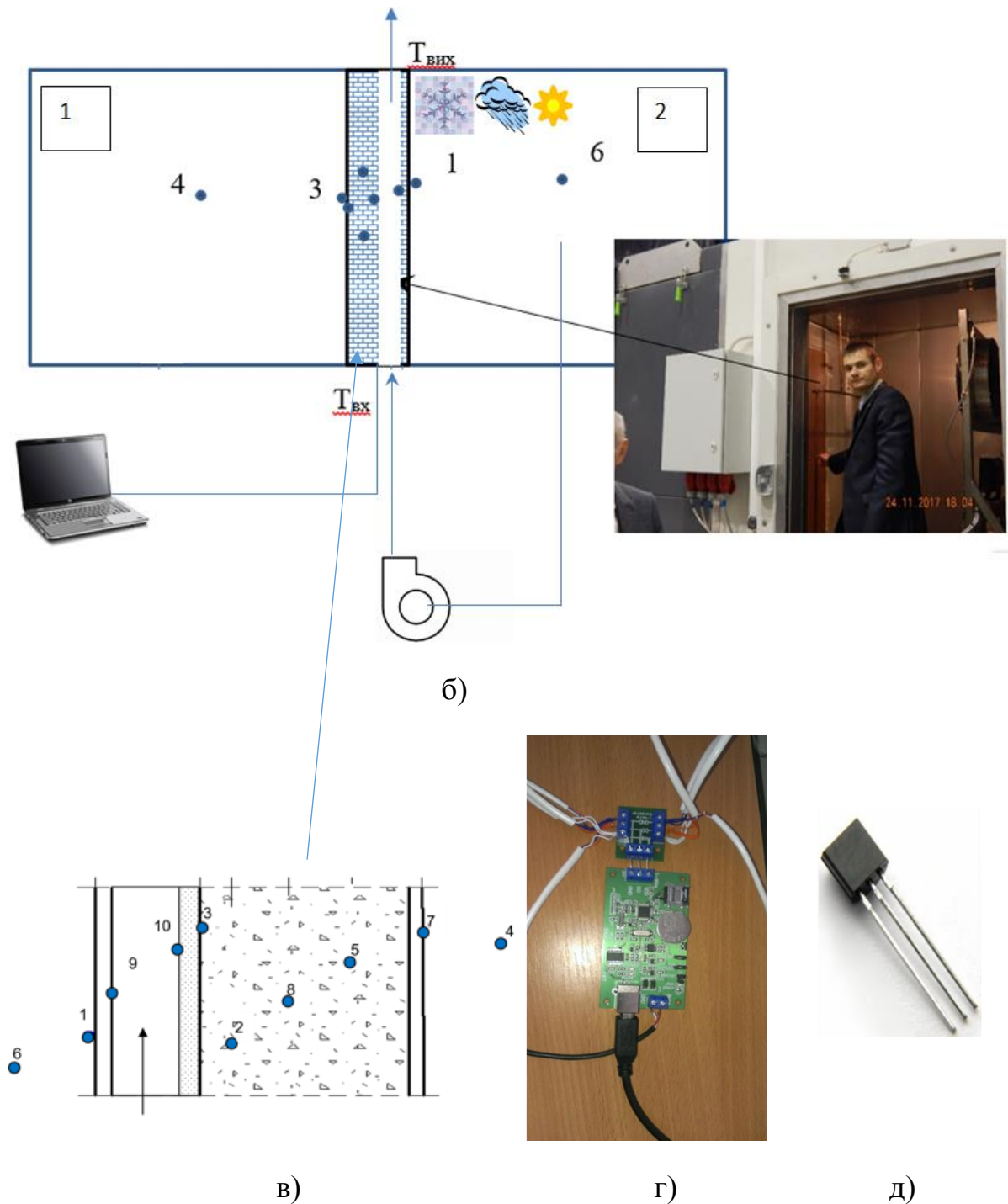


Рис.4.15 Дослідження ТМО у кліматичній камері:

- а) - камера моделювання зовнішніх погодних умов; б) – схема вимірювань;  
 в) - фізична модель ВОК з датчиками температури DS18B20 (д); г) - багатоточковий вимірювач температури AVT5330

В частині №1 кліматичної камери відтворюються умови внутрішнього приміщення, фіксуються температура (датчик 4) та вологість повітря. У частині № 2 створюються умови навколишнього середовища (температура д.б, вологість,

швидкість повітря, опади). Між камерами 1 та 2 у спеціальному вікні встановлюється два досліджуваних фрагменти ВОК висотою 3000 мм, шириною 500 мм, товщиною 400 мм. Один з них виконаний без вентиляваного каналу (суцільним). Схеми розміщення датчиків однакові. В ході експериментів задавалися температури у камерах і вологість, швидкість руху повітря у ВОК, контрольовані параметри – температури, що показували датчики № 1, 9, 10, 3, 2, 8, 5 та вологість.

Основним елементом дослідного стенду був багатоточковий електронний реєструючий термометр (рис.4.15,г) AVT5330 з відповідним програмним забезпеченням для роботи у середовищі Windows. Це дозволило автоматизувати вимірювання в інтервалі часу від 2 секунд до 24 годин. До реєстратора може бути підключено до 8 датчиків температури DS18B20 (рис.4.15,д), кожен з яких підключений до реєстратора кабелем довжиною близько 2 м і ізольований термоусадочною оболонкою. Перед розміщенням в точці вимірювань датчики пройшли калібрування в спеціалізованій лабораторії. Датчики були розміщені всередині огороджуючої конструкції в каналах діаметром 8 мм на фіксованій глибині (рис 4.15,в). Як приклад, наведено результати вимірів для доби, в яких падіння зовнішньої температури до  $-2,0^{\circ}\text{C}$  було зареєстровано в 6:37:07 рис. 4.16. На рисунку наведено вибрані графіки розподілу температури, що характеризують весь цикл вимірювань.

Із отриманих даних випливає, що температура в огороджуючій конструкції ВОК на  $1,5 - 2^{\circ}\text{C}$  вища, ніж у звичайній. Але вологість зменшується суттєво. З наших досліджень на натурному об'єкті можна зробити висновок, що волога в зовнішніх невентильованих огорожувальних конструкціях починає накопичуватись у середньому наприкінці року, тобто з початком холодного періоду – в листопаді чи грудні, за три-чотири місяці набуває максимального значення і потім конструкція починає сохнути. Проте визначення річного розподілу вологи огорожувальної конструкції протягом року ще не дає відповіді на питання, як волога поводить себе у товщі шарів багатошарової конструкції.

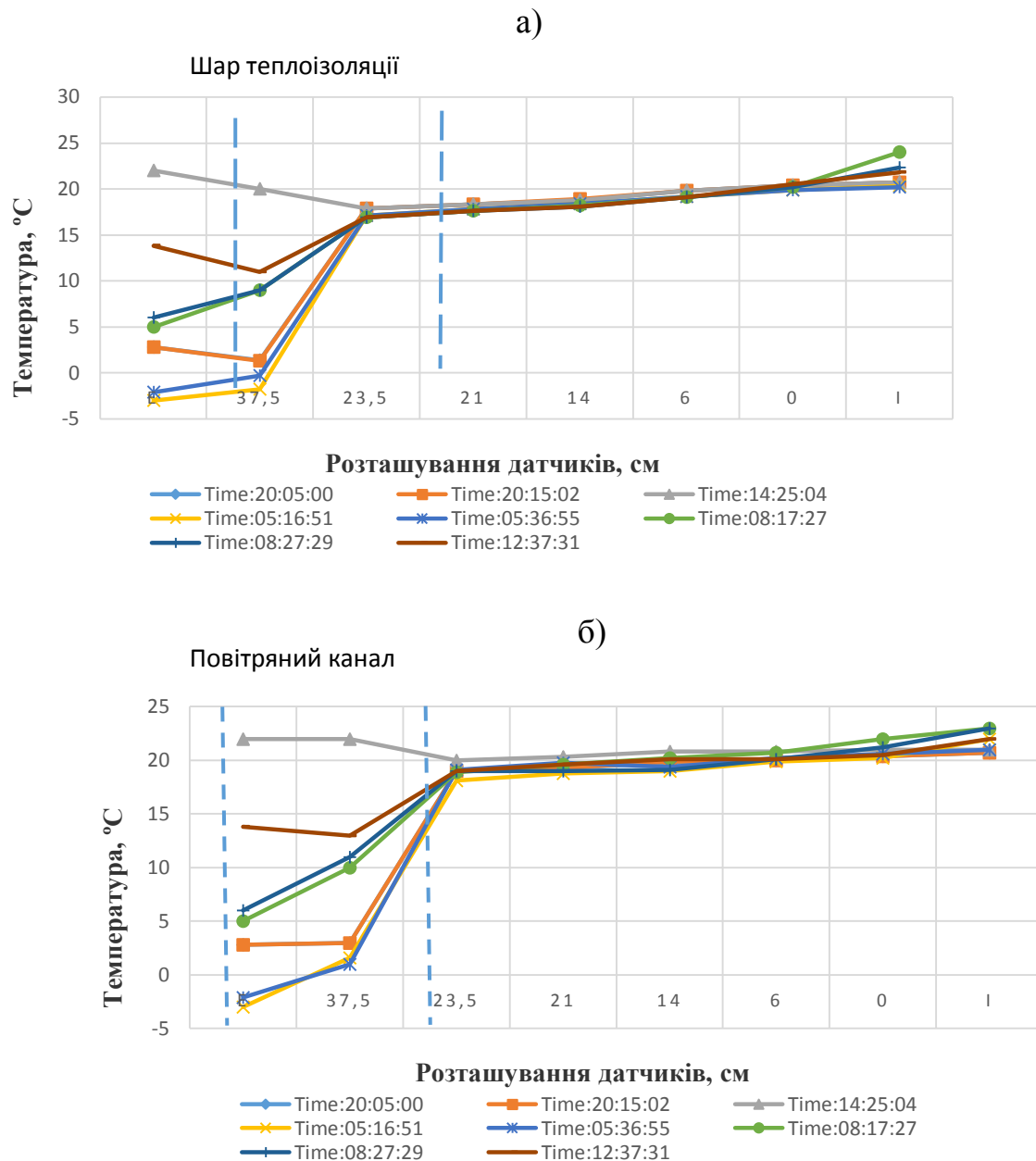


Рис.4.16 Розподіл температури для обраних інтервалів вимірювань: а) в стіні без ВОК; б) в стіні з ВОК

Вентильовані огорожуючі конструкції суттєво впливають на розподіл вологи всередині стіни. При контакті повітря з холодною поверхнею каналу при певних умовах може відбуватися конденсація. Поверхневі шари каналу висушуються, проте волога може проникати в шари конструкції. Для порівняння на рис. 4.17 наведені графіки розподілу вологи всередині стіни, де можна побачити, що у ВОК кількість вологи значно менша.

Вимірювання вологості стіни будинку ПТУ у м. Миргород та фрагмента стіни

у кліматичній камері виконувалися за допомогою приладу testo 176. Діапазон вимірювання  $-20$  до  $+70$  ° C, Точність  $\pm 0,2$  ° C ( $-20$  до  $+70$  ° C)  $\pm 1$  цифра. Вологість – ємнісна, діапазон вимірювання від 0 до 100% RH , точність -залежно від зонда (Severis 2H2 діаметр 12 мм, довжина 1,2 м похибка вимірювання вологості 0,03%) рис.(4.17,a).

а)

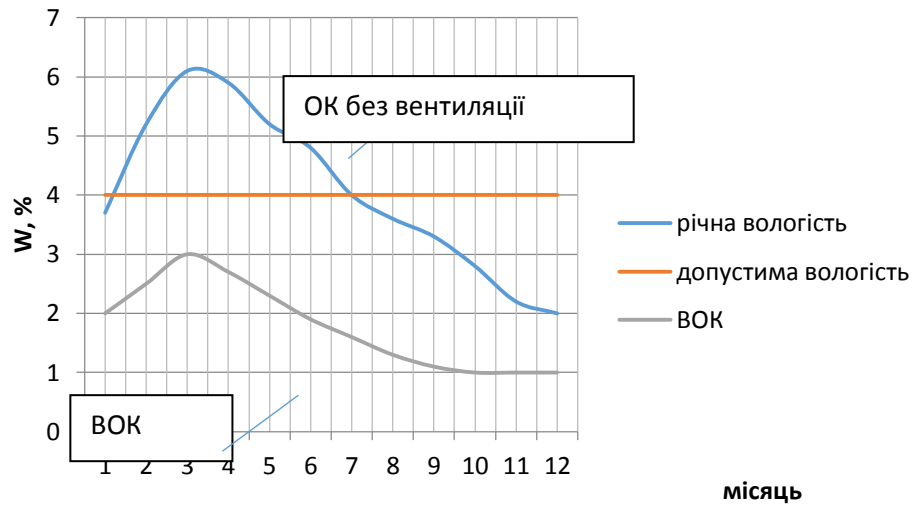


Зонд Severis 2H2

Testo 176, підключення



б)



с)

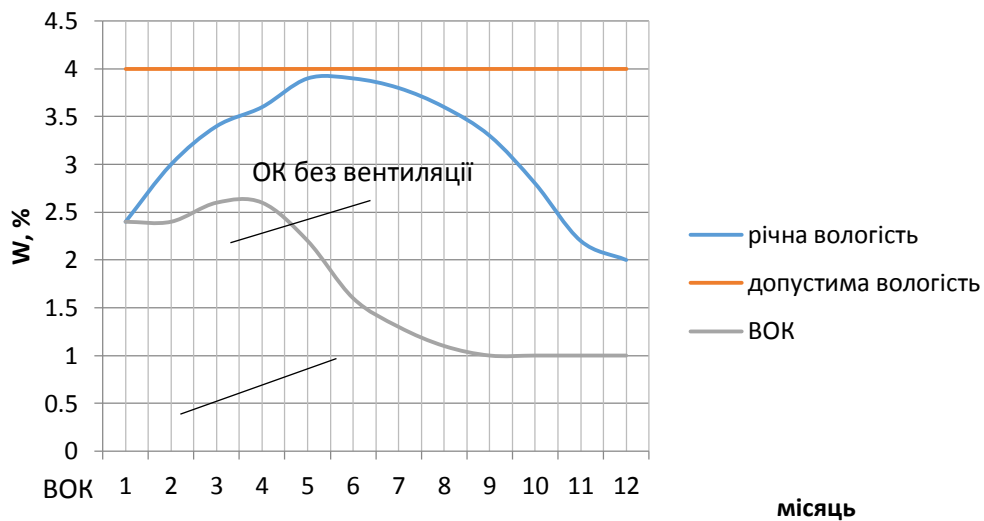


Рис.4.17 Розподіл вологи всередині ВОК: а) вимірювальна апаратура;

б) стіна без утеплення; с) стіна з зовнішнім утепленням

Отримані дані свідчать про суттєве зменшення кількості вологи в огорожуючій конструкції при застосуванні ВОК. Температури стіни у цьому випадку будуть більшими, оскільки вологість стіни зменшується, зменшується також коефіцієнт теплопровідності.

#### 4.5. Дослідження теплообміну та формування граничних умов для математичної моделі теплообміну у ВОК

Для розрахункового аналізу процесів теплообміну у вентилятованих повітряних каналах, а також для формування граничних умов математичної моделі на представленому вище стенді виконувалися дослідження із застосуванням метода планованого математичного експерименту.

У якості керуючих факторів прийняті:  $X_1$  – Число Рейнольдса для повітря в каналі ВОК;  $X_2$  – температура повітря на вході в канал за показниками датчика № 6;  $X_3$  – температура внутрішнього повітря за показниками датчика №4. Для дослідів вибрано ортогональний композиційний план другого порядку.

