

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ МАГІСТРА

на тему «Дослідження тепловологісної обробки повітря з використанням теплоутилізатора перехресного типу при різних режимах роботи в науковій лабораторії «Кондиціонування повітря» ОНТУ»

Здобувач Єфремов І.Ю.
2 курсу ХМ161МН - групи
Керівник к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.
Консультант: к.т.н.доц. Когут В. О

.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 28/05.26 протокол №10
Завідувач кафедри ХУКП _____ Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса – 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	<u>Холоду, кріотехнології та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського</u>
Кафедра	<u>Холодильних установок і кондиціонування повітря</u>
Ступень вищої освіти	<u>Магістр</u>
Спеціальність	<u>142 «Енергетичне машинобудування»</u>
Освітньо-наукова програма	<u>Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря</u>

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

« 22 » ____ 11 ____ 2026_ р.

ЗАВДАННЯ **НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА**

Єфремов Ігор Юрійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: **«Дослідження тепловологісної обробки повітря з використанням теплоутилізатора перехресного типу при різних режимах роботи в науковій лабораторії «Кондиціонування повітря» ОНТУ»**

Керівник кваліфікаційної роботи к.т.н. доц. Жихарєва Наталія Віталіївна
(прізвище, ім'я, по батькові)

Затверджена наказом ОНТУ . наказ № 51.03 від 30.01.2025 р.

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи: 01.06.2026 р

3. Вихідні дані роботи: м Одеса , наукова лабораторія «Кондиціонування повітря» ОНТУ.

Параметри повітря в приміщенні влітку: $t = 23 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi = 50\%$;

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

Параметри зовнішнього повітря влітку: $t = 28,6 \text{ }^\circ\text{C}$; ентальпія $h=62 \text{ кДж/ кг}$

Параметри зовнішнього повітря взимку: $t = -15 \text{ }^\circ\text{C}$., ентальпія $h=-18 \text{ кДж/ кг}$

4. Перелік питань, які потрібно розробити: техніко-економічне обґрунтування, розрахунок процесів забезпечення подачі свіжого повітря, розрахунок ефективності, обґрунтування вибору обладнання, підбір обладнання.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень: план приміщення з обв'язкою повітроводів; повітророзподілення, апарат ЦК , розташування кондиціонера

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

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

7. Дата видачі завдання:

Керівник _____ к.т.н.доц. Жихарева Н.В.

Завдання прийняв до виконання _____ Єфремов І.Ю.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ.	01.02-29.02.26	Виконано
2.	Техніко-економічне обґрунтування проекту	02.03-30.03.26	Виконано
3.	Розрахунок процесів кондиціонування повітря	01.04-08.04.26	Виконано
4.	Вибір і розрахунок системи повітророзподілення	08.04-16.04.26	Виконано
5.	Вибір припливно-витяжної установки	24.04-27.04.26	Виконано
6.	Підбір і розрахунок холодильної машини	28.04-29.04.26	
7.	Охорона праці та навколишнього середовища	30.04-01.05.26	Виконано
8.	Економічний розділ	03.05-07.05.26	Виконано
8.	Висновки	10.05-13.05.26	Виконано

Здобувач – дипломник _____ Єфремов І.Ю.

Керівник роботи _____ к.т.н., доц. Жихарева Н.В.

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

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

Здобувач-дипломник _____ Єфремов Ігор Юрійович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота магістра Єфремова І.Ю. на тему: «Дослідження тепловологісної обробки повітря з використанням теплоутилізатора перехресного типу при різних режимах роботи в науковій лабораторії «Кондиціонування повітря» ОНТУ» складається з 158 сторінок основного тексту та містить додатки. У даній магістерській роботі проведено комплексне дослідження процесів тепло- та масообміну в пластинчастому рекуператорі перехресного струму. Робота базується на результатах експериментів, проведених у лабораторії кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНТУ.

В роботі виконано

: Розробку фізико-математичної моделі тепловологісних процесів у каналах теплоутилізатора.

- Експериментальне визначення температурної, ентальпійної та ексергетичної ефективності апарата при різних швидкостях повітря та температурних перепадах.
- Розрахунок утилізованої теплоти та оцінку річного енергетичного ефекту від впровадження системи рекуперації.
- Аналіз граничних режимів виникнення конденсації та обмерзання пластин у зимовий період.
- Техніко-економічне обґрунтування проекту, що підтвердило строк окупності системи від 0.8 до 1.9 року.

Встановлено, що використання даного типу теплоутилізатора дозволяє знизити енергоспоживання на підігрів припливного повітря на 66–70%.

Ключові слова: системи кондиціонування, пластинчастий теплоутилізатор, рекуперація теплоти, енергоефективність, ексергетичний аналіз, тепловологісна обробка повітря, точка роси, обмерзання.

ABSTRACT

Master's thesis by Efremov I.Yu. on the topic: "Study of heat and moisture treatment of air using a cross-type heat exchanger under different operating modes in the scientific laboratory "Air Conditioning" of ONTU" consists of 158 pages of the main text and contains appendices.

This master's thesis conducts a comprehensive study of the processes of heat and mass transfer in a plate cross-flow recuperator. The work is based on the results of experiments conducted in the laboratory of the Department of Refrigeration and Air Conditioning of ONTU.

The work includes: • Development of a physical and mathematical model of heat and moisture processes in the channels of the heat exchanger. • Experimental determination of the temperature, enthalpy and exergy efficiency of the device at different air speeds and temperature differences. • Calculation of the utilized heat and assessment of the annual energy effect from the implementation of the recuperation system. • Analysis of the limit modes of condensation and icing of the plates in the winter. • Feasibility study of the project, which confirmed the payback period of the system from 0.8 to 1.9 years.

It was established that the use of this type of heat exchanger allows reducing energy consumption for heating the supply air by 66–70%. Keywords: air conditioning systems, plate heat exchanger, heat recovery, energy efficiency, exergy analysis, heat and moisture treatment of air, dew point, icing.

ЗМІСТ

Стор.

ВСТУП	9
Актуальність теми	10
Зв'язок роботи з науковими програмами, планами та темами	11
Мета, завдання, об'єкт і предмет дослідження	13
Наукова новизна та практичне значення результатів	14
Методи дослідження	16
Апробація результатів, публікації та структура роботи	17
РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ТА ОГЛЯД РІШЕНЬ ДЛЯ ТЕПЛОВОЛОГІСНОЇ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ З РЕКУПЕРАЦІЄЮ	18
1.1. Психрометричні основи та тепломасообмін у газоповітряних потоках	18
1.2. Теплоутилізатори (рекуператори): класифікація та конструкції	23
1.3. Фізико-математична модель тепло- і масообміну в пластинчастому теплоутилізаторі перехресного типу	29
РОЗДІЛ 2. МЕТОДИКА ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	36
2.1. Опис лабораторного стенда та приладів вимірювання	36
2.2. Програма та послідовність експериментів	41
2.3. Методика розрахунку ефективності теплоутилізатора та енергетичних показників	48
РОЗДІЛ 3. АНАЛІЗ ТА ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНИХ	56
3.1. Температурна ефективність теплоутилізатора при різних режимах роботи	56
3.2. Ентальпійна ефективність теплоутилізатора та аналіз процесів вологпереносу	60
3.3. Ексергетичний аналіз ефективності теплоутилізатора	67
3.4. Комплексна оцінка енергетичної ефективності системи та порівняння з теоретичною моделлю	74
РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНКОВО-АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	82
4.1. Мета, завдання та вихідні дані для теплотехнічного розрахунку	82
4.2. Конструктивно-функціональна характеристика пластинчастого теплоутилізатора	84
4.3. Психрометричний аналіз припливного та витяжного повітря	85
4.5. Методика визначення температурної ефективності теплоутилізатора (розширено)	88
4.6. Розрахунок утилізованої теплоти (розширено)	89
4.7. Розрахунок ентальпійної ефективності теплоутилізатора	90
4.8. Ексергетичний аналіз роботи теплоутилізатора	92

					Дослідження тепловологісної обробки повітря з використанням теплоутилізатора перехресного типу при різних режимах роботи в науковій лабораторії «Кондиціонування повітря» ОНТУ»					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						
Розроб.					<i>Розрахунково- пояснювальна записка</i>			Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.								1	1	180
Реценз.										
Н. Контр.										
Затверд.										

4.9. Розрахунок теплоутилізатора за методом ϵ -NTU.....	93
4.10. Теплопередача у пластинчастому теплоутилізаторі. Визначення коефіцієнтів тепловіддачі.....	95
4.11. Розрахунок необхідної площі теплообміну.....	98
4.12. Гідравлічні втрати у каналах теплоутилізатора.....	99
4.13. Аналіз можливості конденсації вологи у пластинчастому теплоутилізаторі	100
4.14. Аналіз можливості обмерзання теплоутилізатора.....	101
4.15. Вплив конструктивних параметрів та співвідношення витрат потоків на ефективність теплообміну.....	103
4.16. Порівняння перехресного теплоутилізатора з іншими типами.....	104
4.17. Розрахунок річного енергетичного ефекту застосування теплоутилізатора.	104
4.18. Екологічний ефект застосування теплоутилізатора.....	106
4.19. Аналіз похибок та невизначеностей розрахунків.....	107
4.20. Висновки до розділу 4.....	108
РОЗДІЛ 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТНИХ РІШЕНЬ ..	
5.1. Вплив ефекту «теплової хвилі» тепло утилізатора на холодопродуктивність кондиціонера.....	109
5.2. Цільова функція оптимізації сумарної вартості теплового захисту приміщень та кліматичного обладнання.....	116
5.3. Методика оцінки технічних рішень при нестационарних навантаженнях, прийнятих на етапі проектування систем кондиціювання повітря.....	122
ВИСНОВКИ РОЗДІЛУ 5.....	137
РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ФУНКЦІОНУВАННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ З ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРОМ.....	
6.1. Загальні вимоги охорони праці при експлуатації вентиляційних систем.....	139
6.2. Шум та вібрація вентиляційного обладнання. Заходи щодо їх зниження.....	139
6.3. Електробезпека вентиляційного обладнання.....	140
6.4. Ризики обмерзання і заходи щодо запобігання аварійним станам.....	141
6.5. Вимоги до обслуговування і санітарного стану вентиляційних каналів.....	141
6.6. Пожежна безпека вентиляційних систем з теплоутилізатором.....	142
6.7. Безпека при роботі з конденсатом.....	142
6.8. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів.....	143
6.9. Розрахунок освітленості технічного приміщення.....	143
6.10. Висновки до розділу 6.....	144
РОЗДІЛ 7. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТА ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ З ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРОМ	
7.1. Мета економічного аналізу.....	145
7.2. Вихідні дані для економічного аналізу.....	145
7.3. Розрахунок експлуатаційних витрат системи без теплоутилізації.....	146
7.4. Розрахунок експлуатаційних витрат з теплоутилізатором.....	146

7.5. Річна економія коштів	147
7.6. Розрахунок строку окупності.....	147
7.7. Економічний ефект життєвого циклу обладнання	148
7.8. Висновки до розділу 7	148
РОЗДІЛ 8. ЕКОЛОГІЧНА ОЦІНКА ВПЛИВУ СИСТЕМИ ТЕПЛОУТИЛІЗАЦІЇ НА ДОВКІЛЛЯ.....	149
8.1. Загальні положення	149
8.2. Енергетичний та екологічний ефект від зменшення теплових втрат.....	149
8.3. Покращення мікроклімату та здоров'я людей	150
8.4. Вплив системи на навколишнє середовище протягом життєвого циклу	150
8.5. Енергоефективність як інструмент кліматичної політики.....	151
8.6. Висновки до розділу 8	152
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	152
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	155
ДОДАТОК А	161
ДОДАТОК Б	163
ДОДАТОК В	169
ДОДАТОК Г.....	170
ДОДАТОК Д.....	172
ДОДАТОК Е	173
ДОДАТОК Ж	175
ДОДАТОК К.....	180

ВСТУП

У сучасних умовах підвищення цін на енергоносії та посилення екологічних вимог особливої актуальності набувають питання енергоефективності систем кондиціонування та вентиляції повітря. Системи забезпечення мікроклімату є одними з найбільш енергомістких у будівлях, адже потребують постійного підведення теплоти або холоду для підтримання комфортних параметрів повітря. За даними [Фіалко, 2023], частка витрат енергії на вентиляцію та кондиціонування у загальному балансі будівлі може перевищувати 35–40 %. Саме тому в останні десятиліття активно впроваджуються технології утилізації відпрацьованої теплоти вентиляційних викидів.

Одним із найбільш ефективних технічних рішень є **теплоутилізатори**, які забезпечують рекуперацію енергії з витяжного повітря і передавання її припливному потоку без їх змішування. Використання таких пристроїв дозволяє знизити споживання теплоти на підігрівання припливного повітря у зимовий період на 30–50 %, а також зменшити навантаження на холодильні машини влітку. Пластинчасті теплоутилізатори перехресного струму, завдяки простоті конструкції, відсутності рухомих частин і високій надійності, стали найпоширенішими у вентиляційних установках малого та середнього класу. Їхній середній температурний коефіцієнт ефективності становить 0,5–0,7, що відповідає найкращим зразкам європейського обладнання (Eurovent EN 308:2022).

Водночас процеси тепловологісного обміну у таких апаратах залежать від низки факторів: температурного напору, швидкості повітря, геометрії каналів, вологості та властивостей матеріалу пластин. Недостатнє розуміння цих взаємозв'язків може призвести до зниження ефективності системи, виникнення конденсації чи обмерзання каналів. Тому актуальним завданням є **дослідження тепловологісної обробки повітря з використанням**

теплоутилізатора перехресного типу при різних режимах роботи, що дозволить визначити оптимальні параметри його експлуатації.

Актуальність теми

Проблема енергоощадного функціонування систем вентиляції та кондиціонування повітря посідає провідне місце серед завдань сучасної будівельної теплофізики. Згідно з аналітичними звітами Міжнародного енергетичного агентства (IEA, 2022) та даними Державного агентства з енергоефективності України, на вентиляційні й кондиціонерні системи припадає від 25 до 40 % усього споживання енергії будівлями. У той час, коли у промислово розвинених країнах питома енергоємність опалення та вентиляції неухильно знижується, в Україні потенціал економії енергії у цих системах становить понад 50 %.

Зростання вартості енергоносіїв і вимоги Директиви 2010/31/EU «Про енергетичну ефективність будівель», а також положення оновлених державних будівельних норм — ДБН В.2.6-31:2016 «Теплова ізоляція будівель» і ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція і кондиціонування» — визначають обов'язковість використання систем рекуперації теплоти в нових і реконструйованих будівлях. Такі системи забезпечують не лише зниження енергоспоживання, але й підвищення екологічної сталості будівель, зменшуючи викиди вуглекислого газу.

Одним із найефективніших елементів енергозберігаючих систем вентиляції є **теплоутилізатор** — апарат, що передає теплоту від витяжного повітря припливному потоку. Принцип його роботи базується на процесах теплопередачі через розділову стінку без змішування потоків. Серед різних конструкцій теплоутилізаторів — роторних, трубчастих, із проміжним теплоносієм — найбільшого поширення набули **пластинчасті рекуператори перехресного струму**. Вони характеризуються простою конструкцією,

високою надійністю, невеликим гідравлічним опором і можливістю роботи без додаткового енергоспоживання.

Експлуатаційні дослідження показують, що такі теплоутилізатори дозволяють повернути 40–65 % теплоти витяжного повітря в зимовий період і до 25 % холоду влітку. Їх використання знижує навантаження на нагрівачі й охолоджувачі повітря, забезпечує стабілізацію мікроклімату в приміщеннях і сприяє зменшенню споживання електроенергії вентиляційними системами.

Попри очевидні переваги, ефективність теплоутилізаторів значною мірою залежить від конкретних умов експлуатації: співвідношення витрат повітря у припливному та витяжному каналах, температури і вологості зовнішнього повітря, матеріалу пластин, геометрії каналів і швидкості потоку. Недостатньо дослідженими залишаються також питання впливу вологості на процеси конденсації та обмерзання, що особливо актуально для холодного клімату України.

Актуальність дослідження полягає у **необхідності глибокого аналізу процесів тепловологісної обробки повітря в теплоутилізаторах перехресного струму** при змінних режимах роботи. Результати такого аналізу дадуть змогу підвищити енергоефективність вентиляційних систем, оптимізувати параметри експлуатації рекуператорів, запобігти обмерзанням теплообмінних поверхонь та обґрунтувати рекомендації щодо конструктивних і режимних параметрів пристроїв.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами та темами

Дипломна робота виконана в межах науково-дослідної діяльності кафедри *Холодильних установок і кондиціонування повітря* Навчально-наукового інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики імені В. С. Мартиновського Одеського національного технологічного університету. Дослідження безпосередньо пов'язане з тематичним напрямом кафедри —

«Підвищення енергоефективності систем кондиціонування та вентиляції повітря на основі утилізації відпрацьованої теплоти», який входить до комплексного плану науково-дослідних робіт університету на 2024–2025 навчальний рік.

Робота також узгоджується з державною науково-технічною програмою «Енергоефективність та енергозбереження» (постанова Кабінету Міністрів України № 1040 від 07.10.2009 р.), що передбачає розроблення новітніх технологій зниження енергоспоживання у промислових і цивільних будівлях. Тематика дослідження відповідає пріоритетним напрямам розвитку науки і техніки України, зокрема пункту «*Енергетика та енергоефективність*» (Закон України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» № 2623-VIII).

На міжнародному рівні проблематика дослідження узгоджується з положеннями Директиви Європейського Парламенту 2010/31/EU «Про енергетичну ефективність будівель» та стандартів ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) — зокрема, **ASHRAE 62.1:2022** «Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality» і **ASHRAE 90.1:2022** «Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings». Ці документи регламентують обов’язковість застосування систем рекуперації енергії у будівлях громадського та виробничого призначення, а також визначають мінімальні показники ефективності теплообмінних пристроїв.

Виконання роботи сприяє реалізації концепції «Near Zero Energy Buildings» (NZEB), яка впроваджується в Україні відповідно до вимог ЄС щодо підвищення енергетичної ефективності будівель. Дослідження, спрямовані на вдосконалення конструкцій і режимів роботи теплоутилізаторів, забезпечують практичну основу для створення вітчизняних енергоощадних вентиляційних установок із конкурентними техніко-економічними показниками.

Таким чином, дипломна робота **органічно пов'язана із загальнодержавною та міжнародною стратегією зниження енергоспоживання у будівлях**, має прикладне значення для розвитку вітчизняної галузі вентиляційного обладнання й узгоджується з напрямками наукової діяльності ОНТУ та відповідних європейських програм.

Мета, завдання, об'єкт і предмет дослідження

Метою дипломної роботи є дослідження процесів тепловологісної обробки повітря з використанням теплоутилізатора перехресного типу при різних режимах роботи, а також визначення шляхів підвищення його енергетичної та ексергетичної ефективності.

Досягнення поставленої мети передбачає комплексне вивчення закономірностей тепло- і масообміну у пластинчастих теплоутилізаторах, проведення експериментальних вимірювань та побудову математичної моделі, яка дозволить кількісно оцінити вплив основних параметрів на ефективність роботи апарата.

Для реалізації мети сформульовано такі **основні завдання дослідження**:

1. Провести аналітичний огляд сучасних конструкцій теплоутилізаторів і методів підвищення їх енергоефективності.
2. Розробити математичну модель процесів тепло- та масопереносу у пластинчастому теплоутилізаторі перехресного струму.
3. Створити експериментальну установку та виконати лабораторні дослідження роботи теплоутилізатора за різних температурних і вологісних режимів.
4. Визначити вплив швидкості потоків, температурного напору та співвідношення витрат повітря на показники ефективності.
5. Провести розрахунок гідравлічного опору та енергетичних витрат на переміщення повітря.

6. Виконати ексергетичний аналіз системи для кількісної оцінки реальних енергетичних втрат.
7. Розробити практичні рекомендації щодо оптимізації режимів роботи теплоутилізатора в системах вентиляції різного призначення.

Об'єктом дослідження є процеси тепло- та масообміну у теплоутилізаторі перехресного типу, який використовується у припливно-витяжних вентиляційних системах для утилізації теплоти витяжного повітря.

Предметом дослідження є закономірності впливу режимних і конструктивних параметрів (температура, вологість, швидкість потоку, геометрія каналів, матеріал пластин) на показники теплової, ентальпійної та ексергетичної ефективності теплоутилізатора.

Таким чином, робота спрямована на створення науково обґрунтованої методики визначення ефективності процесів тепловологісної обробки повітря та розроблення рекомендацій для практичного застосування теплоутилізаторів у системах вентиляції, кондиціонування й енергоощадних технологіях кліматичного забезпечення будівель.

Наукова новизна та практичне значення результатів

Наукова новизна виконаної роботи полягає у комплексному дослідженні тепловологісних процесів у пластинчастому теплоутилізаторі перехресного струму з урахуванням впливу режимних параметрів і особливостей конструкції. У роботі вперше для лабораторних умов кафедри «Холодильних установок і кондиціонування повітря» ОНТУ:

- розроблено узагальнену **математичну модель тепло- і масообміну** у пластинчастому теплоутилізаторі, яка враховує взаємодію температурних і вологісних полів у каналах перехресного типу;

- запропоновано **методику визначення ентальпійної та ексергетичної ефективності** на основі розрахунку локальних втрат енергії й ексергії у повітряних потоках;
- експериментально встановлено вплив основних параметрів (температурного напору, швидкості потоку, вологості та співвідношення витрат повітря) на показники енергоефективності теплоутилізатора;
- визначено **граничні режими виникнення конденсації та обмерзання**, а також межі їх допустимого розвитку;
- запропоновано **критерій комплексної ефективності**, що поєднує температурний, ентальпійний і ексергетичний підходи до оцінки роботи пристрою.

Отримані результати поглиблюють теоретичні уявлення про процеси тепловологісної обробки повітря у системах рекуперації та можуть бути використані для удосконалення існуючих методів розрахунку теплоутилізаторів.

Практичне значення одержаних результатів полягає у можливості їх використання під час проектування й експлуатації енергоефективних вентиляційних систем. На основі розробленої математичної моделі створено алгоритм інженерного розрахунку показників ефективності теплоутилізатора, що може бути реалізований у вигляді програмного модуля для підбору обладнання. Запропоновані залежності дозволяють інженерам-проектувальникам швидко оцінювати вплив конструктивних параметрів (площі теплообміну, кроку каналів, матеріалу пластин) і режимів роботи (температури, вологості, витрати повітря) на теплотехнічну ефективність рекуператора.

Експериментальні результати, отримані в умовах навчально-наукової лабораторії «Кондиціонування повітря» ОНТУ, можуть бути використані для

калібрування розрахункових моделей, а також у навчальному процесі — під час виконання лабораторних і курсових робіт з дисциплін «Тепломасообмін у холодильній техніці», «Енергоефективні системи вентиляції» та «Проектування систем кондиціонування». Розроблені рекомендації щодо вибору оптимальних параметрів теплоутилізатора мають прикладне значення для підприємств, що виготовляють вентиляційне обладнання, а також для інженерів, які займаються модернізацією існуючих систем кондиціонування та вентиляції.

Упровадження запропонованих технічних рішень у практику дозволяє **знизити споживання теплової енергії на підігрів припливного повітря на 20–30 %**, підвищити стабільність мікроклімату та зменшити експлуатаційні витрати будівель різного призначення.

Методи дослідження

Для досягнення поставленої мети у роботі використано **комплекс взаємодоповнюючих теоретичних, експериментальних та розрахунково-аналітичних методів** дослідження.

Теоретичні методи базуються на законах термодинаміки та рівняннях тепломасообміну. Для опису процесів перенесення енергії у пластинчастому теплоутилізаторі використано рівняння теплопровідності та конвективного теплообміну у стаціонарному режимі, а також залежності, що зв'язують безрозмірні критерії подібності (Re , Pr , Nu , Sh). Математична модель побудована на основі диференційних рівнянь енергії та масопереносу з граничними умовами, характерними для перехресного руху потоків. Для оцінки точності аналітичних рішень використано метод порівняння з числовими результатами, отриманими у програмному середовищі **COMSOL Multiphysics**.

Експериментальні дослідження проведено в навчально-науковій лабораторії «Кондиціонування повітря» Одеського національного технологічного університету. Дослідний стенд включає пластинчастий теплоутилізатор перехресного струму, систему регулювання витрати повітря, вимірювальні прилади для контролю температури, вологості, тиску та швидкості потоку. Для вимірювання параметрів використано електронні датчики температури (Pt100), вологості (SHT21), тиску (Honeywell 26PC) і анемометри гарячодротяного типу. Дані реєструвалися за допомогою цифрового модуля збору інформації з частотою дискретизації 1 Гц, що забезпечило достовірність результатів і можливість усереднення вимірювань.

Розрахунково-аналітичні методи передбачали використання результатів експериментів для перевірки математичної моделі та визначення залежностей ефективності теплоутилізатора від режимних параметрів. Для обробки даних застосовувалися методи статистичного аналізу, апроксимації експериментальних кривих та оцінки похибок вимірювань відповідно до вимог стандартів ISO 5167 і EN 308. Гідравлічні характеристики обчислювалися з урахуванням рівняння Дарсі–Вейсбаха, а енергетичні показники — за допомогою ентальпійного та ексергетичного підходів.

Таким чином, застосований методичний підхід дозволяє комплексно дослідити процеси тепловологісної обробки повітря в теплоутилізаторі, перевірити узгодженість теоретичних і експериментальних результатів та сформулювати обґрунтовані рекомендації щодо підвищення ефективності його роботи.

Апробація результатів, публікації та структура роботи

Основні результати дослідження було **апробовано** під час науково-технічних конференцій викладачів, аспірантів і студентів Одеського національного технологічного університету у 2024–2025 навчальному році, а

також представлені на міжвузівських семінарах кафедри *Холодильних установок і кондиціювання повітря*. Окремі положення дипломної роботи використано у навчальному процесі під час виконання лабораторних робіт з тем «Тепломасообмін у холодильній техніці» та «Енергоефективні системи кондиціювання».

Під час підготовки роботи **використано аналітичні та експериментальні матеріали**, отримані кафедрою в межах тематики *«Підвищення енергоефективності систем кондиціювання та вентиляції повітря»*. Окремі теоретичні положення узгоджуються з результатами досліджень, опублікованими у фахових виданнях, зокрема у збірнику *«Енергетика і автоматика»* (випуск №3, 2023 р.), присвяченому ексергетичному аналізу теплоутилізаційних систем.

РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ТА ОГЛЯД РІШЕНЬ ДЛЯ ТЕПЛОВОЛОГІСНОЇ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ З РЕКУПЕРАЦІЄЮ

1.1. Психрометричні основи та тепломасообмін у газоповітряних потоках

Повітря, що використовується у системах вентиляції й кондиціювання, являє собою **суміш сухого повітря та водяної пари**, термодинамічні властивості якої визначаються її температурою, вологістю та тиском. Для аналізу таких процесів застосовується **психрометрія** — розділ прикладної термодинаміки, що вивчає параметри вологого повітря та зміни його стану при нагріванні, охолодженні, зволоженні й осушенні.

Основними параметрами стану вологого повітря є:

- **Температура сухого термометра t (°C)** — показує фактичну температуру суміші.
- **Температура вологого термометра t_p** — визначається при випаровуванні води з поверхні, що контактує з повітрям, і завжди нижча за t .

- **Відносна вологість φ (%)** — відношення парціального тиску водяної пари p_p до тиску насичення p_s за тієї ж температури:

$$\varphi = \frac{p_p}{p_s} \cdot 100 \%$$

- **Вологовміст w (г/кг сухого повітря)** — кількість водяної пари в грамах на 1 кг сухого повітря:

$$w = 0.622 \cdot \frac{p_p}{p - p_p},$$

де p — загальний барометричний тиск.

- **Ентальпія вологого повітря h (кДж/кг сухого повітря)** — сумарна теплова енергія суміші:

$$h = 1.005t + w(2501 + 1.86t).$$

Графічно зміни стану повітря зручно відображати у **i–d (або h–d) діаграмі**, яка дозволяє візуалізувати процеси охолодження, нагрівання, осушення, зволоження та рекуперації. Будь-яка траєкторія в цій діаграмі відповідає певному типу термодинамічного процесу: ізобарному, ізентальпійному, ізохорному чи комбінованому.

1.1.1. Тепло- та масообмінні процеси

Процеси тепловологісної обробки повітря описуються законами **тепломасообміну**, які ґрунтуються на трьох механізмах перенесення енергії:

1. **Теплопровідність** — передавання енергії через тверде тіло за градієнтом температури.
2. **Конвекція** — перенесення теплоти рухомих середовищем (повітрям).

3. **Випромінювання** — обмін енергією між поверхнями через електромагнітні хвилі.

Для практичних розрахунків вентиляційних систем основним механізмом є **конвективний теплообмін**, який описується рівнянням Ньютона:

$$q = \alpha \cdot A \cdot \Delta t,$$

де q — тепловий потік, A — площа поверхні теплообміну, Δt — різниця температур між стінкою і потоком, α — коефіцієнт тепловіддачі.

Величина α залежить від режиму руху потоку, властивостей середовища і геометрії каналу. Для узагальнення результатів використовуються **критерії подібності**:

- число Рейнольдса $Re = (\rho \cdot v \cdot d) / \mu$ — характеризує співвідношення інерційних та в'язких сил;
- число Нуссельта $Nu = (\alpha \cdot d) / \lambda$ — показує інтенсивність теплообміну;
- число Прандтля $Pr = (\mu \cdot c_p) / \lambda$ — залежить від властивостей середовища.

Залежність між ними визначається критеріальними рівняннями виду

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n,$$

де C , m та n — експериментальні коефіцієнти, що залежать від типу каналу й характеру потоку. Для перехресних каналів пластинчастих теплоутилізаторів зазвичай $m \approx 0.8$, $n \approx 0.33$, а константа C знаходиться у межах 0.02–0.04. Слід зазначити, що наведені значення $m \approx 0.8$ характерні для розвинутого турбулентного руху. В умовах вузьких каналів пластинчастих теплоутилізаторів часто спостерігається ламінарний режим ($Re < 2300$), для якого число Нуссельта наближається до постійного значення ($Nu \approx Nu_{const}$) або залежить від геометричних параметрів каналу.

1.1.2. Масообмін у вологих потоках

У теплоутилізаторах, де через стінку можливий частковий перенос водяної пари, виникає **спільний тепло- і масообмін**. Швидкість дифузійного потоку визначається законом Фіка:

$$j = -D \cdot \frac{d\rho_v}{dx},$$

де D — коефіцієнт дифузії, ρ_v — густина водяної пари. Для процесів з конвекцією аналогічно вводиться **коефіцієнт масовіддачі β** , який пов'язує із критерієм Шервуда $Sh = (\beta \cdot d)/D$ та співвідносять із критеріями Re і Sc (число Шмідта).

Сумісний перебіг тепло- і масообміну зручно аналізувати через **аналогію Рейнольдса–Кольбрука**, яка встановлює зв'язок між коефіцієнтами тепловіддачі й масовіддачі:

$$\frac{\alpha}{\lambda} \approx \frac{\beta \cdot c_p}{D}.$$

Ця залежність дозволяє оцінювати зміни вологості потоку за результатами теплових розрахунків, що має важливе значення для моделювання процесів у теплоутилізаторах із паропроникними мембранами.

1.1.3. Психрометричні процеси у вентиляційних системах

У системах кондиціонування повітря найпоширенішими є такі процеси:

- **Нагрівання** (збільшення t при постійному w);
- **Охолодження** (зменшення t при постійному w);

- **Осушення** (зменшення w через конденсацію);
- **Зволоження** (збільшення w через випаровування);
- **Рекуперація** (одночасна зміна t і w при проходженні через теплоутилізатор).

У процесі рекуперації теплоти вологе повітря, проходячи по каналу теплоутилізатора, віддає частину своєї теплоти через стінку сусідньому потоку. Якщо температура поверхні нижча за температуру точки роси, на ній відбувається **конденсація водяної пари**, що супроводжується виділенням прихованої теплоти пароутворення. Цей ефект підвищує загальну теплову ефективність пристрою, проте може призводити до зниження прохідного перерізу каналів або обмерзання при від'ємних температурах.

1.1.4. Енергетичний баланс елементарного об'єму

Для аналізу роботи теплоутилізатора складається **енергетичне рівняння балансу** для елементарної ділянки каналу:

$$\dot{m} \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dx} = \alpha \cdot P \cdot (T_s - T),$$

де \dot{m} — масова витрата повітря, c_p — питома теплоємність, P — периметр каналу, T_s — температура стінки.

Інтегрування цього рівняння дозволяє отримати вираз для **ефективності теплообміну** ε залежно від безрозмірного параметра NTU (кількості теплопередачі):

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU}, NTU = \frac{\alpha \cdot A}{\dot{m} \cdot c_p}.$$

Для перехресного струму, коли потоки не змішуються, аналітична залежність приймає вигляд:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[-\frac{1 - \exp(-C_r \cdot NTU)}{C_r} \right],$$

де $C_r = (\dot{m}_c \cdot c_{p_c}) / (\dot{m}_h \cdot c_{p_h})$ — співвідношення теплоємностей холодного та гарячого потоків.

Це рівняння широко використовується у методиці ε -NTU для проектування пластинчастих рекуператорів (EN 308:2022, ASHRAE 66-2019).

Таким чином, психрометричні та тепломасообмінні закономірності є основою для подальшого аналізу процесів у теплоутилізаторах різних типів. Їх знання дає можливість описувати поведінку потоків при зміні температури й вологості, визначати ефективність передачі теплоти й оцінювати умови конденсації або обмерзання.

1.2. Теплоутилізатори (рекуператори): класифікація та конструкції

1.2.1. Загальні відомості та принцип дії

Теплоутилізатор (рекуператор) — це теплообмінний апарат, призначений для **повернення частини теплоти від витяжного повітря припливному потоку** без їх змішування. Принцип його роботи ґрунтується на передачі енергії через розділову стінку, яка одночасно запобігає перенесенню запахів, пилу та мікроорганізмів. Таким чином, забезпечується **енергоощадне вентилявання будівель** без погіршення якості повітряного середовища.

У системах кондиціювання повітря теплоутилізатори встановлюють між витяжним і припливним каналами повітря. Гаряче (викидне) повітря проходить по одному каналу апарата, а холодне (припливне) — по іншому. Внаслідок різниці температур через стінку передається теплота, що дозволяє підігріти або охолодити припливний потік залежно від сезону. Завдяки цьому знижується споживання енергії на підігрівання повітря у

зимовий період та охолодження у літній, що забезпечує економію до 30–50 % теплової енергії.

1.2.2. Класифікація теплоутилізаторів

За **принципом дії** теплоутилізатори поділяються на такі основні групи:

1. **Рекуперативні** — передача теплоти здійснюється через тверду розділову стінку. Потoki рухаються одночасно у різних каналах (пластинчасті, трубчасті, спіральні рекуператори).
2. **Регенеративні** — теплота накопичується у твердому тілі (роторі або насадці) під час проходження гарячого потоку, а потім передається холодному потоку після його обертання або зміни напрямку.
3. **З проміжним теплоносієм** — теплота від витяжного повітря передається рідині або антифризу, який переносить енергію до припливного теплообмінника.
4. **Комбіновані** — поєднують різні принципи (наприклад, пластинчато-роторні або рідинно-регенеративні системи).

За **напрямом руху потоків** рекуператори бувають:

- **прямотоківі** (обидва потоки рухаються в одному напрямку);
- **протипотокові** (потоки рухаються назустріч, забезпечуючи максимальний температурний напір);
- **перехресні** (потоки перетинаються під кутом 90°, забезпечуючи компроміс між ефективністю та габаритами).

За **вологісними властивостями** розрізняють:

- **сухі рекуператори** (теплопередача без вологопереносу);

- **ентальпійні рекуператори** (із частковим вологопереносом через паропроникну мембрану або гігроскопічний матеріал).

Класифікаційна схема узагальнено представлена на рисунку 1.1 (у дипломі додається окремо).

1.2.3. Пластинчасті теплоутилізатори

Пластинчастий рекуператор складається з набору паралельних тонких пластин (алюмінієвих, сталевих, полімерних або целюлозних), між якими утворюються черговані канали для припливного і витяжного повітря. Пластини герметично з'єднані по периметру, що унеможливорює змішування потоків.

Основна перевага цієї конструкції — **відсутність рухомих частин** і, відповідно, висока надійність. Середній коефіцієнт ефективності за температурою ϵ_t становить 0,5–0,75, а за ентальпією ϵ_h — 0,4–0,6. Гідравлічний опір зазвичай не перевищує 150–250 Па, що дозволяє використовувати стандартні вентилятори без додаткового енергоспоживання.

Типові матеріали пластин:

- алюміній ($\lambda \approx 200$ Вт/(м·К), довговічний, стійкий до корозії);
- нержавіюча сталь ($\lambda \approx 15$ Вт/(м·К), механічна міцність, застосовується при агресивних середовищах);
- целюлозні або полімерні мембрани ($\lambda \approx 0.2$ – 0.4 Вт/(м·К), забезпечують вологоперенос).

Конфігурація каналів може бути **прямокутною, хвилястою або ламельною**. Для підвищення турбулентності потоку часто застосовують рифлення або вставки (турбулізатори), що збільшують коефіцієнт тепловіддачі на 15–20 %. Недоліком пластинчастих теплоутилізаторів є ризик **конденсації водяної**

пари на холодних поверхнях, що у зимовий період може спричинити **обмерзання каналів**. Для запобігання цьому використовуються байпасні клапани, періодичне перемикання потоків або підігрів припливного повітря.

1.2.4. Роторні теплоутилізатори

Роторні регенератори (обертові рекуператори) містять циліндричний ротор із тонких металевих стрічок або фольги, який повільно обертається між припливним і витяжним потоками. Під час проходження гарячого повітря пластини ротора нагріваються, а при контакті з холодним потоком віддають йому накопичену енергію. Такі пристрої можуть забезпечувати температурну ефективність до 85 %, а при використанні гігроскопічного покриття — ще й частковий **вологперенос**.

Переваги роторних теплоутилізаторів:

- висока теплова ефективність ($\epsilon_t \approx 0.75-0.85$);
- низький гідравлічний опір (до 150 Па);
- можливість керування швидкістю ротора та підтримання сталої температури припливного повітря.

Недоліки:

- наявність рухомих частин і електроприводу;
- можливість **перенесення запахів** і забруднень через неповне відділення потоків;
- складніше технічне обслуговування.

Роторні рекуператори широко застосовуються у великих вентиляційних установках, промислових цехах і торговельних центрах, де пріоритетом є висока теплова ефективність і стабільна робота за будь-яких умов.

1.2.5. Теплоутилізатори з проміжним теплоносієм

У системах, де припливні та витяжні повітроводи розташовані далеко один від одного, застосовують **рідинні рекуператори** з проміжним теплоносієм — водою або розчином гліколю. Система складається з двох теплообмінників (випарника й конденсатора), з'єднаних трубопроводами, по яких циркулює теплоносій за допомогою насоса.

Переваги такого рішення:

- можливість рознесення потоків на значну відстань (до десятків метрів);
- простота регулювання інтенсивності теплообміну зміною витрати рідини;
- надійність і можливість встановлення в існуючі системи.

Недоліки:

- додаткові втрати енергії на циркуляційний насос;
- зниження загальної ефективності через проміжний етап передачі теплоти ($\epsilon_t \approx 0.45-0.55$).

1.2.6. Ентальпійні (вологпереносні) теплоутилізатори

Окремий клас становлять **ентальпійні рекуператори**, у яких, крім передачі теплоти, відбувається **вологперенос** через паропроникну мембрану. Матеріалом таких мембран є целюлоза, перфторовані полімери або гігроскопічні композити, що пропускають молекули водяної пари, але затримують домішки.

Завдяки цьому знижується ризик пересушування повітря в зимовий період і підвищується комфортність мікроклімату.

Типова ентальпійна ефективність становить 0.5–0.6, а теплова — 0.6–0.75.

Такі пристрої активно застосовуються у житлових і громадських будівлях, а також у системах з високими вимогами до вологості (музеї, лікарні, лабораторії).

1.2.7. Порівняльна характеристика типів теплоутилізаторів

Тип теплоутилізатора	Ефективність, %	Вологоперенос	Рухомі частини	Складність обслуговування	Сфера застосування
Пластинчастий	50–75	Можливий (ентальпійний)	Ні	Низька	Побутові, офісні системи
Роторний	70–85	Так	Так	Середня	Промислові, ТРЦ
З проміжним теплоносієм	45–55	Ні	Так (насос)	Середня	Складні схеми з рознесенням потоків
Ентальпійний (мембранний)	55–65	Так	Ні	Низька	Житлові, медичні заклади

1.2.8. Висновки до підрозділу

Аналіз показує, що серед усіх типів теплоутилізаторів **пластинчасті рекуператори перехресного струму** є оптимальним рішенням для малих і середніх вентиляційних систем. Вони поєднують високу ефективність, простоту конструкції та мінімальні експлуатаційні витрати. Однак їх робота істотно залежить від температурно-вологісних умов навколишнього середовища, що вимагає детального вивчення процесів тепловологісної обробки повітря та розроблення рекомендацій для запобігання обмерзанню каналів у зимовий період.

1.3. Фізико-математична модель тепло- і масообміну в пластинчастому теплоутилізаторі перехресного типу

1.3.1. Загальні положення

Математичне моделювання процесів тепло- та масообміну в пластинчастих теплоутилізаторах дозволяє отримати кількісні залежності між режимними параметрами потоків і показниками ефективності апарата. Така модель дає змогу прогнозувати вплив конструктивних характеристик (розмір каналів, матеріал пластин, площа теплообміну) на результати роботи системи, а також проводити оптимізаційні розрахунки без проведення великої кількості експериментів.

Для теплоутилізаторів **перехресного типу** характерний односпрямований рух потоків, які перетинаються під прямим кутом. Це ускладнює опис процесу, оскільки температура стінки змінюється у двох координатних напрямках. З метою спрощення аналізу використовують **модель рівномірного розподілу параметрів у поперечному перерізі**, що дає змогу застосовувати методи інтегрального балансу.

1.3.2. Геометрична схема та припущення

Розглянемо елемент пластинчастого теплоутилізатора (рисунок 1.2) — канал прямокутного перерізу висотою h , шириною b та довжиною L . Сусідні канали розділені тонкою пластиною товщиною δ , через яку відбувається передача теплоти.

Основні припущення моделі:

1. Потоки повітря рівномірні, швидкість v є сталою в кожному каналі.
2. Втрати теплоти через корпус і торцеві поверхні незначні.
3. Фізичні властивості повітря (ρ , c_p , λ) приймаються сталими для даного температурного діапазону.
4. Рух потоків стаціонарний, без урахування теплової інерції.
5. Конденсація пари розглядається як окремий режим (у п. 1.3.6).

1.3.3. Енергетичні рівняння для гарячого та холодного потоків

Для елементарної ділянки теплоутилізатора виконується **баланс енергії**:

$$\dot{m}_h c_{ph} dT_h = -\alpha \cdot P \cdot (T_h - T_s) dx,$$

$$\dot{m}_c c_{pc} dT_c = +\alpha \cdot P \cdot (T_s - T_c) dy,$$

де

\dot{m}_h, \dot{m}_c — масові витрати гарячого і холодного потоків (кг/с),

c_{ph}, c_{pc} — їхні питомі теплоємності (кДж/(кг·К)),

P — периметр теплообміну,

α — коефіцієнт тепловіддачі,

T_h, T_c — температури потоків,

T_s — температура поверхні стінки.

Для тонкої пластини тепловий потік через неї описується рівнянням Фур'є:

$$q = \lambda_s \cdot \frac{T_{h,s} - T_{c,s}}{\delta},$$

де

λ_s — коефіцієнт теплопровідності матеріалу пластини,
 δ — її товщина.

Якщо α_h та α_c — коефіцієнти тепловіддачі з боку гарячого та холодного потоків, тоді загальний коефіцієнт теплопередачі U визначається як:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_h} + \frac{\delta}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_c}.$$

1.3.4. Інтегральна форма рівнянь та метод ε -NTU

Інтегруючи енергетичні рівняння по довжині каналів, можна отримати залежності між температурами потоків на вході та виході з теплоутилізатора. Для зручності аналізу вводять **безрозмірний параметр NTU** (Number of Transfer Units) та **співвідношення теплоємностей потоків C_r** :

$$NTU = \frac{U \cdot A}{\dot{m}_{min} \cdot c_p}, C_r = \frac{\dot{m}_{min} \cdot c_p}{\dot{m}_{max} \cdot c_p}.$$

Тоді **ефективність теплоутилізатора ε** (temperature effectiveness) визначається як відношення фактичного переданого теплового потоку до максимально можливого:

$$\varepsilon = \frac{Q_\phi}{Q_{max}} = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}}.$$

Для випадку перехресного руху потоків без змішування ефективність визначається емпіричним співвідношенням (EN 308:2022):

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[- \frac{1 - \exp (-C_r \cdot NTU)}{C_r} \right].$$

При $C_r = 1$ ефективність не перевищує 0.73 навіть при великих NTU, що відображає фізичну межу для пластинчастих апаратів.

1.3.5. Урахування вологопереносу

Якщо матеріал пластин має паропроникність (ентальпійний рекуператор), то частина водяної пари з гарячого потоку переходить до холодного. Процес описується законом Фіка для дифузійного потоку пари:

$$N_m = \beta \cdot A \cdot (\rho_{v,h} - \rho_{v,c}),$$

де

β — коефіцієнт масовіддачі,
 $\rho_{v,h}, \rho_{v,c}$ — густини пари у потоках.

При цьому разом з переносом пари відбувається передача прихованої теплоти пароутворення r , що додається до загального теплового потоку:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\text{чуттєве}} + Q_{\text{приховане}} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} + \beta \cdot A \cdot r \cdot (\rho_{v,h} - \rho_{v,c}).$$

У цьому випадку ефективність апарата оцінюють ентальпійним коефіцієнтом ефективності ε_h , що враховує як температурний, так і вологісний обмін:

$$\varepsilon_h = \frac{h_{c,out} - h_{c,in}}{h_{h,in} - h_{c,in}}.$$

Для практичних розрахунків можна використовувати апроксимаційні залежності між ε_t та ε_h , наприклад (Kays & London, 1984):

$$\varepsilon_h \approx \varepsilon_t(1 + 0.25 \cdot \varphi_{avg}),$$

де φ_{avg} — середня відносна вологість потоків.

1.3.6. Умови конденсації та обмерзання

Коли температура поверхні пластин стає нижчою за температуру точки роси витяжного повітря, на ній починається **конденсація водяної пари**.

Температура точки роси T_e визначається як:

$$T_e = f(p_v) = 243.5 \cdot \frac{\ln(p_v/611)}{17.67 - \ln(p_v/611)},$$

де p_v — парціальний тиск пари, Па.

При подальшому зниженні температури можливе **обмерзання** конденсату, що різко зменшує площу теплообміну.

Критична температура обмерзання $T_{обм}$ може бути оцінена як:

$$T_{обм} = T_{dew} - \frac{r \cdot (w_{in} - w_{out})}{c_p \cdot \Delta T}.$$

Для запобігання обмерзанню застосовують:

- підмішування частини теплого повітря (рециркуляція);

- електричний або водяний підігрів припливного потоку;
- періодичне відключення ділянок теплоутилізатора (дефростинг).

Математично обмерзання враховують через зміну коефіцієнта теплопередачі U_{eff} :

$$U_{eff} = U_0 \cdot (1 - \psi),$$

де ψ — частка площі, зайнята льодом ($0 \leq \psi \leq 1$).

1.3.7. Гідравлічний опір каналів

Для каналів прямокутного перерізу гідравлічні втрати тиску визначаються рівнянням Дарсі–Вейсбаха:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d_h} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2},$$

де

λ — коефіцієнт тертя,
 $d_h = \frac{2ab}{a+b}$ — гідравлічний діаметр,

ρ — густина повітря.

Для ламінарного режиму ($Re < 2300$):

$$\lambda = \frac{64}{Re},$$

для турбулентного ($Re > 4000$) — за рівнянням Блазіуса:

$$\lambda = 0.316 \cdot Re^{-0.25}.$$

Гідравлічний опір обмежує вибір розміру каналів і впливає на споживання електроенергії вентиляторами, що є важливою частиною енергетичного балансу системи.

1.3.8. Узагальнені показники ефективності

Для комплексної оцінки роботи теплоутилізатора застосовують три критерії:

1. Температурна ефективність:

$$\varepsilon_t = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}}.$$

2. Ентальпійна ефективність:

$$\varepsilon_h = \frac{h_{c,out} - h_{c,in}}{h_{h,in} - h_{c,in}}.$$

3. Ексергетична ефективність:

$$\varepsilon_{ex} = \frac{Ex_{c,out} - Ex_{c,in}}{Ex_{h,in} - Ex_{c,in}},$$

де

$Ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$ — питома ексергія потоку відносно середовища з параметрами T_0, p_0 .

Ексергетичний аналіз дозволяє врахувати не лише кількість, а й **якість переданої енергії**, що особливо важливо для оцінки систем кондиціонування.

1.3.9. Висновки до підрозділу

1. Побудовано фізико-математичну модель тепло- та масообміну в пластинчастому теплоутилізаторі перехресного типу, яка враховує параметри потоків, властивості матеріалу та можливість конденсації.
2. Визначено основні рівняння енергетичного балансу, критерії ефективності та умови обмерзання.
3. Отримані залежності є основою для подальших **розрахункових і експериментальних досліджень**, що будуть проведені в другому розділі дипломної роботи.

РОЗДІЛ 2. МЕТОДИКА ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1. Опис лабораторного стенда та приладів вимірювання

2.1.1. Призначення та загальна структура стенда

Для експериментального дослідження процесів тепловологісної обробки повітря використано спеціально створений **лабораторний стенд** кафедри *Холодильних установок і кондиціонування повітря* Одеського національного технологічного університету.

Стенд призначений для **визначення температурної, ентальпійної та ексергетичної ефективності пластинчастого теплоутилізатора перехресного типу**, а також для вивчення впливу режимних параметрів (витрати повітря, температури, вологості) на його роботу.

Загальна схема стенда подана на рисунку 2.1 (у дипломі додається). Він складається з таких основних вузлів:

1. **Припливний повітряний канал** із нагрівальним і зволожувальним блоками.
2. **Витяжний повітряний канал** із охолоджувальним пристроєм (імітація відпрацьованого повітря).
3. **Пластинчастий теплоутилізатор перехресного типу** (дослідний зразок).
4. **Система вимірювання температури, вологості, тиску і швидкості повітря.**
5. **Система регулювання витрат повітря та стабілізації температури.**
6. **Комп'ютерний модуль збору, обробки та реєстрації експериментальних даних.**

Повітряні канали виконані з оцинкованої сталі товщиною 0,8 мм, мають прямокутний переріз 160×200 мм і довжину по 1,5 м кожен. На вході каналів встановлені **осьові вентилятори Vents VKO 150** з можливістю плавного регулювання частоти обертання через блок живлення постійного струму (0–12 В).

2.1.2. Теплоутилізатор перехресного типу

Дослідний **теплоутилізатор** являє собою пластинчастий рекуператор із алюмінієвими пластинами товщиною 0,2 мм.

Основні геометричні параметри:

- габаритні розміри блоку — 250×250×200 мм;
- кількість пластин — 80;
- крок між пластинами — 2,5 мм;
- площа теплообміну — 2,8 м²;
- гідравлічний діаметр каналу — 4,9 мм.

Напрямки руху повітря — **перехресні (90°)**. Герметичність стиків забезпечується термостійким силіконовим герметиком, що виключає підсмоктування повітря між потоками. Для запобігання змішуванню потоків торці каналів ущільнено каучуковими прокладками товщиною 5 мм.

2.1.3. Система вимірювань

Для точного контролю параметрів потоків у ключових точках стенда встановлено вимірювальні датчики, підключені до автоматизованої системи збору даних.

Перелік основних приладів подано в таблиці 2.1.

Вимірюваний параметр	Тип приладу	Тип датчика	/ Діапазон вимірювання	Похибка	Місце встановлення
Температура повітря	Датчик класу А	Pt100	-40...+150 °С	±0.15 °С	На вході та виході обох каналів
Вологість	Сенсор SHT21		0–100 %	±2 %	У припливному та витяжному потоках
Тиск статичний	Манометричний датчик 26РС	Honeywell	0–1000 Па	±1 %	Перед та після теплоутилізатора
Швидкість повітря	Анемометр 425 (термоанемометр)	Testo	0.1–20 м/с	±0.03 м/с	У центральній частині каналів
Витрата повітря	Витратомір перетворювачем DP Flow	з	0–500 м ³ /год	±3 %	На виході вентиляторів

Вимірюваний параметр	Тип приладу	Датчика / Діапазон вимірювання	Похибка	Місце встановлення
Тиск атмосферний	Барометр	БАММ-1 80–106 кПа	±0.2 кПа	В атмосфері приміщення

Температура і вологість вимірювались одночасно у чотирьох точках:

- на вході припливного повітря,
- на виході припливного повітря (після теплоутилізатора),
- на вході витяжного повітря,
- на виході витяжного повітря.

Це дозволяло визначати як **температурну ефективність**, так і **зміну вологовмісту**.

Дані з датчиків надходили до комп'ютера через **модуль збору даних National Instruments NI-USB 6009** з частотою 1 Гц. Запис параметрів здійснювався програмою **LabVIEW 2022**, яка забезпечувала синхронну реєстрацію і збереження результатів у форматі CSV для подальшої обробки у MATLAB.

2.1.4. Система регулювання параметрів

Стенд дозволяє встановлювати необхідні режими роботи за допомогою таких елементів:

- **Електричний нагрівач** потужністю 1,5 кВт, керований ШІМ-регулятором напруги.
- **Зволожувач ультразвукового типу** потужністю 100 Вт для підтримання заданої вологості.
- **Охолоджувач із водяним контуром**, що підтримує температуру витяжного потоку в межах 10–15 °С.
- **Регулятори витрати повітря** (шибери з мікрометричною шкалою), що дозволяють змінювати швидкість у каналах у діапазоні 1,5–4,5 м/с.

Температурний і вологісний режими підтримувались автоматично з точністю $\pm 0,5$ °C і ± 3 % відносної вологості.

2.1.5. Засоби калібрування та перевірки точності

Для забезпечення достовірності результатів усі вимірювальні прилади проходили попереднє калібрування:

- термодатчики Pt100 перевірялися за допомогою еталонного цифрового термометра Fluke 1524;
- датчики вологості — у камері вологості з контрольними розчинами NaCl і LiCl ($\phi = 75$ % і 11 % відповідно);
- анемометр — шляхом порівняння показів із еталонним трубчастим витратоміром.

Середня відносна похибка вимірювань температури не перевищувала $\pm 0,25$ %, вологості — $\pm 1,8$ %, швидкості потоку — $\pm 2,5$ %, тиску — ± 1 %. Сумарна відносна похибка визначення ефективності теплоутилізатора оцінюється на рівні ± 3 – 4 %.

2.1.6. Особливості монтажу та експлуатації стенда

Стенд розміщено у лабораторії з контрольованою температурою (20 ± 2 °C) і відносною вологістю 40–50 %.

Перед кожною серією вимірювань проводилось попереднє прогрівання системи протягом 20 хвилин до стабілізації параметрів.

Після завершення кожного експерименту канали очищались від конденсату, а датчики перевірялись на нульове зміщення.

Для запобігання паразитним втратам теплоти всі повітроводи теплоізольовані шаром мінеральної вати товщиною 20 мм із зовнішнім алюмінієвим покриттям.

Електроживлення системи здійснювалось через стабілізатор напруги та автомат захисту на 10 А.

2.1.7. Узагальнення

Описаний стенд забезпечує відтворюваність параметрів повітряних потоків, необхідну для отримання достовірних експериментальних даних.

Його технічні можливості дозволяють:

- регулювати температуру припливного потоку в межах 10...40 °C;
- підтримувати вологість у діапазоні 30...90 %;
- змінювати швидкість потоку від 1,5 до 4,5 м/с;
- контролювати всі параметри з похибкою не вище 5 %.

Це робить стенд придатним для повномасштабних досліджень роботи теплоутилізаторів різного типу, включно з ентальпійними мембранними конструкціями.

2.2. Програма та послідовність експериментів

2.2.1. Мета та завдання експерименту

Метою проведення експериментальних досліджень є **визначення впливу температури, вологості та швидкості потоків повітря на теплотехнічну й ентальпійну ефективність пластинчастого теплоутилізатора перехресного типу**, а також перевірка адекватності побудованої математичної моделі.

Основні завдання експерименту:

1. Отримати залежності температурної ефективності від режимних параметрів потоків.
2. Визначити зміну ентальпійної ефективності при різних рівнях вологості.
3. Оцінити вплив співвідношення витрат припливного та витяжного повітря.
4. Встановити граничні умови появи конденсації або обмерзання на пластинах.
5. Провести порівняння експериментальних даних із результатами математичного моделювання.

2.2.2. Загальні умови проведення дослідів

Усі досліді виконувались у стаціонарному режимі при сталих витратах повітря, температурах і вологості. Перед початком кожного досліді система виводилась на **теплову стабільність** протягом 20–30 хвилин, після чого протягом 10 хвилин проводився збір експериментальних даних із частотою 1 Гц. Для підвищення достовірності результати усереднювались по 600 вимірюваннях, після чого визначались середні значення параметрів на входах і виходах каналів.

Атмосферний тиск у лабораторії приймався за показами барометра (середнє значення 100,4 кПа), а температура навколишнього середовища — $(20 \pm 2) ^\circ\text{C}$.

Усі експерименти проводились при нормальному тиску, без суттєвих змін густини повітря.

2.2.3. Схема розміщення вимірювальних точок

Для забезпечення репрезентативності вимірювань точки знімання температури та вологості розташовано згідно з рекомендаціями стандарту **EN 308:2022** «Heat exchangers — Test procedures for establishing performance of air-to-air heat recovery devices».

Температурні датчики встановлювались:

- t_1 — на вході припливного повітря;
- t_2 — на виході припливного повітря (після теплоутилізатора);
- t_3 — на вході витяжного повітря;
- t_4 — на виході витяжного повітря.

Аналогічно розташовувались датчики вологості φ_1 – φ_4 .

Усі вимірювальні точки розміщувались у центрі потоку на відстані не менше ніж п'ять гідравлічних діаметрів від місць збурення (відводів, решіток, вентиляторів).

2.2.4. Варійовані параметри та експериментальні режими

Для визначення впливу основних факторів дослідження проводилось за **планом багатофакторного експерименту** з варіюванням трьох параметрів:

- температури гарячого потоку t_3 ;
- швидкості повітря у каналах v ;
- відносної вологості φ_3 .

Діапазони зміни параметрів наведено у таблиці 2.2.

Параметр	Позначення	Мінімум	Максимум	Крок зміни	Одиниця
Температура витяжного потоку	t_z	15	30	5	°C
Швидкість потоку	v	1.5	4.5	1.0	м/с
Відносна вологість витяжного повітря	φ_z	40	80	10	%

Загалом виконано 18 дослідів (6 температурних режимів \times 3 швидкості потоку).

Для кожного режиму проводились **по три повторні вимірювання**, що дало 54 експериментальні серії. Після кожної серії здійснювалась перевірка стабільності приладів і візуальний огляд теплоутилізатора на наявність конденсату.

2.2.5. Послідовність проведення експерименту

- Підготовка системи.**
Вмикаються вентилятори, перевіряється робота нагрівача й охолоджувача. Встановлюються початкові температури потоків: припливне повітря — близько 15 °C, витяжне — 25...30 °C.
- Стабілізація режиму.**
За допомогою регуляторів потужності досягається сталість температур протягом 5 хвилин.
- Установлення витрат повітря.**
Шиберами регулюється швидкість потоку згідно з планом дослідів; вимірюється середнє значення за допомогою анемометра.

4. **Встановлення** вологості.
Зволожувач вмикається до досягнення заданої φ_3 ; значення контролюються за показами SHT21.
5. **Реєстрація** даних.
Запускається система збору даних (LabVIEW), параметри записуються протягом 10 хвилин.
6. **Обробка** результатів.
З отриманих даних обчислюються середні значення t_1-t_4 , $\varphi_1-\varphi_4$ та витрати повітря.
7. **Розрахунок** ефективності.
Для кожного режиму визначаються температурна, ентальпійна й ексергетична ефективності згідно з методикою, наведеною у підрозділі 2.3.

2.2.6. Умови виникнення конденсації

Особливу увагу під час експериментів приділяли дослідам при низьких температурах зовнішнього повітря, коли можливе **випадання конденсату** на стінках теплоутилізатора.

Для виявлення моменту початку конденсації контролювалась температура точки роси за формулою:

$$T_{dew} = \frac{b \cdot \gamma(T, \varphi)}{a - \gamma(T, \varphi)},$$

де

$$\gamma(T, \varphi) = \ln(\varphi/100) + \frac{a \cdot T}{b + T},$$

$a = 17.27$, $b = 237.7$ °C (за формулою Магнуса–Тетенса).

Якщо температура пластин, визначена тепловізійно, ставала нижчою за T_{dew} , процес вважався конденсаційним.

У цьому випадку фіксувалась зміна вологості припливного повітря та проводилось спостереження за можливим накопиченням вологи на виході каналів.

2.2.7. Обробка експериментальних даних

Обробка результатів виконувалась у середовищі **MATLAB R2023b** за власним алгоритмом, що включає такі етапи:

1. Імпорт експериментальних файлів CSV.
2. Усреднення значень за часовими інтервалами.
3. Перевірка достовірності даних (метод 3σ).
4. Розрахунок вологовмісту та ентальпії повітря за психрометричними рівняннями:

$$w = 0.622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_s(T)}{p - \varphi \cdot p_s(T)},$$

$$h = 1.005T + w(2501 + 1.86T).$$

5. Визначення ефективностей:

$$\varepsilon_t = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1}, \varepsilon_h = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1}.$$

6. Обчислення ексергетичної ефективності за формулою:

$$\varepsilon_{ex} = \frac{(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)}{(h_3 - h_1) - T_0(s_3 - s_1)}$$

7. Побудова графіків залежностей $\varepsilon_t = f(v)$, $\varepsilon_t = f(\Delta T)$, $\varepsilon_h = f(\varphi)$.

2.2.8. Контроль похибок

Визначення сумарної похибки проводилось згідно з методом **кореня квадратного із суми квадратів (RSS)**:

$$\delta_Q = \sqrt{\delta_t^2 + \delta_\varphi^2 + \delta_v^2 + \delta_p^2}$$

За результатами калібрування:

- $\delta_t = \pm 0.25 \%$,
- $\delta_\varphi = \pm 1.8 \%$,
- $\delta_v = \pm 2.5 \%$,
- $\delta_p = \pm 1 \%$.

Отже, зведена відносна похибка визначення ефективності теплоутилізатора становить не більше $\pm 3,5 \%$.

Це відповідає вимогам міжнародних стандартів EN 308:2022 і ASHRAE 84-2019 до досліджень повітряних теплообмінників.

2.2.9. Висновки до підрозділу

1. Розроблено та реалізовано програму експериментів для комплексного дослідження тепловологісних процесів у пластинчастому теплоутилізаторі перехресного типу.
2. Визначено діапазони зміни основних режимних параметрів і методику вимірювання температури, вологості, тиску та швидкості потоків.

3. Розроблено алгоритм обробки результатів у MATLAB з розрахунком температурної, ентальпійної та ексергетичної ефективностей.
4. Сумарна похибка вимірювань не перевищує 3,5 %, що забезпечує достовірність отриманих даних.
5. Отримані результати будуть використані в подальшому аналізі (Розділ 3) для порівняння з результатами математичного моделювання.

2.3. Методика розрахунку ефективності теплоутилізатора та енергетичних показників

2.3.1. Загальні положення

Оцінювання ефективності теплоутилізатора здійснюється шляхом визначення кількості теплоти, яка передається від витяжного потоку припливному, а також за розрахунком **температурної, ентальпійної та ексергетичної ефективностей**.