В таблиці 4.6 показані межі варіювання обраних факторів.

Таблиця 4.6. Межі варіювання факторів

№	Фактор	Кодове значення	-1	0	+1	$\Delta$
1	Число Рейнольдса для повітря в каналі ВОК	$X_1$	200	1900	3600	1700
2	Температура повітря на вході в канал за показниками датчика № 6	$X_2$	-10	10	30	20
3	Температура внутрішнього повітря за показниками датчика №4	$X_3$	16	20	24	4

Розрахунки виконувалися за допомогою програми Statgraphics Plus 5.0. Модель побудована на основі ортогонального факторного експерименту  $2^3$  з зірковими точками для трьох факторів.

Датчики температури встановлювалися на вході в канал вкінці зони змішування, за якою температура поверхні практично не змінювалася.

Рівняння для визначення температури поверхні в залежності від температури зовнішнього повітря, температури внутрішнього повітря та числа Рейнольдса виглядає наступним чином

$$T_1 = 17,74 - 3,82 \cdot X_1 + 18,97 \cdot X_2 + 6,52 \cdot X_3 + 6 \cdot X_1X_2 - 3,5 \cdot X_1X_3 - 4,9 \cdot X_2^2 - 4,5 \cdot X_2X_3 \quad (4.6)$$

На рис. 4.18, показані парето-графік для досліджуємої залежності, та графіки залежності температури поверхні від факторів.

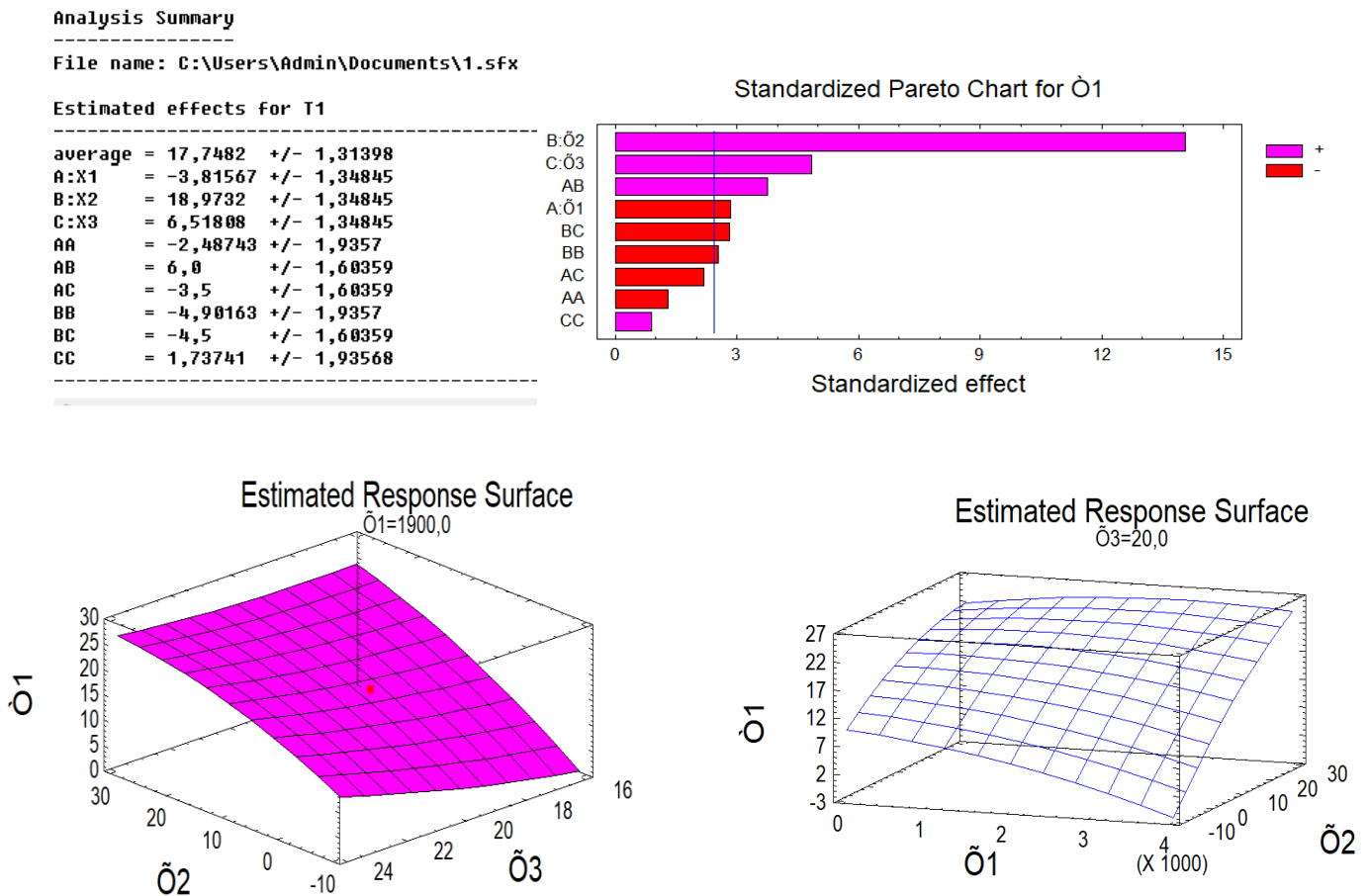


Рис.4.18 Розрахункові графіки залежності температури поверхні від температури внутрішнього повітря, температури зовнішнього повітря та числа Рейнольдса.



Всі фактори впливу виявилися значимими. Як і очікувалося найбільший вплив має температура зовнішнього повітря, але при великих числах Рейнольдса. При малих значеннях  $Re$  всі фактори впливають на температуру майже однаково.

#### 4.6. Висновки до розділу 4

1. При порівнянні результатів розрахунку отриманих за допомогою математичної моделі з експериментальними даними можна стверджувати про їх адекватність. Максимальна похибка не перевищує 8%, мінімальна – 3 %.

2. Експериментальні дослідження дозволили встановити залежності температур від різних параметрів, що було використано для формулювання граничних умов розроблених математичних моделей.

3. Результати теоретичних та експериментальних досліджень, а також відповідні розроблені методики розрахунків автор отримав при виконанні науково-дослідних держбюджетних робіт МОН України за темами: № Д-13-17-П «Розробка нових методів оцінювання технічного стану металоконструкцій довготривалої експлуатації з використанням засобів фізичної мезомеханіки» (ІФНТУНГ); роботи 8-1Д/2017 «Формування теплофізичних властивостей елементів конструкції теплового захисту енергетичного обладнання шляхом створення прогнозованих пористих структур для промисловості України» (номер державної реєстрації 0117U006455).

## **РОЗДІЛ 5. РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ПРАКТИЧНОГО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ**

При проектуванні вентильованих огороджуючих конструкцій головною метою є досягнення необхідних теплових характеристик конструкції [92-97]. На теплотехнічні характеристики впливають як конструктивні так і кліматичні чинники. До конструктивних чинників належать не тільки розміри елементів ВОК, а ще і матеріали, з яких виконані ці елементи та їх теплофізичні характеристики.

В даному розділі розглядаються варіанти виконання ВОК для різних інженерних рішень.

### **5.1. Вплив конструктивних елементів ВОК на втрати тепла**

З метою скорочення втрат тепла через огороджуючі конструкції вентильованого фасаду виконаємо оцінку впливу різних факторів на процес теплообміну у ВОК. Дану задачу розглянемо на прикладі існуючої ВОК за допомогою розробленої математичної моделі, що описує теплообмін для холодної пори року. Схема вентильованої огороджуючої конструкції представлена на рис. 1.5. Із отриманих у попередньому розділі результатів випливає, що інтенсивність теплообміну у ВОК можна оцінювати по керуючих факторах: числу  $Re$ , зовнішній та внутрішній температурах. Якщо у реальних умовах зовнішня температура не може бути керованою і залежить від кліматичних умов, а внутрішня визначається умовами комфорту у приміщеннях, то число  $Re$  можна змінювати шляхом керування швидкістю повітря у ВОК. Отримані експериментальні дані свідчать про те, що завдяки такому керуванню можна змінювати у бажаному напрямі розподіл температур в огороджуючій конструкції а також її теплову інерційність. Ці ефекти дозволяють більш ефективно впроваджувати програмоване тепlopостачання у будинки.

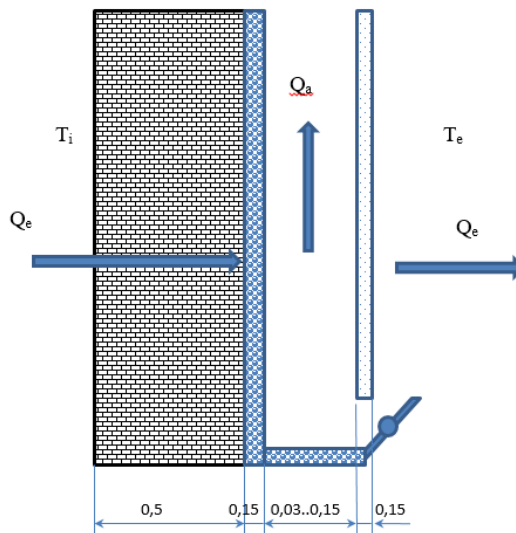
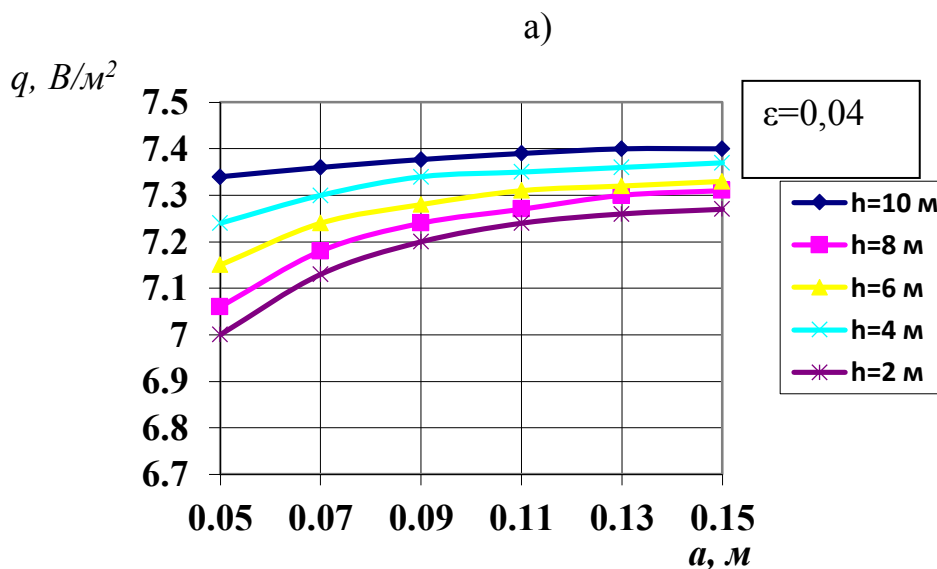


Рис. 5.1 Схема ВОК з регулюванням подачі (швидкості) повітря

На рис. 5.1 представлені вихідні дані до виконання розрахунків. В розрахунках змінними були наступні дані:

- довжина повітряного каналу  $h$  змінювалася в інтервалі 2 - 10 м з кроком 2 м;
- ширина повітряного каналу  $a$  змінювалася від 0,05 до 0,15 м з кроком 0,02 м;
- випромінювальна здатність зовнішньої та внутрішньої поверхні ВОК прийнята однаковою і задавалася в межах від 0,04 до 0,94 з кроком 0,3. Результати розрахунків представлені на рисунках 5.2–5.4.



б)

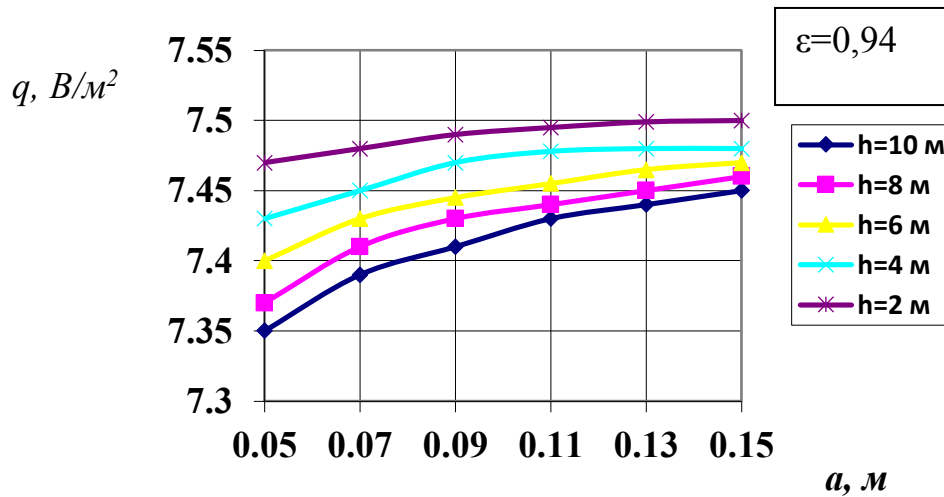


Рис. 5.2 Графіки зміни густини теплового потоку при різній випромінювальній здатності поверхні ВОК

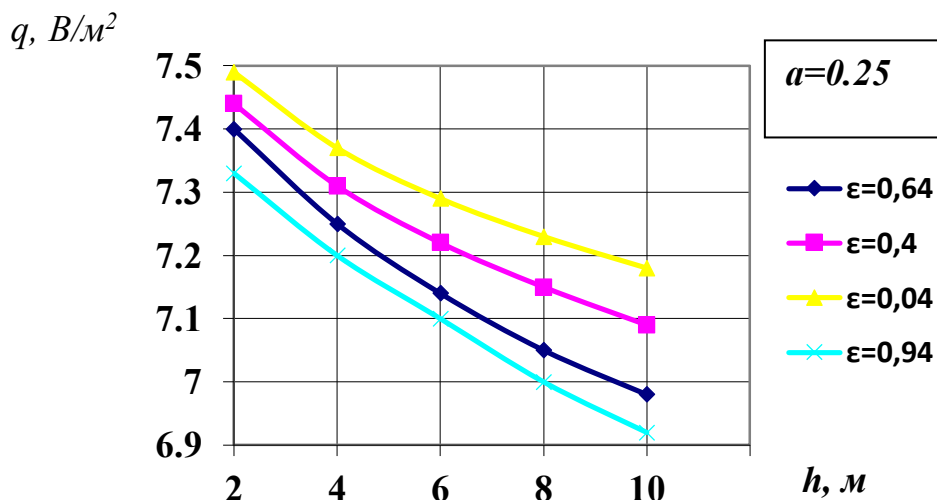
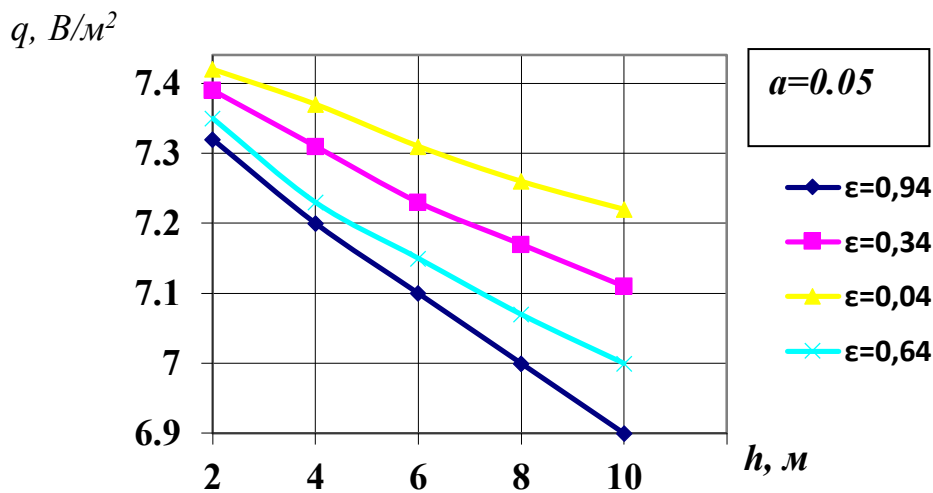


Рис.5.3 Графік зміни теплового потоку в залежності від ширини і довжини ВОК

На рис. 5.4 представлені графіки зміни теплового потоку, який разом з нагрітим повітрям втрачається у зовнішнє середовище (конвективний потік  $Q_a$ ) в

залежності від випромінювальної здатності ВОК і її ширини. Представлено також графіки зміни теплового потоку, який втрачається у навколишньому середовищі через теплопровідність  $Q_e$  і графіки сумарного теплового потоку  $\Sigma Q = Q_a + Q_e$ .