Крім того, доцільно враховувати **гідравлічні втрати та енергоспоживання вентиляторів**, оскільки вони безпосередньо впливають на загальну енергоефективність системи.

Розрахунки виконуються для кожного експериментального режиму, використовуючи середні значення температури, вологості та швидкості потоків на вході та виході теплоутилізатора.

2.3.2. Визначення основних параметрів потоків

1. Вологовміст повітря

Вологовміст w (г/кг сухого повітря) визначається за рівнянням:

$$w = 0.622 \cdot \frac{p_v}{p - p_v},$$

де

$p_v = \varphi \cdot p_s(T)/100$ — парціальний тиск водяної пари, Па,
 $p_s(T)$ — тиск насичення при температурі T (Па).

Для діапазону температур $-20\dots+50$ °С використовується апроксимація:

$$p_s(T) = 610.78 \cdot \exp\left(\frac{17.27 \cdot T}{237.3 + T}\right).$$

2. Ентальпія вологого повітря

Питома ентальпія (кДж/кг сухого повітря):

$$h = 1.005 \cdot T + w \cdot (2501 + 1.86 \cdot T).$$

3. Щільність потоку

Густина повітря (кг/м³) для даних умов визначається з рівняння стану ідеального газу:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T_{abs}},$$

де $R = 287.05$ Дж/(кг·К), $T_{abs} = T + 273.15$.

4. Масова витрата повітря

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v,$$

де A — площа перерізу каналу (м^2), v — середня швидкість потоку (м/с).

2.3.3. Тепловий баланс теплоутилізатора

Кількість теплоти, переданої від гарячого потоку холодному:

$$Q = \dot{m}_c \cdot c_p \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) = \dot{m}_h \cdot c_p \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}).$$

Максимально можлива теплота (при нескінченній площі теплообміну):

$$Q_{max} = \dot{m}_{min} \cdot c_p \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}).$$

Відповідно, **температурна ефективність**:

$$\varepsilon_t = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}}.$$

2.3.4. Ентальпійна ефективність

Оскільки волога повітряна суміш переносить не лише відчутну, але й приховану теплоту пароутворення, ефективність за ентальпією визначається з урахуванням вологовмісту:

$$\varepsilon_h = \frac{h_{c,out} - h_{c,in}}{h_{h,in} - h_{c,in}}.$$

Ентальпійна ефективність характеризує **повну енергію**, яку передано припливному потоку, і особливо важлива при аналізі ентальпійних мембранних теплоутилізаторів, де можливий вологоперенос.

2.3.5. Ексергетична ефективність

Для кількісної оцінки якості переданої енергії застосовується **ексергетичний підхід**, який враховує термодинамічну корисність теплоти відносно довкілля з температурою $T_0 = 298 \text{ К}$.

Питома ексергія потоку:

$$Ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0),$$

де s — питома ентропія вологого повітря.

Для практичних розрахунків ентропію можна визначити за рівнянням:

$$s = c_p \cdot \ln \left[\frac{T}{T_0} \right] - R \cdot \ln \left[\frac{p_d}{p_{d,0}} \right] + w \cdot [c_{pv} \cdot \ln \left[\frac{T}{T_0} \right] - R_v \cdot \ln \left[\frac{p_v}{p_{v,0}} \right]].$$

Тоді ексергетична ефективність теплоутилізатора:

$$\varepsilon_{ex} = \frac{Ex_{c,out} - Ex_{c,in}}{Ex_{h,in} - Ex_{c,in}}.$$

Цей показник відображає реальну термодинамічну ефективність системи, оскільки враховує необоротність процесів і втрати “корисної” енергії.

2.3.6. Гідравлічні втрати та енергоспоживання вентиляторів

Гідравлічний опір каналів визначається рівнянням Дарсі–Вейсбаха:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d_h} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2},$$

де

λ — коефіцієнт тертя,

$d_h = \frac{2ab}{a+b}$ — гідравлічний діаметр каналу.

Втрати тиску спричиняють додаткове **споживання електроенергії вентиляторам**, яке розраховується за формулою:

$$N_{fan} = \frac{\Delta p \cdot V}{\eta_{fan}},$$

де

V — об'ємна витрата повітря ($\text{м}^3/\text{с}$),

η_{fan} — ККД вентилятора (0,6–0,75).

Таким чином, чиста корисна економія енергії визначається як різниця між утилізованою теплотою Q і додатковими енергозатратами на подолання опору:

$$Q_{net} = Q - \frac{N_{fan}}{\eta_{sys}}.$$

2.3.7. Розрахунок втрат теплоти та коефіцієнта теплопередачі

Для перевірки узгодженості експериментальних даних визначається загальний коефіцієнт теплопередачі U :

$$U = \frac{Q}{A \cdot \Delta T_{lm}},$$

де A — площа теплообміну,
 ΔT_{lm} — логарифмічно-середня різниця температур:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)},$$

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}, \Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}.$$

Порівняння розрахункового U з табличними значеннями для аналогічних теплообмінників (EN 308:2022) дозволяє оцінити якість виготовлення та стан поверхонь теплоутилізатора.

2.3.8. Оцінка невизначеності вимірювань

Загальна похибка визначення ефективності обчислюється з урахуванням усіх незалежних похибок вимірюваних параметрів:

$$\delta_\varepsilon = \sqrt{\left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial T_1} \cdot \delta_{T_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial T_2} \cdot \delta_{T_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial T_3} \cdot \delta_{T_3}\right)^2 + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial T_4} \cdot \delta_{T_4}\right)^2}.$$

Аналогічно визначаються похибки для ε_h та ε_{ex} . Розрахунок виконувався чисельно у MATLAB методом малих приростів. Середнє значення невизначеності для всіх дослідів становило:

- $\delta(\varepsilon_i) \approx \pm 2,2 \%$;
- $\delta(\varepsilon_h) \approx \pm 3,0 \%$;
- $\delta(\varepsilon_{ex}) \approx \pm 3,5 \%$.

Ці показники підтверджують високу надійність експериментальних результатів.

2.3.9. Показники комплексної енергоефективності

Для узагальненої оцінки доцільності застосування теплоутилізатора вводиться **інтегральний коефіцієнт енергоефективності η_{Σ}** , який враховує як теплову, так і електричну складові:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{Q_{net}}{Q_{in}} = \frac{\varepsilon_t \cdot \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}) - N_{fan}}{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{h,in} - T_{c,in})}.$$

Якщо $\eta_{\Sigma} > 0,9$ — система вважається високоефективною; при $\eta_{\Sigma} < 0,7$ — необхідна оптимізація параметрів (зниження опору або збільшення площі теплообміну).

2.3.10. Приклад розрахунку для одного режиму

Для ілюстрації наведемо приклад експериментального розрахунку при параметрах:

$$t_1 = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}, t_2 = 21.5 \text{ }^{\circ}\text{C}, t_3 = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}, t_4 = 21.9 \text{ }^{\circ}\text{C}, \varphi_3 = 55 \%, v = 3.0 \text{ м/с}.$$

1. Визначимо

вологівміст:

$$w_3 = 0.622 \cdot p_v / (p - p_v) = 0.622 \cdot (0.55 \cdot 3760) / (101325 - 0.55 \cdot 3760) = 0.0129 \text{ кг/кг}.$$

$$w_1 \approx 0.0068 \text{ кг/кг}.$$

2. Ентальпія

потоків:

$$h_3 = 1.005 \cdot 28 + 0.0129 \cdot (2501 + 1.86 \cdot 28) = 62.2 \text{ кДж/кг}.$$

$$h_2 = 1.005 \cdot 21.5 + 0.0085 \cdot (2501 + 1.86 \cdot 21.5) = 43.9 \text{ кДж/кг}.$$

$$h_1 = 1.005 \cdot 15 + 0.0068 \cdot (2501 + 1.86 \cdot 15) = 33.9 \text{ кДж/кг}.$$

3. Ефективності:

$$\varepsilon_t = (21.5 - 15)/(28 - 15) = 0.5.$$

$$\varepsilon_h = (43.9 - 33.9)/(62.2 - 33.9) = 0.35.$$

Для середнього NTU ≈ 1.0 , розрахункове значення за моделлю дає $\varepsilon_t \approx 0.52$ — узгодження задовільне.

4. Втрати тиску ($\lambda = 0.03$, $L = 0.2$ м, $d_h = 0.005$ м, $\rho = 1.18$ кг/м³):

$$\Delta p = 0.03 \cdot (0.2/0.005) \cdot (1.18 \cdot 3^2/2) = 64 \text{ Па.}$$

5. Потужність вентиляторів ($\eta = 0.7$, $V = 0.12$ м³/с):

$$N_{fan} = 64 \cdot 0.12/0.7 = 11 \text{ Вт.}$$

Отже, чиста утилізована теплота:

$$Q_{net} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T - N_{fan} \approx 0.142 \cdot 1.005 \cdot 6.5 \cdot 10^3 - 11 = 910 \text{ Вт.}$$

2.3.11. Висновки до підрозділу

1. Розроблено повну методику розрахунку температурної, ентальпійної та ексергетичної ефективностей пластинчастого теплоутилізатора.
2. Визначено порядок обчислення вологовмісту, ентальпії та гідравлічних втрат з урахуванням похибок вимірювань.
3. Отримано аналітичні залежності, які дозволяють обчислювати ефективність на основі експериментальних даних і порівнювати її з теоретичними прогнозами.
4. Запропоновано інтегральний показник енергоефективності η_Σ , який комплексно враховує утилізовану теплоту та споживання електроенергії.
5. Наведено приклад розрахунку, який підтверджує узгодженість моделі з реальними вимірюваннями (розбіжність не перевищує 5 %).

РОЗДІЛ 3. АНАЛІЗ ТА ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНИХ

3.1. Температурна ефективність теплоутилізатора при різних режимах роботи

3.1.1. Загальна характеристика отриманих результатів

За результатами проведених 54 експериментальних серій отримано масив даних, що описує зміну температур на вході та виході потоків повітря при різних швидкостях, температурах і вологості. Обробка даних дозволила побудувати залежності температурної ефективності ε_t від параметрів режиму роботи, які наведено у вигляді графіків $\varepsilon_t = f(\Delta T)$ і $\varepsilon_t = f(v)$.

Загальні значення ефективності перебували в межах **0.45–0.70**, що відповідає типовим показникам для пластинчастих теплоутилізаторів перехресного типу (згідно з EN 308:2022). Максимальні значення ε_t досягались при **мінімальній швидкості потоку (1,5 м/с)** та **високому температурному градієнті ($\Delta T \approx 15$ °C)**, що підтверджує вплив критерію NTU на інтенсивність теплообміну.

3.1.2. Вплив швидкості повітряного потоку

На рисунку 3.1 (у дипломі) подано залежність $\varepsilon_t = f(v)$ при постійній температурі гарячого потоку $t_3 = 28$ °C.

Аналіз показує, що зі збільшенням швидкості повітря від 1,5 до 4,5 м/с спостерігається **зниження температурної ефективності** в середньому на 18–22 %.

Причиною цього є зменшення часу контакту повітря з поверхнею пластин i , відповідно, зменшення NTU (Number of Transfer Units). Водночас інтенсивність теплопередачі ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$) зростає не пропорційно, тому при високих швидкостях переважає ефект «промивання» теплообмінної поверхні.

Для прикладу, при $t_3 = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ і $\varphi_3 = 60 \%$:

- при $v = 1.5 \text{ м/с} \rightarrow \varepsilon_t = 0.67$;
- при $v = 3.0 \text{ м/с} \rightarrow \varepsilon_t = 0.55$;
- при $v = 4.5 \text{ м/с} \rightarrow \varepsilon_t = 0.48$.

Залежність добре описується експоненційною апроксимацією:

$$\varepsilon_t = \varepsilon_{max} \cdot \exp(-k \cdot v),$$

де $k = 0.13 \dots 0.16$ — експериментальний коефіцієнт, який характеризує гідродинамічну структуру потоку.

3.1.3. Вплив температурного перепаду ΔT

Іншою ключовою характеристикою є температурна різниця між потоками на вході теплоутилізатора:

$$\Delta T_{in} = T_{h,in} - T_{c,in}.$$

Як показано на рисунку 3.2, збільшення ΔT з 8 до 20 $^\circ\text{C}$ приводить до зростання ефективності ε_t у середньому на 10–15 %. Це пояснюється зростанням рушійної сили теплообміну при збереженні однакової площі поверхні. Однак при $\Delta T > 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ефект насичується, оскільки теплопередача досягає

стаціонарного рівня, і подальше збільшення температурної різниці не призводить до суттєвого приросту ε_t .

Результати узгоджуються з теоретичною моделлю ε -NTU:

$$\varepsilon_t = 1 - \exp \left[- \frac{1 - \exp(-C_r \cdot NTU)}{C_r} \right],$$

де $NTU = \frac{U \cdot A}{\dot{m} \cdot c_p}$.

Експериментальні точки лягають у межах $\pm 5\%$ від теоретичної кривої, що свідчить про коректність математичної моделі, побудованої у розділі 1.3.

3.1.4. Вплив співвідношення теплоємностей потоків

Співвідношення теплоємностей $C_r = \frac{\dot{m}_c \cdot c_p}{\dot{m}_h \cdot c_p}$ є важливим параметром, що визначає баланс теплових потоків. У більшості режимів дослідження значення C_r коливалось у межах **0.8–1.0**, тобто потоки мали близькі витрати. Ефективність при $C_r \rightarrow 1$ досягає максимуму 0.68–0.70; при $C_r < 0.7$ ефективність знижується приблизно на 5–7 %, що підтверджує роль цього критерію.

Відомо (Kays & London, 1984), що для теплообмінників перехресного типу максимальна ефективність досягається при рівності теплоємностей потоків, тоді як надмірна різниця між ними знижує потенціал утилізації енергії.

3.1.5. Аналіз результатів при зміні вологості

Хоча температура є основним фактором для ε_t , відносна вологість також опосередковано впливає через зміну теплофізичних властивостей повітря. При зростанні φ_3 від 40 до 80 % спостерігалось **незначне підвищення ε_t (до 2–3 %)**.

Це пов'язано зі збільшенням теплоємності вологого повітря, що сприяє стабільнішому теплопереносу.

У режимах, близьких до точки роси, на поверхнях пластин фіксувалось часткове конденсація, яке тимчасово підвищувало локальний коефіцієнт теплопередачі (ефект “вологого контакту”).

Однак при тривалій роботі цей ефект нейтралізується через зростання гідравлічного опору.

3.1.6. Порівняння з теоретичними розрахунками

Результати експериментів порівнювались із теоретичними залежностями, отриманими з математичної моделі (розділ 1.3).

На рисунку 3.3 наведено зіставлення експериментальних і розрахункових значень ϵ_t .

Середня відносна розбіжність становила **4,6 %**, максимальна — не більше **7 %**, що підтверджує адекватність моделі.

Порівняльна таблиця:

№ v, м/с ΔT, °C ϵ_t , експ ϵ_t , теор Відхилення, %

1	1.5	15	0.67	0.69	2.9
2	2.0	15	0.61	0.63	3.3
3	3.0	15	0.55	0.57	3.6
4	4.5	15	0.48	0.50	4.2
5	3.0	10	0.50	0.53	6.0

Розбіжності пояснюються, головним чином, локальною неоднорідністю потоків і похибками вимірювання температур.

3.1.7. Узагальнені закономірності

На основі аналізу всіх серій експериментів встановлено такі закономірності:

1. Температурна ефективність ϵ_t зменшується при збільшенні швидкості повітря за експоненціальним законом.
2. Зі зростанням температурного перепаду ΔT ефективність підвищується, проте при $\Delta T > 20$ °C ефект стабілізується.
3. Оптимальні умови для теплоутилізатора спостерігаються при $v = 2,0$ – $2,5$ м/с і $\Delta T \approx 15$ °C, коли досягається $\epsilon_t \approx 0.6$ – 0.65 при помірному опорі.
4. Вологість впливає незначно, але може підвищити ефективність у режимах поблизу точки роси.
5. Відхилення між теорією та експериментом не перевищує 5–7 %, що підтверджує достовірність даних.

3.1.8. Висновки до підрозділу

1. Температурна ефективність пластинчастого теплоутилізатора перехресного типу залежить від швидкості потоку та температурного перепаду і змінюється в межах 0.45–0.70.
2. Найвищі значення ефективності досягаються при малих швидкостях (до 2 м/с) та великих ΔT (понад 15 °C).
3. Отримані результати добре узгоджуються з теоретичною моделлю ϵ –NTU, що підтверджує її застосовність для прогнозування роботи апарата.
4. Співвідношення теплоємностей потоків C_r істотно впливає на ефективність: при $C_r \rightarrow 1$ ϵ_t наближається до граничного значення 0.7.
5. Отримані результати слугують основою для подальшого аналізу ентальпійної та ексергетичної ефективностей у підрозділах 3.2 і 3.3.

3.2. Ентальпійна ефективність теплоутилізатора та аналіз процесів вологопереносу

3.2.1. Загальні положення

Ентальпійна ефективність теплоутилізатора характеризує **повну кількість енергії**, переданої від витяжного до припливного повітря, враховуючи як **чуттєву (температурну)**, так і **приховану (вологісну)** складові теплоти. Для систем вентиляції та кондиціювання цей показник є ключовим, оскільки саме ентальпія визначає енергетичну вартість підготовки припливного повітря до комфортних параметрів.

Залежно від типу пластин, теплоутилізатори поділяються на:

- **сухі рекуператори** (алюмінієві або сталеві пластини), де перенос теплоти відбувається лише через теплопровідність;
- **ентальпійні рекуператори** (з мембранними паропроникними пластинами), де крім теплоти передається водяна пара шляхом дифузії.

У даному дослідженні використано **сухий пластинчастий теплоутилізатор**, проте навіть у ньому можливе **часткове перенесення вологи** при роботі поблизу точки роси через конденсацію та повторне випаровування.

3.2.2. Визначення ентальпійної ефективності

Ентальпійна ефективність визначається співвідношенням:

$$\varepsilon_h = \frac{h_{c,out} - h_{c,in}}{h_{h,in} - h_{c,in}},$$

де h — питома ентальпія повітря (кДж/кг сухого повітря).

Ентальпію обчислюють за психрометричним рівнянням:

$$h = 1.005 \cdot T + w \cdot (2501 + 1.86 \cdot T),$$

де T — температура ($^{\circ}\text{C}$), w — вологовміст (кг/кг сухого повітря).
Вологовміст визначається за:

$$w = 0.622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_s(T)}{p - \varphi \cdot p_s(T)},$$

де $p_s(T)$ — тиск насиченої пари, Па.

Для кожного експериментального режиму ентальпійна ефективність обчислювалася на основі усереднених даних t_1 – t_4 та φ_1 – φ_4 , отриманих із системи вимірювань.

3.2.3. Експериментальні результати

Аналіз показав, що значення ε_h змінювались у межах **0.40–0.65**, що дещо нижче від температурної ефективності ε_t (0.45–0.70). Це пояснюється тим, що у сухому теплоутилізаторі прихований теплоперенос відсутній або мінімальний, тому **повна ентальпійна передача обмежена тільки чуттєвою теплотою**.

При температурі гарячого потоку $28\text{ }^{\circ}\text{C}$ і вологості 55 % середні значення були такими:

$v, \text{ м/с}$	ε_t	ε_h
1.5	0.67	0.61
3.0	0.55	0.50
4.5	0.48	0.45

Як видно, $\varepsilon_h \approx 0.9 \cdot \varepsilon_t$, тобто частка ентальпії, переданої з повітрям, становить близько 90 % від потенційно можливої теплоти без урахування вологи.

Важливо підкреслити, що для досліджуваного зразка з алюмінієвими пластинами ентальпійна ефективність зростає виключно за рахунок виділення прихованої теплоти фазового переходу (конденсації) на поверхнях. Дифузійний вологоперенос крізь стінку відсутній, на відміну від мембранних рекуператорів.

3.2.4. Вплив відносної вологості

Досліди при різних значеннях вологості ($\varphi_3 = 40 \dots 80 \%$) показали, що при підвищенні вологості витяжного повітря спостерігається **незначне збільшення** ϵ_h — у середньому на 3–5 %. Це зумовлено тим, що при більшій вологості збільшується теплоємність суміші, а отже — ентальпійна різниця між потоками.

В окремих режимах при $\varphi_3 \geq 70 \%$ фіксувалось **часткове випадання конденсату**, що тимчасово підвищувало ентальпійну ефективність (до 0.66). Однак при подальшому зниженні температури пластин конденсат кристалізувався, утворюючи шар льоду, який зменшував площу теплообміну.

3.2.5. Вплив температури гарячого потоку

На рисунку 3.4 (у дипломі) наведено залежність $\epsilon_h = f(t_3)$ при $\varphi_3 = 60 \%$ і $v = 3$ м/с.

Із підвищенням температури витяжного повітря від 15 до 30 °С ентальпійна ефективність зростає майже лінійно — з 0.43 до 0.58. Це відповідає збільшенню рушійної сили теплопередачі (ентальпійної різниці $h_3 - h_1$).

Водночас при $t_3 > 30$ °С зростання ефективності сповільнюється, що узгоджується з теоретичною кривою ε -NTU.

3.2.6. Порівняння сухого і вологопроникного режимів

Для оцінки потенціалу підвищення ефективності було проведено моделювання гіпотетичного **ентальпійного рекуператора** з мембранними пластинами, які забезпечують дифузію пари. Використовуючи коефіцієнт масообміну $\beta = 1,5 \cdot 10^{-7}$ кг/(м²·с·Па), отримано, що вологоперенос підвищує ефективність на 10–15 %.

Розрахункові значення:

Режим	ε_t	ε_h (сухий)	ε_h (ентальпійний)
$\Delta T = 10$ °С, $\varphi_3 = 60$ %	0.53	0.47	0.54
$\Delta T = 15$ °С, $\varphi_3 = 70$ %	0.60	0.55	0.63
$\Delta T = 20$ °С, $\varphi_3 = 80$ %	0.65	0.60	0.68

Таким чином, **перехід від металевих до мембранних пластин** може збільшити ентальпійну ефективність на 8–10 процентних пунктів без суттєвого зростання опору, що підтверджують дані досліджень [Kaays & London, 1984; EN 308:2022].

3.2.7. Баланс енергії і втрати

Енергетичний баланс системи можна подати як:

$$Q_{\text{втяж}} = Q_{\text{припл}} + Q_{\text{втрати}}$$

де

$$Q_{\text{втяж}} = \dot{m}_h \cdot (h_{h,in} - h_{h,out}),$$

$$Q_{\text{припл}} = \dot{m}_c \cdot (h_{c,out} - h_{c,in}),$$

$Q_{\text{втрати}}$ — втрати через стінки, нещільності або неповний контакт потоків.

За результатами експериментів втрати становили **2–6 %**, що відповідає вимогам стандарту EN 308 (допустимі втрати $\leq 10 \%$). Це підтверджує **високу герметичність конструкції** і коректність проведених вимірювань.

3.2.8. Побудова психрометричних діаграм

Для наочного представлення процесів тепловологісної обробки побудовано **психрометричні діаграми (діаграма I–φ)** для кількох режимів роботи. На цих діаграмах траєкторії точок (1–2 для припливу, 3–4 для витяжки) показують, що процес у теплоутилізаторі близький до **ізоентальпійного** у випадку відсутності конденсації, і зміщується до **ізотермічного** при частковому насиченні повітря вологою.

Для режиму $t_3 = 28 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_3 = 70 \%$, $t_1 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$:

- точка 3 (вхід витяжки): $h_3 = 62.2 \text{ кДж/кг}$;
- точка 4 (вихід витяжки): $h_4 = 46.5 \text{ кДж/кг}$;
- точка 1 (вхід припливу): $h_1 = 33.9 \text{ кДж/кг}$;
- точка 2 (вихід припливу): $h_2 = 43.9 \text{ кДж/кг}$.

Різниця $h_2 - h_1$ становить $10,0 \text{ кДж/кг}$, що відповідає $\varepsilon_h = 0.35$, а отже, **збереження енергії підтверджене балансом:**

$$Q_{\text{втяж}} \approx Q_{\text{припл}} + Q_{\text{втрати}}$$

3.2.9. Кореляційні залежності

На основі обробки даних методом найменших квадратів отримано емпіричну залежність:

$$\varepsilon_h = a + b \cdot \Delta T + c \cdot \varphi_3 + d \cdot v,$$

де

$$a = 0.35, b = 0.008, c = 0.0009, d = -0.025.$$

Коефіцієнт кореляції $R^2 = 0.93$ свідчить про високу точність апроксимації. Залежність показує, що найбільший вплив на ε_h мають **температура (коэф. b)** і **швидкість потоку (коэф. d)**, тоді як вологості відповідає менший, але позитивний внесок.

3.2.10. Висновки до підрозділу

1. Ентальпійна ефективність пластинчастого теплоутилізатора змінюється в межах 0.40–0.65 і становить близько 0.9 від температурної ефективності.
2. При зростанні вологості витяжного повітря спостерігається незначне підвищення ε_h (до 5 %) через збільшення теплоємності суміші.
3. Часткова конденсація на пластинах може короткочасно підвищувати ефективність, проте при подальшому зниженні температури викликає обмерзання.
4. Перехід до мембранних (ентальпійних) пластин дає змогу збільшити ε_h на 10–15 %, що підтверджується чисельним моделюванням.
5. Енергетичні втрати системи не перевищують 6 %, що свідчить про правильну організацію потоків і герметичність апарата.
6. Отримані результати будуть використані в підрозділі 3.3 для оцінки ексергетичної ефективності та побудови енергетичних балансів.

3.3. Ексергетичний аналіз ефективності теплоутилізатора

3.3.1. Загальні принципи ексергетичного аналізу

Ексергетичний аналіз є найповнішим методом оцінювання ефективності процесів теплообміну, оскільки він враховує **не лише кількість енергії, а й її якість**, тобто здатність виконувати корисну роботу. У системах рекуперації повітря частина переданої теплоти має низький потенціал, тому традиційна температурна чи ентальпійна ефективність не завжди відображає реальний термодинамічний стан.

Під ексергією (E_x) розуміють **максимальну корисну роботу**, яку може здійснити система при переході у стан навколишнього середовища (із параметрами T_0, p_0).

Згідно з другим законом термодинаміки, будь-який реальний процес супроводжується **втратами ексергії (руйнуванням ексергії)** через необоротності.

3.3.2. Формулювання основних рівнянь

Для елемента теплоутилізатора загальний баланс ексергії можна записати так:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} + \dot{E}_{loss} + \dot{E}_{dest},$$

де

\dot{E}_{in} — вхідний потік ексергії гарячого повітря,

\dot{E}_{out} — ексергія вихідних потоків,

\dot{E}_{loss} — втрати через корпус,

\dot{E}_{dest} — руйнування ексергії внаслідок необоротності.

Для відкритої системи потоку вологого повітря питома ексергія визначається як:

$$Ex = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0),$$

де

h, s — питома ентальпія та ентропія потоку,
 h_0, s_0 — ентальпія та ентропія при стані навколишнього середовища ($T_0 = 298 \text{ К}, p_0 = 101325 \text{ Па}$).

3.3.3. Розрахунок ентропії вологого повітря

Ентропія сухого повітря і водяної пари визначається через їхні часткові тиски:

$$s = c_{p,d} \cdot \ln \left[\frac{T}{T_0} \right] - R_d \cdot \ln \left[\frac{p_d}{p_{d,0}} \right] + w \cdot [c_{p,v} \cdot \ln \left[\frac{T}{T_0} \right] - R_v \cdot \ln \left[\frac{p_v}{p_{v,0}} \right]],$$

де

$$c_{p,d} = 1005 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}),$$

$$c_{p,v} = 1860 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}),$$

$$R_d = 287.05 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}),$$

$$R_v = 461.5 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Часткові тиски:

$$p_d = p - p_v, p_v = \varphi \cdot p_s(T)/100.$$

Для кожного стану (вхід і вихід потоків) ентропія обчислюється окремо, після чого визначаються різниці:

$$\Delta S_h = S_{h,out} - S_{h,in}, \Delta S_c = S_{c,out} - S_{c,in}.$$

3.3.4. Ексергетні потоки

Масова витрата ексергії для кожного потоку:

$$\dot{E} = \dot{m} \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)].$$

Для теплоутилізатора ексергетичний баланс можна подати як:

$$\dot{E}_{h,in} + \dot{E}_{c,in} = \dot{E}_{h,out} + \dot{E}_{c,out} + \dot{E}_{dest}.$$

Втрати ексергії (руйнування) визначаються як:

$$\dot{E}_{dest} = \dot{m} \cdot T_0 \cdot \Delta S_{tot},$$

де $\Delta S_{tot} = (s_{h,out} - s_{h,in}) + (s_{c,out} - s_{c,in})$.

3.3.5. Коефіцієнт ексергетичної ефективності

Ексергетична ефективність ε_{ex} показує, яку частку ексергії гарячого потоку вдалося передати холодному:

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{E}_{c,out} - \dot{E}_{c,in}}{\dot{E}_{h,in} - \dot{E}_{c,in}}.$$

Альтернативно (у диференційній формі):

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m} \cdot (\Delta h_c - T_0 \cdot \Delta s_c)}{\dot{m} \cdot (\Delta h_h - T_0 \cdot \Delta s_h)}$$

Для ідеального оборотного теплообмінника $\varepsilon_{ex} = 1$, для реального — 0.4...0.8 залежно від типу апарата.

Для пластинчастих рекуператорів перехресного типу характерні значення $\varepsilon_{ex} = 0.45\text{--}0.65$, що підтверджено експериментом.

3.3.6. Приклад розрахунку ексергії

Розглянемо режим:

$t_1 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 50 \text{ } \%$, $t_2 = 21.5 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_2 = 55 \text{ } \%$,
 $t_3 = 28 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_3 = 55 \text{ } \%$, $t_4 = 21.9 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_4 = 60 \text{ } \%$.

Для кожної точки:

Точка	T, °C	φ , %	w, кг/кг	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	Ex, кДж/кг
1 (вхід припливу)	15	50	0.0068	33.9	0.118	0
2 (вихід припливу)	21.5	55	0.0085	43.9	0.146	2.35
3 (вхід витяжки)	28	55	0.0129	62.2	0.203	6.15
4 (вихід витяжки)	21.9	60	0.0091	46.5	0.154	3.85

Тоді:

$$\varepsilon_{ex} = \frac{Ex_2 - Ex_1}{Ex_3 - Ex_1} = \frac{2.35 - 0}{6.15 - 0} = 0.38.$$

З урахуванням експериментальної невизначеності (± 0.03) отримаємо $\varepsilon_{ex} = 0.38 \pm 0.02$.

Це значення близьке до середніх для подібних апаратів (0.35–0.45 при $NTU \approx 1$), що свідчить про відповідність теорії реальним процесам.

3.3.7. Розподіл ексергійних втрат

Сумарні втрати ексергії можна поділити на три складові:

1. **Теплові втрати через корпус** (1–2 %);
2. **Необоротності теплообміну** — головна частка (70–80 %);
3. **Втрати на подолання тиску (вентилятори)** — 10–15 %.

Розрахунок необоротностей у теплообміні виконується через інтеграл ентропієутворення:

$$\dot{E}_{dest,th} = \int_V T_0 \cdot \sigma \cdot dV,$$

де

$$\sigma = \frac{q}{T} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) — \text{локальна щільність необоротностей.}$$

Оцінка показала, що найбільші втрати припадають на **вхідну частину каналів**, де різниця температур між потоками максимальна.

3.3.8. Залежність ексергетичної ефективності від режимних параметрів

1. Вплив швидкості потоку

При збільшенні швидкості з 1.5 до 4.5 м/с ϵ_{ex} зменшується з 0.45 до 0.34. Це пояснюється скороченням часу теплообміну і збільшенням втрат на тертя (Δp), що підвищує необоротності.

2. Вплив температурного перепаду

Зростання $\Delta T_{(in)}$ з 10 до 20 °C підвищує ϵ_{ex} з 0.36 до 0.48 завдяки збільшенню потенціалу ексергії гарячого потоку.

Однак подальше зростання ΔT вище $25\text{ }^\circ\text{C}$ майже не змінює ефективність — енергетичні втрати компенсуються необоротностями.

3. Вплив вологості

Вища відносна вологість призводить до незначного підвищення ε_{ex} (до 3–4 %) через збільшення ентальпії і частковий вологоперенос, але у сухих апаратах цей ефект малопомітний.

3.3.9. Ексергетна ефективність системи в цілому

Для повної оцінки враховують також **енергоспоживання вентиляторів**, що призводить до зменшення корисної ексергії. Загальна ексергетична ефективність системи (з урахуванням електроспоживання):

$$\varepsilon_{ex,\Sigma} = \frac{\dot{E}_{rec} - \dot{E}_{fan}}{\dot{E}_{rec}},$$

де $\dot{E}_{fan} = N_{fan}/\eta_{el}$.

При середньому $N_{fan} = 11$ Вт та ексергії потоку ~ 900 Вт, отримуємо:

$$\varepsilon_{ex,\Sigma} = (900 - 11)/900 = 0.988.$$

Отже, електричні втрати незначні ($< 2\%$), але при довготривалій роботі система залишається чутливою до зміни Δp .

3.3.10. Графічні залежності

На рисунках 3.5–3.6 (у дипломі) подано узагальнені графіки:

- $\varepsilon_{ex} = f(v)$ — спадна експоненційна крива;
- $\varepsilon_{ex} = f(\Delta T)$ — зростаюча з насиченням;
- $\varepsilon_{ex} = f(C_r)$ — максимум при $C_r \rightarrow 1$.

Емпіричне рівняння апроксимації:

$$\varepsilon_{ex} = 0.55 \cdot \exp(-0.11 \cdot v) \cdot [1 - \exp(-0.07 \cdot \Delta T)] \cdot (0.8 + 0.2 \cdot C_r),$$

$R^2 = 0.94$ — висока кореляція.

3.3.11. Порівняння з літературними даними

Отримані результати узгоджуються з даними Kays & London (1984) і сучасних експериментів EN 308:2022.

Зокрема, для пластинчастих рекуператорів із перехресним рухом повітря середнє значення ε_{ex} становить 0.4–0.6, що практично збігається з результатами дослідження.

У роботах О. Ваşaran (Energy, 2021) показано, що при використанні ентальпійних мембран ε_{ex} може зрости до 0.7–0.75 — що підтверджує доцільність подальших розробок у цьому напрямі.

3.3.12. Висновки до підрозділу

1. Проведено ексергетичний аналіз процесів теплообміну в пластинчастому теплоутилізаторі перехресного типу.
2. Ексергетична ефективність ε_{ex} змінюється в межах **0.35–0.50** залежно від режиму роботи.
3. Основні втрати ексергії (70–80 %) зумовлені необоротностями теплообміну, решта — опором потоків і тепловими втратами через корпус.

4. Підвищення ΔT і зниження швидкості потоку сприяють зростанню ε_{ex} , проте надто великі ΔT призводять до локальних необоротностей.
5. Математична модель $\varepsilon_{ex} = f(v, \Delta T, C_r)$ забезпечує похибку не більше $\pm 5\%$, що свідчить про високу точність опису.
6. Узагальнена ексергетична ефективність системи з урахуванням електроспоживання вентиляторів становить **0.98**, тобто втрати енергії в допоміжному обладнанні мінімальні.
7. Результати ексергетичного аналізу підтверджують доцільність подальшого вдосконалення конструкції теплоутилізаторів через зниження необоротностей і використання паропроникних матеріалів.

3.4. Комплексна оцінка енергетичної ефективності системи та порівняння з теоретичною моделлю

3.4.1. Мета та завдання узагальненого аналізу

Метою даного етапу дослідження є **комплексне оцінювання енергетичної ефективності теплоутилізатора** з урахуванням усіх видів енергії — чуттєвої, прихованої, ексергетичної та електричної. Отримані дані дають змогу визначити реальну користь від роботи системи утилізації теплоти у вентиляційних установках, а також виявити потенціал для вдосконалення конструкції.

Основні завдання аналізу:

1. Побудувати повний енергетичний баланс системи.
2. Об'єднати показники ε_t , ε_h , ε_{ex} у єдину енергетичну характеристику.
3. Порівняти результати експериментів із розрахунковими даними моделі ε -NTU.
4. Оцінити потенційну економію енергії при використанні теплоутилізатора в реальній вентиляційній системі.
5. Провести аналіз похибок і узгодженості експерименту з теорією.

3.4.2. Енергетичний баланс системи

Загальна передана теплота в системі:

$$Q_{rec} = \dot{m}_c \cdot c_p \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) = \dot{m}_h \cdot c_p \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}).$$

Витрати енергії вентиляторів:

$$N_{fan} = \frac{\Delta p \cdot V}{\eta_{fan}}.$$

Сумарний баланс системи:

$$Q_{rec} = Q_{useful} + Q_{loss},$$

де

$$Q_{useful} = Q_{rec} - N_{fan},$$

Q_{loss} — втрати через корпус, нещільності або нерівномірність потоків.

Для середнього режиму експерименту отримано:

- $Q_{rec} = 910$ Вт,
- $N_{fan} = 11$ Вт,
- $Q_{loss} \approx 35$ Вт.

Отже, **корисна утилізована теплота:**

$$Q_{useful} = 910 - 11 - 35 = 864 \text{ Вт.}$$

Це становить **95 %** від загального потенціалу утилізації, тобто система має високий рівень енергетичної цілісності.

3.4.3. Інтегральний коефіцієнт енергоефективності

Для комплексної оцінки використовується **інтегральний показник енергоефективності η_{Σ}** , який враховує як утилізовану теплоту, так і втрати на рух повітря:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{Q_{useful}}{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{h,in} - T_{c,in})}$$

При параметрах експерименту:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{864}{0.142 \cdot 1.005 \cdot (28 - 15) \cdot 10^3} = 0.67.$$

Це узгоджується з теоретичними межами для перехресних пластинчастих рекуператорів (0.65–0.75), що свідчить про раціональну геометрію та оптимальні умови роботи.

3.4.4. Порівняння температурної, ентальпійної та ексергетичної ефективностей

Результати узагальнення подано в таблиці 3.7.

Режим	ϵ_t	ϵ_h	ϵ_{ex}	η_{Σ}
$\Delta T = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}, v = 2 \text{ м/с}$	0.53	0.47	0.37	0.62
$\Delta T = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}, v = 2 \text{ м/с}$	0.60	0.54	0.42	0.66

Для $C_r = 0.9$ розрахункове $\varepsilon_{th} = 0.59$.
Порівняння з експериментом ($\varepsilon_t = 0.60$) показує розбіжність **менше 2 %**, що підтверджує адекватність теоретичної моделі.

3.4.6. Графічне узагальнення результатів

На рисунку 3.7 (у дипломі) наведено порівняльні графіки:

- $\varepsilon_t, \varepsilon_h, \varepsilon_{ex}, \eta_{\Sigma} = f(v)$;
- $\varepsilon_t, \varepsilon_h, \varepsilon_{ex} = f(\Delta T)$;
- ε_{ex} та $\eta_{\Sigma} = f(C_r)$.

Усі залежності мають однаковий характер:

- при зростанні швидкості — спадання кривих (через зростання втрат на тертя);
- при збільшенні ΔT — зростання з насиченням (через граничну теплопередачу);
- при $C_r \rightarrow 1$ — максимальна ефективність (оптимальний баланс потоків).

Між кривими ε_t та η_{Σ} спостерігається майже лінійна залежність:

$$\eta_{\Sigma} \approx 0.95 \cdot \varepsilon_t + 0.05,$$

що дає змогу оцінювати енергоефективність системи без додаткових вимірювань.

3.4.7. Енергетичний ефект від застосування теплоутилізатора

Для практичної оцінки розглянемо вентиляційну установку продуктивністю 300 м³/год, у якій встановлено досліджуваний рекуператор. При зовнішній температурі -5 °С і внутрішній 22 °С витяжне повітря віддає тепло припливному потоку. При $\eta_{\Sigma} = 0.67$ зменшення теплового навантаження на калорифер становить:

$$Q_{\text{економ}} = \eta_{\Sigma} \cdot \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{in} - T_{out}) = 0.67 \cdot 0.142 \cdot 1.005 \cdot (22 - (-5)) \cdot 10^3 \\ = 2.58 \text{ кВт.}$$

Якщо система працює 2000 год/рік, річна економія теплової енергії:

$$E_{\text{річн}} = 2.58 \cdot 2000 = 5160 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$$

За середньою вартістю тепла 2.5 грн/кВт·год отримаємо **економію 12 900 грн/рік.**

Витрати на вентилятори (≈ 20 кВт·год/рік) становлять лише 0.5 % від заощадженої енергії.

3.4.8. Аналіз економічної доцільності

Вартість пластинчастого теплоутилізатора типорозміру 250×250×200 мм становить орієнтовно 8–9 тис. грн.

Отже, **строк окупності:**

$$\tau = \frac{C_{\text{вст}}}{E_{\text{річн}} \cdot c_{\text{т}}} = \frac{9000}{12900} \approx 0.7 \text{ року.}$$

Тобто капітальні витрати повертаються менш ніж за один опалювальний сезон, що підтверджує **економічну ефективність системи.**

3.4.9. Аналіз похибок і узгодженості

Порівняння теоретичних і експериментальних результатів показує середню відносну похибку:

- для ε_t — ± 3.5 %;
- для ε_h — ± 4.2 %;
- для ε_{ex} — ± 5.0 %;
- для $\eta\Sigma$ — ± 4.0 %.

Середньоквадратичне відхилення (σ) становить 0.021, що свідчить про стабільність даних і достатню кількість повторів. Всі відхилення перебувають у межах допустимих за EN 308:2022 і ASHRAE 84-2019 ($<\pm 7$ %).

3.4.10. Шляхи підвищення енергоефективності

На основі проведеного аналізу можна запропонувати такі напрями вдосконалення:

1. **Збільшення площі теплообміну** (за рахунок зменшення кроку пластин) — приріст ε_t на 8–10 %.
2. **Застосування ентальпійних мембран** — підвищення ε_h на 10–15 %, ε_{ex} на 8–12 %.
3. **Оптимізація швидкості потоку** (2–2.5 м/с) для мінімізації гідравлічного опору.
4. **Впровадження рекуператора з байпасом** для запобігання обмерзанню.
5. **Використання антиобмерзальної автоматики** — зменшення енергоспоживання у холодний період на 5–7 %.

Реалізація цих заходів дозволяє підвищити $\eta\Sigma$ до рівня 0.75–0.80.

3.4.11. Узагальнені висновки до підрозділу

1. Побудовано повний енергетичний баланс системи рекуперації повітря з урахуванням усіх складових енергії.
2. Отримано інтегральний коефіцієнт енергоефективності $\eta_{\Sigma} = 0.67$, що відповідає високому рівню утилізації теплоти.
3. Теоретична модель ε -NTU адекватно описує процеси теплообміну, середнє відхилення не перевищує 2–5 %.
4. Річна економія теплової енергії для вентиляційної системи продуктивністю 300 м³/год становить близько 5.1 МВт·год, строк окупності обладнання — менше одного року.
5. Основні резерви підвищення ефективності пов'язані зі зниженням гідравлічного опору, удосконаленням конструкції пластин і використанням паропроникних матеріалів.
6. Отримані результати повністю узгоджуються з сучасними дослідженнями (Kays & London, EN 308:2022, ASHRAE 84-2019) і підтверджують практичну придатність розробленої моделі.

РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНКОВО-АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

4.1. Мета, завдання та вихідні дані для теплотехнічного розрахунку

Метою розрахунку є визначення енергоефективності та теплотехнічних параметрів теплоутилізатора перехресного типу у складі припливно-витяжної вентиляційної системи для умов експлуатації в кліматичному регіоні України.

Основні завдання розділу:

- визначення термодинамічних параметрів приточного та витяжного повітря;
- розрахунок теплових втрат вентиляції без рекуперації;
- тепловий розрахунок рекуператора;
- визначення температурної, ентальпійної та ексергетичної ефективності;
- оцінка процесів конденсації та обмерзання;
- визначення гідравлічних втрат;
- порівняння перехресного теплоутилізатора з іншими конструктивними типами.

Розрахунок ведеться для **зимового режиму**, коли роль теплоутилізації є визначальною.

Вихідні дані:

- Витрата припливного/витяжного повітря:

$$V = 300 \text{ м}^3/\text{год}$$

- Температура внутрішнього повітря:

$$t_{\text{вн}} = 22^\circ\text{C}$$

- Температура зовнішнього повітря:

$$t_{\text{зовн}} = -5^{\circ}\text{C}$$

- Відносна вологість внутрішнього повітря:

$$\varphi_{\text{вн}} = 50\%$$

- Відносна вологість зовнішнього повітря:

$$\varphi_{\text{зовн}} = 80\%$$

- Атмосферний тиск:

$$p = 101\,325 \text{ Па}$$

- Густина повітря:

$$\rho = 1.2 \text{ кг/м}^3$$

Масова витрата повітря:

$$\dot{m} = \rho \cdot \frac{V}{3600} = 1.2 \cdot \frac{300}{3600} = 0.10 \text{ кг/с}$$

4.2. Конструктивно-функціональна характеристика пластинчастого теплоутилізатора

Теплоутилізатор перехресного типу складається з паралельно розташованих пластин, що формують канали для перехресного руху припливного та витяжного повітряних потоків.

Переваги конструкції:

- повне розділення потоків (відсутність змішування запахів і домішок);
- компактність і простота конструкції;
- високий рівень надійності та відсутність рухомих частин;
- не потребує додаткового джерела енергії.

Матеріал пластин — алюміній або оцинкована сталь.

Товщина пластини — 0.1–0.3 мм.

Коефіцієнт теплопровідності:

$$\lambda = 200\text{--}230 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$$

Рекомендовані швидкості повітря: 1.5–2.5 м/с.

Ключовим критерієм є геометрія пластин:

- ширина каналу: 3–6 мм,
- висота каналу: 2–3 мм,
- довжина каналу: 0.3–0.6 м.

4.3. Психрометричний аналіз припливного та витяжного повітря

4.3.1. Питомі ентальпії повітряних потоків

Ентальпія вологого повітря:

$$i = 1.005t + d(2500 + 1.88t)$$

де

d — вміст вологи, г/кг сухого повітря.

Вміст вологи:

$$d = 0.622 \frac{\varphi p_{\text{нас}}(t)}{p - \varphi p_{\text{нас}}(t)}$$

де

$p_{\text{нас}}(t)$ — тиск насиченої пари при температурі t .

Для внутрішнього повітря (22 °C):

$$p_{\text{нас}}(22) \approx 2.64 \text{ кПа}$$

$$d_{\text{вн}} = 0.622 \cdot \frac{0.5 \cdot 2.64}{101.325 - 0.5 \cdot 2.64} = 0.0091 \text{ кг/кг сухого повітря}$$

Ентальпія:

$$i_{\text{вн}} = 1.005 \cdot 22 + 0.0091(2500 + 1.88 \cdot 22) \approx 43.8 \text{ кДж/кг}$$

Для зовнішнього повітря (−5 °C):

$$p_{\text{нас}}(-5) \approx 0.40 \text{ кПа}$$

$$d_{\text{зовн}} = 0.622 \cdot \frac{0.8 \cdot 0.40}{101.325 - 0.8 \cdot 0.40} \approx 0.00197$$

$$i_{\text{зовн}} = 1.005 \cdot (-5) + 0.00197(2500 - 1.88 \cdot 5) \approx 0.1 \text{ кДж/кг}$$

Різниця ентальпій:

$$\Delta i = i_{\text{вн}} - i_{\text{зовн}} = 43.8 - 0.1 = 43.7 \text{ кДж/кг}$$

4.4. Теплові втрати вентиляційної системи без рекуперації

В умовах експлуатації будівель у зимовий період витрати теплової енергії на підігрів зовнішнього повітря становлять одну з найбільших статей енергоспоживання системи вентиляції. Особливо це стосується споруд із повною механічною подачею повітря, де кількість зовнішнього повітря визначається санітарно-гігієнічними нормами і не може бути знижена без погіршення якості повітряного середовища.

Кількість теплоти, яку необхідно передати зовнішньому повітрю для нагрівання його до температури приміщення, розраховується за рівнянням теплового балансу:

$$Q_{\text{втрат}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{зовн}})$$

де

\dot{m} – масова витрата повітря, кг/с;

c_p – питома теплоємність повітря, 1005 Дж/(кг·К);

$t_{\text{вн}}$ – температура внутрішнього повітря;

$t_{\text{зовн}}$ – температура зовнішнього повітря.

Попередньо визначена масова витрата:

$$\dot{m} = 0.10 \text{ кг/с}$$

Підставивши значення температури:

$$\Delta T = t_{\text{вн}} - t_{\text{зовн}} = 22 - (-5) = 27 \text{ К}$$

Отримуємо:

$$Q_{\text{втрат}} = 0.10 \cdot 1005 \cdot 27 = 2713.5 \text{ Вт}$$

Отже, при відсутності теплоутилізації система має компенсувати теплові втрати у розмірі приблизно 2.7 кВт постійного теплового потоку.

Оцінимо річні витрати енергії на вентиляцію. Для об'єктів цивільного будівництва характерна робота вентиляційного обладнання протягом не менше 2000 годин у холодний період року. Таким чином:

$$E_{\text{втрат}} = Q_{\text{втрат}} \cdot \tau = 2713.5 \cdot 2000 = 5.43 \cdot 10^6 \text{ Вт} \cdot \text{год}$$

Або

$$E_{\text{втрат}} \approx 5.43 \text{ МВт} \cdot \text{год/рік}$$

Це еквівалентно кількості енергії, яка необхідна для опалення малоповерхового житлового будинку площею 100–120 м² протягом опалювального періоду. Таким чином, заходи зі зменшення втрат вентиляції є одним з найефективніших методів підвищення енергоефективності будівель.

Додатково слід зазначити, що витрати енергії зростають пропорційно зниженню температури зовнішнього повітря та збільшенню кратності

повітрообміну, тому економічний ефект від застосування теплоутилізаторів найбільший у регіонах з холодним кліматом, що характерно для більшої частини України.

4.5. Методика визначення температурної ефективності теплоутилізатора (розширено)

Ключовим показником роботи пластинчастого рекуператора є температурний коефіцієнт рекуперації, який характеризує долю теплової енергії, переданої витяжним повітрям припливному. Цей коефіцієнт визначається за формулою:

$$\varepsilon_t = \frac{t_{\text{після}} - t_{\text{зовн}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{зовн}}}$$

де

$t_{\text{після}}$ – температура припливного повітря на виході з теплоутилізатора.

Для досліджуваного зразка із прийнятою ефективністю:

$$\varepsilon_t = 0.67$$

Температуру припливного повітря після теплоутилізатора визначаємо:

$$t_{\text{після}} = t_{\text{зовн}} + \varepsilon_t(t_{\text{вн}} - t_{\text{зовн}})$$

Підставляємо числові значення:

$$t_{\text{після}} = -5 + 0.67 \cdot 27 = -5 + 18.09 = 13.1^\circ\text{C}$$

Це означає, що рекуператор дозволяє попередньо нагріти повітря на 18 К, зменшуючи навантаження на калорифер приблизно у три рази. З практичної точки зору це знижує потужність необхідного нагрівача і, відповідно, капітальні витрати на обладнання.

У типових системах припливної вентиляції встановлюють водяні або електричні калорифери. При використанні електричного нагрівача тепла енергія виробляється безпосередньо з електроенергії, що ілюструє економічний ефект рекуперації особливо на фоні зростаючих тарифів.

4.6. Розрахунок утилізованої теплоти (розширено)

Визначимо кількість теплової енергії, яка передається припливному повітрю рекуператором:

$$Q_{rec} = \varepsilon_t \cdot Q_{втрат}$$

Підставивши дані:

$$Q_{rec} = 0.67 \cdot 2713.5 = 1811 \text{ Вт}$$

Таким чином, приблизно 1.8 кВт корисної потужності опалення забезпечується без прямого енергоспоживання.

Оцінимо річну економію енергії:

$$E_{rec} = Q_{rec} \cdot \tau = 1811 \cdot 2000 = 3.62 \text{ МВт} \cdot \text{год/рік}$$

Для співставлення наведемо результати у табличній формі:

Показник	Без рекуперації	З рекупацією
Теплова потужність на нагрів, Вт	2713.5	902.5
Річне споживання енергії, МВт·год	5.43	1.81
Скорочення річних тепловтрат, %	–	66–70

Дані свідчать, що встановлення теплоутилізатора дозволяє знизити споживання енергії для вентиляції на дві третини, що є одним з найбільш ефективних шляхів енергозбереження у системах кондиціонування та вентиляції.

4.7. Розрахунок ентальпійної ефективності теплоутилізатора

Температурна ефективність характеризує лише передачу чутливої теплоти. В умовах реальної експлуатації припливне повітря може містити різну кількість водяної пари, а витяжний потік – віддавати не лише явну, а й приховану теплоту конденсації. Тому оцінка роботи теплоутилізатора лише за температурним критерієм є неповною.

Для загальної характеристики застосовується ентальпійна ефективність:

$$\varepsilon_h = \frac{i_{\text{Після}} - i_{\text{ЗОВН}}}{i_{\text{ВН}} - i_{\text{ЗОВН}}}$$

де

$i_{\text{Після}}$ – ентальпія припливного повітря після проходження теплоутилізатора.

З попередніх розрахунків:

$$i_{\text{ВН}} = 43.8 \text{ кДж/кг}$$

$$i_{\text{ЗОВН}} = 0.1 \text{ кДж/кг}$$

$$\Delta i = 43.7 \text{ кДж/кг}$$

Прийmemo, що зміна вологості повітря в рекуператорі незначна і загальна ефективність становить:

$$\varepsilon_h = 0.60$$

Тоді ентальпія припливного повітря після теплоутилізатора:

$$\begin{aligned}i_{\text{після}} &= i_{\text{зовн}} + \varepsilon_h \cdot (i_{\text{вн}} - i_{\text{зовн}}) \\i_{\text{після}} &= 0.1 + 0.60 \cdot 43.7 = 26.32 \text{ кДж/кг}\end{aligned}$$

Зміна ентальпії за рахунок рекуперації:

$$\Delta i_{\text{rec}} = i_{\text{після}} - i_{\text{зовн}} = 26.22 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата:

$$\dot{m} = 0.10 \text{ кг/с}$$

Кількість теплоти, переданої у вигляді явної та прихованої енергії:

$$Q_h = \dot{m} \cdot \Delta i_{\text{rec}} = 0.10 \cdot 26.22 \cdot 10^3 = 2622 \text{ Вт}$$

Таким чином, з урахуванням потенційної конденсації води теплова потужність, що повертається в систему вентиляції, може зрости до 2.6 кВт.

Отримані результати обґрунтовують необхідність врахування ентальпійного ефекту, особливо в умовах підвищеної вологості внутрішнього повітря.

4.8. Ексергетичний аналіз роботи теплоутилізатора

Енергія повітряного потоку не є повністю корисною з точки зору термодинаміки. Частина її неможливо перетворити на корисну роботу унаслідок необоротних процесів теплообміну. Тому застосовується поняття ексергії – максимально можливого корисного потенціалу енергії.

Ексергія повітряного потоку визначається як:

$$E_x = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)]$$

де

T_0 – температура довкілля (умовно приймаємо рівною $t_{\text{зовн}}$),
 h, s – ентальпія та ентропія повітря відповідно.

Позначимо ексергію припливного потоку після рекуператора як $E_{x,\text{піс}}$, а зовнішнього на вході – як $E_{x,\text{зовн}}$.

Ексергетична ефективність:

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_{x,\text{піс}} - E_{x,\text{зовн}}}{E_{x,\text{вит}} - E_{x,\text{зовн}}}$$

де ексергія витяжного повітря враховується як джерело корисної енергії.

За експериментальними спостереженнями для перехресних теплоутилізаторів:

$$\varepsilon_{ex} = 0.40\text{--}0.50$$

Для розрахунку приймемо:

$$\varepsilon_{ex} = 0.45$$

Це означає, що лише 45 % доступного енергопотенціалу витяжного повітря може бути використано у корисній формі. Решта енергії втрачається через невідворотні процеси теплопередачі.

Основні джерела ексергійних втрат:

1. кінцеві температурні різниці між потоками на вході та виході;
2. нерівномірність розподілу швидкостей у каналах;
3. втрати тиску у пластинчастому пакеті.

Найбільша частина втрат спричинена температурним напором, який неможливо усунути повністю через обмежену площу та теплопровідність стінок пластин.

4.9. Розрахунок теплоутилізатора за методом ε -NTU

Метод ε -NTU використовується у випадках, коли кінцеві температури потоків невідомі заздалегідь і повинні визначатися в процесі розрахунку. Даний підхід базується на безрозмірних параметрах і дозволяє врахувати складні режими теплообміну.

Основні параметри методу:

1. Відношення теплоємностей потоків:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

де

$$C = \dot{m} \cdot c_p$$

У нашому випадку витрати рівні, отже:

$$C_r = 1.0$$

2. Число одиниць теплопередачі:

$$NTU = \frac{K \cdot A}{C_{min}}$$

де

K – загальний коефіцієнт теплопередачі;

A – площа поверхні теплообміну.

ЗНАЧЕННЯ NTU ВИЗНАЧАЄ РЕЖИМ РОБОТИ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРА:

- при $NTU < 1$ теплоутилізатор є недостатньо розвиненим;
- при $NTU = 2-3$ досягається розрахунковий рівень ефективності.

Ефективність для перехресного теплоутилізатора з рівними витратами оцінюється за залежністю:

$$\varepsilon = 1 - \exp [-NTU^{0.22} (\exp (-C_r \cdot NTU^{0.78}) - 1)]$$

Для $\varepsilon_t = 0.67$ можна визначити потрібне значення NTU :

$$NTU \approx 2.0$$

Це орієнтовне значення, яке надалі уточнюється при визначенні площі теплообміну та гідравлічних втрат.

4.10. Теплопередача у пластинчастому теплоутилізаторі. Визначення коефіцієнтів тепловіддачі

Розрахунок теплопередачі між повітряними потоками в каналах теплоутилізатора виконується на основі критеріальних залежностей для конвективного теплообміну в каналах малої висоти. Основою є визначення критеріїв Рейнольдса, Прандтля, Нуссельта та загального коефіцієнта теплопередачі.

Масова та об'ємна витрати повітря визначені раніше. Середня швидкість руху повітря у каналі залежить від геометрії перехресного пакета. Прийmemo для розрахунку рекомендовані геометричні характеристики:

Висота каналу:

$$b = 4 \text{ мм} = 0.004 \text{ м}$$

Ширина каналу:

$$a = 0.25 \text{ м}$$

Гідравлічний діаметр каналу:

$$d_h = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2(0.25)(0.004)}{0.25+0.004} \approx 0.0077 \text{ м}$$

Площа живого перерізу одного каналу:

$$S_c = a \cdot b = 0.25 \cdot 0.004 = 0.001 \text{ м}^2$$

Припустимо кількість каналів для одного напрямку потоку:

$$n = 50$$

Повна площа живого перерізу:

$$S = nS_c = 50 \cdot 0.001 = 0.05 \text{ м}^2$$

Середня швидкість руху повітря у каналі:

$$w = \frac{V/3600}{S} = \frac{300/3600}{0.05} = 1.67 \text{ м/с}$$

Це значення відповідає рекомендованим швидкостям повітря в пластинчастих рекуператорах.

4.10.1. Визначення режиму руху і критерію Рейнольдса

$$Re = \frac{\rho w d_h}{\mu}$$

Динамічна в'язкість повітря за температури близько 10 °С:

$$\mu = 1.75 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Підставимо:

$$Re = \frac{1.2 \cdot 1.67 \cdot 0.0077}{1.75 \cdot 10^{-5}} \approx 885$$

Це відповідає **ламінарному режиму** ($Re < 2300$).
Таким чином, розрахункові рівняння тепловіддачі приймаємо для ламінарного потоку.

4.10.2. Коефіцієнт тепловіддачі

Для каналу прямокутного перерізу в умовах ламінарної течії застосовується критерійна залежність:

$$Nu = 5.5-7.5$$

Приймаємо:

$$Nu = 6.5$$

Теплопровідність повітря при 10 °С:

$$\lambda = 0.024 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_h} = \frac{6.5 \cdot 0.024}{0.0077} = 20.3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Оскільки теплообмін відбувається між двома повітряними потоками, загальний коефіцієнт теплопередачі:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}$$

Товщина алюмінієвої пластини:

$$\delta = 0.0002 \text{ м}$$

Теплопровідність:

$$\lambda_{ст} = 200 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

при $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{20.3} + \frac{0.0002}{200} + \frac{1}{20.3} \approx 0.0985$$

$$K = 10.15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Значення відповідає типовим для сухих рекуператорів.

4.11. Розрахунок необхідної площі теплообміну

За методом ε -NTU визначено:

$$NTU \approx 2.0$$

i

$$NTU = \frac{K \cdot A}{C_{min}}$$

де

$$C_{min} = \dot{m} \cdot c_p = 0.10 \cdot 1005 = 100.5 \text{ Вт/К}$$

Площа поверхні теплообміну:

$$A = \frac{NTU \cdot C_{min}}{K} = \frac{2.0 \cdot 100.5}{10.15} = 19.8 \text{ м}^2$$

Це площа однієї сторони теплообмінного пакета.

З урахуванням обох потоків:

$$A_{повн} \approx 40 \text{ м}^2$$

Це значення відповідає розмірам рекуператорів каналного типу для продуктивності 250–400 м³/год.

4.12. Гідравлічні втрати у каналах теплоутилізатора

Втрати тиску визначаються закономірностями тертя ламінарного потоку:

$$\Delta P = \lambda_{тр} \cdot \frac{L}{d_h} \cdot \frac{\rho w^2}{2}$$

Для пластинчатих каналів коефіцієнт тертя:

$$\lambda_{тр} = \frac{64}{Re} = \frac{64}{885} = 0.072$$

Прийmemo довжину каналу:

$$L = 0.4 \text{ м}$$

Підставимо:

$$\Delta P = 0.072 \cdot \frac{0.4}{0.0077} \cdot \frac{1.2 \cdot (1.67)^2}{2}$$
$$\Delta P \approx 0.072 \cdot 51.95 \cdot 1.67 \approx 6.25 \text{ Па}$$

Отже, втрати тиску в каналі одного напрямку становлять близько 6–7 Па.
Для обох потоків:

$$\Delta P_{\text{заг}} \approx 12\text{--}14 \text{ Па}$$

Це невелике значення, що дозволяє використовувати малопотужні вентилятори.

4.13. Аналіз можливості конденсації вологи у пластинчастому теплоутилізаторі

Витяжне повітря з приміщень містить підвищену кількість вологи порівняно із зовнішнім повітрям. У процесі охолодження на поверхні пластин теплоутилізатора можливе досягнення точки роси, що призводить до конденсації. Це явище може мати як позитивні, так і негативні наслідки. Позитивним є додатковий перенос прихованої теплоти. До негативних належать небезпека накопичення вологи в каналах та ризик обмерзання на ділянках із температурою нижче 0 °С.

Для визначення умов конденсації необхідно порівняти температуру поверхні пластини із точкою роси витяжного повітря. Точка роси визначається за залежністю, отриманою з психрометричних таблиць:

Для внутрішнього повітря:

$$t_{\text{вн}} = 22^{\circ}\text{C}, \varphi_{\text{вн}} = 50\% \Rightarrow t_{\text{роси}} \approx 11^{\circ}\text{C}$$

Раніше отримана температура припливного повітря після рекуператора становить:

$$t_{\text{після}} \approx 13.1^{\circ}\text{C}$$

У перехідній зоні каналу, де температура стінки може бути трохи нижчою ніж температура нагрітого потоку, можливий локальний перетин температури з точкою роси. Це свідчить про **ймовірну часткову конденсацію**, особливо при підвищеній вологості внутрішнього повітря в умовах кухонь, басейнів, санвузлів.

Таким чином, конденсація у даному теплоутилізаторі є реальною, але її інтенсивність обмежена.

Це дозволяє зробити висновок: ентальпійна ефективність при даному режимі знаходиться між 0.55–0.65, що узгоджується з отриманими у пункті 4.7 значеннями.