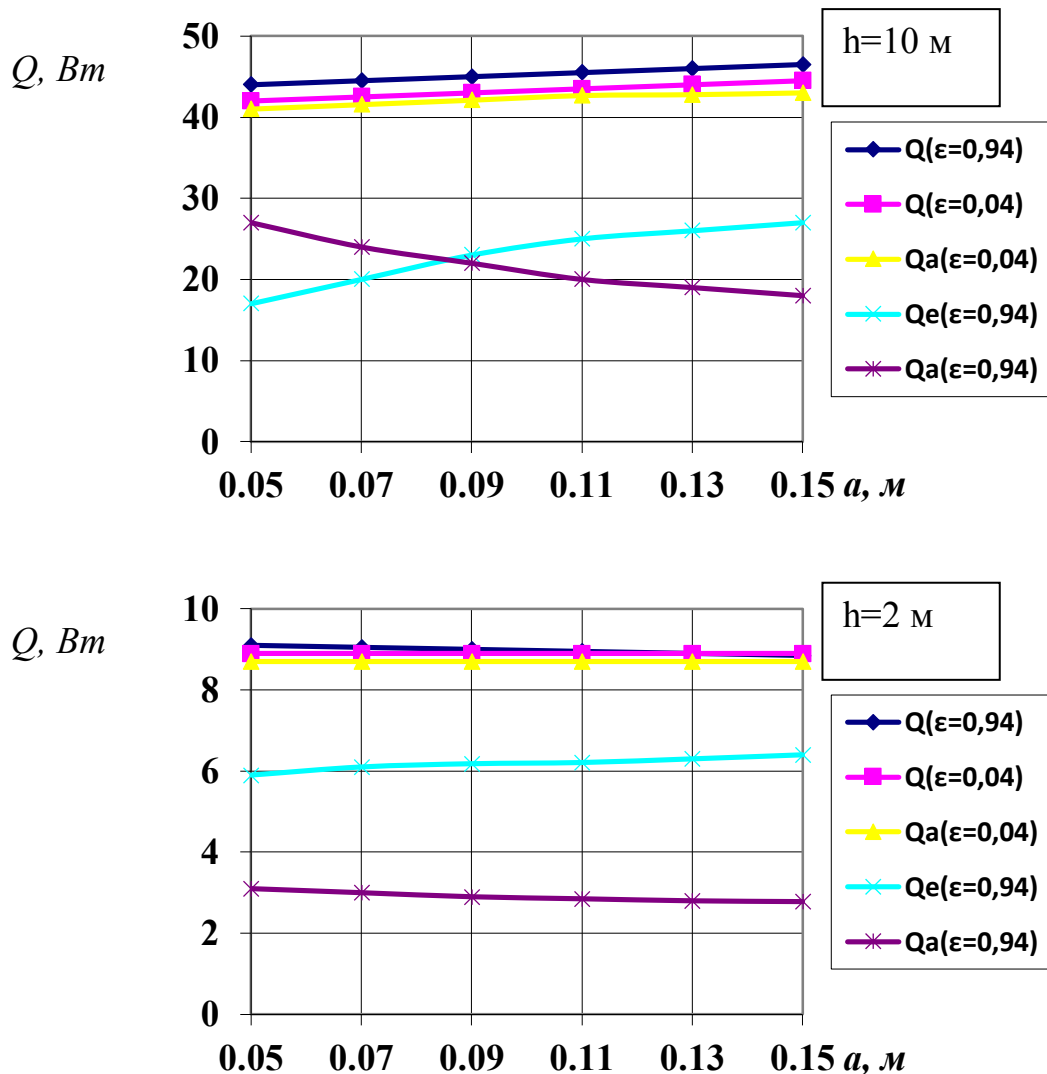


Рис.5.4. Графіки зміни теплового потоку в залежності від випромінювальної здатності

Як випливає з графіків рис. 5.4, для довжини 10 м при низькій випромінювальній здатності поверхні ВОК втрачається практично все тепло, що надходить з приміщення, на нагрівання повітря, яке рухається у каналі ВОК. Тільки незначна кількість тепла (близько 5%) втрачається через фасад будівлі. Такий розподіл теплових потоків існує незалежно від товщини повітряного прошарку. При максимальній випромінювальній здатності поверхні ВОК розподіл теплових потоків змінюється:

- якщо товщина повітряного прошарку змінюється в межах від 0,05 м до 0,08 м, то конвективний тепловий потік перевищує потік тепла теплопровідністю;
- при ширині повітряного прошарку близько 0,08 м теплові потоки теплопровідністю і конвекцією будуть рівними;
- при товщині повітряного прошарку більше ніж 0,08 м витрати тепла на нагрівання повітря будуть зменшуватися, в той же час тепловий потік теплопровідністю збільшуватиметься.

Загальні втрати тепла при меншій випромінювальній здатності поверхонь ВОК будуть меншими, ніж при високій.

Аналізуючи рис. 5.2–5.4 можна зробити наступні висновки:

- 1) втрати тепла зменшуються при збільшенні довжини повітряного прошарку ВОК, а також при зменшенні товщини повітряного каналу і випромінювальної здатності поверхонь ВОК;
- 2) густина теплового потоку найбільш інтенсивно збільшується при збільшенні товщини повітряного прошарку з 0,05 до 0,07 м; водночас при збільшенні товщини з 0,13 до 0,15 м зміна теплового потоку незначна;
- 3) вплив товщини повітряного прошарку на густину теплового потоку зменшується при зменшенні її довжини; відповідно при збільшенні довжини з 0,05 м до 0,15 м втрати тепла будуть збільшуватися найбільш інтенсивно для повітряного каналу на відстані 10 м в порівнянні з втратами тепла на відстані 2 м;
- 4) вплив довжини та ширини повітряного прошарку на густину теплового потоку збільшується при зменшенні випромінювальної здатності;
- 5) вплив товщини повітряного прошарку на густину теплового потоку буде найбільшим при максимальній довжині.

## **5.2. Розробка рекомендацій для зменшення надходження тепла через ВОК у теплий період року**

У даному дослідженні виконано аналіз впливу довжини і ширини повітряного прошарку ВОК, а також випромінювальної здатності поверхонь на інтенсивність надходження тепла до приміщення в теплий період року. Аналіз процесів

теплообміну проведений для конструкції, що досліджувалася для умов холодного періоду року. Розрахункова схема представлена на рис. 5.1. Аналіз впливу обраних факторів виконувався за допомогою математичної моделі, розробленої для теплого періоду року. Рівняння математичної моделі розв'язано методом кінцевих різниць за допомогою програми MachCAD [98-99]. Перелік і їх значення факторів прийняті для умов холодного періоду року. Результати розрахунків представлено на графіках рис. 5.5.–5.6. На графіках показана густина теплового потоку  $q_i$ , що надходить до приміщення, і залежить від довжин, ширини повітряного каналу та випромінювальної здатності його поверхонь.

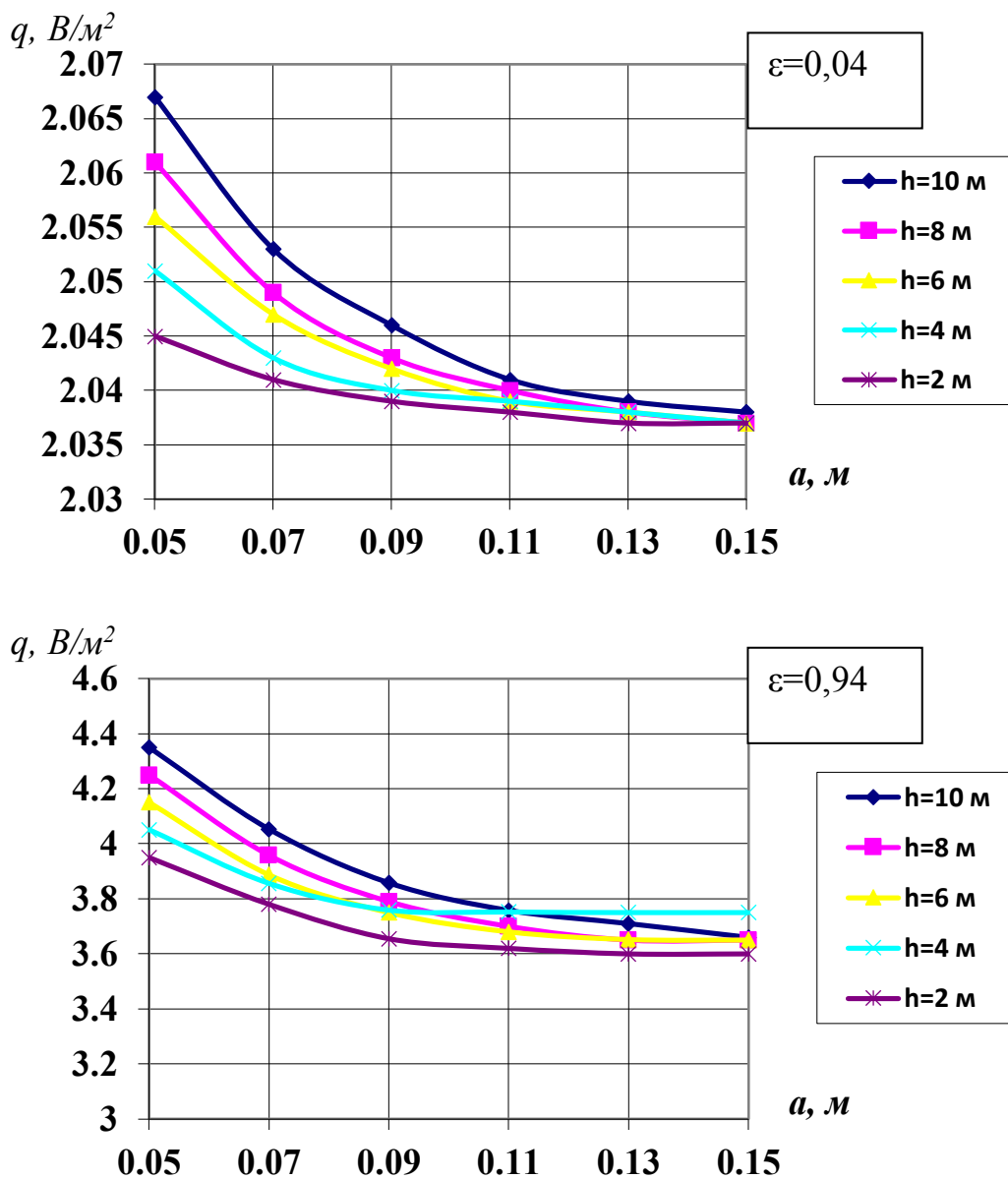


Рис.5.5. Зміна теплового потоку, що надходить у приміщення в залежності від випромінювальної здатності поверхонь

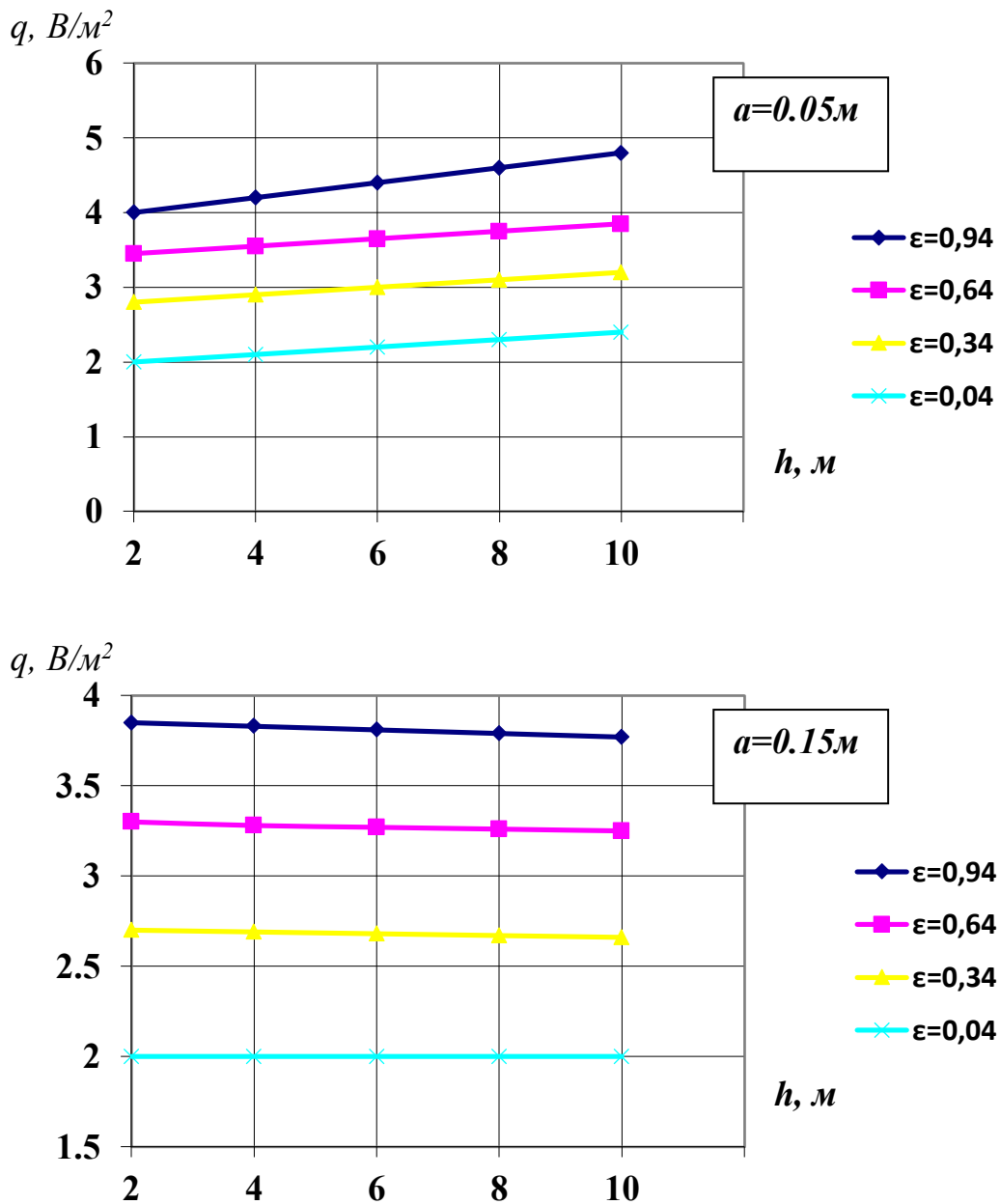


Рис.5.6 Залежність величини теплового потоку від товщини і довжини повітряного каналу

На підставі виконаних розрахунків можна зробити наступні висновки:

- вплив товщини повітряного каналу на тепловий потік, що надходить до приміщення, зменшується при зменшенні довжини каналу і випромінювальної здатності його поверхонь;

- при товщині повітряного каналу 0,15 м тепловий потік у приміщення практично не залежить від довжини каналу;



- при збільшенні товщини повітряного каналу від 0,05 до 0,07 м тепловий потік зменшується ;

- надходження тепла до приміщення збільшується при зменшенні товщини повітряного каналу і збільшенні її довжини, а також збільшенні випромінювальної здатності поверхонь;

- вплив довжини каналу на тепловий потік у приміщення збільшується при зменшенні товщини та збільшенні випромінювальної здатності поверхонь повітряного каналу;

- вплив випромінювальної здатності поверхонь каналу зростає при збільшенні довжини каналу і зменшенні його товщини.

Найменша кількість надходження тепла у теплий період року у приміщення відбувається при мінімальній випромінювальній здатності поверхонь повітряного каналу. Для максимальної товщини повітряного каналу її довжина не має значення.

Якщо розглядати водночас теплий і холодний періоди року, то можна зробити наступні висновки.

1. Найбільш оптимальним варіантом для обох періодів року є повітряний канал стінки якого мають мінімальну випромінювальну здатність. Цього можна досягнути, наприклад, якщо наклеїти алюмінієву фольгу на поверхню повітряного каналу або при його покритті матеріалом, що має низьку випромінювальну здатність. Випромінювальна здатність матеріалу такого покриття має випромінювальну здатність може бути на рівні 0,02.

2. Оскільки при мінімальній випромінювальній здатності поверхонь у теплий період року товщина і довжина повітряного каналу не мають значення, то рекомендується прийняти мінімальну товщину повітряного каналу і її довжину. Це зменшить втрати тепла в холодний період року.

За допомогою розроблених математичних моделей можна також розрахувати і порівняти вплив інших конструктивних елементів, а також надати оцінку впливу кліматичних умов на надходження тепла до приміщення або втрат тепла. Для прикладу проаналізуємо ступінь впливу деяких кліматичних та конструктивних параметрів на процес надходження тепла у ВОК в теплий період року. Конструкція фасаду і вихідні дані представлено на рис. 5.7. Для аналізу застосовано програму

Statgraph plus 5.0. Приймаємо, що вплив вибраних факторів на тепловий потік, що надходить до приміщення є лінійний. В такому разі можна застосовувати дворівневий план факторного експерименту [98-102].

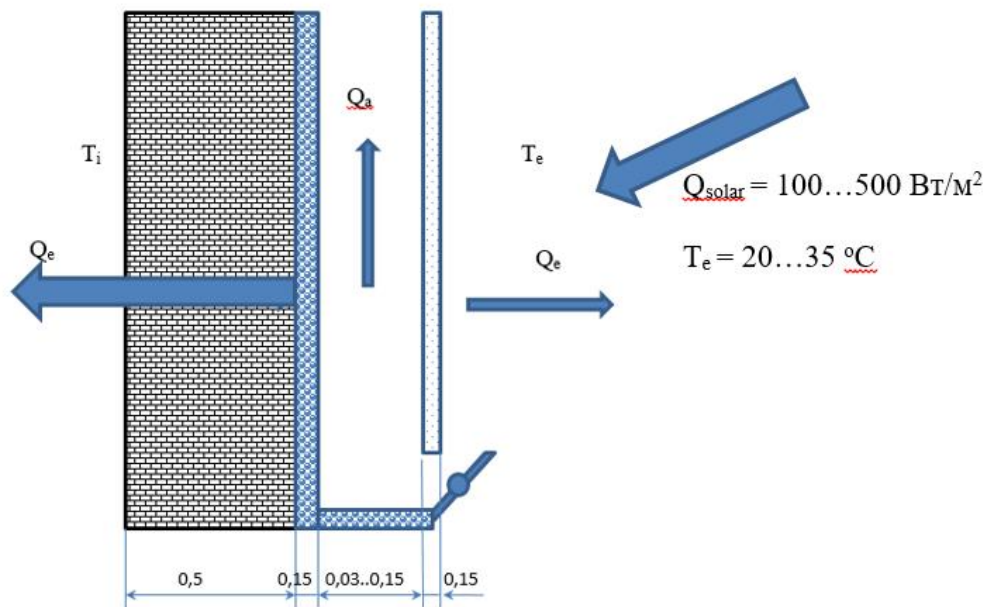


Рис.5.7 Схема конструкції фасаду ВОК

При плануванні експерименту параметром оптимізації вибрано густину теплового потоку, що надходить до приміщення  $q_i$ . Головними конструкційними факторами були:

- товщина  $a$  і довжина  $h$  вентиляваного повітряного каналу;
- кліматичні умови – інтенсивність випромінювання сонця  $Q_{solar}$  і температура зовнішнього повітря  $T_e$ .

Для вибраних факторів нижній і верхній рівні варіювання наступні:

- перший фактор ( $x_1$ ) інтенсивність сонячного випромінювання ( $Q_{solar}$ ) має значення на нижньому рівні  $100 \text{ Вт/м}^2$ , на верхньому рівні  $500 \text{ Вт/м}^2$ ;
- другий фактор ( $x_2$ ) – температура зовнішнього повітря ( $T_e$ ) має значення на нижньому рівні  $20^\circ\text{C}$ , на верхньому  $35^\circ\text{C}$ ;
- третій фактор ( $x_3$ ) – товщина повітряного каналу, значення на нижньому рівні –  $0,03 \text{ м}$ , на верхньому –  $0,1 \text{ м}$ ;
- четвертий фактор ( $x_4$ ) – товщина повітряного каналу, нижній рівень –  $1 \text{ м}$ , верхній –  $10 \text{ м}$ .

План факторного експерименту в кодованому та явному вигляді представлено в таблиці 5.1. Для аналізу рівня впливу факторів виконано розрахунковий експеримент за допомогою розробленої математичної моделі, тобто розрахунковим методом визначено густину теплового потоку, що надходить у приміщення в залежності від змінних факторів. Розрахункові значення теплового потоку представлено в таблиці 5.1. Результати обробки розрахункового експерименту і графік Pareto представлені в табл. 5.2 та на рис. 5.8. обробка результатів розрахункового експерименту виконувалася за допомогою програми Statgraph plus 5.0 [103].

Коефіцієнти регресії розраховані за допомогою наступних формул [104-107].

$$b_1 = \frac{\sum_{i=1}^{16} x_{1i} y_i}{N} = \frac{12.792}{16} = 0.8,$$

$$b_2 = \frac{\sum_{i=1}^{16} x_{2i} y_i}{N} = \frac{18.924}{16} = 1.2,$$

$$b_3 = \frac{\sum_{i=1}^{16} x_{3i} y_i}{N} = \frac{6.342}{16} = 0.4,$$

$$b_4 = \frac{\sum_{i=1}^{16} x_{4i} y_i}{N} = \frac{0.05}{16} = 0.003.$$

Таблиця 5.1 Дворівневий план факторного експерименту

В кодованій формі						В явній формі				
№	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$y$	$Q_{solar}$	$T_e$	$h$	$a$	$q_i$
1	-	-	-	-	0,32	100	20	1	0,03	0,32
2	+	-	-	-	1,34	500	20	1	0,03	1,34
3	-	+	-	-	2,67	100	32	1	0,03	2,67
4	+	+	-	-	3,76	500	32	1	0,03	3,76
5	-	-	+	-	0,683	100	20	10	0,03	0,683
6	+	-	+	-	2,72	500	20	10	0,03	2,72

Продовження таблиці 5.1.

7	-	+	+	-	2,96	100	32	10	0,03	2,96
8	+	+	+	-	5,14	500	32	10	0,03	5,14
9	-	-	-	+	0,333	100	20	1	0,1	0,333
10	+	-	-	+	1,464	500	20	1	0,1	1,464
11	-	+	-	+	2,68	100	32	1	0,1	2,68
12	+	+	-	+	3,88	500	32	1	0,1	3,88
13	-	-	+	+	0,646	100	20	10	0,1	0,646
14	+	-	+	+	2,65	500	20	10	0,1	2,65
15	-	+	+	+	2,93	100	32	10	0,1	2,93
16	+	+	+	+	5,06	500	32	10		5,06

Таблиця 5.2 Оцінка ефектів

Фактор	Значення	Критичні значення
коефіцієнт	32,699	-
$Q_{solar}$	10,661	0,8
$T_e$	15,771	1,183
$h$	0,396	0,396
$a$	0,042	0,003

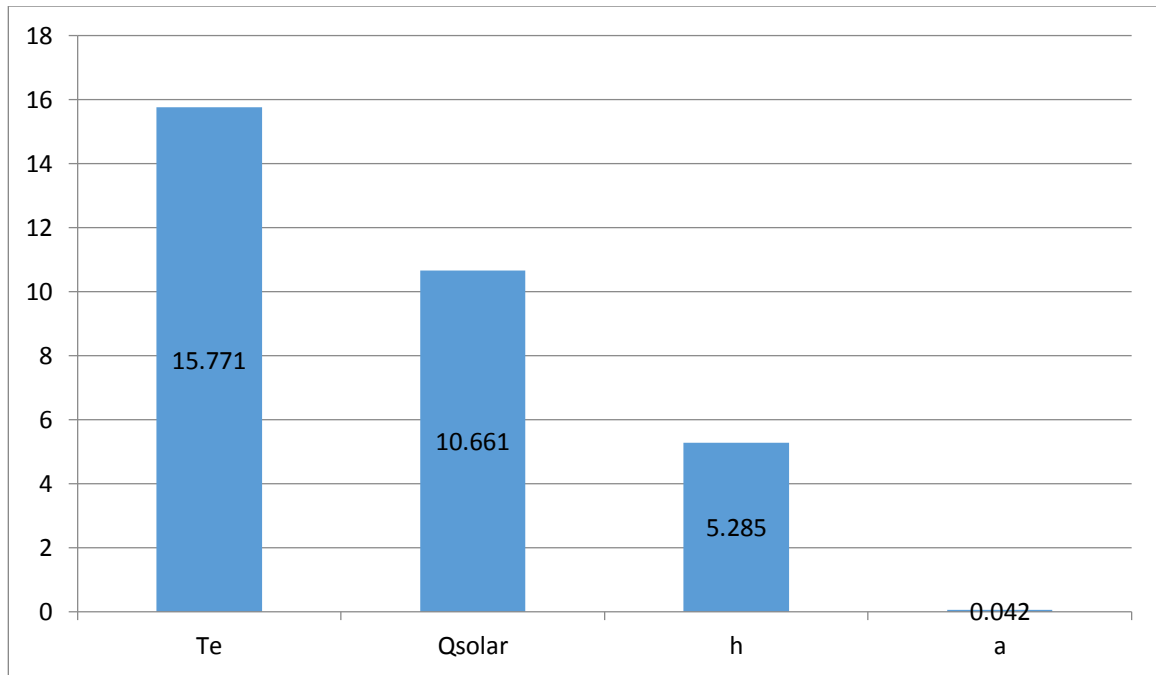


Рис.5.8 Pareto графік

Аналіз даних, отриманих при реалізації розрахункового експерименту дає можливість зробити висновок про те, що в теплу пору року кліматичні фактори більшою мірою впливають на процес надходження тепла до приміщень ніж конструктивні особливості ВОК. Найбільший вплив на надходження тепла має температура зовнішнього повітря та інтенсивність сонячного випромінювання.

Довжина повітряного каналу в меншій мірі впливає на кількість надходжень тепла, але цей фактор також є статистично значимим. Товщина повітряного каналу для прикладу, що розглядався не суттєво впливає на теплові надходження в тих інтервалах значень, які приймалися в розрахунку.

### **5.3. Зменшення втрат енергії на формування мікроклімату в приміщеннях**

Як було зазначено в першому розділі дисертаційної роботи, одним з найбільш розповсюджених елементів пасивного опалення є стіна Тромба [108-110]. Головним функціональним призначенням стіни Тромба є перетворення сонячної енергії на теплову, яка частково витрачається на нагрівання повітря, що рухається між масивною стіною та склом, а частково надходить до приміщення через масивну стіну

шляхом теплопровідності. В холодний період року головним завданням стіни Тромба є максимальне акумулювання сонячної енергії та передача тепла до приміщення. в теплий період року кількість тепла, що надходить до приміщення через стіну Тромба необхідно звести до мінімуму. одним з недоліків конструкції стіни Тромба для холодного періоду року є те, що напрям циркуляції повітря в повітряному каналі змінюється в похмурі дні та вночі. При цьому збільшуються втрати тепла з приміщення. Розробка рекомендацій для підвищення ефективності стіни Тромба потребує вивчення закономірностей процесів теплообміну, руху повітря в повітряному каналі. Процеси теплообміну та руху повітря пов'язані між собою. Для детального вивчення процесу теплообміну в стіні Тромба застосовано розроблену математичну модель. вплив інтенсивності сонячного випромінювання на процес теплообміну і руху повітря в повітряному каналі розглянемо на конкретному прикладі. Розглянемо два приклади перебігу процесів.

У першому випадку інтенсивність сонячного випромінювання дорівнює 320 Вт/м<sup>2</sup> [111-116], у другому 160 Вт/м<sup>2</sup>. Вихідні дані до розрахунку представлені в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 Вихідні дані до розрахунку процесів теплообміну та руху повітря в стіні Тромба

Параметр	Розрахункове значення
Температура внутрішнього повітря, $T_i$ , °C	20
Температура зовнішнього повітря, $T_e$ , °C	1
Розмір повітряного каналу, м: - еквівалентний діаметр, $D_h$ ; - довжина, $h$ ; - ширина, $b$ ; - товщина, $a$	0,33 2,5 1 0,2
Інтенсивність сонячного випромінювання, $Q_{solar}$ , Вт/м <sup>2</sup>	320 (160)
Коефіцієнт поглинання масивної стіни, $a_p$	0,91
Опір теплового потоку масивної стіни, $R_w$ , м <sup>2</sup> К/Вт	0,8
Площа вхідного та вихідного отвору повітряного каналу, $A_o$ , м <sup>2</sup>	0,07

Продовження таблиці 5.3.

Коефіцієнт поглинання:	0,88
- масивної стіни, $\epsilon_3$ ;	0,94
- скляної стіни, $\epsilon_{21}$ ;	

Для холодного періоду року результати розрахунків теплообміну в стіні Тромба свідчать про зниження температури повітря біля скла. Це означає, що повітря в прошарку буде охолоджуватися і рухатися зверху вниз біля поверхні скла. В розрахунках складно визначити яка частина повітря, що наближається до повітряного прошарку, буде нагріватися біля стіни чи охолоджуватися біля скла. Розподіл потоків повітря можна визначити з теплових балансів повітря методом ітерації. Для прикладу, що розглядається, розрахунками доведено: в залежності від інтенсивності сонячного випромінювання можливі дві схеми руху потоків повітря у ВОК. При достатньо високій інтенсивності випромінювання ( $Q_{solar} = 320 \text{ Вт/м}^2$ ) повітря надходить до каналу через нижній отвір. Потім нагрівається біля масивної стіни. Після цього одна його частина надходить до приміщення, а друга – охолоджується біля скла. В разі, коли інтенсивність сонячного випромінювання складає  $Q_{solar} = 160 \text{ Вт/м}^2$ , повітря в каналі охолоджується інтенсивніше біля скла ніж нагрівається біля масивної стіни. В цьому випадку повітря з приміщення надходить до повітряного каналу через верхній отвір, охолоджується біля скла і повертається до приміщення через нижній отвір.