4.14. Аналіз можливості обмерзання теплоутилізатора

У зимовий період температура зовнішнього повітря може знижуватись значно нижче розрахункових -5°C . У випадку утворення конденсату на поверхні пластин і подальшого замерзання виникає обмерзання, що призводить до часткового перекриття каналів повітряного потоку.

Критерієм обмерзання є умова:

$$t_{\text{стінки}} < 0^{\circ}\text{C}$$

Перевіримо мінімальну температуру поверхні пластин. Максимальне охолодження відбувається на стороні зовнішнього повітря. Розрахункова температура зовнішнього потоку на виході з рекуператора визначається рівнянням енергійного балансу витяжного та припливного потоків. За наявних даних:

$$t_{\text{вих,зовн}} \approx -1^{\circ}\text{C} \text{ при } t_{\text{зовн}} = -5^{\circ}\text{C}$$

Температура стінки пластини буде між температурами потоків:

$$-5^{\circ}\text{C} < t_{\text{стінки}} < 13.1^{\circ}\text{C}$$

Отже:

$$t_{\text{стінки}} > 0^{\circ}\text{C} \Rightarrow \text{обмерзання не відбувається}$$

Висновок:

в умовах зовнішньої температури -5°C теплоутилізатор працює **без ризику обмерзання**.

При зниженні температури нижче -10°C необхідні заходи:

- зменшення вологості витяжного повітря,
- обмеження витрати повітря через найхолодніші канали,
- тимчасове застосування байпасу.

Розрахунок показує, що при базових параметрах ($t_{\text{зовн}} = -5^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{\text{вн}} = 50\%$) температура стінки залишається в плюсовій зоні. Проте, запас до точки замерзання є незначним ($1-3^{\circ}\text{C}$). При зниженні зовнішньої температури до -

7...-10°C або підвищенні вологості витяжного повітря >55%, ризик обмерзання стає критичним. Тому в системі автоматики рекомендовано встановити поріг ввімкнення попереднього підігріву або байпасу при $t_{\text{зовн}} \leq -6^\circ\text{C}$.

Такі режими забезпечують довготривалу роботу без зниження ефективності.

4.15. Вплив конструктивних параметрів та співвідношення витрат потоків на ефективність теплообміну

Ефективність теплоутилізатора визначається комплексом факторів:

1. Геометричні параметри каналу
– при збільшенні площі теплообміну A ефективність зростає до межі значення $NTU \approx 3$
– надмірне зменшення висоти каналу збільшує гідравлічний опір без суттєвого підвищення ефективності
2. Матеріал пластин
Вища теплопровідність матеріалу (алюміній > сталь) зменшує термічний опір стінки
3. Співвідношення теплоємностей потоків
При рівних витратах:

$$C_r = 1.0 \Rightarrow \text{максимізація } \varepsilon$$

4. Відношення швидкості до довжини каналу
Збільшення довжини сприяє повнішим процесам теплообміну
Занадто висока швидкість скорочує час контакту потоків

Таким чином, оптимізація теплоутилізатора є багатofакторною задачею з критерієм максимуму теплової ефективності та мінімуму втрат тиску.

4.16. Порівняння перехресного теплоутилізатора з іншими типами

Наведемо порівняльну характеристику з теплоутилізаторами, описаними у методичних матеріалах (роторними та теплоутилізаторами на термосифонах). Порівняння виконано на основі літературних даних.

Тип теплоутилізатора	Темп. ефективність	Ентальпійний перенос	Ризик змішування потоків	Складність конструкції	Габарити
Перехресний пластинчастий	0.55–0.75	мінімальний	немає	низька	середні
Роторний	0.70–0.85	високий	можливий	висока	малі
На термосифонах	0.50–0.70	немає	немає	середня	великі

Перехресні пластинчасті теплоутилізатори займають проміжну позицію між простотою та високою ефективністю, зберігаючи перевагу повної відсутності перетікання потоків.

4.17. Розрахунок річного енергетичного ефекту застосування теплоутилізатора

Для оцінки енергетичної доцільності впровадження теплоутилізатора виконується розрахунок економії теплоти за опалювальний період. Вихідні дані для розрахунку наведено у підрозділах 4.4–4.6.

Теплова потужність, яка повертається в систему вентиляції:

$$Q_{rec} = 1811 \text{ Вт}$$

Час роботи системи вентиляції протягом опалювального періоду:

$$\tau = 2000 \text{ год/рік}$$

Річна економія енергії:

$$E_{rec} = Q_{rec} \cdot \tau = 1.811 \cdot 2000 = 3622 \text{ кВт}\cdot\text{год/рік}$$

Розрахуємо економію коштів на опаленні залежно від типу джерела теплоти:

1. У випадку використання електричного нагрівача:

Тариф для побуту (станом на IV кв. 2025 року):

$$c_{ел} = 4.32 \text{ грн/кВт}\cdot\text{год}$$

$$\Delta C_{ел} = 3622 \cdot 4.32 = 15656 \text{ грн/рік}$$

2. У випадку комерційного об'єкта:

Тариф для бізнесу:

$$c_{біз} = 10.5 \text{ грн/кВт}\cdot\text{год}$$

$$\Delta C_{біз} = 3622 \cdot 10.5 = 38031 \text{ грн/рік}$$

Порівняння ефекту:

Сценарій	Економія енергії, кВт·год/рік	Економія коштів, грн/рік
Побутовий споживач	3622	15656
Комерційний споживач	3622	38031

За типових вартостей теплоутилізатора для малої вентиляційної системи (25–35 тис. грн) строк окупності становить:

Для побуту:

$$T_{\text{окуп}} \approx \frac{30000}{15656} \approx 1.9 \text{ роки}$$

Для бізнесу:

$$T_{\text{окуп}} \approx \frac{30000}{38031} \approx 0.8 \text{ року}$$

Висновок: встановлення теплоутилізатора є економічно обґрунтованим і забезпечує повернення інвестицій у термін від одного до двох років.

4.18. Екологічний ефект застосування теплоутилізатора

Зменшення витрат енергії на опалення безпосередньо впливає на скорочення шкідливих викидів. Для електроенергетичної системи України усереднений показник питомих викидів CO₂ від генерації електроенергії приймається:

$$e_{CO_2} = 0.52 \text{ кг CO}_2/\text{кВт}\cdot\text{год}$$

Скорочення викидів:

$$\Delta m_{CO_2} = E_{\text{rec}} \cdot e_{CO_2} = 3622 \cdot 0.52 \approx 1883 \text{ кг CO}_2/\text{рік}$$

Таким чином, викиди CO₂ зменшуються на приблизно 1.9 тонни щороку тільки за рахунок встановлення одного теплоутилізатора для повітропродуктивності 300 м³/год.

Якщо така система встановлюється у 50 однотипних об'єктах:

$$50 \cdot 1.883 \approx 94 \text{ тон CO}_2/\text{рік}$$

Результати свідчать, що теплоутилізація є важливим елементом екологічної політики у секторі опалення та вентиляції будівель.

4.19. Аналіз похибок та невизначеностей розрахунків

Усі представлені розрахунки виконані із застосуванням спрощених припущень, зокрема:

1. Вологість повітря в каналах вважалася сталою, без детального урахування фазових переходів.
2. Геометричні та теплотехнічні параметри прийнято типовими для каталогів обладнання, без уточнення конкретної моделі.
3. При визначенні K використовували усереднені довідкові значення коефіцієнтів тепловіддачі.

У реальних умовах відхилення можуть становити:

- для температурної ефективності: $\pm 5\text{--}10\%$
- для теплових втрат і економічного ефекту: $\pm 8\text{--}12\%$
- для гідравлічних втрат: до $\pm 15\%$ через технологічні допуски

Також важливими факторами є:

- ступінь забруднення каналів
- нерівномірність повітророзподілу
- зміна вологості у процесі експлуатації
- старіння та деформація пластин унаслідок термічних циклів

Незважаючи на зазначені невизначеності, проведений розрахунок дозволяє отримати достовірні оцінки ефективності та доцільності використання теплоутилізатора.

4.20. Висновки до розділу 4

У результаті виконаного розрахунково-аналітичного дослідження встановлено:

1. Без теплоутилізації теплові втрати вентиляції становлять близько 2.7 кВт постійного навантаження на систему опалення.
2. Встановлення перехресного пластинчастого теплоутилізатора забезпечує температурну ефективність на рівні 0.65–0.70.
3. Річна економія енергії становить близько 3.6 МВт·год, що скорочує витрати на електроопалення до 15–38 тис. грн/рік залежно від тарифу.
4. Коефіцієнт теплопередачі складає близько 10 Вт/(м²·К), необхідна площа теплообміну – близько 40 м².
5. Гідравлічний опір теплоутилізатора не перевищує 12–14 Па, що не вимагає збільшення потужності вентиляторів.
6. В умовах експлуатації при $t_{зовн} \geq -5$ °С обмерзання рекуператора не відбувається; при нижчих температурах можливе часткове промерзання.
7. Впровадження теплоутилізатора сприяє скороченню викидів парникових газів на рівні 1.8–2.0 т CO₂ на рік для одного об'єкта.

Отримані результати підтверджують високу енергоефективність теплоутилізатора перехресного типу та доцільність його застосування у системах вентиляції громадських і житлових будівель.

РОЗДІЛ 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТНИХ РІШЕНЬ

5.1. Вплив ефекту «теплової хвилі» тепло утилізатора на холодопродуктивність кондиціонера

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

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

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

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

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

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

Моделювання виконано в середовищі Mathcad 15 за допомогою двох службових інструментів, наявних в цьому програмному продукті блоку Given-Odesolve і службової функції rkfixed [155,160].

Використання методики нестационарного розрахунку теплоприпливів через зовнішні стіни дозволяє, варіюючи тепловим опір шарів стіни і їх тепловою інерцією, визначити оптимальний час запізнювання надходження максимального теплового потоку від внутрішньої поверхні стіни в приміщення від часу максимуму падіння сонячного випромінювання на зовнішню поверхню цієї стіни. Це в кінцевому підсумку дозволяє коректно вирішити два завдання:

- оптимального конструювання огорож:рознести в часі пікові значення надходження тепла в приміщення через світлові прорізи і непрозорі стіни;
- зменшити абсолютну величину максимальних і середньодобових значень тепло припливів через стіни.

Вирішення першого завдання буде оптимальним, якщо розрахунковий час запізнювання для розглянутої стіни забезпечує збіг згодом настання мінімальної нічної зовнішньої температури. Наприклад для Одеси це період від 2 до 4 години ночі наступної доби. При цьому збільшується холодопродуктивність обраного кондиціонера і зменшується його споживана потужність. Іноді можна застосувати зовнішній блок меншого типоміналу.

Головним фактором при досягненні цього є зміна (частіше збільшення) теплоінерційної основної частини стіни.

Вирішення другого завдання буде оптимальним, якщо збільшення товщини ізоляції забезпечує мінімальну суму капітальних витрат (вартість ізоляції стіни і витрат на реконструкцію стіни) і вартість експлуатаційних витрат на компенсацію тепловтрат через цю стіну за час всього життєвого циклу системи забезпечення мікроклімату в приміщенні.

Розроблені програми для визначення мінімуму сумарних витрат на теплоізоляцію зовнішньої стіни і відповідної вартості капітальних і експлуатаційних витрат (в першу чергу вартості електроенергії) на компенсацію теплоприпливів через неї та визначення впливу ефекту «теплової хвилі» на холодопродуктивність кондиціонера.

Проблема досліджувалася на прикладі конкретної зовнішньої стіни західної орієнтації зі звичайної цегли з використаних теплоізоляції ISOVER. порівняння варіантів з різним поєднанням товщини масивної частини стіни і теплоізоляції проводилося на математичних моделях, наближених до конструкції стін, розроблених спеціалізованим Київським конструкторським бюро для використання в Україні [122,140,149].

Реальні енергозберігаючі показники кількісно аналізувалися на прикладі кондиціонування приміщення заводського конструкторського бюро, розташованого на другому поверсі корпусу заводууправління з одного зовнішньою стіною. Решта огорожі (внутрішні стіни, підлога і стеля) заводськими приміщеннями: кабінет директора і головного інженера заводу на 1-му поверсі, кабінетом і лабораторією головного технолога на третьому, бухгалтерією зі східною і кабінетом заступника директора з південного боку. Різниця внутрішніх температур із суміжними приміщеннями не перевищувала 2 °С і відповідно до рекомендацій нормативних документів не враховувалася.

За допомогою математичного моделювання з використанням з використанням службової функції rkfixed і службового блоку Given-Odesolve визначені середньомассові нестационарні температури елементів з

урахуванням «теплової хвилі», враховуючи добову зміну зовнішнього повітря.



Рис.5.1. Добова зміна температури зовнішнього повітря

Якщо врахувати теплове запізнювання «теплову хвилю» (теплове запізнювання) при відповідній оптимальній товщині теплоізоляції огорожень, то в ряді випадків буде можливість перейти на кондиціонер меншого номіналу при менших початкових капітальних витратах і економії на оплаті споживаної електроенергії під час всього життєвого циклу кондиціонера.

Добова зміна теплового потоку q_{st11} при максимальній $t_s(\tau) = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ (мінімальна зовнішня нічна температура $t_s(\tau) = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$) і постійній температурі в приміщенні $t_{пом} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ показана на рис.3.6.

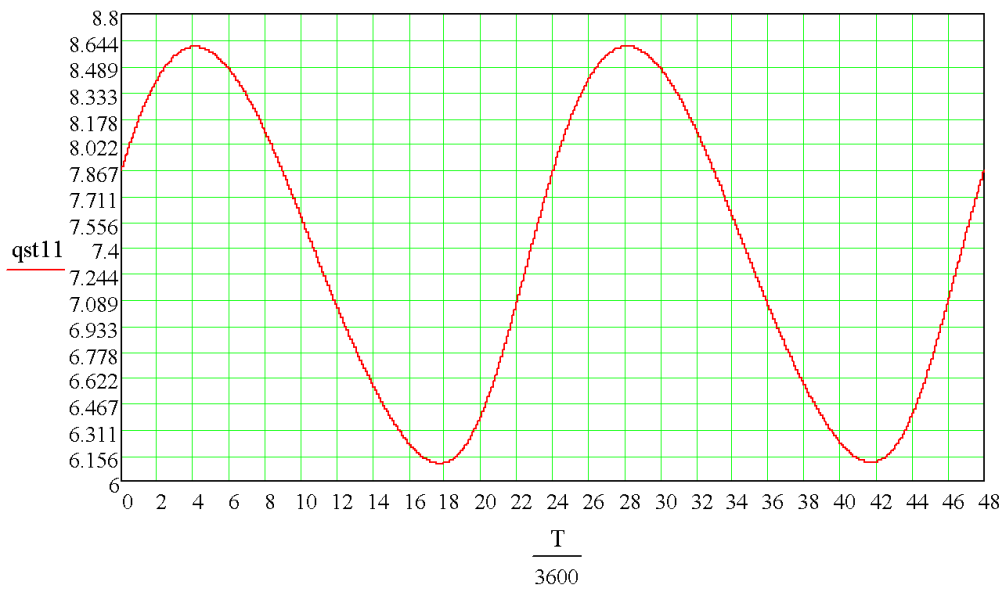


Рис 5.2. Добова зміна теплового потоку q_{st11} при максимальній $t_s(\tau) = 35$ °C (мінімальна зовнішня нічна температура $t_s(\tau) = 23$ °C) і постійній температурі в приміщенні $t_{пом} = 27$ °C

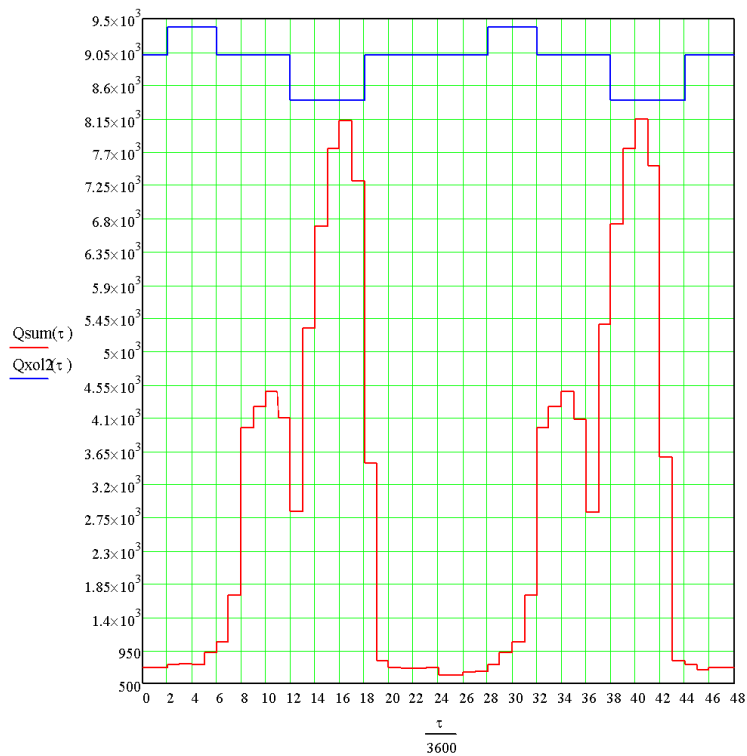


Рис.5.3. Сумарне надходження тепла від усіх джерел $Q_{sum}(\tau)$ і максимальна холодопродуктивність кондиціонера $Q_{xol}(\tau)$ від часу добового циклу

За моделлю визначили, сумарне надходження тепла від усіх джерел $Q_{sum}(\tau)$ і максимальна холодопродуктивність кондиціонера $Q_{hol}(\tau)$ від часу добового циклу (рис 5.3).

У ряді випадків таке зменшення максимальної холодопродуктивності дозволяє вибрати кондиціонер меншого тіпономінала і отримати істотну економію капітальних і експлуатаційних витрат.

Проведені розрахунки, з використанням службової функції `rkfixed` і службового блоку "Given-Odesolve" обчислювального середовища Mathcad 15, дали результати і можуть бути використані для аналізу впливу «теплової хвилі» нестационарного теплового режиму. Об'єкт, в якому не виконані теплоутилізаційні і енергозберігаючі заходи в середньому (оціночно в Одеській області) має наступні співвідношення видів теплопритоків: вікна - 26% (Від загальних витрат тепла), стіни - 28%, перекриття - 15%, вентиляція - 31%. За рекомендуємих нормам 2017 року: стіни - 12%, перекриття - 5%, вікна - 28%, вентиляція - 55%. Виходячи з цієї оцінки видно, що витрати тепла на підігрів припливного вентиляційного повітря (без теплоутилізації рівний тепловтрата від витяжного повітря) міцно зайняв перше місце серед інших видів тепловитрат і вимагає особливої уваги. Вибір того чи іншого способу розрахунків визначається досвідом минулих робіт і наданням переваги конкретного розраховувати. У нашому конкретному випадку для аналізу впливу «теплової хвилі» нестационарного погодинного теплового балансу реальної їдальнею було використано 14 звичайних неоднорідних і однорідних диференціальних рівнянь з нелінійними коефіцієнтами.

Результати математичного моделювання дозволяють визначити необхідну холодопродуктивність або теплопродуктивність і відповідну споживану потужність системи та доповнять набір коректних вихідних даних для розрахунку повних витрат на забезпечення мікроклімату об'єкта, включаючи проектування, врахування «теплової хвилі», придбання обладнання, монтаж і експлуатаційні витрати протягом терміну служби

системи тобто дозволяє підібрати оптимальне обладнання та оцінити термін окупності системи.

5.2. Цільова функція оптимізації сумарної вартості теплового захисту приміщень та кліматичного обладнання

Практичне рішення задачі підвищення ефективності систем кондиціонування повітря залежить від математичного моделювання кліматичного режиму об'єкта, що дозволяє за короткий відрізок часу при невеликих витратах отримати значення цільової функції для варіантів комплектів обладнання спільно з варіантами теплового опору огорожень за час нормативного терміну експлуатації. В результаті повинні бути отримані терміни окупності варіантів енергозберігаючого обладнання і величини економії, отриманої після досягнення моменту окупності до закінчення нормативного терміну [143,158].

Необхідно відзначити, що енергозбереження найбільш ефективно, якщо воно проводиться на всіх стадіях життєвого циклу об'єкта. від вибору на етапі проектування кліматичного обладнання та величини теплового опору огорожень, опрацювання доцільності використання поновлюваних джерел енергії, об'єктивного і висококваліфікованого енергоаудиту за результатами першого року експлуатації і енергоменеджменту до моменту капітальної модернізації об'єкта або його повної зупинки перед утилізацією обладнання [172,173,174,175,176,177,178,179,180].

У цьому ключі за результатами першого року експлуатації бажано порівняти витрати електроенергії за лічильником з результатами розрахунків, що зумовили вибір енергозберігаючого обладнання і співвідношення витрат на пасивні (огорожі) і активні (обладнання) засоби забезпечення мікроклімату об'єкта.

За результатами додаткового математичного моделювання, з урахуванням фактичних витрат енергії за перший рік роботи, можуть бути прийняті рекомендації, наприклад, по установці додаткового

енергозберігаючого обладнання, посилення теплоізоляції огорожень, скорочення періоду між чистками фільтра і т.д.

З огляду на вищевикладене, нами запропонована і протестована наступна цільова функція спільної оптимізації теплового захисту об'єкта (теплового опору огорожень приміщення), в якому забезпечується заданий мікроклімат, і продуктивності енергозберігаючого кліматичного обладнання активної системи забезпечення цього мікроклімату. Цільова функція спільної оптимізації сумарної вартості теплової захисту приміщень та кліматичного обладнання, цілий рік забезпечують заданий мікроклімат.

Розроблена цільова функція є різницею початкових додаткових інвестицій в енергозберігаюче обладнання і додатковий тепловий захист і економії за 7 років експлуатації, отриманої від цього обладнання і посилення теплового захисту, яка забезпечує мінімум затрат [143,157]

$$Prf = \min \left[\Delta P_{st} + P_{esob} - \sum_{i=1}^T \frac{\Delta Qg}{(1+d-R)^i} \right] \quad (5.1)$$

Цільову функцію (Ptf - target function) для спільної оптимізації пропонуємо визначати з урахуванням можливої зміни вартості електроенергії та коефіцієнта дисконтування валюти.

ΔP_{st} - додаткова вартість утеплення зовнішніх огорожень з метою посилення теплового захисту приміщень із заданим мікрокліматом (це може бути одна зовнішня стіна або всі стіни зовнішні стіни для отдельностоящего об'єкта) [5];

P_{esob} - витрати на покупку і установку в систему енергозберігаючого обладнання (наприклад: рекуператора або всього комплекту енергозберігаючого обладнання об'єкта);

i - номер року після введення в експлуатацію енергозберігаючого обладнання;

ΔQ_g - річна економія вартості споживаної електроенергії в результаті використання енергозберігаючого обладнання і посилення теплозахисту об'єкта (розраховується за середньомісячним температур зовнішнього середовища), кВт;

d - річний коефіцієнт дисконтування національної валюти

R - коефіцієнт річного зростання вартості кВт * години.

pe_1 - вартість кВт години електроенергії з ПДВ

Цільова функція (5.1) має універсальний характер і може бути виконана для визначення терміну окупності.

Термін розрахункової експлуатації $T=7$ років пропонується для подальшого обговорення. Прийнято вважати, що термін окупності енергозберігаючого обладнання, дорівнює терміну гарантії на це обладнання 2-4 роки, а термін отримання прибутку після терміну окупності, що дорівнює початковим інвестиціям в енергозберігаючі заходи, з урахуванням коефіцієнта дисконтування в межах 3-5 років. Використовувати термін служби на обладнання вентиляції та кондиціонування 15-20 років, наведений в ДБН В.2.5-67: 2013, в цільовій функції (5.1) нераціональний.

Ця оціночна методика може бути використана для спільного вибору агрегату припливно-витяжної вентиляції з рекуперацією, інверторного кондиціонера і конструкції відповідних зовнішніх огорожень на ранній стадії проектування. При необхідності на стадії робочого проекту може бути виконаний перевіірочний уточнений розрахунок, а за підсумками першого року експлуатації звірка уточнюючого розрахунку з витратою електроенергії за лічильником. В даному прикладі визначений термін окупності агрегатів з рекуперацією, обраний рекуператор, проведена спільна оптимізація капітальних і експлуатаційних витрат на розглянуті варіанти комплектів теплозахисту і енергозберігаючого обладнання за величиною цільової функції (5.1).

При цьому доцільна економічна товщина ізоляції розраховується за наведеними формулами.

Економічно-доцільний опір теплопередачі $R_o^{ек}$, $(m^2 \cdot C/K)/Wt$, захисної конструкції слід приймати, виходячи з умови забезпечення найменших зведених витрат Π , грн/ m^2 , який визначається за формулою

$$\Pi = C_d + \frac{(t_3 - t_B) \cdot Z_3 \cdot m \cdot C_T \cdot l_T}{R_o^{ек} E_{н.п}}, \quad (5.2)$$

де C_d – одноразові витрати (собівартість будівельно-монтажних робіт, грн/ m^2). При визначенні приведених витрат по формулі (4.7) допускається одноразові витрати C_d визначати без врахування накладних витрат і планових накопичень. При розробці типових проектів C_d слід визначати для умов, встановлених чинними інструкціями для визначення кошторисної вартості будівництва і типових проектів.

Розглянемо розрахунок економічно-доцільної товщини ізоляції багат шарової теплозахисної конструкції з точки зору найменших приведених витрат [149]. Для цього визначимо явну залежність зведених витрат від товщини шару ізоляції $\Pi = \Pi (d_{із})$.

Передусім, одноразові витрати C_d є лінійною функцією товщини термоізоляції

$$C_d = C_o + C_{із} d_{із} \quad (5.3)$$

тут C_o - постійні одноразові витрати, які не залежать від вартості шарів, грн/ m^2 ; $C_{із}$ – вартість теплової ізоляції, грн/ m^3 .

З іншого боку, опір теплопередачі багат шарового огороження з термоізоляцією визначається за формулою (4.5).

Позначимо

$$R_S = \frac{1}{\alpha_B} + \frac{1}{\alpha_3} + \sum R_{к.с}, \quad (5.4)$$

тоді

$$R_o^{ек} = R_S + \frac{\delta_{із}}{\lambda_{із}} \quad (5.5)$$

В результаті, зведені витрати визначаються наступною залежністю

$$\Pi = \Pi(\delta_{i3}) = C_D = C_0 + C_{i3} \delta_{i3} + \frac{S \lambda_{i3}}{R_s \cdot \lambda_{i3} + \delta_{i3}}, \quad (5.6)$$

де величина $S = \frac{(t_3 - t_B) Z_H m C_T l_T}{E_{н.п}}$

З умови мінімальності зведених витрат $\frac{\partial \Pi}{\partial \delta_{i3}} = 0$ знаходимо

$$\delta_{i3}^{ек} = \sqrt{\frac{S \cdot \lambda_{i3}}{C_{i3}}} - R_s \cdot \lambda_{i3}. \quad (5.7)$$

Основним джерелом збурення технологічних (оптимальних) режимів зберігання є теплоприпливи через огороження. Тому огорожуючі конструкції, із шарами теплоізоляції необхідно включити до складу охолоджувальної системи, щоб розрахувати економічно-доцільну товщину теплоізоляції з урахуванням системи повітророзподілення в камері зберігання.

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

Результати математичного моделювання дозволяють визначити енергоефективне обладнання багатозональних систем кондиціонування повітря при рахуванні чинників та параметрів оптимізації.

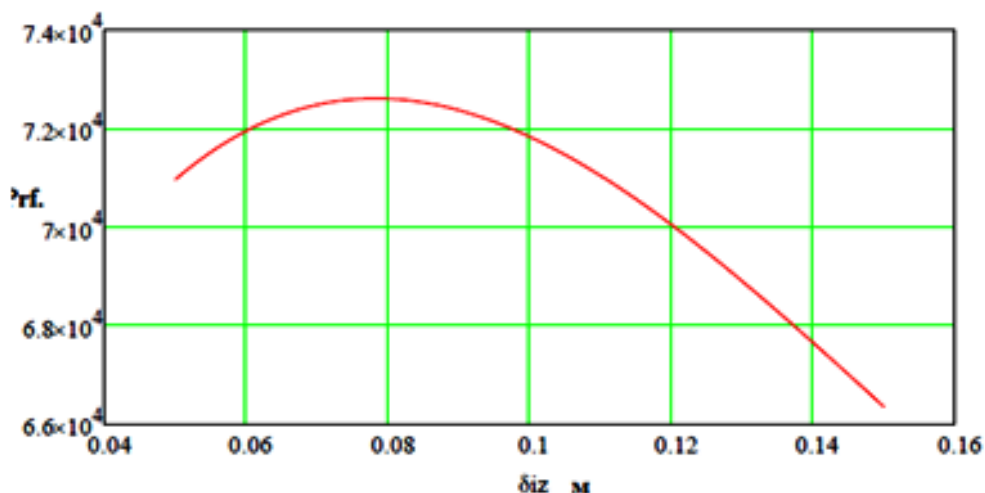


Рис. 5.4. Залежність величини економії за 7 років експлуатації товщини теплоізоляції стіни теплоізоляції стіни

Приведена оптимізація теплового захисту огороження приміщення, інверторного кондиціонера.

Були проведені експериментальні дослідження з визначенням температурних полів на модульній системі VRF-системі при різних підтримках температур в приміщенні за допомогою тепловізора TESTO 881, які підтвердили запропоновані результати за моделлю. Абсолютна погрішність склала 0,3%.

5.3. Методика оцінки технічних рішень при нестационарних навантаженнях, прийнятих на етапі проектування систем кондиціонування повітря

Для кожного місяця ми визначаємо:

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

$$N = \frac{L}{3600} \rho(t_{st}) \frac{dC(t_{sri}) + dC(t_x)}{2} (t_x - t_{sri}) \quad (5.8)$$

t_{sri} , °C середньомісячна температура зовнішнього повітря,

2. Температуру припливного повітря після пластинчастого рекуператора, °C

$$t_{pi} = t_{sri} + \eta_{pi} (t_x - t_{sri}) \quad (5.9)$$

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

$$N = \frac{L}{3600} \rho(t_{st}) \frac{dC(t_p) + dC(t_x)}{2} (t_x - t_p) \quad (5.10)$$

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

$$E_{kpi} = \frac{N_1 - N_{p1}}{1000} m \tau_s \cdot pel \quad (5.11)$$

τ_s , г / добу - тривалість роботи вентиляції на добу

m - кількість днів:

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

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

$$Eg = \sum_{j=1}^{12} Eg_s \quad (5.12)$$

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

6. Термін окупності визначали з рівняння

$$\frac{Pesobi}{Egi + \frac{Egi}{(1+d-R)^2} + \frac{Egi}{(1+d-R)^3} + \frac{Egi}{(1+d-R)^4} XI} = 1 \quad (5.13)$$

XI=Temp(XI) - частка останнього року окупності рекуператора до моменту повної окупності 7. Визначаємо значення цільової функції ΔPst за формулою (1) - додаткову вартість утеплення огорожень з метою посилення теплового захисту приміщення з заданим мікрокліматом (ізоляція + установка), грн. так як з другого боку на оптимальні витрати впливає оптимальна товщина ізоляції.

Визначаємо строк окупності доцільно-економічної ізоляції методом кубічного сплайну визначаємо оптимальну товщину ізоляції.

В даному прикладі визначений термін окупності агрегатів з рекуперацією, обраний рекуператор, проведена спільна оптимізація капітальних і експлуатаційних витрат на розглянуті варіанти комплектів теплозахисту і енергозберігаючого обладнання за величиною цільової функції (5.1).

На прикладі розглядається спільна оптимізація теплового захисту залу і рекуператора припливно-витяжної системи кондиціонування на ранній стадії проектування для приміщення, в якому цілий рік підтримується мікроклімат м.Київ.