При знижені інтенсивності сонячного випромінювання до певного рівня можна закривати отвори для циркуляції повітря і в цьому разі відкритий повітряний канал стає замкненим. Таким чином холодне повітря не надходить у приміщення. Метою створення інженерних рекомендацій є не тільки використання сонячної енергії для нагрівання приміщень в холодний період року, а й зменшення надходжень тепла у приміщення в теплий період року. В теплий період року одним з найбільш ефективних способів зменшення надходжень енергії сонячного випромінювання до приміщень є використання заслонів і ролет. Приймавши за основу цю ідею розроблено конструкцію регульованої ВОК, яка дає можливість одночасно збільшувати надходження тепла у зимовий період і відповідно зменшувати у теплий період року. Основним елементом конструкції є жалюзі, що

встановлюється в повітряному каналі між масивною стіною і перегородкою зі скла. Особливістю конструкції жалюзі є те, що одна сторона покрита матеріалом з високою відзеркалюючою властивістю для діапазону короткохвильового випромінювання, а друга сторона (зворотна) покрита матеріалом з високою поглинаючою здатністю [118-125]. Положення стрічок жалюзі до сонячного випромінювання змінюється в залежності від потреби.

Порівняльні розрахункові значення теплових потоків, що отримані в результаті розрахунку стіни Тромба представлені в таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 Потоки тепла, що надходять у приміщення

Конструкція схеми опалення пасивного будинку	Тепловий потік, що надходить до приміщення, Вт					
	320 Вт/м <sup>2</sup>			160 Вт/м <sup>2</sup>		
	з повіт рям	теплопровід ністю	разом	з повіт рям	теплопр овід ністю	разом
Стіна Тромба	67	24	91	-6	10	4
Запропонована конструкція	99	7	106	10	3	13
Запропонована конструкція з прозорою перегород пер, що віддзеркалює довгохвильове випромінювання	157	9	166	44	4	48

Аналізуючи результати порівняльних розрахунків можна зробити наступні висновки. У разі виконання пасивного опалення зі стіною Тромба при інтенсивності випромінювання 320 Вт/м<sup>2</sup> до приміщення надходить 91,0 Вт/м<sup>2</sup> тепла. При невеликій інтенсивності сонячного випромінювання (160 Вт/м<sup>2</sup>) до приміщення буде



надходити охолоджене біля скляної перегородки повітря. Оскільки до приміщення надходить  $10 \text{ Вт/м}^2$  тепла в результаті теплопровідності, а втрачається  $6 \text{ Вт/м}^2$  з повітрям, що циркулює в повітряному каналі, сумарне надходження тепла до приміщення становлять  $4 \text{ Вт/м}^2$ . Таким чином, в залежності від інтенсивності сонячного випромінювання і температури зовнішнього повітря, потік повітря буде або вносити тепло до приміщення, або навпаки, з потоком повітря в приміщенні буде втрачатися тепло. Якщо для пасивного опалення використовувати запропоновану конструкцію, то в холодний період року при температурі зовнішнього повітря  $T_e = 1^\circ\text{C}$  та інтенсивності сонячного випромінювання  $320 \text{ Вт/м}^2$ , до приміщення надходить  $106 \text{ Вт/м}^2$  тепла. При зменшенні інтенсивності сонячного випромінювання до  $160 \text{ Вт/м}^2$  в холодний період року витрата повітря, що циркулює через приміщення, зменшується. Це вносить зміни в схему руху повітряних потоків. в такому випадку до приміщення буде надходити  $13 \text{ Вт/м}^2$  тепла. Повітря надходить до приміщення підігріте при інтенсивності сонячного випромінювання  $320 \text{ Вт/м}^2$  та при незначній  $160 \text{ Вт/м}^2$ . Виконано також розрахунки для аналогічних вихідних даних для варіанту запропонованої конструкції в якій додатково на поверхні жалюзійної перегородки додатково наклеєна фольга. Фольга володіє високими відзеркалюючими властивостями довгохвильового випромінювання і пропускає короткохвильове випромінювання. Таким чином, потік тепла, що надходить до приміщення, становить  $166 \text{ Вт/м}^2$  – при інтенсивності сонячного випромінювання  $320 \text{ Вт/м}^2$ ;  $48 \text{ Вт/м}^2$  – при інтенсивності сонячного випромінювання  $160 \text{ Вт/м}^2$ . Для холодного періоду року у разі використання запропонованої конструкції сумарне надходження тепла до приміщення у порівнянні зі стіною Тромба збільшується на 14% у разі значного сонячного випромінювання ( $320 \text{ Вт/м}^2$ ) та зростає у 3,5 рази при інтенсивності сонячного випромінювання  $160 \text{ Вт/м}^2$ .

#### **5.4. Регулювання енергозабезпечення будинку з урахуванням отриманих результатів**

Метою цього розділу є порівняльний аналіз результатів проведених розрахунків на основі математичної моделі з експериментальними результатами,

виконаними для одного і того ж об'єкта. У досліджуваній будівлі був використаний метод регулювання часу роботи теплового вузла з метою зниження енергоспоживання для опалення. Також регулювалася швидкість руху повітря у ВОК (числа  $Re$ ).

Для додаткової економії теплової енергії може бути використано регулювання центрального опалення. Ми можемо враховувати регулювання в залежності від погодних умов, тобто теплова потужність котла або теплового пункту буде залежати від зміни температури зовнішнього повітря і інтенсивності сонячного випромінювання. Проте можна йти далі, спробувати адаптувати це корегування споживання тепла до рівня необхідного використання об'єктом теплової енергії в різні години доби. Це доцільно реалізувати в нежитлових будинках, де нерозумно тримати постійно однакову температуру, особливо вночі і в неробочі дні. Цей напрямок досліджень вимагає створення математичних моделей, за допомогою яких можна прогнозувати та оптимізувати теплові процеси в досліджуваних об'єктах.

Для досягнення високої енергетичної ефективності будівлі, крім її термомодернізації, необхідно підтримувати відповідні кліматичні умови всередині опалювальних приміщень. Тому виникає проблема контролю умов теплового комфорту в залежності від зовнішньої температури, як домінуючого фактора впливу на кількість поданої на опалення теплової енергії.

Використання запропонованих у даній роботі науково обгрунтованих пропозицій суттєво підвищує теплову інерцію огорожуючих конструкцій, завдяки чому при вимкненні системи опалення будинок повільно охолоджуються і нагріваються відносно швидко. Таким чином ми отримуємо заощадження, оскільки конструктивні елементи будівлі накопичують тепло.

Суть оптимального регулювання температури полягає в тому, щоб контролювати подачу теплової енергії в приміщення, в такий спосіб, щоб відповідна внутрішня температура повітря була досягнута протягом певного часу. Оскільки у нас є приміщення, в яких немає необхідності підтримувати постійну високу температуру весь час, ми можемо навмисно знизити її, але не нижче значення, при якому може відбутися конденсація на елементах будівлі.

### 5.4.1. Методика регулювання системою енергопостачання

Об'єктом розрахунків є визначення ходу змін внутрішньої температури в досліджуваному будинку, в якому застосовувалося двоступеневе регулювання часу експлуатації теплового пункту. Мета роботи полягає у визначенні найнижчої досяжної температури всередині об'єкта і швидкості повернення температури до початкового значення з моменту етапу охолодження.

В першу чергу визначаємо теплові втрати будівлі. Питомі теплові втрати будівлі (як об'ємну щільність теплового потоку, що проникає через будівельні перегородки)  $q$ ,  $W/(m^3 \cdot C)$ , для  $1 m^3$  зовнішнього об'єму визначали за формулою

$$q = \frac{P}{S} \{k_{ст} + d(k_{вік} - k_{ст})\} + (n_{в}k_{в} + n_{н}k_{н})H^{-1}, \quad (5.1)$$

де  $P$  - зовнішній периметр будівлі, м,

$S$  - площа проекції першого поверху будівлі,  $m^2$ ,

$k_{ст}$ ,  $k_{вік}$ ,  $k_{в}$ ,  $k_{н}$  - коефіцієнти теплопередачі для: зовнішніх стін з ВОК, вікон, ВОК над останнім поверхом і нижнього перекриття (над підвалом),  $Вт/(m^2 \cdot K)$ .

$d$  - частка скляних поверхонь,

$H$  - висота будівлі, м,

$n_{в}$ ,  $n_{н}$  - коефіцієнти що враховують зменшення обчислювальних відмінностей температури для верхнього і нижнього перекриттів по відношенню до стін.

Втрати тепла через ВОК можна визначити із запропонованих математичних моделей. У наших експериментальних дослідженнях маємо наступні співвідношення:

$$n_{в}k_{в} = 0,56 \cdot k_{ст} \quad (5.2)$$

$$n_{н}k_{н} = 0,34 \cdot k_{ст}. \quad (5.3)$$

Наступним кроком у розрахунку є визначення коефіцієнту теплової акумуляції будівлі з використанням ВОК. Цей коефіцієнт характеризує здатність загальної конструкції будівлі акумулювати тепло і зменшувати коливання температури в опалюваних приміщеннях:

$$T = \sum \frac{F \cdot c_{ст}}{3,6 \cdot q \cdot V} \quad (5.4)$$

де  $F$  - поверхня стін будівлі або їх окремих частин (за винятком скління),  $m^2$

$$F = P \cdot H(1 - d) \quad (5.5)$$

Де  $V$  - зовнішній об'єм будівлі або окремих її частин,  $m^3$ ;

$c_{ст}$  – еквівалентна теплоємність,  $kJ/(m^2K)$ .

Іншою проблемою було розроблення методу визначення температури повітря в опалюваних приміщеннях.

Температура повітря при її охолодженні визначається за формулою:

$$t_{B.BH}^{OX} = (t_{B.BH}^{H.OX} - t_{B.B}) \left( J_{OXL} + (1 - J_{OXL}) \exp\left(-\frac{Z}{\beta}\right) \right) + t_{B.B} \quad (5.6)$$

де:  $t_{B.BH}^{OX}$  - температура внутрішнього повітря на початку стадії охолодження,  $^{\circ}C$ ;

$J_{OXL}$  - відносна теплова потужність теплового пункту на стадії охолодження.

При  $J_{OXL} = 0$  маємо:

$$t_{B.BH}^{OX} = (t_{B.BH}^H - t_{B.B}) \exp\left(-\frac{Z}{\beta}\right) + t_{B.B} \quad (5.7)$$

де  $Z$  - кількість годин, що минули з початку етапу охолодження;

$\beta$  - коефіцієнт теплової акумуляції будівлі:

$$\beta = a_{OX} T \quad (5.8)$$

де  $a_{OX}$  - коефіцієнт, що враховує фактор часу, який визначається за формулою:

$$a_{OX} = 0,6 + 0,8 \cdot \exp\left(-\frac{1,5}{Z}\right) \quad (5.9)$$

Температура повітря протягом етапу нагрівання визначається за формулою

$$t_{B.BH}^{HAG} = (t_{B.BH}^{H.HAGP} - t_{B.B}) \left( x + (1 - x) \exp\left(-\frac{Z_H}{\beta_H}\right) \right) + t_{B.B} \quad (5.10)$$

де:  $t_{B.BH}^{HAG}$  внутрішня температура повітря на початку стадії нагрівання;

$Z_H$  - кількість годин, що минули з початку етапу опалення;

$\beta_H$  - коефіцієнт накопичення теплової енергії в стадії нагріву:

$$\beta = a_{HAG} T, \quad (5.11)$$

де  $a_{HAG}$  - коефіцієнт, що враховує фактор, який на етапі нагріву визначається за формулою:

$$a_{HAG} = 0,2 + 0,4 \cdot \exp\left(-\frac{0,6}{Z_{HAG}}\right) \quad (5.12)$$

де  $x$  - відносний тепловий потік, що подається системою опалення, по відношенню до теплового стану будівлі, на початку етапу нагрівання:

$$x = J_{\text{нагр}} \frac{t_{\text{р.вн}} - t_{\text{в.в}}}{t_{\text{в.вн}}^{\text{н.нагр}} - t_{\text{в.в}}} \quad (5.13)$$

де:  $t_{\text{р.вн}}$  - розрахункова температура внутрішнього повітря в опалюваних приміщеннях, °С;

$J_{\text{нагр}}$  - відносна теплова потужність системи опалення на стадії нагрівання (по відношенню до проектної потужності при даній температурі зовнішнього повітря).

Для архітектурних даних досліджуваного об'єкта та температури зовнішнього повітря - 5 °С були визначені наступні значення:

1. Питома втрата тепла будівлі: 0.099 Вт / (м<sup>3</sup>°С);
2. Постійна Т= 40,193 год;
3.  $x = 1.936$ ;
4. Температурний стану будинку з двостадійним регулюванням, на стадії нагрівання при  $J_{\text{нагр}} = 1,65$  представлений у табл. 5.5

Таблиця 5.5 Розрахунки для представленої методики

Режим роботи	Завантаження системи опалення %	Час реалізації етапу, години	Z, години	a	b		Температура в приміщенні	
					Звичай на стіна	ВОК	Звичай на стіна	ВОК
Номінальний	100	20	0	-	-	-	22	22
Охолодження	0	21	1	0,78	31,3	33	21,5	22
	0	22	2	0,98	39	41	21	22
	0	23	3	1,1	44	47	20,6	21,7
	0	24	4	1,15	46	48	20	21,4
	0	1	5	1,2	48	50	19,6	21
	0	2	6	1,22	49	51	19,1	21

## Продовження таблиці 5.5

Режим роботи	Завантаження системи опалення %	Час реалізації етапу, години	Z, години	a	b		Температура в приміщенні	
					Звичай на стіна	ВОК	Звичай на стіна	ВОК
	0	3	7	1,25	50,1	53	18,6	20,7
	0	4	8	1,27	52,	54	18	20,3
Нагрівання	150	5	1	0,4	17	18	19	21
	150	6	2	0,5	20	20	20	22
	150	7	3	0,53	21	22	21	Номінальний режим
	150	8	4	0,55	22	23	22	

У реальних умовах відносна теплова потужність системи опалення під час нагрівання охолодженого об'єкту вище номінальної. Під час включення циркуляційних насосів спостерігається значний зріст теплової потужності внаслідок значної різниці температур води на подачі і на поверненні.

Тому в запропонованій методиці була скориговане значення  $J_{\text{наг}} = 3$  для перших годин нагрівання приміщень до заданих умов. У наступні години підтримувався нормальний рівень відносної теплової потужності системи,  $J_{\text{наг}} = 1$  і  $x = 1,17$ , отримані результати, наведені в таблиці 2. Якщо порівнювати отримані результати для звичайної утепленої стіни та ВОК, то нагрівання огороження з ВОК триватиме 2 години, тобто у двічі коротше, або теплова потужність може бути зменшена.

На основі розрахунків створено діаграму рис.5.9, зміни внутрішньої температури в досліджуваному об'єкті.

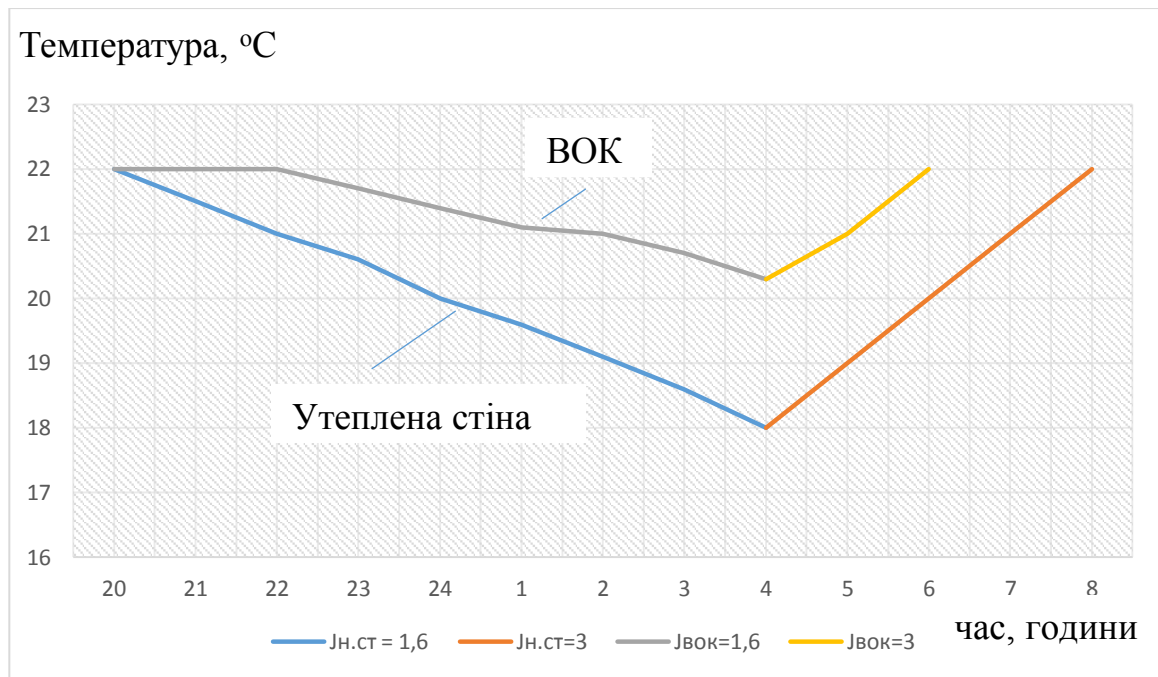


Рис.5.9 Графік зміни температури у приміщенні

#### 5.4.2. Результати тестування

У дослідженому приміщенні були встановлені датчики температури - термопари, розміщені на висоті 1,5 м від підлоги і на відстані 0,15 м від внутрішніх стінок. також встановлена термопара посередині кімнати і одна зовні.

Вимірювання проводили між 20:00 і 7:00. В обох експериментах о 13/14.01.20107 та 16/17.01.2017 тепловий вузол був повністю вимкнений (з 20:00 до 5:00), а потім включений у звичайному. У першому експерименті середня температура становила - 4 ° C, у другому 2 ° C.

Результати вимірювань температури представлені на рис. 5.10 і 5.11 відповідно для експерименту I і II. У другому експерименті температура внутрішнього повітря менше зменшувалася, оскільки вищою була зовнішня температура. На рисунках показано повільне падіння температур при вимкненні живлення в тепловому вузлі, а потім її швидке зростання після запуску теплового пункту.

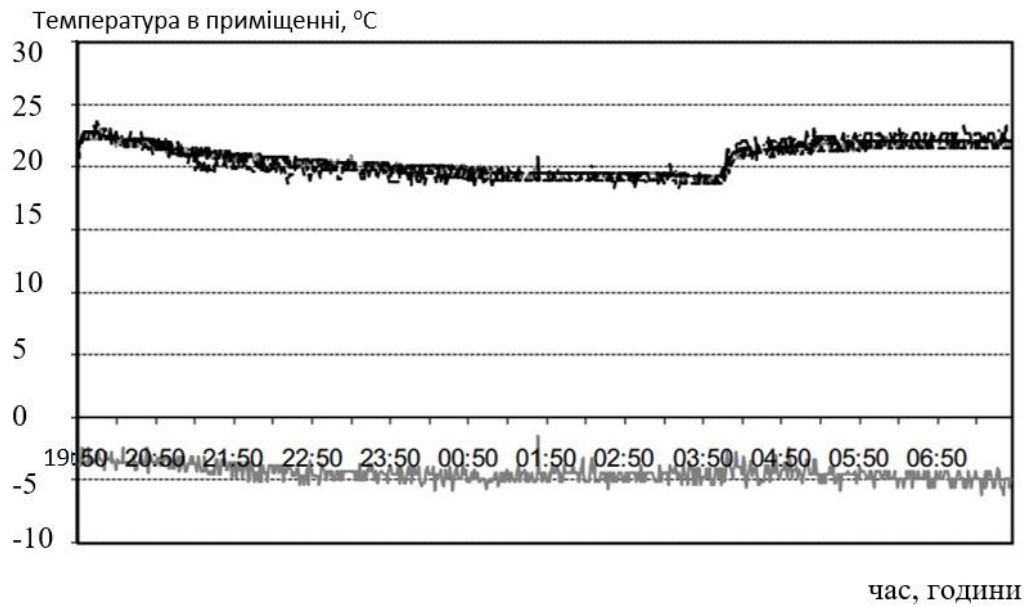


Рис.5.10 Результати вимірювань температури : — зовнішня температура  
 ————— внутрішня температура

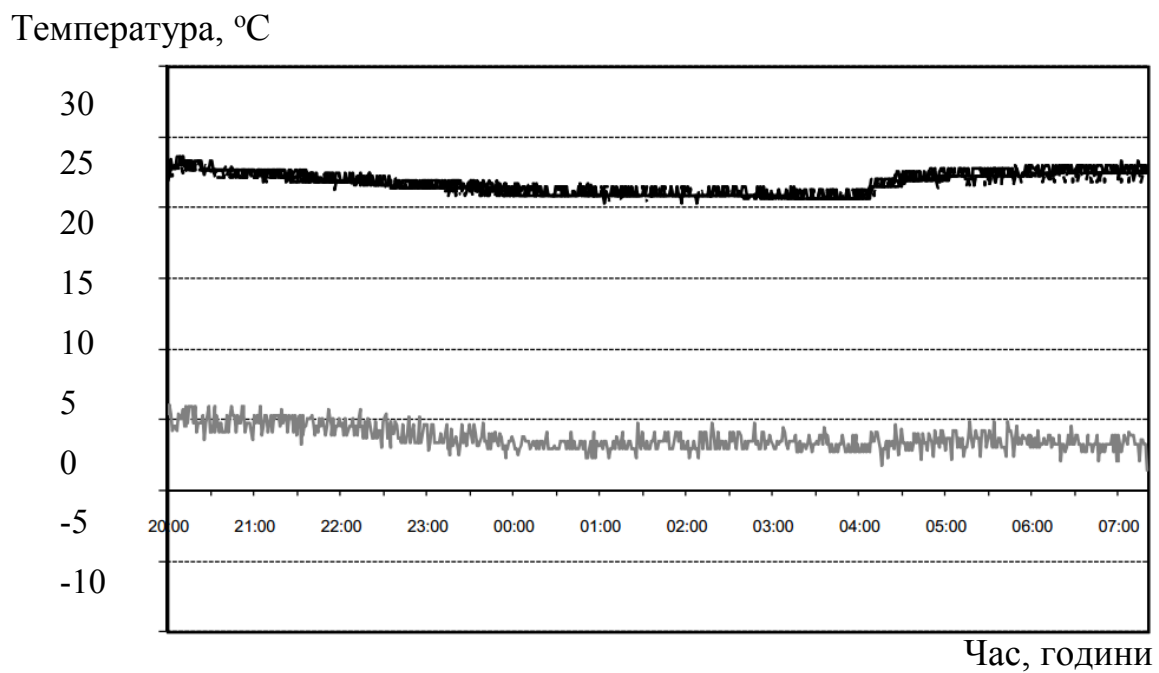


Рис.5.11 Результати вимірювань температури : — зовнішня температура  
 ————— внутрішня температура



### 5.4.3. Порівняння розрахункових (за новою методикою) та експериментальних даних

Розрахунки, виконані за новою методикою, порівнювали рис. 5.12, рис. 5.13, з результатами двох серій наведеного вище експерименту.

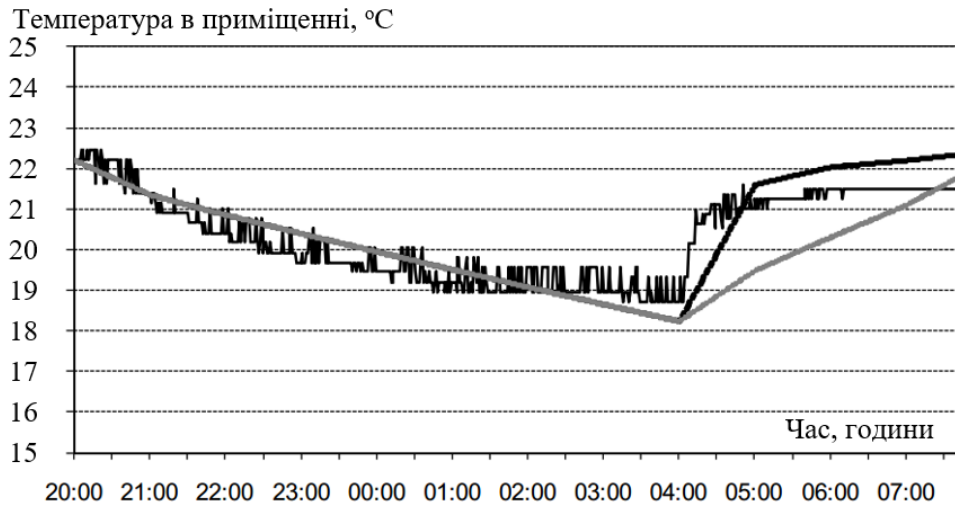


Рис.5.12. Порівняння розрахункових та експериментальних даних:

— експеримент; — розрахунок за новою методикою; — збільшення потужності при пуску теплового вузла

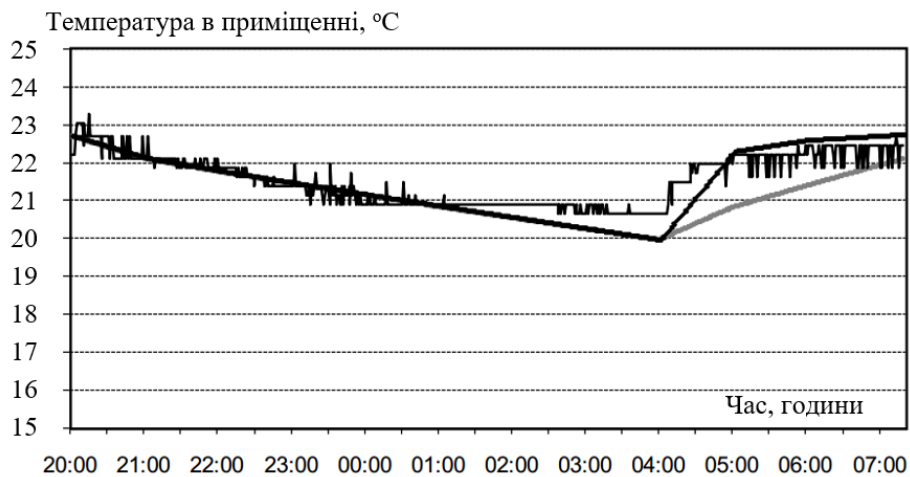


Рис.5.13 Порівняння розрахункових та експериментальних даних:

— експеримент; — розрахунок за новою методикою; — збільшення потужності при пуску теплового вузла

Представлена методика, що описує зміну температури в приміщенні досліджуваного об'єкта, спрямована на визначення найнижчого досяжного рівня

температур і швидкості повернення до початкових теплових умов. Звичайно, методика враховує зміну теплової інерції будинку у разі використання ВОК та зміну зовнішніх кліматичних умов.

Модель з постійною відносною тепловою потужністю теплового пункту, як і модель з початковим надлишком потужності дають хороше співпадіння результатів з експериментальними даними. Перша визначає повільне підвищення температури повітря. Друга – встановлює тепловий режим нагрівальної установки вищий номінального для швидкого підвищення температури всередині досліджуваного приміщення.

Методика розрахунку дозволяє визначити послідовну зміну температури повітря в приміщеннях, що опалюються. Обидві моделі дозволяють правильно встановити мінімальну температуру під час охолодження. Розрахункові значення приблизно на  $0,5^{\circ}\text{C}$  нижче, ніж під час експериментів. Це може бути результатом впливу теплових мостів і занадто низьких значень коефіцієнтів теплопередачі через стелю і фундаменти, що використані в розрахунку питомих теплових втрат будівлі.

### **5.5. Способи використання повітря ВОК**

У виконаних експериментальних дослідженнях встановлено характер зміни температури і вологості зовнішнього повітря, яке заходить у ВОК. Ці зміни відбуваються на певній довжині каналу яка при досліджуваних умовах дорівнювала 0,5 - 2 метри. Це означає, що при подальшому русі повітря температури змінюються мало і практично лінійно. Довжину цієї зони можна визначити також за допомогою розроблених математичних моделей. При необхідності підвищення температури повітря на вході у ВОК узимку, або зниження температури повітря на вході у ВОК влітку пропонуємо використовувати ґрунтові теплообмінні ВОК. У цих конструкціях температура зовнішнього повітря збільшується, або зменшується за рахунок тепла ґрунту, де на глибині 1,5 метрів температура ґрунту постійна протягом року і дорівнює  $5-7^{\circ}\text{C}$ . Теплообмін у такій горизонтальній ВОК можна дослідити також за допомогою розробленої математичної моделі для непрозорих конструкцій. Отже на вході в вентилявану стінову конструкцію (ВОК) температура

повітря може дорівнювати 10-12°C. Звичайно у такому випадку маємо значно менше втрат тепла взимку і менше витрат енергії на кондиціонування повітря влітку. Протягом року огорожуючі конструкції не зволожуються і їхні теплофізичні характеристики не змінюються.

Використання нагрітого повітря для повітряних теплових насосів, що можуть бути встановлені, наприклад, на даху дозволить суттєво підвищити COP насосу до 8 при середніх гарантованих значеннях 4,5.

На рис.5.14 показана схема використання результатів роботи.

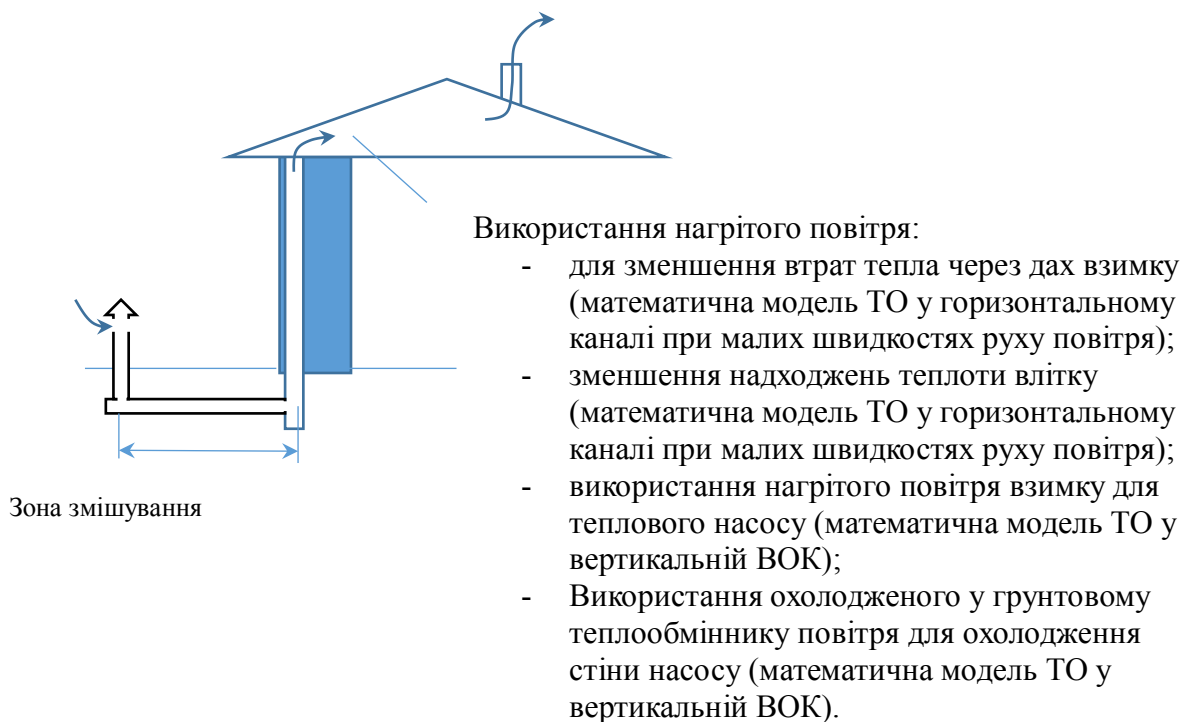


Рис.5.14 Схема використання результатів роботи

## 5.6. Висновки до 5 розділу

1. Розроблені інженерні рекомендації дають можливість визначити основні конструктивні параметри вентиляційних огорожуючих конструкцій для холодного та теплого періодів року та оцінити теплові надходження до приміщення, або втрати тепла для різних кліматичних умов.