Результати математичного моделювання дозволяють визначити по середньомісячним зовнішнім температурам енергоефективне обладнання, яке при оптимальній товщині ізоляції огорожень, забезпечує мінімум витрат та мінімальний строк окупності. На основі розробленої програми, можливо, оцінити кліматичне обладнання для будь-якого регіону і вибрати оптимальне з врахуванням доцільно-економічної товщини ізоляції

Розглянуто вибір номіналу зовнішнього блоку і режиму його завантаження

Розглянемо режим кондиціювання на прикладі двох зовнішніх блоків: AJY072LALBH і AJY090LALBH

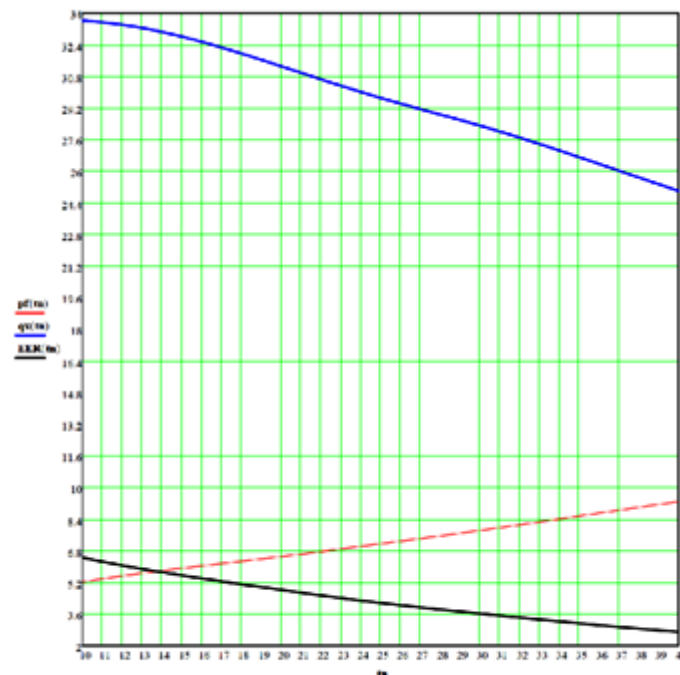


Рис 5.5. Залежність фактичної холодопродуктивності q_x (tn), фактичної споживаної потужності p_f (tn) і їх відносини EER (tn), що визначає ефективність роботи МЗС AJY072LALBH на охолодження, від зовнішньої температури t_n

Ця оціночна методика може бути використана для спільного вибору агрегату припливно-витяжної вентиляції з рекуперацією, інверторного кондиціонера і конструкції відповідних зовнішніх огорожень на ранній стадії проектування. При необхідності на стадії робочого проекту може бути виконаний перевірочний уточнений розрахунок, а за підсумками першого року експлуатації звірка уточнюючого розрахунку з витратою електроенергії за лічильником. В даному прикладі визначений термін окупності агрегатів з рекуперацією, обраний рекуператор, проведена спільна оптимізація капітальних і експлуатаційних витрат на розглянуті варіанти комплектів теплозахисту і енергозберігаючого обладнання за величиною цільової функції (5.1).

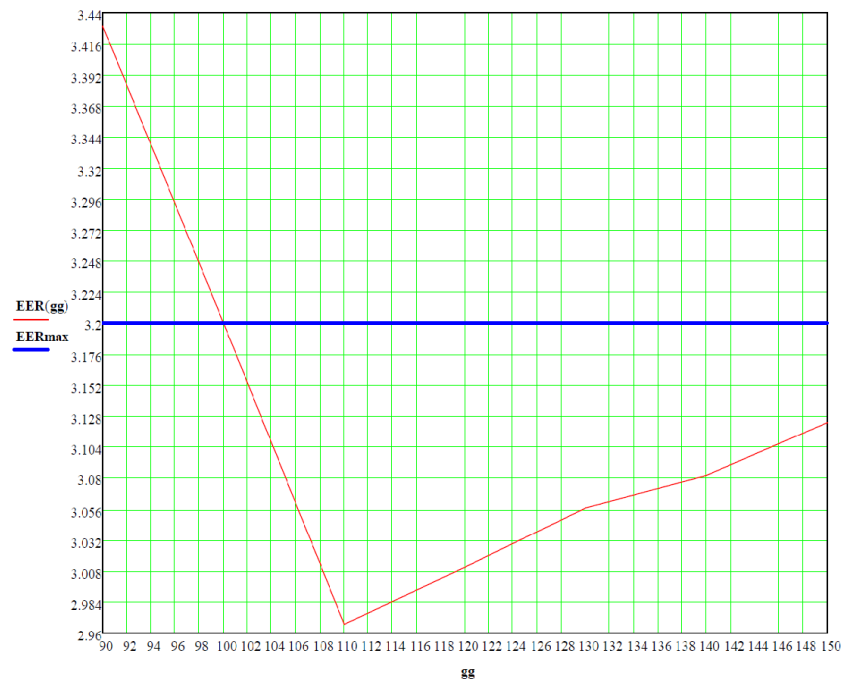


Рис.5.6 Залежність енергетичної ефективності роботи БСКП від сумарного індексу (сумарною номінальною холодопродуктивності в%) підключених внутрішніх блоків)

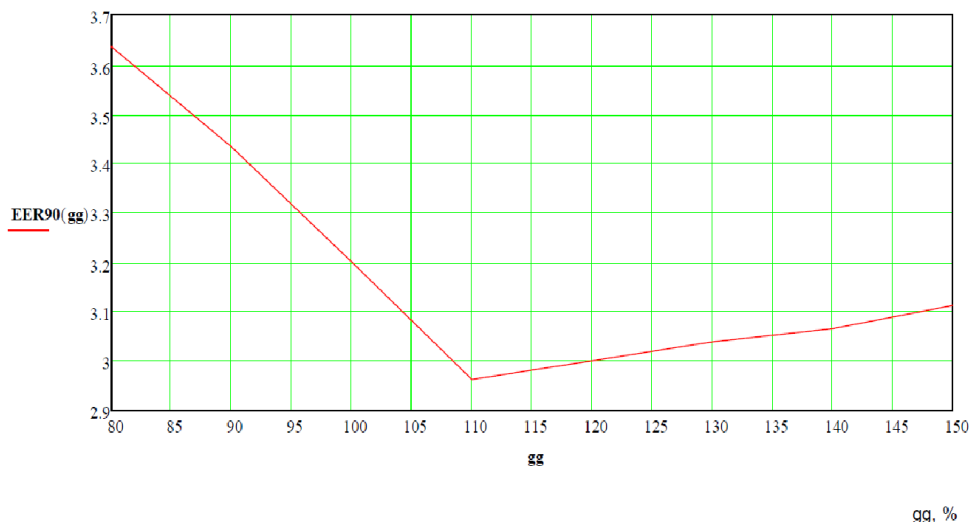


Рис.5.7 Залежність енергетичної ефективності роботи БСКП від сумарного індексу (сумарною номінальною холодопродуктивності) підключених внутрішніх блоків.

Графічне зображення залежностей фактичної потужності і холодопродуктивності від зовнішньої температури відповідає таблицями фірмових даних. З цих також видно, що при збільшенні температури коефіцієнт енергетичної ефективності БСКП зменшується. Однак в сучасних програмах управління числами обертів компресора і температурою холодоагенту сезонне і річне споживання електроенергії буде значно нижче, ніж в системах без такого регулювання, тому сезонний коефіцієнт теплоефективності таких БСКП набагато вище.

При використанні меншої типомінала зовнішнього блоку а АЈУ072LALBH необхідно витратити більшу потужність - 7 кВт замість 6.16 кВт, при використанні зовнішнього блоку АЈУ090LALBH. Тобто цей зовнішній блок більшого типомінала при такій температурі буде працювати з великим $EER = 3.636$, ніж АЈУ072LALBH, який в цих же умовах буде відповідає $EER = 3.2$.

Зі сказаного ясно, що максимальна теплова потужність / холодопродуктивність БСКП повинна відповідати максимально тепло

припливом (тепловтрат) кондиціонером об'єкта, а річна витрата електроенергії буде залежати від досконалості обладнання, автоматично підтримує з необхідною точністю задані сезонні температури повітря в об'єкті, в залежності від зміни зовнішніх умов нестационарного режиму тепловиділень і вологовиділення всередині об'єкта. таке вдосконалення функціональних параметрів БСКП спільно з їх постійним вдосконаленням в частині надання більш повного комфорту користувачам, враховуючи шум і відносну вологість, і вдосконалення екологічної безпеки їх роботи, є сучасним трендом розвитку кліматичної техніки. Конкретний термін окупності БСКП із зовнішнім блоком (модулем) більшого типомінала в порівнянні з блоком (Модулем) меншого типоміналу за рахунок економії електроенергії можливо визначити по апробованій методиці розрахунку тепло припливів з урахуванням нестационарності [155,155] і тепловтрат об'єкта протягом річного циклу для середньомісячних зовнішніх температур. У зазначеному джерелі є діаграми для мінімальних, середніх і максимальних середньомісячних температур в м.Одесі, виконані за даними Метеопост-Климат Одеса. З огляду на тенденцію збільшення середньорічних температур, в зв'язку зі зміною клімату землі, мабуть можна використовувати для зазначеної мети діаграму максимальних середньомісячних температур.

Оскільки на вибір типоміналу багатозональних систем кондиціонування повітря крім розглянутих енергетичних параметрів впливають багато інших факторів, в тому числі і суб'єктивні побажання замовника, раціонально на стадії проектування виконати помісячний розрахунок споживання електроенергії та її вартість для актуальних тарифів.

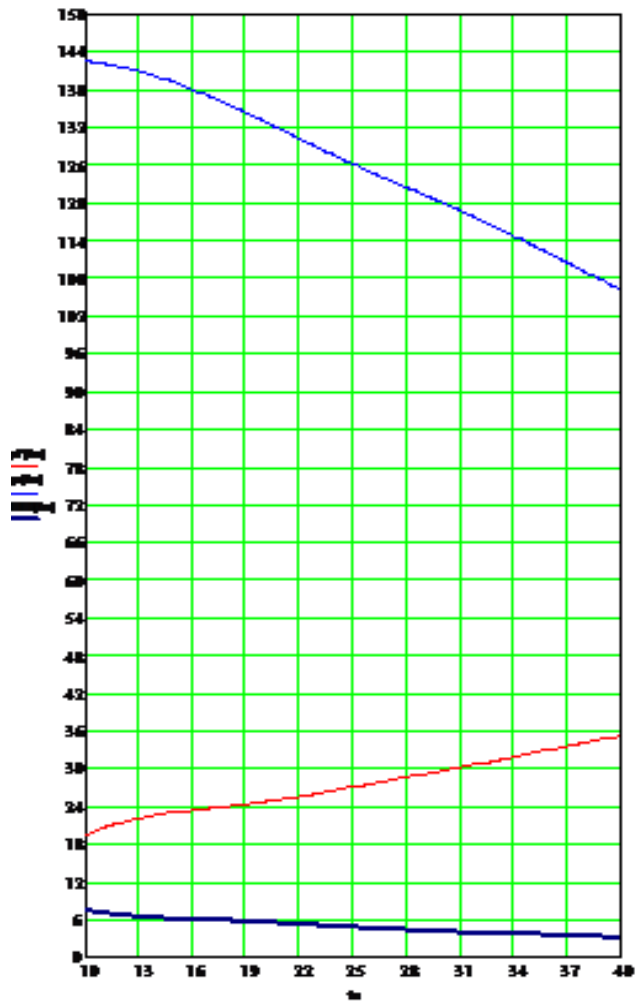


Рис.5.8. Залежність фактичної холодовидатності $q_x(t_n)$, фактичній споживаній потужності $p_f(t_n)$ і їх відношення $EER(t_n)$, що визначає ефективність роботи МЗС на охолодження, від зовнішньої температури t_n .

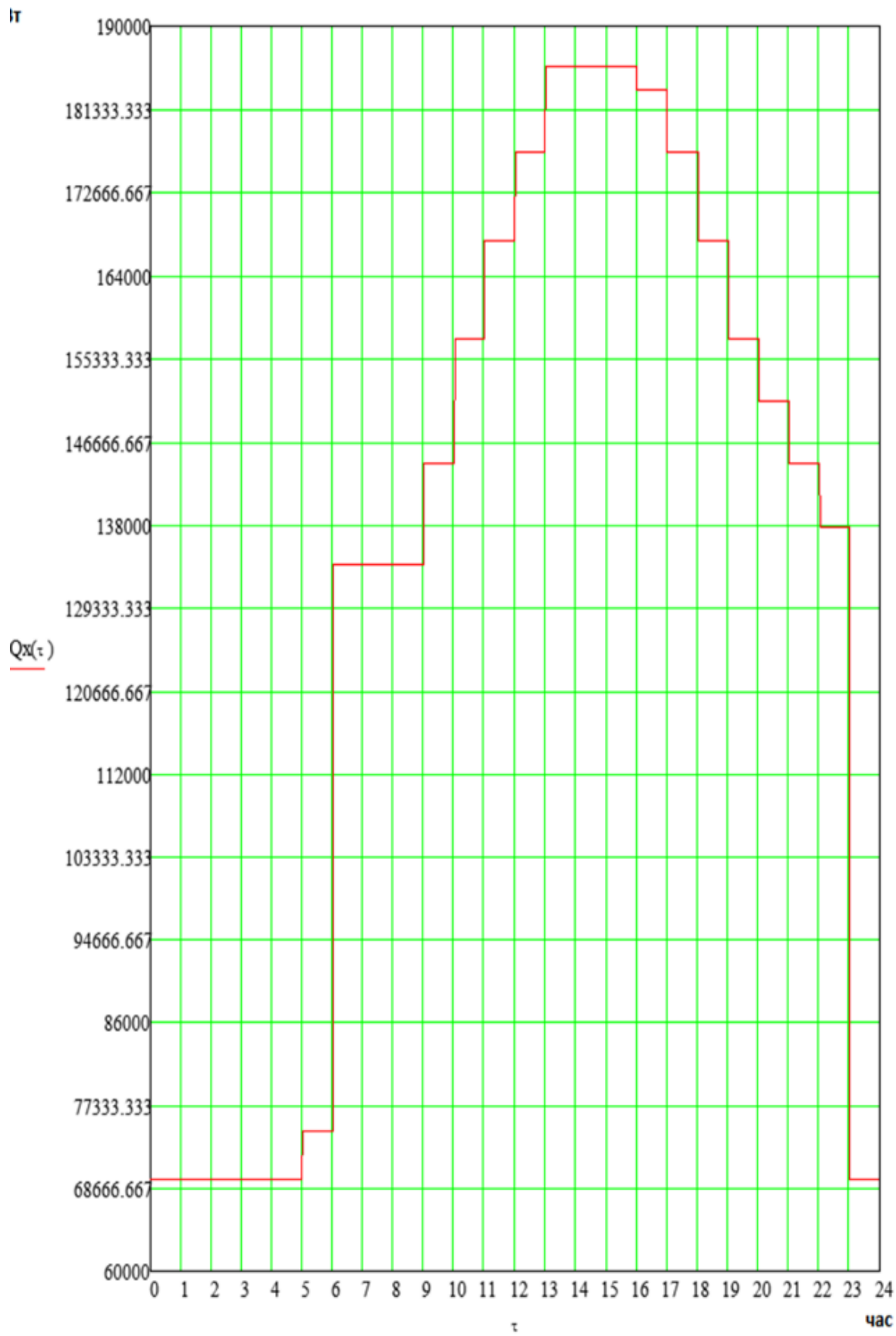


Рис. 5.9. Почасова холод видатність кондиціонера при підтриманні заданої температури повітря $t = 22 \text{ C}$

Енергетичний баланс VRF- системи кондиціонування виглядає так:

$$Q_{BH} + N_{HAP} = Q_{HAP.T} \quad (5.14)$$

Виходячи з енергетичного балансу системи кондиціонування повітря, необхідно робити розрахунок і підбір устаткування VRF- систем. Етапи підбору устаткування VRF- систем наступні [157].

При зменшенні температури внутрішнього повітря відбувається падіння максимально можливої потужності блоку (5.15).

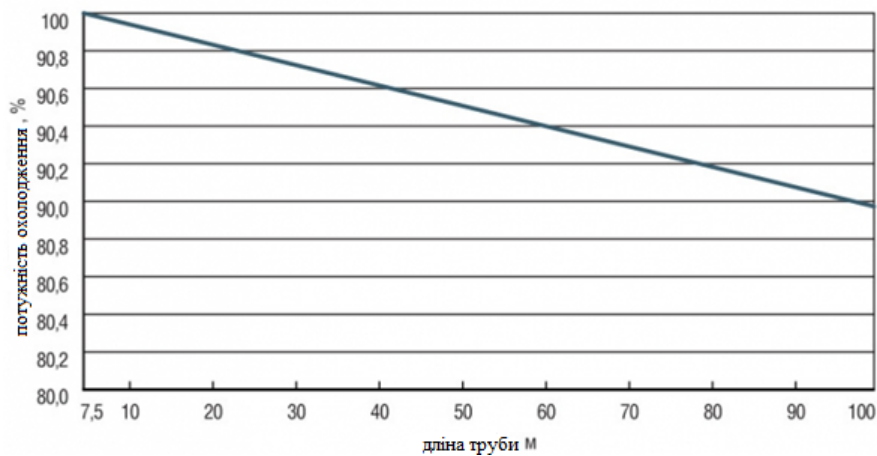


Рис. 5.10. Падіння потужності внутрішнього блоку

Основний принцип функціонування мультизональних систем - перерозподіл холодоагенту між споживачами з неодноразовим навантаженням - припускає доцільність їх використання тільки при значеннях $k < 1$. За умови одночасного максимуму теплових навантажень в приміщеннях, оптимальне застосування менш складних систем.

Тому при проектуванні VRF систем необхідно вибирати внутрішні блоки в межах однієї системи з неодноразовими максимумами навантажень,

наприклад орієнтування по різних фасадах будівлі. Такий вибір призводить до рівномірного завантаження зовнішнього блоку протягом доби і меншій розрахунковій потужності зовнішнього блоку.

Коефіцієнт неодночасності k залежить в першу чергу від теплового режиму будівлі, але не може бути менше певних величин, залежних від конструкції VRF систем. Тому для визначення потужності зовнішнього блоку необхідно знати три величини: суму максимальних теплопритоків обслуговуваних приміщень, суму номінальних потужностей внутрішніх блоків, коефіцієнт неодночасності теплопритоків приміщень.

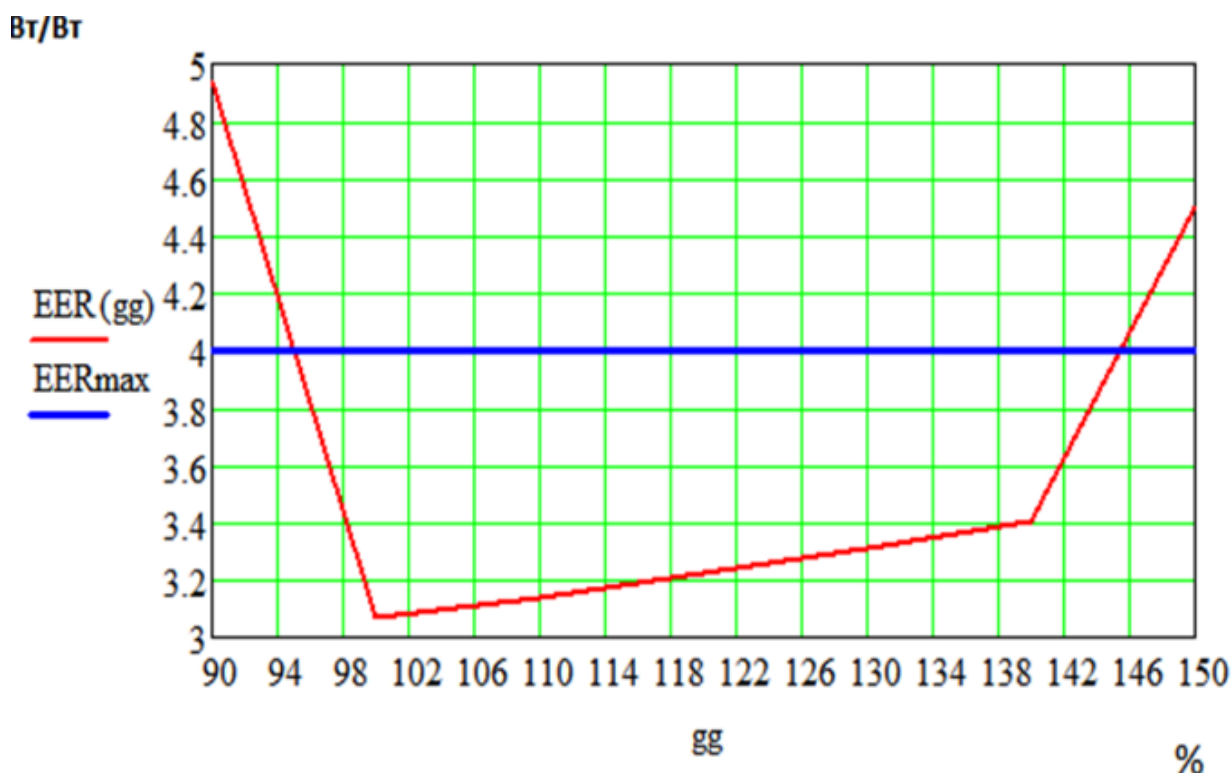


Рис 5.11. Графік змінення тиску в нагнітаючому і всасуючому фреонопроводі. блоку

Холодовидатність зовнішнього блоку $Q_{НАР}$ можна визначити по формулі:

$$Q_{НАР} = G_{НАР} \cdot q_{фр} \quad (5.15)$$

Особливістю систем автоматичного регулювання VRF систем є підтримка певного тиску на виході і вході зовнішнього блоку (Рис.5.4). Втрати тиску в системі також залежать від витрати фреону $G_{нар}$ і гідравлічної характеристики мережі $k_{гидр}$:

$$P_1 - P_2 = k G_{нар}^2 \quad (5.16)$$

Таким чином, при збільшенні довжини магістралей вище за номінал 7,5 метрів відбувається збільшення гідравлічної характеристики мережі і, відповідно, зменшення витрати фреону в системі.

Пропорційно зменшенню витрати фреону відбувається зменшення потужності зовнішнього блоку (Рис. 5.5).

Необхідно відмітити на поширену помилку в розрахунках VRF систем, коли коефіцієнт зменшення потужності по довжині магістралей застосовують до потужності внутрішніх блоків. Фактично, внутрішній блок "не знає", яка довжина магістралей від нього до зовнішнього блоку. Тому на його продуктивність впливає тільки витрата холодоагенту, що поступає від зовнішнього. А ось зовнішній блок, вимірюючи перепад тиску на тій, що подає і зворотній магістралях, зменшує витрату холодоагенту на систему кондиціонування згідно Рис. 5.10.

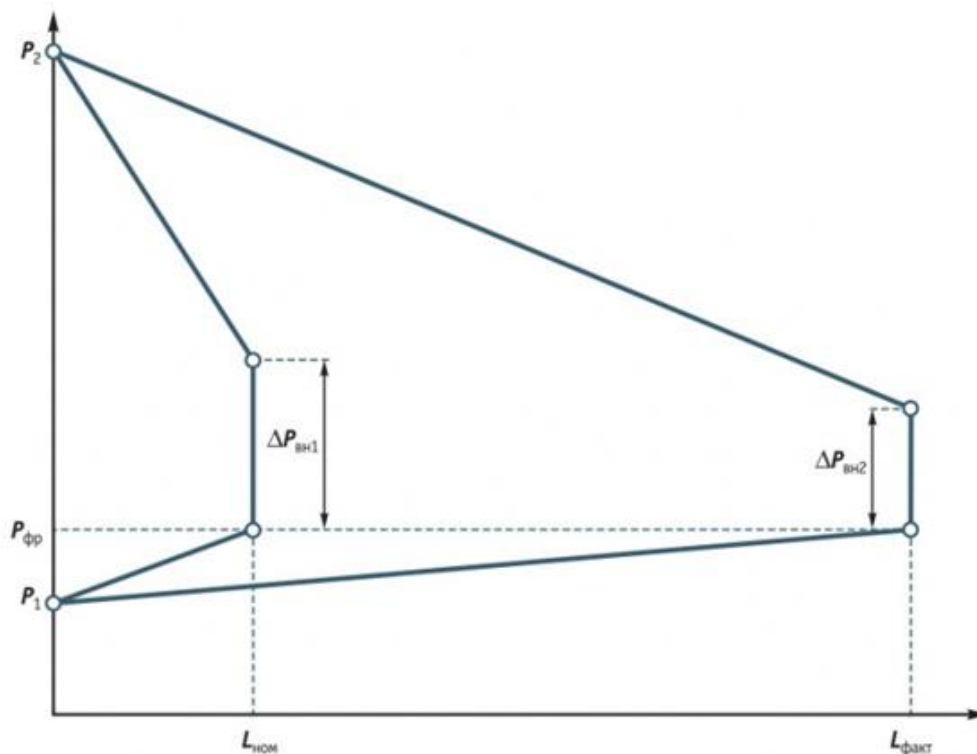


Рис 5.12 Залежність енергетичної ефективності роботи системи кондиціонування від сумарного індексу (сумарної номінальної холодовидатності в %) в підключених внутрішніх блоків

Процес підготовки повітря перед поданням його в приміщення, що кондиціонує, складає сукупність технологічних операцій і називається технологією кондиціонування повітря. Технологія тепловологісної обробки повітря, що кондиціонує, визначається початковими параметрами повітря, що подається в кондиціонер, і необхідними (що задаються) параметрами повітря в приміщенні.

Для вибору способів обробки повітря будують процеси в діаграмі, що дозволяє при певних початкових даних знайти таку технологію, яка забезпечить отримання заданих параметрів повітря в обслуговуваному приміщенні при мінімальних витратах енергії, води, повітря і так далі. Графічне відображення процесів обробки повітря на діаграмі називається термодинамічною моделлю системи кондиціонування повітря (ТДМ).

Побудову ТДМ розпочинають з нанесення на діаграму стани зовнішнього повітря цього географічного пункту. Розрахункова область можливих станів зовнішнього повітря приймається по ДБН В.2.5-67:2013. Верхньою межею є ізотерма t_d і ізоентальпія h_d (граничні параметри теплового періоду року).

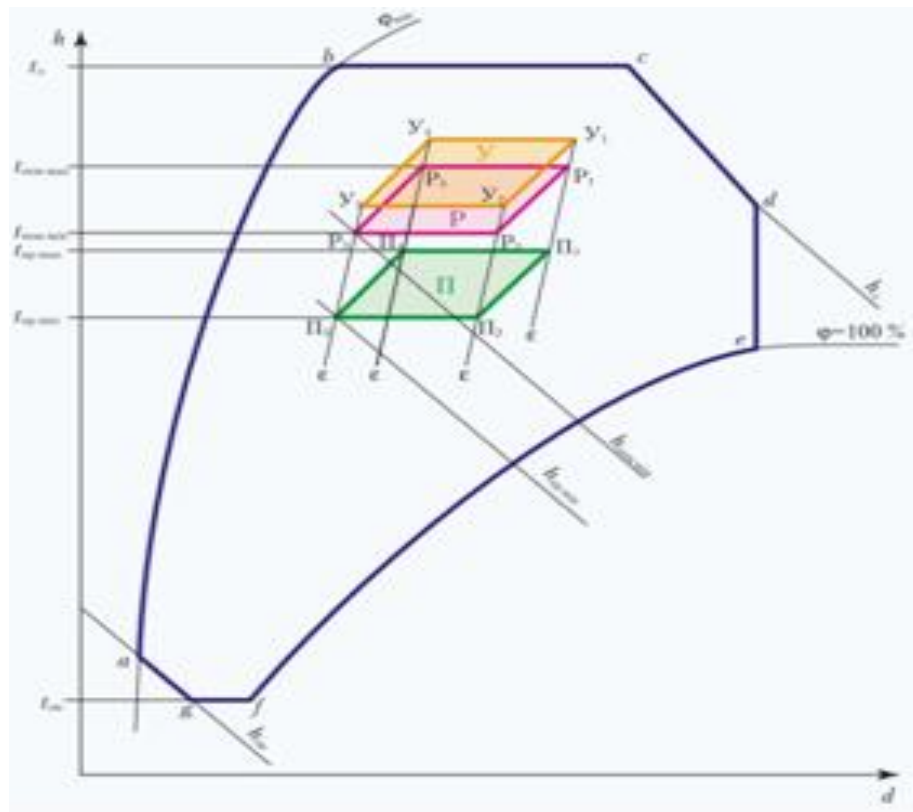


Рис. 5.13. Зображення на d-h діаграмі параметрів повітря при кондиціонуванні

Це може бути точка (прецизійне кондиціонування) або робоча зона P1P2P3P4 (комфортне кондиціонування). Далі визначають кутівий коефіцієнт зміни параметрів повітря в приміщенні ϵ і проводять лінії процесу через граничні точки робочої зони. За відсутності даних про процес тепло-вологості в приміщенні орієнтовно можна прийняти в кДж/кг: підприємства торгівлі і громадського харчування - 8500-10000; зали для глядачів - 8500-10000; квартири - 15000-17000; офісні приміщення - 17000-20000.

Після цього будують зону параметрів припливного повітря. Для цього на лініях ϵ , проведених з граничних точок зони P1P2P3P4, відкладають відрізки, що відповідають розрахунковому перепаду температур :

$$\Delta t = t_{прим} - t_{пр} \quad (5.17)$$

де $t_{пр}$ - розрахункова температура припливного повітря. Величину Δt приймають по нормах або розраховують, виходячи з параметрів системи .

У загальному випадку параметри повітря, що видається з приміщення, відрізняються від параметрів повітря в робочій зоні. Різниця між ними залежить від способу подання повітря в приміщення, висоти приміщення, кратності повітрообміну і інших чинників. Зони У, П і Р на діаграмі мають однакову форму і розташовані уздовж лінії ϵ на відстанях, відповідних різниць температур: $\Delta t_1 = t_{прим} - t_{пр}$ і $\Delta t_2 = t_{вид} - t_{прим}$. Співвідношення між $t_{пр}$, $t_{прим}$ і t оцінюється коефіцієнтом:

$$m_1 = \frac{(t_{прим} - t_{пр})}{(t_{вид} - t_{пр})} = \frac{(h_{прим} - h_{пр})}{(h_{вид} - h_{пр})} \quad (5.18)$$

Таким чином, процес кондиціонування повітря зводиться до приведення безлічі параметрів зовнішнього повітря (багатокутник abcdef) до допустимої безлічі параметрів припливного повітря.

Лідер по енергоефективності інвертора технологія регулювання продуктивності компресорів. Напевно, саме тому більшість виробників, що застосовували раніше інші способи регулювання компресорів, встановлюють в новому устаткуванні компресори зі змінною швидкістю обертання.

Огляд методів енергозбереження в системах вентиляції та кондиціонування через масштабність проблеми ставить техніко-економічну задачу, рішення якої може бути корисним на ранній стадії проектування [18,113].

При створенні розгалужених мереж вентиляції, як правило, ставляться завдання по зниженню витрати споживаної енергії і капітальних витрат. У більшості випадків для зниження енергоспоживання потрібне збільшення капітальних витрат. Компромісний варіант зазвичай знаходять, оптимізуючи повну вартість капітальних і експлуатаційних витрат протягом повного циклу використання основного обладнання системи вентиляції.

У промисловості найчастіше використовуються вентилятори великих типономиналів, які забезпечують потребу в вентиляції декількох виробничих приміщень або агрегатів, що вимагають індивідуальної вентиляції. Аналіз існуючого вентиляційного обладнання показує, що часто вентилятори більшого номіналу мають кращий (більш низький) важливий показник SFP, Вт / (м³/год) (скорочена англ. "Spesific Fan Power"), що представляє собою відношення споживаної потужності вентиляційної установки до витрати повітря, яке подається з заданим напором. Ця обставина призводить до створення розгалужених мереж з різними потребами об'єктів у витраті і натиску повітря. Однак не завжди така кореляція має місце і крім того, як було зазначено зазвичай більш важлива сумарна вартість створення і експлуатації системи повітророзподілення протягом усього "життєвого циклу".