2. Використання запропонованих конструктивних рішень ВОК дозволить на 14% збільшити надходження тепла до приміщень в холодний період року.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

1. На основі аналізу існуючих теорій і методів розрахунків процесів теплообміну у повітряних прошарках огорожуючих конструкцій показано відсутність цілісного підходу до аналізу теплообмінних процесів у повітряних каналах, при цьому аналіз цих процесів у ВОК взагалі не розглядався. У зв'язку з цим розроблені методологія оцінки теплообмінних процесів, яка включає аналіз теплових потоків у запропонованих ВОК різних конструкцій та рекомендації до теплового захисту будинків і споруд.

2. Проведено комплекс експериментальних досліджень для встановлення розподілу температур в повітряних каналах при різних числах  $Re$  та зовнішніх температурах, що дозволило отримати рівняння для визначення температур поверхні повітряних каналів різних конфігурацій та сформулювати граничні умови, що покладені в основу математичного моделювання процесів теплообміну у ВОК. Нові математичні моделі, на відміну від існуючих, що створені для замкнутих невентильованих каналів, враховують розподілення температур стінок каналів в залежності від числа Рейнольдса для повітря та рух повітря в каналі.

3. Розроблено фізичну модель й експериментально досліджені процеси енергообміну у ВОК в залежності від числа Рейнольдса та зовнішніх температур, що дозволило визначити раціональні конструкції вентильованих каналів, їх розміри  $3,2 \times 3,6 \times 0,07$  м, вплив вологи на інтенсивність теплообміну та теплові втрати конструкції. Розрахунки свідчать, що до приміщення потрапляє 21 Вт тепла. Без використання ВОК у приміщення надходило б 293 Вт, тобто у 15 разів більше тепла. Фізична модель дозволяє змінювати значення  $Re$  від 200 до 3600, температуру повітря на вході в канал від  $-18$  °C. Встановлено, що використання ВОК дозволяє підвищувати при таких режимах руху повітря температуру повітря до  $2,5-3$  °C на 5 метрах каналу.

4. Розроблені математичні моделі процесу теплообміну в ВОК, які на відміну від існуючих враховують рух повітря, зміну температур поверхні ВОК, надходження тепла випромінюванням та втрати тепла, розроблено методики визначення основних конструктивних параметрів каналів.

Із отриманих даних випливає, що температура в огороджуючих конструкцій ВОК на 1,5 - 2 °С вища, ніж у звичайній. Але вологість зменшується суттєво.

Встановлено експериментальним та розрахунковим шляхом за допомогою математичних моделей залежності температур повітря та стінок каналу від швидкості руху повітря в ВОК. Використання ВОК в огороджуючих конструкціях дозволяє скоротити втрати тепла на 50%, у порівнянні з закритими каналами, та на 30% у порівнянні з використанням ізольованих усередині конструкцій стін.

5. Виконані дослідження були основою для створення перспективних технологій теплового захисту будівель. А саме для зменшення втрат тепла через дах взимку (математична модель ТО у горизонтальному каналі при малих швидкостях руху повітря); зменшення надходжень теплоти влітку (математична модель ТО у горизонтальному каналі при малих швидкостях руху повітря); використання нагрітого повітря взимку для теплового насосу (математична модель ТО у вертикальній ВОК); використання охолодженого у ґрунтовому теплообміннику повітря для охолодження стіни насосу (математична модель ТО у вертикальній ВОК).

Використання нагрітого повітря для повітряних теплових насосів, що можуть бути встановлені, наприклад, на даху дозволить суттєво підвищити COP насосу до 8 при середніх гарантованих значеннях 4,5.

Застосування яких дозволило отримати економічний ефект у розмірі 1106584 грн. на рік, що підтверджується відповідними актами про використання результатів дисертаційної роботи.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ковалко О.М. Вступ до теорії енергоефективності багаторівневих систем: методи та моделі енергетичного менеджменту в системі житлово-комунального господарства / О.М. Ковалко, О.В. Новосельцев, Т.О. Євтухова. – Київ: НАН України, ІТТФ, 2014, 252 с.
2. Санковский А.Г. Учебно-методическое руководство по энергетическому экспресс-аудиту / А.Г. Санковский, А.В. Новосельцев, Е.А. Збродько та ін. – Караганда: КарГТУ, 2014.– 148 с.
3. Комунальна теплоенергетика України: стан, проблеми, шляхи модернізації, Наукове видання (колективна монографія) у 2-ох томах. – К.: 2007. – 827 с. (Редакційна колегія: Долінський А.А., Басок Б.І., Базєєв Є.Т., Піроженко І.А.)
4. Божко И.К. Пассивные дома в Украине и странах СНГ / Божко И.К., О.Н. Лысенко, С.М. Гончарук. М.Ф.Калинина // Промышленная теплотехника. – 2015. – Т. 37, №1. – С. 69-81.
5. Басок Б.І. Експериментальний будинок пасивного типу / Б.І. Басок // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. – 2014. – №6. – С. 3 – 8.
6. Басок Б.И. Моделирование теплопередачи через наружное ограждение зданий с учетом непрерывного действия климатических факторов / Б.И. Басок, А.И. Накорчевский // Строительные конструкции. Межведомственный научно-технический сборник. – 2014. – Выпуск 80. – С. 113-120.
7. Долінський А.А. Створення експериментального енергоефективного будинку пасивного типу / А.А. Долінський, Б.І. Басок // Праці Восьмої науково-практичної конференції «Енергетична безпека на транспорті: підвищення енергоефективності, зниження залежності від природного газу», 9-10 жовтня 2014 року, м. Київ, с. 26-30.
8. Гончарук С.М. Створення експериментального енергоефективного будинку пасивного типу «нуль енергії» / С.М. Гончарук, М.Ф. Калініна, І.К. Божко, Л.М. Кужель, О.М. Лисенко // Пром. Теплотехніка. – 2014.– т. 36. – №3. – С. 88 –95.
9. Недбайло А.Н. Особенности теплопередачи через многослойную ограждающую конструкцию в нестационарном режиме // Керамика: наука и жизнь. – №1 (22). – 2014. – С. 4 – 9.

10. Степаненко О.І. Пасивний будинок – шлях до ефективного використання енергії / О.І. Степаненко, В.В. Дубровська // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2014. – № 3. – С. 56-58.

11. Пасивний або енергоефективний будинок [Електронний ресурс]. – <http://te.zavantag.com/docs/1649/index-1405.html>

12. Закон України «Про енергозбереження - Верховна Рада України [Електронний ресурс]. – Режим доступу до ресурсу: <http://zakon5.rada.gov.ua/laws/show/74/94-%D0%B2%D1%80>

13. Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення ДБН В.2.5-28- 2006– [Чинний від 2006–10-01]. – К.: Міністерство будівництва України, 2006. – 171 с. – (Державні будівельні норми України)

14. Конструкції зовнішніх стін із фасадною теплоізоляцією. Вимоги до проектування, улаштування та експлуатація: ДБН В.2.6-33:2008 – [Чинний від 2009–07-01]. – К.: Міністерство будівництва України, 2009. – 28 с.

15. Ратушняк Г. С. Аналіз методів математичного моделювання для визначення теплопередачі через багат шарові захисні конструкції. Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві / Г.С. Ратушняк, К.В. Анохіна. - Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця. - 2007. - С. 137-141.

16. Налимов В.В. Логические основания планирования эксперимента / В.В. Налимов, Т.И. Голикова. – М.: Металлургия, 1976. – 128с.

17. Могилат А.Н. Проектирование теплозащиты покрытий гражданских зданий / А.Н. Могилат, Э.Н. Кривобок. - К., 1982. - 104 с.

18. Строй А.Ф. Математична модель та алгоритм розрахунку теплопередачі через огорожувальну конструкцію з замкнутим повітряним прошарком / А.Ф. Строй, Л.В. Гирман // Комунальне господарство міст: наук.-техн. зб. – К.: Техніка, 2009. – Вип. 86. – С. 188 – 196.

19. Протасевич А.С. Вопросы теплотехнического расчета наружных теплоизолированных стен зданий с экраном и вентилируемой прослойкой / А.С. Протасевич, Л.М. Калина, А.Б. Крутилин // Строительный рынок. – 2003. – №20. – С. 1-5.

20. Гагарин В.Г. Теплофизические проблемы современных стеновых ограждающих конструкций многоэтажных зданий / В.Г. Гагарин.– М.: Российская академия архитектуры и строительных наук.– 2009.–№5.–С. 297-305.

21. Строй А.Ф. Розрахунок замкнутих повітряних прошарків в огороджувальних конструкціях / А.Ф. Строй, Л.В. Гирман // Теорія і практика будівництва: Зб. статей. Вип.600. – Львів: Нац. ун-т “Львівська політехніка”, 2007. – С.297-301.

22. Беляев В.С. Вентилируемые стеновые панели / В.С. Беляев, Н.В. Борисова, Г. Ижевская, Я.П. Бондарь // Сельское строительство. – 1984. –№1. – С. 12-14.

23. Markiewicz P. Budownictwo ogólne dla architektów / P. Markiewicz. – Archi-Plus, 2011.–643 с.

24. Chwieduk D. Solar Energy in buildings. Thermal Balance for Efficient Heating and Cooling. Elsevier / D. Chwieduk.– Academic Press, 2014.

25. Lee S. An experimental study on airflow in the cavity of a ventilated roof / S. Lee, S.H. Park, M.S. Yeo, K.W. Kim // Building and Environment. – 2009.–№44. –P. 1431-1439.

26. Le Y. Enhancement of natural ventilation of a novel roof solar chimney with perforated absorber plate for building energy conservation / Y. Le, Y. Zhang, F. Wang, X. Wang // Applied Thermal Engineering. –2016. –№107. –P. 653-661.

27. Park S-H. An Experimental Study on the Ventilated Cavity of the Ventilated Roof to Improve Insulation Performance for the Cooling Season / S-H. Park, J. Goo-Sang, Lee Sun-Woo, Yeo Myoung-Souk, Kim Kwang-Woo // Architectural Institute of Korea: Journal of the architectural institute of Korea planning & design. – 2014. – Issue 9 (Vol. 30). – P. 243-250

28. Shaik S. Influence of ambient air relative humidity and temperature on thermal properties and unsteady thermal response characteristics of laterite wall houses / S. Shaik, Setty ABTP // Building and Environment. – 2016. –Vol. 99. – P. 170-183.

29. Bajc T. CFD analyses for passive house with Trombe wall and impact to energy demand / T.Bajc, M. Todorovic, J. Svorcan // Energy and Buildings. –2014. – Vol. 15. – P. 30-33.



30. Kazuhiro T. Quantitative evaluation of sunshading and heat insulation techniques for exterior walls and roofs with vented air layer / T. Kazuhiro, A. Hiroshi // Summaries of technical papers of Annual Meeting Architectural Institute of Japan. – 2005. – P. 223-224.

31. Jinling Z. Dynamic thermal performance simulation of an improved passive solar house with Trombe wall / Z. Jinling, C. Bin, L. Jingjun, W. Yongxun // Beijing China: ISES Solar word Congress.– 2007. – Vol.1. – P. 2234-2237.

32. Boyer H. Heat transfer in buildings: application to air solar heating and Trombe wall design / H. Boyer, F. Miranville, D. Bigot, S. Guichard, I. Idriss, A. Jean // Evaporation, condensation and heat transfer. – 2011. – p. 227-244.

33. Lobna M. A numerical study of heating and cooling by a Trombe wall in Tunisia / M. Lobna, L. Dehmani // The fifth International Renewable energy congress.– Tunisia: Hammamet.– 2014.

34. Bellos E. An innovative Trombe wall as a passive heating system for a building in Athens. A comparison with the conventional Trombe wall and the insulated wall / E. Bellos, C. Tzivanidis, E. Zisopoulou, G. Mitsopoulos // Energy and Buildings.– 2016.–Vol. 133. –Pages 754-769.

35. Yin Z. of a Composite Trombe Wall to Adapt to the Climate in Victoria, Canada / Z. Yin. –BEng, Northwestern Polytechnical Simulation and Modification University, 2016.– 64 с.

36. Akanksha M. Latent heat storage through phase change materials / M. Akanksha, A. Shukla, A. Sharma // Resonance: Springer India. –2016.– №6 (1). – P.532-541.

37. Hami K. Thermal fluid modeling of a passive heating system / K. Hami B. Draoui, O. Imine, O. Hami // Journal of Renewable and Sustainable Energy Journal of Renewable and Sustainable Energy. 2016. – Issue 1. –Vol. 8. 10.1063/1.4942542

38. Sacht H. M. Trombe wall and glazings facades: Energy efficiency for different Portuguese Climates / H. M. Sacht, L. Bragança, M. Almeida // Informes de la Construcción. –2013. –№1. – Vol. 65. – C. 11-22.

39. Богословский В. Н. Строительная теплофизика / В. Н. Богословский. – М. : Высшая школа, 1982. – 415 с.

40. Фокин К. Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий / К. Ф. Фокин.–М.: АВОК-Пресс, 2006. –256 с.
41. Клемм П. Загальне будівництво.Будівельна фізика Т. 2 / П. Клемм. – Варшава: Аркадій, 2006.
42. Гагарін В. Г. Теплофізичні проблеми сучасних стінних огорожувальних конструкцій багатопверхових будинків / В. Г. Гагарін // Академія. Архітектура та будівництво. - 2009. - № 5. - С. 297 - 305.
43. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И. М. Михеева. –М.: Энергия, 1977. –344 с.
44. Pogorzelski J.A.: Zagadnienia cieplno-wilgotnościowe przegród budowlanych, [w:] Klemm P. (red.): Budownictwo Ogólne. Tom 2. Fizyka Budowli. Arkady 2005.
45. Tong S. An efficient model development and experimental study for the heat transfer in naturally ventilated inclined roofs / S. Tong, H. Li // Building and Environment. –2014. Vol. 81.– P. 296-308.
46. Li D. Numerical analysis on thermal performance of naturally ventilated roofs with different influencing parameters / D. Li, Y. Zheng, C. Liu, H. Qi, X Liu //Sustainable Cities and Society.–2016.–Vol. 22. – P. 86-93.
47. Alaidroos A. Numerical modeling of ventilated wall cavities with spray evaporative cooling system / A. Alaidroos, M. Krarti // Energy and Buildings.–2016. –Vol. 130. – P. 350-365.
48. Nowak H. Modelling of the longwave radiation incident upon a building / H. Nowak // Archives of Civil Engineering –2001. –Vol. 47.– № 2. – P. 243-267
49. Bianco V. Thermal Behavior Evaluation of Ventilated Roof under Variable Solar Radiation / V. Bianco, A. Diana, O. Manca, S. Nardini // International journal of heat and technology international journal of heat and technology.– 2016. – Special Issue 2.– Vol. 34.–P. 346-350.
50. Petrichenko M. Numerical Modeling of Thermogravitational Convection in Air Gap of System of Rear Ventilated Facades / M. Petrichenko // Applied Mechanics and Materials.–2014.– Vols. 672-674.– P. 1903-1908.