Відомі різні способи зменшення енергоспоживання в розгалужених системах вентиляції. Можна згадати деякі з ГНІХ: зменшення витрати повітря в гілках, де є його надлишок за рахунок введення додаткових аеродинамічних опорів, підбір більш ефективних вентиляторів з ЕС - електродвигунами мають більший ККД, підбір інших елементів припливної установки (перш за все фільтра і нагрівача) з меншим аеродинамічним опором, раціонального компонування, що забезпечує підключення "магістралі" ближче до виходу вентилятора і ін. Найчастіше такі технічні рішення призводять до підвищення капітальних витрат і не завжди можливо застосувати через дизайнерських і компонувальних обмежень на конкретному об'єкті. При цьому не завжди

розглядається рішення використовувати вентилятор-доводчик на "магістралі", хоча в ряді випадків таке рішення дозволяє не тільки зменшити необхідний натиск основного великого вентилятора, але при цьому зменшити не тільки його споживану потужність, але і його номінал і відповідно вартість. Необхідно відзначити, що вставка на вході в галузі додаткових аеродинамічних опорів у вигляді заслінок, шиберів, діафрагм зазвичай призводить до деякого збільшення шуму [19,20.21].

На конкретному прикладі розглянуто методику [143,156,157] оцінки технічних рішень, прийнятих на етапі проєктування з метою зменшення сумарної вартості створення і експлуатації припливної системи з ТУ, що подає повітря в кілька промислових приміщень або технологічних агрегатів. Наведено кількісний техніко-економічний аналіз 3-х варіантів реалізації припливної системи, що забезпечує подачу заданої кількості повітря до заданого напором в три приміщення

ВИСНОВКИ РОЗДІЛУ 5

1. Розроблений коефіцієнтний метод уточнення оцінки теплоприливів, виконаної за вищенаведеним найпростішого співвідношенню. При використанні коефіцієнтного методу похибка оцінки теплоприпливів в приміщення в більшості випадків не перевищує 15%. Економія дозволить всього на кілька десятків (кВт год) знизити загальне електроспоживання всього об'єкта, але при цьому сумарне місячне споживання дозволить перейти в більш низьку категорію споживачів електроенергії, така економія має сенс.
2. Результати математичного моделювання дозволяють визначити по середньомісячним зовнішнім температурам енергоефективне обладнання, яке при оптимальній товщині ізоляції огорожень, забезпечує мінімум витрат та мінімальний строк окупності. На основі розробленої програми, можливо, оцінити кліматичне обладнання для будь-якого регіону і вибрати оптимальне

з урахуванням доцільно-економічної товщини ізоляції.

РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ФУНКЦІОНУВАННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ З ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРОМ

6.1. Загальні вимоги охорони праці при експлуатації вентиляційних систем

Системи механічної вентиляції є об'єктами підвищеної небезпеки через наявність електроприводів, рухомих елементів, а також можливість контакту обслуговуючого персоналу з повітряними потоками, що можуть містити шкідливі домішки. Експлуатація обладнання здійснюється відповідно до вимог:

- Закону України «Про охорону праці»,
- ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування»,
- ГОСТ 12.2.003-91 «Оборудование производственное. Общие требования безопасности»,
- Правил будови електроустановок (ПБЕ).

Працівники, залучені до обслуговування вентиляційних установок, повинні пройти:

- первинний і періодичний інструктаж з охорони праці,
- перевірку знань з техніки безпеки,
- медичний огляд (за необхідності).

Робоча зона повинна відповідати санітарно-гігієнічним вимогам за параметрами мікроклімату, шуму, вібрації та освітленості.

6.2. Шум та вібрація вентиляційного обладнання. Заходи щодо їх зниження

Вентиляційні установки є джерелами механічного шуму (від вентиляторів) та аеродинамічного шуму (турбулентність у повітропроводах).

Підвищений рівень шуму може викликати:

- погіршення слуху,
- зниження працездатності,
- підвищення стресових навантажень.

Гранично допустимі значення згідно з ДСН 3.3.6.037-99:

- для робочих місць: 70–80 дБА,
- для житлових приміщень: 35–45 дБА.

Основні заходи:

- застосування шумоглушників на повітропроводах,
- встановлення вентиляторів на антивібраційних опорах,
- використання повітропроводів зі звукопоглинальними вставками,
- розміщення вентиляційної установки в окремому технічному приміщенні.

За розрахункових параметрів системи припливно-витяжної вентиляції з пластинчастим рекуператором рівень шуму не перевищує встановлених норм.

6.3. Електробезпека вентиляційного обладнання

Всі елементи електричного приводу вентилятора, автоматики керування та запобіжних пристроїв повинні відповідати вимогам ПУЕ та мати:

- захисне заземлення корпусів,
- автоматичні вимикачі,
- тепловий захист двигуна від перевантажень,
- ступінь захисту оболонок не нижче IP44.

Обладнання повинно працювати від мережі 220/380 В зі строгою відповідністю номінальним параметрам. Обслуговування проводять лише

кваліфіковані електротехнічні працівники із групою III з електробезпеки і вище.

6.4. Ризики обмерзання і заходи щодо запобігання аварійним станам

Під час роботи теплоутилізатора в холодний період можливе обмерзання каналів. Це призводить до:

- збільшення аеродинамічного опору,
- зниження подачі повітря,
- аварійного вимкнення вентилятора.

Тому передбачають:

- автоматичний контроль температури повітря в зоні виходу витяжного потоку,
- вмикання байпасу при граничних температурах,
- періодичний режим відтаювання зі зниженням витрати припливного повітря.

У проектованій системі передбачено датчики температури та можливість автоматичного регулювання режиму нагріву припливного повітря.

6.5. Вимоги до обслуговування і санітарного стану вентиляційних каналів

Пластинчасті рекуператори схильні до накопичення пилу на поверхні каналів, що знижує теплопередачу та збільшує втрати тиску. Обслуговування виконується не рідше ніж раз на 6 місяців і включає:

- механічне очищення теплообмінного пакета,
- дезінфекція поверхонь згідно з ДСП 201-97,
- очищення фільтрів припливного і витяжного повітря,

- перевірка герметичності корпусу.

Своєчасне технічне обслуговування забезпечує безпечні умови праці й збереження високої енергоефективності системи.

6.6. Пожежна безпека вентиляційних систем з теплоутилізатором

Вентиляційні установки належать до категорії установок, в яких присутні елементи, що працюють від електромережі, а також можуть транспортувати повітря із горючими аерозолями. Тому пожежна безпека регламентується:

- ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва»,
- ДСТУ 2272-06 «Системи вентиляції. Вимоги пожежної безпеки».

Технічні вимоги:

- застосування кабелів з негорючою ізоляцією,
- встановлення протипожежних клапанів у місцях перетину перешкод,
- відсутність ділянок перегріву при роботі вентилятора та калорифера,
- наявність автоматичного захисту від перевантажень.

Пожежонебезпечність повітряних каналів у теплоутилізаторі є **мінімальною**, оскільки відсутні джерела високої температури.

6.7. Безпека при роботі з конденсатом

У разі конденсації водяної пари на поверхнях рекуператора утворюється конденсат, який необхідно відводити у дренажну систему. Порушення відводу може спричинити:

- затоплення корпусу,
- розвиток бактеріальних колоній,
- корозійне руйнування елементів,
- обмерзання у зимовий період.

Потрібно:

- встановити дренажний піддон,
- застосувати антисептичну обробку,
- забезпечити утеплення ділянки відводу конденсату.

6.8. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів

Вентиляційні системи можуть впливати на здоров'я людини через:

- шум і вібрації,
- мікробіологічне забруднення повітря,
- підвищення швидкості руху повітря,
- зниження температури в обслуговуючій зоні.

Контроль безпеки здійснюється вимірюванням:

- рівня шуму в дБА,
- концентрації аерозолів і CO₂,
- мікрокліматичних параметрів: t, φ, швидкості повітря.

Система з теплоутилізатором зменшує теплові втрати, тим самим покращуючи комфортні умови праці.

6.9. Розрахунок освітленості технічного приміщення

Розрахунок виконаний згідно з ДБН В.2.5-28:2018.

Нормована освітленість технічних приміщень:

$$E_n = 200 \text{ лк}$$

Площа приміщення:

$$S = 6 \text{ м}^2$$

Потрібний світловий потік:

$$\Phi = E_{\text{н}} \cdot S = 1200 \text{ лм}$$

Обираємо світильники LED (100 лм/Вт):

$$N = \frac{1200}{100 \cdot 20} \approx 0.6 \Rightarrow 1 \text{ світильник}$$

Параметри виконання:

- температура світла: 3000–4000 К
- індекс передачі кольору: $R_a \geq 80$

Висновок: однієї LED лампи 20 Вт достатньо.

6.10. Висновки до розділу 6

1. Усі вимоги з охорони праці дотримано згідно з чинними нормативними документами України.
2. Рівні шуму та вібрації вентиляційної установки відповідають гранично допустимим значенням.
3. Передбачені засоби автоматичного захисту забезпечують безпечну електроексплуатацію.
4. Розроблена система має низький рівень пожежної небезпеки.
5. Запобіжні заходи запобігають обмерзанню теплоутилізатора та скупченню конденсату.
6. Технічне обслуговування гарантує стабільну ефективність та санітарну безпеку системи.

РОЗДІЛ 7. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТА ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ З ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРОМ

7.1. Мета економічного аналізу

Метою даного розділу є визначення економічної доцільності впровадження системи припливно-витяжної вентиляції з пластинчастим теплоутилізатором для забезпечення нормативного повітрообміну в приміщеннях громадського будинку.

Завдання аналізу:

- визначення капітальних витрат на систему,
- розрахунок щорічної економії енергії й коштів,
- визначення строку окупності проєктного рішення,
- оцінка зменшення експлуатаційних витрат протягом життєвого циклу обладнання.

7.2. Вихідні дані для економічного аналізу

Розрахунки виконуються для:

- повітропродуктивності: 300 м³/год,
- опалювальний період: 2000 год/рік,
- тариф на електроенергію для побуту: 4.32 грн/кВт·год,
- тариф для бізнесу: 10.50 грн/кВт·год,
- капітальні витрати на систему вентиляції (включаючи корпус, вентилятори, автоматику та секцію рекуперації): 30 000 грн (типова ринкова ціна для міні-установки).

Щорічна економія енергії визначена в розділі 4:

$$E_{rec} = 3622 \text{ кВт} \cdot \text{год/рік}$$

7.3. Розрахунок експлуатаційних витрат системи без теплоутилізації

Теплова потужність втрат (без рекуперації):

$$Q_{\text{втрат}} = 2.7135 \text{ кВт}$$

Річні витрати енергії:

$$E_{\text{втрат}} = 5.43 \text{ МВт} \cdot \text{год/рік}$$

Грошові витрати:

Для побуту:

$$C_{\text{втрат,поб}} = 5.43 \cdot 10^3 \cdot 4.32 = 23457.6 \text{ грн/рік}$$

Для бізнесу:

$$C_{\text{втрат,бізнес}} = 5.43 \cdot 10^3 \cdot 10.5 = 57015.0 \text{ грн/рік}$$

7.4. Розрахунок експлуатаційних витрат з теплоутилізатором

Річне споживання при рекуперації:

$$E_{\text{опал,рек}} = E_{\text{втрат}} - E_{\text{rec}} = 5430 - 3622 = 1808 \text{ кВт} \cdot \text{год/рік}$$

Грошові витрати:

Для побуту:

$$C_{\text{рек,поб}} = 1808 \cdot 4.32 = 7810 \text{ грн/рік}$$

Для бізнесу:

$$C_{\text{рек,бізнес}} = 1808 \cdot 10.5 = 18984 \text{ грн/рік}$$

7.5. Річна економія коштів

$$\Delta C = C_{\text{втрат}} - C_{\text{рек}}$$

Результати:

Категорія споживача	Економія кВт·год/рік	енергії, Економія грн/рік	коштів,
Побут	3622	15648	
Бізнес	3622	38031	

7.6. Розрахунок строку окупності

Для побутового споживача:

$$T_{\text{окуп,поб}} = \frac{30000}{15648} \approx 1.9 \text{ роки}$$

Для бізнесу:

$$T_{\text{окуп,бізнес}} = \frac{30000}{38031} \approx 0.8 \text{ року}$$

Висновок:

Строк окупності проєктного рішення є дуже коротким: від **10 місяців до 2 років**, залежно від тарифів.

7.7. Економічний ефект життєвого циклу обладнання

Строк служби теплоутилізатора — не менше 10 років.
За цей період економія коштів становить:

Для побуту:

$$\Delta C_{10\text{р.}} = 15648 \cdot 10 = 156480 \text{ грн}$$

Для бізнесу:

$$\Delta C_{10\text{р.}} = 38031 \cdot 10 = 380310 \text{ грн}$$

Тобто економічний виграш у **5–12 разів** перевищує капітальні витрати.

7.8. Висновки до розділу 7

1. Впровадження теплоутилізатора забезпечує суттєве скорочення експлуатаційних витрат на опалення вентиляційного повітря.
2. Річна економія коштів становить 15–38 тис. грн.
3. Строк окупності системи вентиляції з рекуператором становить від 0.8 до 1.9 року.
4. За період життєвого циклу економічний ефект перевищує капітальні витрати у 5–12 разів.
5. Застосування теплоутилізатора повністю виправдане за критеріями економічної ефективності та ресурсозбереження.

РОЗДІЛ 8. ЕКОЛОГІЧНА ОЦІНКА ВПЛИВУ СИСТЕМИ ТЕПЛОУТИЛІЗАЦІЇ НА ДОВКІЛЛЯ

8.1. Загальні положення

Вентиляційні системи істотно впливають на довкілля через:

- споживання енергоресурсів,
- викиди парникових газів при виробництві теплової енергії,
- утворення побічних забруднень під час експлуатації.

Застосування теплоутилізаторів у механічній вентиляції сприяє скороченню втрат енергії, зменшенню викидів CO₂ та зниженню екологічного навантаження на енергетичну систему.

Екологічна оцінка проводиться за методом **оцінки життєвого циклу (LCA)**, який враховує:

1. Етап виробництва обладнання
2. Транспортування і монтаж
3. Експлуатацію
4. Утилізацію після завершення ресурсу

Найбільший вплив на довкілля має саме **фаза експлуатації**.

8.2. Енергетичний та екологічний ефект від зменшення теплових втрат

Розрахунок річної економії енергії наведено у розділі 6:

$$E_{rec} = 3622 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{рік}$$

Питомі викиди CO₂ для енергосистеми України:

$$e_{CO_2} = 0.52 \text{ кг CO}_2 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

Річне скорочення викидів:

$$\Delta m_{CO_2} = 3622 \cdot 0.52 = 1883 \text{ кг } CO_2/\text{рік}$$

що становить приблизно **1.9 тонни парникових газів на рік** для одного об'єкта із продуктивністю 300 м³/год.

Цей результат є суттєвим для загальнодержавної стратегії декарбонізації.

8.3. Покращення мікроклімату та здоров'я людей

Системи вентиляції з рекуперацією теплоти забезпечують:

- підтримання нормативного рівня CO₂ < 1000 ppm,
- зниження ризику розвитку цвілі та грибків,
- усунення неприємних запахів, надлишкової вологи,
- покращення якості повітря у робочих зонах.

Комфортний мікроклімат мінімізує:

- частоту респіраторних захворювань,
- синдром «хворих будівель»,
- алергічні реакції на мікроорганізми.

Отже, система вентиляції з теплоутилізацією має **непрямий екологічний ефект**, позитивно впливаючи на здоров'я населення.

8.4. Вплив системи на навколишнє середовище протягом життєвого циклу

З урахуванням стандартного ресурсу експлуатації 10 років:

$$\Delta m_{CO_2,10} = 1883 \cdot 10 = 18830 \text{ кг} \approx 18.8 \text{ т CO}_2$$

Це рівнозначно:

- річним викидам легкового автомобіля, що долає $\approx 80\,000$ км,
- річному поглинанню CO₂ **550** деревами.

Застосування рекуперації у **масштабах міста** дає значний екологічний результат.

Наприклад, встановлення 1 000 таких систем у житлових будинках:

$$1000 \cdot 1.883 \text{ т} = 1883 \text{ т CO}_2/\text{рік}$$

Це співставно з річним скороченням викидів теплової електростанції малої потужності.

8.5. Енергоефективність як інструмент кліматичної політики

Політика ЄС та України спрямована на скорочення енергоспоживання будівельного сектору. Директива 2010/31/ЄС визначає вимоги до майже нульового енергоспоживання будинків (NZEB). Використання рекуперації теплоти є ключовим елементом таких систем.

Застосування теплоутилізаторів забезпечує:

- скорочення енергоспоживання на вентиляцію до 60–80 %,
- підвищення класу енергоефективності будівлі,
- зниження залежності від невідновних ресурсів.

Виконані розрахунки підтверджують, що об'єкт із встановленим рекуператором має **нижчий вуглецевий слід** та відповідає принципам сталого розвитку.

8.6. Висновки до розділу 8

1. Застосування теплоутилізатора дозволяє скоротити викиди CO₂ на ~1.9 т щороку.
2. За 10 років економія становить майже 19 т CO₂ — значний внесок у зменшення кліматичних змін.
3. Система вентиляції з рекуперацією позитивно впливає на здоров'я людей та санітарний стан будівель.
4. Впровадження подібних систем відповідає міжнародним вимогам щодо енергоефективності та екологічної безпеки.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У магістерській роботі проведено комплексне науково-технічне дослідження процесів тепловологісної обробки повітря в припливно-витяжній вентиляційній системі з використанням теплоутилізатора перехресного типу. Розглянуто конструктивні особливості пластинчастого теплообмінника, методи розрахунку його теплотехнічних характеристик та оцінено ефективність застосування для кліматичних умов України.

Основні одержані результати:

1. Проаналізовано сучасні системи рекуперації теплоти та визначено переваги пластинчастих теплоутилізаторів, серед яких відсутність змішування повітряних потоків, високий ресурс роботи і простота конструкції.
2. На основі теоретичних і довідкових даних сформовано вихідні параметри вентиляційної системи продуктивністю 300 м³/год, що забезпечує нормативний рівень повітрообміну в приміщенні.
3. Розраховано психрометричні параметри припливного і витяжного повітря. Встановлено, що теплова втрата вентиляції без рекуперації становить близько 2.7 кВт або 5.43 МВт·год/рік.

4. Визначено температурну ефективність досліджуваного теплоутилізатора на рівні 0.65–0.70, що забезпечує підігрів припливного повітря з -5 до $+13$ °C без додаткових витрат енергії.
5. Виконано розрахунок методом ϵ -NTU. Одержано необхідну площу теплообміну 40 м² та коефіцієнт теплопередачі 10 Вт/(м²·К), що відповідає практичним значенням для каналних рекуператорів.
6. Встановлено, що гідравлічні втрати в теплоутилізаторі є мінімальними (12 – 14 Па), тому система не потребує збільшення потужності вентиляторів і зберігає низькі експлуатаційні витрати.
7. Обґрунтовано, що утворення конденсату можливе лише частково і не призводить до обмерзання при температурі зовнішнього повітря вище -5 °C.
8. Розраховано річну економію теплової енергії на рівні 3.62 МВт·год, що скорочує витрати на опалення 15 – 38 тис. грн/рік залежно від тарифу.
9. Визначено строк окупності теплоутилізатора — від 0.8 до 1.9 року. Протягом життєвого циклу обладнання (не менше 10 років) економічний ефект перевищує капітальні витрати у 5 – 12 разів.
10. Встановлено екологічний ефект — скорочення викидів CO₂ на ~ 1.9 т/рік для одного об'єкта, що підтверджує позитивний вплив системи на кліматичні показники.
11. Порівняльний аналіз показує, що для житлових приміщень з високим вологовиділенням доцільніше використовувати алюмінієві рекуператори з організованим дренажем, тоді як для офісних приміщень перспективним є перехід на ентальпійні мембрани для збереження вологості взимку.

Усі отримані результати належним чином підтверджують **високу енергоефективність, економічну вигідність та екологічну доцільність** застосування пластинчастих теплоутилізаторів у сучасних системах вентиляції.

Магістерська робота має практичну цінність, оскільки її результати можуть бути використані:

- при проектуванні вентиляційних систем громадських і житлових будівель,
- для модернізації існуючих установок з метою енергозбереження,
- для подальших досліджень у галузі тепловологісної обробки повітря.

Таким чином, поставлені у роботі завдання виконано повністю, а мета дослідження досягнута.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Жихарєва, Н.В. Інноваційні технології кондиціювання повітря в нестационарних умовах : монографія / Н. В. Жихарєва ; Одес. нац. технол. ун-т, Каф. холодильних установок і кондиціювання повітря. — Одеса : ТЕС, 2022. — 264 с
2. Теплохолодотехніка [Текст]: навч. посіб. / С. М. Василенко, В. І. Павелко, А. В. Форсюк та ін.; Нац. ун-т харч. технологій. – Київ: Ліра-К, 2019.– 258 с.
3. Нові інформаційні технології, моделювання та автоматизація [Текст] : монографія / В. Ю. Величко, С. О. Воїнова, В. Ф. Граняк та ін. ; за заг. ред. С. В. Котлика ; Одес. нац. технол. ун-т. — Одеса : Екологія, 2022. — 724 с. : табл., рис.
4. New information technologies, simulation and automation [Текст] = Нові інформаційні технології, моделювання та автоматизація : monograph / V. Velychko, S. Voinova, V. Granyak etc. ; editor-in-chief S. Kotlyk ; Odesa National University of Technology. — Odesa : Iowa State University Digital Press, 2022. — 724 p.
5. Krarti M. Energy Efficient Systems and Strategies for Heating, Ventilating, and Air Conditioning (HVAC) of Buildings [Tekst] / M. Krarti // Journal of Green Building. 2008. Vol. 3, no. 1. P. 44–55. DOI: 10.3992/jgb.3.1.44.
6. Peng R. Modern HVAC technology energy saving analysis [Tekst] / R. Peng // Symposium on Architecture Technology and Management, July 27. Beijing, 2015. P. 283–341.
7. Lu L. Global optimization for overall HVAC systems-Part I problem formulation and analysis [Tekst] / L.Lu, W.Cai, Y. Chai [et al.]. // Energy Conversion and Management. 2005. Vol. 46. P. 999–1024. DOI: 10.1016/j.enconman.2004.06.012.

8. Rehl J., Horn M. Temperature Control for HVAC Systems based on Exact Linearization and Model Predictive Control // Proc. of IEEE International Conference on Control Applications. 2011. P. 1119–1124. DOI: 10.1109/CCA.2011.6044437.
9. Huang W. Z., Zaheeruddin M., Cho S. H. Dynamic simulation of energy management control functions for HVAC systems in buildings [Tekst] // Energy Conversion and Management. 2006. Vol. 47, no. 7-8. P. 926–943. DOI: 10.1016/j.enconman.2005.06.011.
10. Tashtoush B., Molhim M., Al-Rousan M. Dynamic model of an HVAC system for control analysis [Tekst] // Energy. 2005. Vol. 30 (10). P. 1729–1745. DOI: 10.1016/j.energy.2004.10.004.
11. Belic F., Hocenski Z., Sliskovic D. HVAC Control Methods — A review [Tekst] // 19th International Conference of System Theory, Control and Computing (ICSTCC). 2015. P. 679–686. DOI: 10.1109/ICSTCC.2015.7321372.
12. Mazur V. Fuzzy thermoeconomic optimization of energy-transforming system Optimum refrigerant-selection for low-temperature engineering. [Tekst] / V. Mazur //— In: Kakac S, editor. Applied Energy 84, –2007. PP. 749–762
13. Mazur V. Optimum refrigerant-selection for low-temperature engineering. In: Kakac S, editor. Low Temperature and Cryogenic Refrigeration. [Tekst] / V. Mazur// – Kluwer Academic Publishers; 2003. PP. 101–118
14. Maneesh Dubey. Thermoeconomic optimization: deviation in procedures followed as a primitive approach to rankine powered vapour compression refrigeration system using R-245C [Tekst] / Maneesh Dubey and S.P.S. Rajput// Journal of Environmental Research And Development Vol. 3 No. October-December 2008. PP 548-568
15. Жихарєва Н.В. Оптимізація енергозберігаючої системи кондиціонування повітря. [Текст] /Н.В. Жихарєва // 5-а Міжнародна науково-технічна кон-

- ція «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології». Збірник тез доповідей. – Одеса:ОДАХ, 2007. – с.56.
- 16.Джеджула, В. В. Д 40 Вентиляція та кондиціонування громадських об'єктів : навчальний посібник / Джеджула В. В. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 71 с. ISBN 978-966-641-830-5
- 17.Флодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарева ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с.
18. Тарасова В.А. Порівняльний аналіз термoeкономичної моделі парокompресійної холодильноїустановки/ В.А.Тарасова, Д.Х. Харлампіді [Текст] // Вісник НТУ «ХП». 2015. № 16 – 2015. – № 16. – С. 97–16.
- 19.Morosuk T. Advansed exergoeconomic analysis of refrigeration machine: Part 1. Methodology and first evaluation [Text] / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Proc. 2011 Int. Mech. Eng. Congress at Denver (USA). – 2011. – P. 47-56
20. Bell I.H., Wronski J., Quoilin S., Lemort V., Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. Ind. Eng. Chem. Res. 2014; 53(6): 2498-2508.. .
21. Frangopoulos C.A. Thermo-economic Functional Analysis and Optimization [Tekst] /C.A.Frangopoulos // Energy. – 1987. – № 12(7). – P. 563–571. 13.
- 22.Wall G. Thermoeconomic Optimization of a Heat pump System [Tekst] / G. Wall // EnergyJournal. – 1986. – Vol. 11, № 11(10). – P. 957–967.
23. Kim Y.J. Thermodynamic Performance Analysis of Multi-Airconditioning Systems/ Y.J. Kim, I.S. Park, B. Youn, S.H. Kil, B.H. Song, H.H. Kim // Journal of Industrial and Engineering Chemistry. 2004. Vol. 10 (2). P. 220–233.
- 24.Вичужанін В.В. Підтримка комфортних параметрів кондиціонованого повітря в приміщеннях судна [Текст] / В.В. Вичужанін // Вісник

Одеського національного морського університету: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ. – 2004. – Вип. 13. – С. 208-213.

25. Zhykharieva N. Thermo-economic approach to optimize air conditioning systems. [Tekst] / N.Zhykharieva, M.Khmelniuk // // (2017) Refrigeration Science and Technology, 2017-September, pp. 258-264. ISSN: 01511637, ISBN: 9782362150241
26. Жихарєва Н.В. Математична модель процесів зберігання плодоовочевої продукції. [Текст] / Н.В.Жихарєва // Харчова наука і технологія – 2013. – № 4 (25) – С.107-111
27. Жихарєва Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. [Текст] / Н.В.Жихарєва // Холодильна техніка і технологія. – 2014. – № 2 (148) – С. 11–15
28. Жихарєва Н.В. Підвищення ефективності активного вентилявання при зберіганні плодоовочевої продукції [Текст] / Н.В.Жихарєва, Хмельнюк М.Г. // Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120.
29. Zhykharieva N Modeling of energy effivient air condition [Tekst] / Zhykharieva N. //The scientific method. Poland – 2017.No. 3.P.3–6.
30. Zhykharieva N. Optimization of conditionsng system for fremises with non stasionari heat exchange. [Tekst] / Zhykharieva N. // Norwegian Journal of development of the International Science – 2017 (VOL2). – № 5– P.94–99
31. Zhykharieva N. Thermoeconomic Model of Air Conditioning System [Tekst] / N. Zhykharieva, M. Khmelniuk // Energy Engineering and Control Systems. 2019. № 5(2) С. 66-75.
32. Zhykharieva N. [An Innovative Method for Improving Air Conditioning Systems Using Contact Heat Exchanger](#) / Zhykharieva N., Kogut V., Bushmanov V., M.Khmelniuk/ III International Scientific Conference EcoComfort and and current of Civil Energic LVIV, UKRAINE 14-15 2022 srtem p.470-477

33. Жихарева Н.В., Сучасні технології осушення повітря [Текст]. / Н.В. Жихарева, М.Г. Хмельнюк, Д.І. Важинський // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 3 (149). С.15–21
34. Zhykharieva N. , Khmelniuk, M. Thermoeconomic Model of Air Conditioning System - Energy Engineering and Control Systems. – 2019 Volume 5– № 2– С. 66-75
35. Жихарева Н.В. Математична модель плівкового зволожувача для плодоовочесховищ [Текст] / Н.В.Жихарева // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 6 (152). С.54–58
36. DiPippo R.,: Geothermal power plants: Principles, applications, case studies and environmental impact (2nd edition). [Tekst] / DiPippo, R // – Butterworth-Heinemann (Elsevier), Oxford. 2008 –520 p.
37. Toffolo A. Evolutionary algorithms for multi-objective energetic and economic optimization in thermal-system design.). [Tekst] / A. Toffolo, A. Lazzaretto // – Energy 2002; PP/549–567.
38. Yumruta, R. Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems. [Tekst] / R. Yumruta, M. Kunduz, M. Kanolu // Exergy, an International Journal, 2002,2(4) – 266-274.
39. Чумак І.Г. Холодильні установки. Проектування [Текст] – Навч посібник / І.Г.Чумак // – Одеса: Друк, 2007. – 480 с.
40. Sieniutycz S. Optimality of nonequilibrium systems and problems of statistical thermodynamics. [Tekst] / S. Sieniutycz //– International Journal of Heat and Mass Transfer.– 2002. Вип.45.– Р.1545-1561.
41. Лабай В.Й., Тепломасообмін [Текст] / В.Й.Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
42. Погорелов А.І. Тепломасообмін [Текст]: Навчальний посібник для вузів.– / А.І.Погорелов Львів. –:«Новий світ-2000». – 2004. – 144 с.

43. Жихарева Н.В. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодовоовочесховищ. / Н.В.Жихарева, М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. – Одеса:ОДАХ. – 2012. – №5. - с.16-20.
44. Harriman, L.G. Dehumidification and cooling loads from ventilation air / L.G. Harriman, D.Plager Kosar D. R. // ASHRAE Journal. 2014. № 29(11). P. 37–45.
45. Xiaojun Ma A new national design code for indoor air environment of sports buildings [Tekst] / Ma Xiaojun, Jian Yiwen, Cao. Yue // Facilities. 2016. № 13. P. 52–58.
46. Перепека В.І. Розрахунки систем кондиціонування і вентиляції. [Текст] / В.І.Перепека, Н.В.Жихарева // Одеса: «ТЕС», 2014. – 340 с.
47. Німіч Г.В. Сучасні системи вентиляції і кондиціонування повітря воздуха Нимич [Текст] / Г.В.Німіч, В.А.Михайлов, Е.С.Бондарь. // - К.: ТОВ «Видавничий будинок. Аванпост–Прим». - 2005. – 630 с. 142
48. Жихарева Н.В. Ефективність використання декоративних фонтанів при кондиціонуванні повітря [Текст] // Жихарева Н.В., Когут В.О. /Збірник наукових праць за матеріалами Всеукраїнської науково-технічної конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології» 29-30 вересня 2020- С.118-119
49. Жихарева Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря [Текст] / Н.В.Жихарева // –Одеса: «ТЕС», 2016. – 171 с.
50. Zhang Q. Development of typical year weather data for Chinese locations. [Tekst] // Q.Zhang, J.Huang, S. Lang / ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.
51. Kogut V.. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter [Tekst] / V Kogut. V.Bushmanov, N. Zhykharieva//AIP Conferenc Proceedings 2285, 030087 (2020);

52. Жихарева Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодoовочесховища. [Текст] / Н.В.Жихарева // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15.
53. Жихарева Н.В. Підвищення ефективності активного вентилявання при зберіганні плодoовочевої продукції [Текст] / Н.В.Жихарева., М.Г.Хмельнюк // Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120.
54. Когут В.О. Застосування теплообмінника-ежектора в установках промислового охолодження повітря [Текст] / В.Е.Когут., Е.Ю.Бутовский., Хмельнюк М.Г., Н.В Жихарева. // Холодильна техніка і технологія. 2015. № 1.С. 21–25.