51. Liberatia P. Optimization of ventilated roofs for livestock housing / P. Liberatia, M. Spigab, P. Zappavignaa // *International Communications in Heat and Mass Transfer*.–2009.–Issue 5.– Vol. 36.– Pages 432-437.

52. De Gracia A. Numerical modelling of ventilated facades: A review / A. De Gracia, A. Castell, L. Navarro, E. Oró, L. Cabeza // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.– 2013. –Vol. 22.– P. 539-549

53. Winiarskia David W. A quasi-steady-state model of attic heat transfer with radiant barriers / David W.Winiarskia, Dennis L.O'Nealb // *Energy and Buildings*. – 1996.–Issue 3. – Volume 24. – P. 183-194.

54. Mei L. Thermal modelling of a building with an integrated ventilated PV façade / L. Mei, D. Infield, U. Eickerb, V. Fuxb // *Energy and Buildings*.– 2003.– Issue 6.– Vol. 35. –P. 605-617.

55. Seferisa P. Investigation of the performance of a ventilated wall / P. Seferisa, P. Strachana, A. Dimoudib, A. Androutsopoulosc // *Energy and Buildings*.–2011. – Issue 9.–Volume 43.– P. 2167-2178.

56. Ciampi M. Ventilated facades energy performance in summer cooling of buildings / M. Ciampi, F. Leccese, G Tuoni // *Solar Energy*. – 2003. –№75. – C. 491–502.

57. Balocco C. A simple model to study ventilated facades energy performance / C. Balocco // *Energy and Buildings*. –2002– №34 (5).–P.469-475.

58. Hernández V. Experimental and numerical model of wall like solar heat discharge passive system / V. Hernández, D. Morillón, R. Best, J. Fernández, R. Almanza, N. Chargoy // *Applied Thermal Engineering*.– 2006. – Issues 17.– Vol. 26. – P. 2464-2469.

59. Hirunlabh J. Study of natural ventilation of houses by a metallic solar wall under tropical climate / J. Hirunlabh, W. Kongduang, P. Namprakai, J. Khedari // *Renewable Energy*. –1999. – Issue 1. –Vol. 18. – Pages 109-119.

60. Wang S. Numerical simulation of buoyancy-driven turbulent ventilation in attic space under winter conditions / S. Wang, Z. Shen, L. Gu // *Energy and Buildings*. – 2012. – Vol. 47. – P. 360-368.

61. Saha S.C. Natural convection and heat transfer in attics subject to periodic thermal forcing / S.C. Saha, J.C. Patterson, C. Lei // *International Journal of Thermal Sciences*. –2010.– Issue 10. –Vol. 49.– P. 1899-1910.

62. Sanjuan C. Energy performance of an open-joint ventilated facade compared with a conventional sealed cavity façade / M. J. Suarez, M. Gonzalez // Solar Energy. –2011. –№ 85 (9). – P. 1851-1863.

63. Курылев Е.С. Холодильные установки / Е.С. Курылев, Н.А. Герасимов. –Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980.– 622 С.

64. Maczek K. Uzdatnianie powietrza w Inżynierii Środowiska dla celów wentylacji i klimatyzacji / K. Maczek, J. Schnotale, D. Skrzyniowska, R. Sikorska-Bączek // Politechnika Krakowska. – Kraków.– 2004.– 254 s.

65. Malicki M. Wentylacja i klimatyzacja / M. Malicki // Wydawnictwo Państwowe Naukowe. –Warszawa, 1980.

66. Ruiz-Pardo A. Revision of the Trombe wall calculation method proposed by UNE-EN ISO 13790 / A. Ruiz-Pardo, S.Á. Domínguez, J.A.S. Fernandez // Energy and Buildings. – 2010.– Issue 6. –Vol. 42. – P. 763-773.

67. PN-EN ISO 13788: 2013-05 Ciepłno-wilgotnościowe właściwości komponentów budowlanych i elementów budynku. Temperatura powierzchni wewnętrznej konieczna do uniknięcia krytycznej wilgotności powierzchni i kondensacji międzywarstwowej. Metody obliczania / Sektor Budownictwa i Konstrukcji Budowlanych, 2013. – 46 s.

68. PN-EN ISO 6946:2008. Komponenty budowlane i elementy budynku. Opór cieplny i współczynnik przenikania ciepła. Metoda obliczania / Sektor Budownictwa i Konstrukcji Budowlanych, 2008.–33 s.

69. Опалення, вентиляція та кондиціонування : ДБН В.2.5-67:2013. – [Чинний від 2014-01-01]. – Київ : Мінрегіон України, 2013. – (Державні будівельні норми України).

70. Теплова ізоляція будівель: ДБН В.2.6-31:2016 – [Чинні від 2017-04-01] // Мінбуд України. – К.: Укрархбудінформ, 2017. – 65 с. – (Державні будівельні норми України).

71. Самарин О.Д. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность : монография / О. Д. Самарин. - Москва : АСВ, 2014. - 296 с.

72. Беляев В.С. Энергоэффективность и теплозащита зданий / В.С. Беляев, Н.В. Борисова, Г. Ижевская, Я.П. Бондарь. – Москва: АСВ, 2016. – 396 с.

73. Турулов В.А. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность : монография / В. А. Турулов. - Москва : АСВ, 2011. - 168 с.
74. Табунщиков Ю.А. Энергоэффективные здания / Ю.А. Табунщиков, М.М. Бродач, Н.В. Шилкин. – Москва: АВОК-ПРЕСС, 2003. –100 с.
75. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С. Пантакар. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.
76. Ши Д. Численные методы в задачах теплообмена / Д. Ши. –М.: Мир, 1988. –544 с
77. Майстренко Ю.А. Разностные уравнения и их приложения / Ю.А. Майстренко, Е.Ю. Романенко, А.Н. Шарковский. – Киев: Наукова думка, 1986.– 279 с
78. Ганжа В.Л. Основы эффективного использования энергоресурсов / В.Л. Ганжа. - Минск : наука, 2007. - 451 с.
79. Горшков А. С., Гладких А.А. Мероприятия по повышению энергоэффективности в строительстве // Academia. Архитектура и строительство.2010. № 3. С. 246-250.
80. Кувшинов Ю. Я. Энергосбережение в системе обеспечения микроклимата зданий / Я.Ю. Кувшинов. – Издательство Ассоциации строительных вузов, 2010.– 320 с.
81. Протасевич А.М. Строительная теплофизика ограждающих конструкций зданий и сооружений [Электронный ресурс]: учебное пособие/ Протасевич А.М. — Электрон. текстовые данные.— Минск: Вышэйшая школа, 2015.— 240 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/35550>
82. Самарин О.Д. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность : монография / О. Д. Самарин. - Москва : АСВ, 2009. - 296 с.
83. Лариков Н.Н. Теплотехника: учеб. пособие для вузов / Н.Н. Лариков. – 3-изд. перераб. и доп. – М. Стройиздат, 1985 . – 432 с.
84. Франчук А. У. Таблицы теплотехнических показателей строительных материалов / А.У. Франчук. – М. НИИСФ Госстроя СССР, 1965.
85. Авезов В.Р. Системы солнечного тепло- и хладоснабжения / В.Р. Авезов, М.А. Барский-Зорин, И.М. Васильева и др. – М.: Стройиздат, 1980.– 328 с.

86. Лимаренко О.М. Моделювання процесів теплообміну у вентиляованих огороджуючих конструкціях в стаціонарних умовах / О.М. Лимаренко // Технологический аудит и резерві производства. – Харків: 2017. – № 8. – С. 42 – 57.

87. Лимаренко О.М. Моделювання процесів теплообміну у вентиляованих огороджуючих конструкціях для теплої пори року / О.М. Лимаренко // Інтегровані технології та енергозбереження. – Харків: 2018. – № 3. – С. 29 – 37.

88. Лимаренко О.М. Використання вентиляованих фасадів в енергоефективному будівництві/ Збірник матеріалів II Міжнародної науково – практичної конференції «Aktualne zagadnienia energetyki, budownictwa i inżynierii środowiska» - 23-25 листопада, Кельце (Польща). 2017.-С 89-94.

89. Булгаков С.Н. Энергоэкономичные ширококорпусные жилые дома XXI века / С.Н. Булгаков, Л.И. Виноградов, В.В. Леонтьев. – Москва: АСВ, 2006. – 296 с.

90. Лимаренко О.М. Експериментальні дослідження процесів теплообміну у вертикальних вентиляованих каналах / О.М. Лимаренко // Інтегровані технології та енергозбереження. – Харків: 2019. – № 3. – С. 37 – 30.

91. Хатамов С.О. Исследование температурного режима одноэтажного дома с системой солнечного отопления / С.О. Хатамов, М.М. Захидов // Гелиотехника. – 1979. – №6. – С. 72-80.

92. «European Energy Performance of Buildings Directive» 2002/91/EC (EPBD).

93. Energy Performance of Buildings Directive 2010/31/EU (EPBD).

94. Georges L. Air heating of passive houses in cold climates: Investigation using detailed dynamic simulations / L. Georges, Berner M., Mathisen H. // Building and Environment. – 2014. – Vol. 74. – P. 1-12.

95. Bajc T. CFD analyses for passive house with Trombe wall and impact to energy demand / T. Bajc, Todorović M., Svorcan J. // Energy and Buildings. – 2015. – Vol. 98. – P. 39-44.

96. Богословский В. Н. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение / В.Н. Богословский, О. Я. Кокорин, Л. В. Петров. – М.: Стройиздат, 1985. – 367 с.

97. Хартман К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / К. Хартман. – М.: Мир, 1977. – 552 с.

98. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. - М.: Наука, 1976. – 279 с.
99. Финни Д. Введение в теорию планирования экспериментов / Д. Финни. - М.: Наука, 1970.—287 с.
100. Моисеев Н.Н. Методы оптимизации / Н.Н. Моисеев, Ю.П. Иванилов, Е.М. Столярова. – М.: Наука, 1978. – 352с.
101. Налимов В.В. Теория эксперимента / В.В. Налимов. – М.: Наука, 1971. – 208 с.
102. Abanda F.H. An investigation of the impact of building orientation on energy consumption in a domestic building using emerging BIM / F.H. Abanda, L. Byers // Energy. –2016. –Vol. 97.– P. 517-527
103. Будівельна кліматологія: ДСТУ-Н Б В.1.1–27: 2010.– [Дата введення 2011-11-01] / Мінрегіонбуд України. – К.: Укрархбудінформ, 2011. – 123 с. – (Національний стандарт України).
104. Маляренко В.А. Техническая теплофизика ограждающих конструкций и сооружений / В.А. Маляренко, А.Ф. Редько, Ю.И. Чайка, В.Б. Поволочко / Под ред. проф. Маляренко В.А. – Харьков: Рубикон, 2001.
105. Маляренко В.А. Основы теплофизики будівель і енергозбереження / В.М. Маляренко. – Харків: САГА, 2006.
106. СНиП 2.01.01-82. Строительная климатология и геофизика. – М.: Стройиздат, 1983.
107. СНиП 2.04.06-91\*. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: Стройиздат, 1994.
108. СНиП 2.01.07-85. Нагрузки и воздействия. – М.: Стройиздат, 1988.
109. Орлова Н.О. Вплив зовнішніх збурень на теплові режими будинків: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.14.06 / Н.О. Орлова ; НАН України. Ін-т пробл. машинобуд. ім. А.М.Підгорного. – Х., 2008. –20 с.
110. Петренко А. О. Забезпечення оптимальних умов мікроклімату з урахуванням моделювання теплового режиму приміщення: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.26.01 / А. О. Петренко ; ДВНЗ "Придніпр. держ. акад. буд-ва та архіт.". – Д., 2011. – 20 с.

111. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2011. Будівельна кліматологія. – К.: Мінрегіонбуд, 2011. –126 с.
112. Енергозбереження. Будівлі та споруди. Методи вимірювання поверхневої густини теплових потоків та визначення коефіцієнтів теплообміну між огорожувальними конструкціями та довкіллям: ДСТУ 4035-2001 (ГОСТ 25380-2001)
113. Шильд Е. Строительная фізика / Е. Шильд. – М.: Стройиздат, 1982. – 296 с.
114. Жуковський С.С. Гігієна мікроклімату приміщень [Текст] :навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. / С.С.Жуковський, О.Т. Возняк, О.В. Омельчук; Нац. ун-т «Львівська політехніка». — Л. : [б. и.], 2005. – 87с.
115. Сухолова І. Є. Вплив взаємодії конвективної і закрученої струмини на результуючий повітряний потік / І. Є. Сухолова, О. Т. Возняк, Х. В. Миронюк // Теорія і практика будівництва : [зб. наук. пр.] / відп. ред. З. Я.Бліхарський. — Л. : Вид-во «Львів. політехніка», 2010. – С. 265-269.
116. Даффи Дж. А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии / Дж. А. Даффи, У. А. Бекман. – М. : Мир, 1977. – 420 с.
117. ДСТУ- Н Б В. 2.5 – 43:2010. Настанова з улаштування систем сонячного теплопостачання в будинках житлового і громадського призначення. К. : Мінрегіонбуд України, 2010. – 45 с.
118. Себиси Т. Конвективный теплообмен. Физические основы и вычислительные методы / Т. Себиси, П. Брэдшоу: Пер. с англ. – Москва: Мир, 1987. – 592 с
119. Hubska O.V. Study of passive heating systems of Trombe-Michel wall / O.V. Hubska, V.V. Dubrovska, V.I. Shklyar // Enerhetyka. Ekolohiia. Liudyna. Naukovi pratsi NTUU «KPI», IEE. – Kyiv: NTUU «KPI», IEE, 2016. – p. 155 – 162.
120. Piebiak I. Principles for selection of the total solar energy transmittance factor of glazing in energy-efficient single-family houses / I. Piebiak // Czasopismo inżynierii lądowej, środowiska i architektury: Journal of civil engineering, environment and architecture. – 2017.–z. 64 (1/17). – S. 181-188.



121. Yusoff W. F. M. Application of solar-induced ventilation prototype in small and medium enterprise building / W. F. M. Yusoff, A. R. Sopian, E. Salleh, N. M. Adam, S. Johar // *Indoor and Built Environment*. – vol. 24, Issue 3. – 2015. – P. 384-400.

122. Фокин К.Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий / К.Ф.Фокин. – М.: Стройиздат, 1973. – 287 с.

123. Saadatian O. Trombe walls: A review of opportunities and challenges in research and development / O. Saadatian, K. Sopian, C.H. Lim, N. Asim, M.Y. Sulaiman // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2012. – №8. –Vol. 16. – P. 6340-6351.

124. Jinling Z. Dynamic thermal performance simulation of an improved passive solar house with Trombe wall / Z. Jinling, C. Bin, L. Jingjun, W. Yongxun // *Beijing China: Solar word Congress*. 2007. – Vol. 1. – P. 2234-2237.

125. Lymarenko, O. Development of nontraditional renewable energy sources in Ukraine / Lymarenko, // *Problem of energy saving and nature use* – Budapest . 2014. – С.42 – 46.

126. Lymarenko O. Modeling of the process of microclimate formation / O. Lymarenko // *Journal of New Technologies in Environmental Science*. – 2017. – № 3. – P. 120-124.