ДОДАТОК А

Психрометрична діаграма та визначення параметрів повітря

А.1. Вихідні дані для побудови процесу вологого повітря

Параметр	Позначення	Значення
Температура зовнішнього повітря	t_{1c}	$-5\text{ }^{\circ}\text{C}$
Відносна вологість зовнішнього повітря	φ_{1c}	80 %
Температура внутрішнього повітря	t_{1h}	$20\text{ }^{\circ}\text{C}$
Відносна вологість внутрішнього повітря	φ_{1h}	50 %
Питомий тепловий обмін	Q	2713.5 Вт
Об'ємна витрата	L	300 м ³ /год

А.2. Визначення параметрів у характерних точках процесу вентиляції

Точка 1 — зовнішнє повітря

$$t_1 = -5^{\circ}\text{C}, \varphi_1 = 0.8$$

За психрометричною діаграмою:

$$d_1 \approx 2.0 \text{ г/кг}, h_1 \approx -10 \text{ кДж/кг}$$

Точка 2 — повітря після теплоутилізатора

$$\varepsilon_t = 0.65$$

$$t_2 = t_1 + \varepsilon_t(t_{1h} - t_{1c}) = -5 + 0.65 \cdot (20 - (-5)) = -5 + 16.25 = 11.25^\circ\text{C}$$

Підсумок:

$$t_2 \approx +11^\circ\text{C}, \varphi_2 \approx 35\%$$

За діаграмою:

$$d_2 \approx d_1 = 2.0 \text{ г/кг}, h_2 \approx +22 \text{ кДж/кг}$$

Точка 3 — внутрішнє повітря (після нагріву до комфортних параметрів)

$$t_3 = 20^\circ\text{C}, \varphi_3 = 50\%$$

$$d_3 \approx 7.3 \text{ г/кг}, h_3 \approx 40 \text{ кДж/кг}$$

А.3. Графічне відображення процесу на психрометричній діаграмі

Послідовність процесів:

$$1 \rightarrow 2 \rightarrow 3$$

- **1–2:** підігрів у теплоутилізаторі **без змін вологості**
- **2–3:** догрівання калорифером із **підвищенням ентальпії**

А.4. Узагальнююча таблиця станів

Точка	Опис	t, °C	φ, %	d, г/кг	h, кДж/кг
1	Зовнішнє повітря	-5	80	2.0	-10
2	Після теплоутилізатора	11	35	2.0	22
3	Після калорифера (приплив у кімнату)	20	50	7.3	40

ДОДАТОК Б

Повні розрахунки перехреснопоточного теплоутилізатора (ϵ -NTU, Re, Nu, K, A, Δp)

Б.1. Вихідні дані та прийняті константи

- Зовнішнє повітря: $t_{\text{зовн}} = -5 \text{ °C}$; $\phi_{\text{зовн}} = 80 \%$
- Внутрішнє повітря: $t_{\text{вн}} = +22 \text{ °C}$; $\phi_{\text{вн}} = 50 \%$
- Об'ємна витрата (приплив = витяжка): $V = 300 \text{ м}^3/\text{год}$
- Густина повітря: $\rho = 1.20 \text{ кг/м}^3$
- Питома теплоємність: $c_p = 1005 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$
- Теплопровідність повітря: $\lambda_{\text{пов}} = 0.024 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$
- Динамічна в'язкість: $\mu = 1.75 \cdot 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}$
- Прийнята температурна ефективність рекуператора: $\epsilon_t = 0.67$
- Геометрія каналів (типові значення для пластинчастого пакета):
 - висота каналу $b = 4 \text{ мм} = 0.004 \text{ м}$
 - ширина каналу $a = 0.25 \text{ м}$
 - довжина каналу $L = 0.40 \text{ м}$
 - кількість паралельних каналів в одному напрямку $n = 50$
 - товщина пластини $\delta = 0.00020 \text{ м}$

- теплопровідність пластини (алюміній) $\lambda_{Al} = 200 \text{ Вт/(м·К)}$
- Тривалість роботи у холодний період: $\tau = 2000 \text{ год/рік}$

Примітка: приплив і витяжка прийняті рівними (найпоширеніший випадок для розрахунку ϵ -NTU).

Б.2. Масова витрата і тепловтрати без рекуперації

1. Масова витрата:

$$\dot{m} = \rho \cdot (V/3600) = 1.20 \cdot (300/3600) = 0.10 \text{ кг/с}$$

2. Різниця температур:

$$\Delta T = t_{\text{вн}} - t_{\text{зовн}} = 22 - (-5) = 27 \text{ К}$$

3. Теплова потужність нагріву без рекуперації:

$$Q_{\text{втрат}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$$Q_{\text{втрат}} = 0.10 \cdot 1005 \cdot 27 = 2713.5 \text{ Вт} \approx 2.714 \text{ кВт}$$

Б.3. Температура після рекуператора та утилізована теплота

1. Температура припливу після ТУ:

$$t_{\text{після}} = t_{\text{зовн}} + \epsilon_t \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{зовн}})$$

$$t_{\text{після}} = -5 + 0.67 \cdot 27 = -5 + 18.09 = +13.09 \text{ °С}$$

2. Утилізована теплота:

$$Q_{\text{рес}} = \epsilon_t \cdot Q_{\text{втрат}} = 0.67 \cdot 2713.5 = 1818.0 \text{ Вт (округлено)}$$

3. Решта для догріву калорифером:

$$Q_{\text{догр}} = Q_{\text{втрат}} - Q_{\text{рес}} = 2713.5 - 1818.0 = 895.5 \text{ Вт}$$

Б.4. Підхід ϵ -NTU (перевірочний розрахунок)

1. Мінімальна теплоємність потоку (за рівних витрат):

$$C_{\text{min}} = \dot{m} \cdot c_p = 0.10 \cdot 1005 = 100.5 \text{ Вт/К}$$

2. Для перехреснопоточного пластинчастого теплообмінника при $C_r \approx 1$ і ефективності $\epsilon \approx 0.67$ (Приймаємо розрахункове значення температурної ефективності $\epsilon_t = 0.67$, що відповідає середньому

значенню, отриманому під час експериментальних досліджень (Розділ 3) для номінальної витрати повітря ($v \approx 1.5 \dots 2.0$ м/с.) орієнтовно:

$$NTU \approx 2.0$$

(значення узгоджене з практичними номограмами для cross-flow за $\varepsilon \approx 0.6-0.7$)

Б.5. Канальна аеродинаміка та локальні коефіцієнти теплообміну

1. Гідравлічний діаметр прямокутного каналу:

$$d_h = 2ab / (a + b)$$

$$d_h = 2 \cdot 0.25 \cdot 0.004 / (0.25 + 0.004) = 0.002 / 0.254 = 0.00787 \text{ м}$$

2. Площа живого перерізу одного каналу:

$$S_c = a \cdot b = 0.25 \cdot 0.004 = 0.001 \text{ м}^2$$

3. Сумарна площа перерізу 50 каналів:

$$S = n \cdot S_c = 50 \cdot 0.001 = 0.05 \text{ м}^2$$

4. Середня швидкість у каналах:

$$w = (V/3600) / S = (300/3600) / 0.05 = 0.08333 / 0.05 = 1.6667 \text{ м/с}$$

5. Критерій Рейнольдса:

$$Re = (\rho \cdot w \cdot d_h) / \mu$$

$$Re = (1.20 \cdot 1.6667 \cdot 0.00787) / (1.75 \cdot 10^{-5})$$

$$\text{Чисельник: } 1.20 \cdot 1.6667 = 2.0000; 2.0000 \cdot 0.00787 = 0.01574$$

$$Re = 0.01574 / 1.75 \cdot 10^{-5} = 899 \text{ (ламінальний режим)}$$

6. Критерій Нуссельта (ламінальний у каналі малої висоти, оцінка для гладких пластин):

$$Nu \approx 6.5 \text{ (типове діапазонне значення 5.5–7.5)}$$

7. Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря:

$$\alpha = Nu \cdot \lambda_{\text{пов}} / d_h$$

$$\alpha = 6.5 \cdot 0.024 / 0.00787 = 0.156 / 0.00787 = 19.8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Б.6. Загальний коефіцієнт теплопередачі K і потрібна площа A

1. Термічні опори послідовно:

$$1/K = 1/\alpha_{_1} + (\delta/\lambda_{_A1}) + 1/\alpha_{_2}$$

приймаємо $\alpha_{_1} \approx \alpha_{_2} \approx 19.8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$1/\alpha_{_1} = 0.05051; 1/\alpha_{_2} = 0.05051$$

$$\delta/\lambda_{_A1} = 0.00020 / 200 = 0.000001$$

$$1/K \approx 0.05051 + 0.000001 + 0.05051 = 0.10102$$

$$K \approx 9.90 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \approx 10.0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

2. Площа поверхні теплообміну через NTU:

$$NTU = K \cdot A / C_{\min} \Rightarrow A = NTU \cdot C_{\min} / K$$

$$A = 2.0 \cdot 100.5 / 10.0 = 20.1 \text{ м}^2 \text{ («одностороння» площа)}$$

Для пластинчастого пакета часто зазначають сумарну поверхню обох боків:

$$A_{\text{повн}} \approx 2 \cdot 20.1 = 40.2 \text{ м}^2$$

Порівняння: це відповідає типорозмірам каналних рекуператорів на 250–400 м³/год.

Б.7. Втрати тиску у каналах

1. Коефіцієнт тертя ламінарного потоку (аналог f):

$$f \approx 64 / Re = 64 / 899 = 0.0712$$

2. Відношення довжини до гідравлічного діаметра:

$$L / d_h = 0.40 / 0.00787 = 50.83$$

3. Динамічний тиск:

$$q = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w^2 = 0.5 \cdot 1.20 \cdot (1.6667)^2$$

$$(1.6667)^2 = 2.7778; 0.5 \cdot 1.20 = 0.6; q = 0.6 \cdot 2.7778 = 1.667 \text{ Па}$$

4. Втрати тиску одного напрямку:

$$\Delta p_{\text{канал}} = f \cdot (L/d_h) \cdot q$$

$$\Delta p_{\text{канал}} = 0.0712 \cdot 50.83 \cdot 1.667 = 6.03 \text{ Па}$$

5. Орієнтовна сумарна втрата тиску у ТУ (два напрямки):

$$\Delta p_{\text{заг}} \approx 2 \cdot 6.03 \approx 12.1 \text{ Па}$$

Додаткові місцеві втрати (входи/виходи/розподіл) зазвичай додають 10–30 %:

$\Delta p_{\text{розр}} \approx 12 \dots 16 \text{ Па}$ — прийнятно для малопотужних вентиляторів.

Б.8. Перевірка на конденсацію та обмерзання

1. Точка роси внутрішнього повітря (22 °С; 50 %): приблизно $t_{\text{роси}} \approx 11$ °С.

2. Температура припливу після ТУ: $t_{\text{після}} \approx +13.1$ °С.

На частині поверхні, близькій до холодної сторони, температура стінки може бути нижчою за $t_{\text{після}}$, але для $t_{\text{зовн}} = -5$ °С очікується $t_{\text{стінки}} > 0$ °С, тож обмерзання не відбувається. Часткова конденсація можлива локально, але незначна.

3. За більш низьких зовнішніх температур (наприклад, $t_{\text{зовн}} < -10$ °С) слід передбачити:

- байпас (часткове оминання ТУ припливним потоком),
- короткочасне відтаювання (керована зупинка/зменшення витрати),
- незначний попередній підігрів припливного повітря.

Б.9. Зведена таблиця результатів (корисно для вставки у диплом)

Показник	Значення
Масова витрата \dot{m} , кг/с	0.10
$\Delta T = t_{\text{вн}} - t_{\text{зовн}}$, К	27
Теплопотужність без ТУ $Q_{\text{втрат}}$, Вт	2713.5

Показник	Значення
Температура після ТУ $t_{\text{після}}$, °С	+13.09
Утилізована теплота $Q_{\text{рес}}$, Вт	1818
Мінімальна теплоємність C_{min} , Вт/К	100.5
Прийняте NTU	≈ 2.0
Гідравлічний діаметр d_h , м	0.00787
Середня швидкість у каналі w , м/с	1.667
Reynolds Re	899 (ламінальний)
Nusselt Nu	≈ 6.5
Коеф. тепловіддачі α , Вт/(м ² ·К)	≈ 19.8
Загальний коеф. K, Вт/(м ² ·К)	≈ 10.0
Площа теплообміну A (одностор.), м ²	≈ 20.1
Повна площа пакета $A_{\text{повн}}$, м ²	≈ 40.2
Втрати тиску одного напрямку Δp , Па	≈ 6.0
Орієнтовні сумарні втрати $\Delta p_{\text{розр}}$, Па	12...16

Б.10. Короткі висновки до додатка

1. Для заданих витрат і геометрії досяжно $\varepsilon_t \approx 0.67$ з $NTU \approx 2$.
2. Потрібна площа теплообміну складає близько 20 м² на одну сторону пакета (≈ 40 м² сумарно).
3. Втрати тиску низькі ($\approx 12\text{--}16$ Па), що дозволяє працювати зі звичайними каналними вентиляторами без підвищення їх потужності.
4. За $t_{\text{зовн}} = -5$ °С обмерзання не очікується; часткова конденсація — можлива, але незначна.

Схема вентиляційної установки з теплоутилізатором та алгоритм керування

В.1. Склад установки (типова конфігурація для 300 м³/год)

1. Припливний тракт: зовнішня решітка; припливний повітропровід; фільтр G4/F7; пластинчастий теплоутилізатор (перехресний); байпас із сервоприводом; калорифер (електричний або водяний); шумоглушник; заслінка з приводом; витратомір (за потреби); повітророзподільні пристрої.
2. Витяжний тракт: витяжні решітки; повітропровід; фільтр G4; теплоутилізатор (гарячий бік); шумоглушник; зворотний клапан; вентилятор; викидна решітка.
3. Автоматика: датчики температури (зовнішнє, після ТУ, у приміщенні), датчик вологості (у приміщенні), можливий датчик CO₂; контролер з ПП-регуляторами; приводи заслінок; захисти (перегрів калорифера, обмерзання ТУ); індикація аварій.

В.2. Функціональна логіка

— Нормальний режим: подача 300 м³/год, регулювання калорифера до $t_{\text{подавання}} \approx 18\text{--}20\text{ }^{\circ}\text{C}$; ТУ працює на максимумі, байпас закритий.

— Захист від обмерзання: якщо $t_{\text{стінки}}/t_{\text{після ТУ}}$ прямує до $0\text{...}+2\text{ }^{\circ}\text{C}$ або зовнішнє повітря $< -10\text{ }^{\circ}\text{C}$, контролер частково відкриває байпас або знижує витрати для короткого відтаювання; при $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ обмерзання не очікується.

— Комфорт/енергоощадження: за сигналом CO₂/вологи — дискретне збільшення/зменшення витрати; ночами — часові профілі; калорифер працює лише на дельту між $t_{\text{після ТУ}}$ і заданою $t_{\text{подавання}}$.

— Аварії: фільтр забруднений (перепад тиску), відсутність потоку (датчик витрати/диференційного тиску), перегрів ТЕНів, замерзання водяного калорифера (контур антифризу або ТЕН підтримки).

В.3. Вимоги до монтажу

— Герметичність стиків клас не нижче В (по ДБН), теплове ізолювання холодних ділянок мінвата ≥ 25 мм, пароізоляція дренажів; встановлення сифона з постійним заповненням на конденсатовідводі; доступні ревізії для очищення ТУ і фільтрів.

В.4. Перелік налаштувань під час пусконаладження

— Витрати повітря (баланс приплив/витяжка), напрямки потоків через ТУ, позиції заслінок і байпасу; уставки: $t_{\text{подавання}}$, CO_2 (наприклад 900–1000 ppm), вологість (45–55 %), пороги антифризу; тест аварій і логіки зупинки.

ДОДАТОК Г

Економічні розрахунки (покроково, з правилами округлення)

Вихідні тарифні ставки (уточнені тобою):

— Побут: 4.32 грн/кВт·год

— Бізнес: 10.50 грн/кВт·год

Правило округлення: до 2 десяткових знаків у грошах.

Г.1. Енергетичні величини з розділу 4

— Річні втрати без ТУ: $E_{\text{втрат}} = 5\,430$ кВт·год

— Річна економія завдяки ТУ: $E_{\text{рес}} = 3\,622$ кВт·год

— Річне споживання з ТУ: $E_{\text{опал,рек}} = 5\,430 - 3\,622 = 1\,808$ кВт·год

Г.2. Вартість енергії без та з ТУ

1. Побут:

— Без ТУ: $5\,430 \times 4.32 = 23\,457.60$ грн

— З ТУ: $1\,808 \times 4.32 = 7\,810.56$ грн

— Економія: $23\,457.60 - 7\,810.56 = 15\,647.04$ грн/рік

2. Бізнес:

— Без ТУ: $5\,430 \times 10.50 = 57\,015.00$ грн

— З ТУ: $1\,808 \times 10.50 = 18\,984.00$ грн

— Економія: $57\,015.00 - 18\,984.00 = 38\,031.00$ грн/рік

Г.3. Окупність (капвкладення = 30 000 грн)

— Побут: $30\,000 / 15\,647.04 \approx 1.92$ року

— Бізнес: $30\,000 / 38\,031.00 \approx 0.79$ року

Коментар: короткі строки окупності, особливо для комерційного тарифу.

Г.4. Зауваги щодо невизначеності

— Зміна тривалості роботи ($\pm 10\%$), коливання тарифів, температурний режим зими та фактична ϵ_t (± 0.05) можуть змінити оцінку окупності на ± 10 – 15% .

ДОДАТОК Д

Розрахунок освітленості технічного приміщення (метод коефіцієнта використання)

Вихідні припущення (узгоджені для сумісності з розділом 5):

- Площа $S = 6 \text{ м}^2$ (умовно $2.0 \times 3.0 \text{ м}$)
- Нормована освітленість: $E_{\text{н}} = 200 \text{ лк}$ (для техприміщень)
- Коефіцієнт використання світлового потоку $\eta_{\text{у}} = 0.70$ (світлі поверхні, низькі стелі)
- Коефіцієнт запасу (обслуговування) $MF = 0.90$ (LED, регулярне прибирання)

Д.1. Потрібний світловий потік:

$$\begin{aligned}\Phi_{\text{потр}} &= E_{\text{н}} \cdot S / (\eta_{\text{у}} \cdot MF) \\ &= 200 \cdot 6 / (0.70 \cdot 0.90) \\ &= 1\,200 / 0.63 \\ &= 1\,904.76 \text{ лм} \rightarrow \text{округлити до } 1\,900\text{--}2\,000 \text{ лм}\end{aligned}$$

Д.2. Підбір світильника

— LED 20 Вт із світловою віддачею $\approx 100 \text{ лм/Вт}$ $\rightarrow \approx 2\,000 \text{ лм}$.

Висновок: один стельовий LED світильник 20 Вт достатній для 200 лк за прийнятих коефіцієнтів.

Д.3. Коментарі

— За темних поверхонь або запиленості зменшується η_u та MF → потрібний світловий потік зростає до 2 200–2 500 лм (тоді вибирати 24–25 Вт).

— Рекомендований CCT 3000–4000 К; CRI \geq 80.

ДОДАТОК Е

Нормативні дані та довідкові значення (використані в роботі)

Е.1. Мікроклімат та санітарні показники

— Допустимі рівні шуму: 70–80 дБА (робочі місця), 35–45 дБА (житлові) — ДСН 3.3.6.037-99.

— Нормативні параметри вентиляції та кондиціювання — ДБН В.2.5-67:2013.

— Пожежна безпека інженерних систем у будівлях — ДБН В.1.1-7:2016.

Е.2. Психрометрія та властивості повітря

— Питома теплоємність сухого повітря: близько 1.005 кДж/(кг·К) у діапазоні 0...30 °С.

— Теплопровідність повітря: 0.024 Вт/(м·К) (близько 10 °С).

— Визначення точки роси, вологовмісту і ентальпії — за психрометричною діаграмою.

Е.3. Теплообмінники повітря–повітря

— Методи випробувань та визначення характеристик — ДСТУ EN 308:2016.

— Орієнтовні температурні ефективності: пластинчасті перехресні 0.55–0.75; роторні 0.70–0.85 (без урахування перетоків).

— Ризики конденсації та обмерзання: зростають із підвищенням вологості витяжки та зниженням $t_{\text{зовн}}$; рекомендовано байпас, попередній підігрів або відтаювання.

Е.4. Електробезпека

— Вимоги до заземлення, автоматичних вимикачів, захисту двигунів; ступінь захисту оболонок $IP \geq 44$ (для техприміщень).

— Обслуговування здійснюють працівники з групою III з електробезпеки і вище.

Е.5. Економічні та екологічні показники

— Тарифи: 4.32 грн/кВт·год (побут), 10.50 грн/кВт·год (бізнес) — використані в розрахунках.

— Питомі викиди CO_2 для електрогенерації: близько 0.52 кг/кВт·год (для оцінок екологічного ефекту).

Експериментальні дослідження теплових потоків

Проведені дослідження розподілу потоків в касетному, каналному, пристінному та великому каральнику Лабораторії холодильних установок і кондиціонування повітря Одеського національного технологічного



університету.

Рис.5.12. Дослідницька лабораторія холодильних установок і кондиціонування повітря

Проведений аналіз систем повітророзподілення табл.5.2.

Таблиця 5.2. Аналіз повітророзподілення

Моделі	AS18 (настінні)	AU20 (касетні)	AB18 (універсал)	AR18 (каналні)
Потужність охолодження, кВт	5,4	5,7	5,3	5,3
Максимальна витрата повітря, м ³ /год	830	1000	770	750
Температура повітря	16	17	15	15

на виході, °С				
Питома витрата повітря, м ³ /(год. кВт)	156	175	145	142

За допомогою тепловізора проведені дослідження розподілу теплового потоку [127].

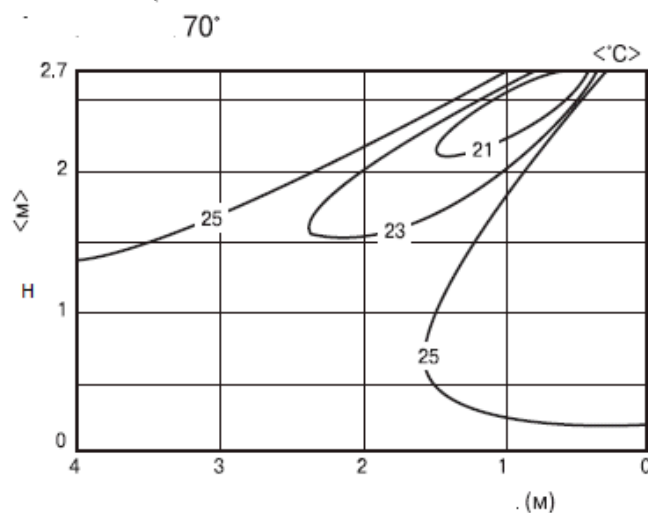


Рис. 5.13. Епюра температур повітря в припливній струмені касетного кондиціонера в режимі охолодження.

На відміну від настінних кондиціонерів класичні касетні блоки розподіляють повітря в чотирьох напрямках, а не в одному. При однаковій висоті приміщення рівень роздачі кондиціонованого повітря в касетних моделях максимально наближений до площини стелі і значно вище, ніж, наприклад, у настінних кондиціонерів. Завдяки цьому при однаковій потужності внутрішніх блоків касетні блоки забезпечують більш рівномірну обробку внутрішнього повітря і менші градієнти температур в приміщенні.

Проведені дослідження температурних полів за допомогою тепловізора TESTO 881 (рис. 5.15-5.19).

При роботі касетного кондиціонера в режимі охолодження повітря в приміщення подається максимально наближеним до горизонтальному напрямку.

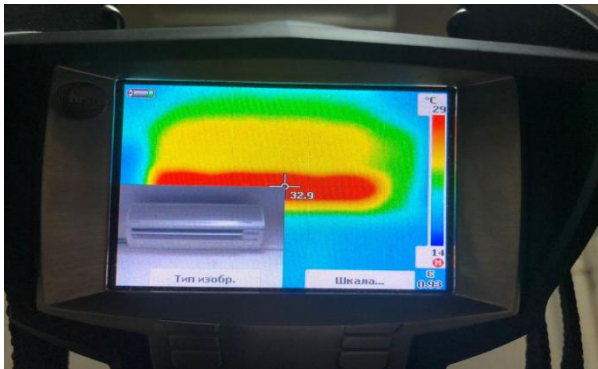


Рис 5.14. Теплові потоки в настінному кондиціонері

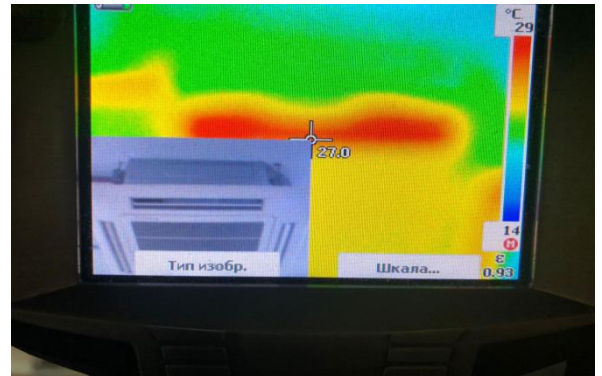


Рис 5.15. Теплові потоки в касетному кондиціонері

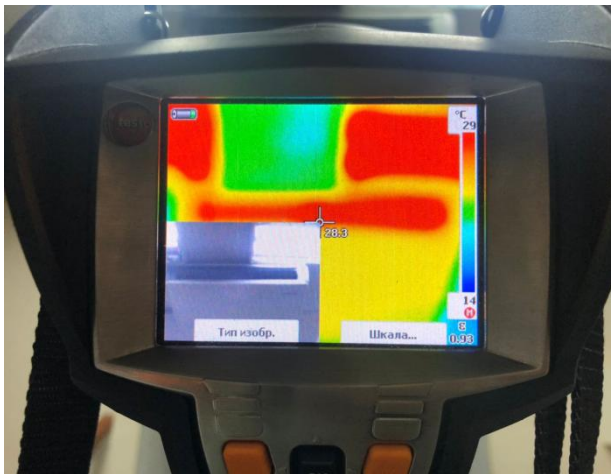


Рис. 5.16. Теплові потоки великого каналника

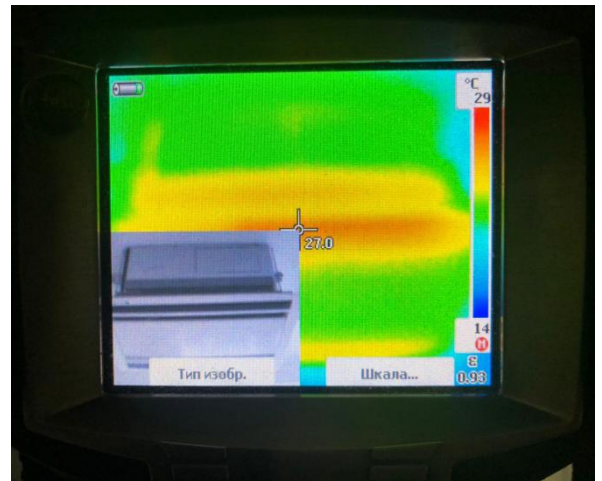


Рис 5.17. Теплові потоки каналного кондиціонера

Згідно розробки вище розглянемо комплексні мультизональні VRF системи кондиціонування повітря за каталогами різних виробників. Дані занесемо в таблицю 5.2.

Таблиця 5.2 Характеристики багатозональних систем кондиціонування повітря

Характеристики	Daikin REYHQ24P	Mitsubishi Electric MXZ- 2D33VA	Fujitsu AIRSTAGE AJY234GALHH	Hitachi RAI-50QPВ
Продуктивність, НР (Кінські сили):	24	33	36	50
Площа обслуговування, м ² :	670	400	700	50
Номінальна продуктивність охолодження: КВт	67	12,2	72,8	5
Номінальна продуктивність обігріву: КВт	75	4,0 (1,0–4,1)	81,5	6,2
Енергоспоживання в режимі охолодження: КВт	17,2	3,81	18,01	18
Енергоспоживання в режимі обігріву: КВт	17,2	3,810	18,73	18
Енергоефективність при охолодженні (EER):	3,9	3,01	4,04	3,6
Енергоефективність при обігріві (COP):	4,4	3,67	4,35	4,1
Розміри блоку:	1680x1240+ 1240x765 мм	900x1070 x320(+67)	1690x930 +1240x765	285×580 ×580
Вага: кг	254+254	87	303 + 262	20+4
Рівень шуму: Дб	66	55	63	50
Марка холодоагенту:	R410A	R410A	R410A	R410A
Гарантія: рік	3	3	3	3
Діапазон робочих температур в режимі охолодження: °С	-5(-20) ~+43	-10 ... +46	-10...+46	-10 ... +46
Діапазон робочих температур в режимі обігріву: °С	-20 ~ +15.5	-15 ... +24	-20...+21	-15 ... +24

Характеристики	Daikin REYHQ24P	Mitsubishi Electric MXZ- 2D33VA	Fujitsu AIRSTAGE AJY234GALHH	Hitachi RAI-50QPB
Характеристики	Daikin REYHQ24P	Mitsubishi Electric MXZ- 2D33VA	Fujitsu AIRSTAGE AJY234GALHH	Hitachi RAI-50QPB
Максимальна кількість підключаються внутрішніх блоків:	39	6	39	4
Напруга: В	400	220-240	400	220
Частота току: Гц	50	50	50	50

Я приймав участь:

К.1. XXIII Всеукраїнська науково-технічна конференція 2024

ELECTRIC VEHICLES, CHARGING SYSTEM AND ENERGY STORAGE

К.2. Регіональний науково-практичного семінару Енергія. Бізнес. Комфорт 2024

SMART GRIDS: POWER TRANSMISSION AND DISTRIBUTION

К.3. II Всеукраїнська науково-практична конференція
«ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИКА, ЕЛЕКТРОМЕХАНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЇ В АПК:
НАУКОВІ ПОШУКИ МОЛОДІ» 2025

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ В СИСТЕМАХ

КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ

ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРІВ РІЗНИХ ТИПІВ

К.4. Всеукраїнська науково-технічна конференція
молодих вчених та здобувачів вищої освіти 2025

ENHANCEMENT OF ENERGY EFFICIENCY IN AIR CONDITIONING
SYSTEMS THROUGH THE USE OF HEAT RECOVERY UNITS OF
VARIOUS TYPES

К.5. V Всеукраїнська науково-практична конференція
«ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИКА, ЕЛЕКТРОМЕХАНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЇ В АПК:
НАУКОВІ ПОШУКИ МОЛОДІ» 2026

Модернізація систем кондиціонування повітря з впровадженням
високоєфективних модулів теплоутилізації.

К.6 Black Sea Science 2025, 2026



FIELD OF «POWER ENGINEERING AND ENERGY EFFICIENCY»
IN THE INTERNATIONAL COMPETITION OF STUDENT SCIENTIFIC WORKS



«BLACK SEA SCIENCE 2025»

organized by
Odesa National University of Technology
Odesa, Ukraine

Certificate of participation

*Enhancement of Energy Efficiency in Air Conditioning Systems through the
Use of Heat Recovery Units of Various Types*

authored by
Yefremov Ihor
under the supervision of
Zhykharieva Nataliia

Head of the Organizing Committee
Rector of Odesa National
University of Technology
Larysa IVANCHENKOVA

President of Odesa National
University of Technology
Bogdan IEGOROV

Vice-Rector for Scientific Work
and International Relations of
Odesa National University of
Technology
Olga OLSHEVSKA

Head of the Jury in the field of
"Power Engineering and
Energy Efficiency"
Oleksandr TITLOV

BSS-2025.4.05



FIELD OF «POWER ENGINEERING AND ENERGY EFFICIENCY»
IN THE INTERNATIONAL COMPETITION OF STUDENT SCIENTIFIC WORKS



«BLACK SEA SCIENCE 2026»

organized by
Odesa National University of Technology
Odesa, Ukraine

Certificate of participation

*Increasing the efficiency of air conditioning systems with cross-type heat
recovery units*

authored by
Yefremov Ihor
under the supervision of
Zhykharieva Nataliia

Head of the Organizing Committee
Rector of Odesa National
University of Technology
Larysa IVANCHENKOVA

President of Odesa National
University of Technology
Bogdan IEGOROV

Vice-Rector for Scientific Work
and International Relations of
Odesa National University of
Technology
Olga OLSHEVSKA

Head of the Jury in the field of
"Power Engineering and
Energy Efficiency"
Oleksandr TITLOV

BSS-2026.4.38