

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Теплоенергетичний факультет
Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«На правах рукопису»
УДК 697.4:621.577

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

_____ Геннадій ВАРЛАМОВ
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ___ ” _____ 2021 р.

**Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: Термодинамічний аналіз ефективності теплонасосних схем опалення з використанням теплоти повітряних техногенних викидів

Виконав: студент II курсу, групи ТП – 91 мн
Зарубін Олександр Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Науковий керівник проф., д. т. н. Михайло БЕЗРОДНИЙ
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Консультант з мат. моделювання к.т.н., доц. Андрій СОЛОМАХА

(назва розділу)

(науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Моделювання системи витяжної вентиляції гарячого цеху як джерела техногенних повітряних викидів з використанням програмного забезпечення SolidWorks

Рецензент _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2021 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-науковою програмою

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»,

ОНП «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

Геннадій ВАРЛАМОВ

(підпис) (ім'я, прізвище)

«__» _____ 2021 р.

**ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту
Зарубіну Олександрю Олеговичу**
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації: Термодинамічний аналіз ефективності теплонасосних схем опалення з використанням теплоти повітряних техногенних викидів

науковий керівник дисертації Безродний Михайло Костянтинович, проф., д.т.н.,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «__» _____ 20__ р. №

2. Термін подання студентом дисертації 15.05.2021 р.

3. Об'єкт дослідження Теплонасосні схеми опалення з використанням теплоти повітряних техногенних викидів

4. Предмет дослідження Аналіз термодинамічної ефективності теплонасосних схем опалення з використанням теплоти повітряних техногенних викидів

5. Перелік завдань, які потрібно розробити Дослідження умов експлуатації та енергетичної ефективності теплонасосної системи опалення з використанням техногенних повітряних викидів, що відводяться за допомогою витяжних зондів. Визначити вплив температури техногенних викидів та температури навколишнього атмосферного повітря на оптимальний ступінь охолодження викидів у випарнику теплового насоса (ТН) за умов максимального корисного ефекту від утилізації викидів, отримати залежності для мінімальних затрат зовнішньої енергії на привід ТН від температури викидів і температури зовнішнього повітря.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу Принципова схема теплонасосної схеми опалення, що працює за рахунок утилізації техногенних повітряних джерел теплоти. Графіки питомих корисних ефектів, отриманих в результаті утилізації техногенних повітряних джерел теплоти за допомогою теплового насосу. Графіки залежності оптимальної температури повітря на виході з випарника ТН, коефіцієнта перетворення і питомої зовнішньої роботи від температури зовнішнього повітря, температур техногенних повітряних викидів і розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення.

7. Орієнтовний перелік публікацій Одна стаття у фаховому науковому журналі; тези доповіді на міжнародній науково-практичній конференції.

8. Консультанти розділів дисертації*

Розділ	Ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
мат. моделювання	Андрій СОЛОМАХА, доцент, к.т.н.		

9. Дата видачі завдання 15.03.2021 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Літературний огляд	20.03.21 р.	
2	Оцінка термодинамічної ефективності теплонасосної системи опалення, що працює за рахунок утилізації техногенних повітряних джерел теплоти.	10.04.21 р.	
3	Підбір реального об'єкту з техногенними повітряними викидами і аналіз умов їх ефективного використання для системи опалення	17.04.21 р.	
4	Дослідження температурного поля в приміщенні з метою забезпечення нормативних умов для обслуговуючого персоналу за допомогою моделювання в програмі SolidWorks	24.04.21 р.	
5	Оформлення та подання дисертації	15.05.21 р.	

Студент

_____ (підпис)

Олександр ЗАРУБІН

(ім'я, прізвище)

Науковий керівник дисертації

_____ (підпис)

Михайло БЕЗРОДНИЙ

(ім'я, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника магістерської дисертації.

АНОТАЦІЯ

Магістерська дисертація на тему «Термодинамічний аналіз ефективності теплонасосних схем опалення з використанням теплоти повітряних техногенних викидів»: 92 с., 46 рис., 2 табл., 3 додатки, 18 джерел.

Об'єкт дослідження – теплонасосна система опалення з використанням теплоти повітряних техногенних викидів теплоти.

Мета роботи – розрахунок і аналіз оптимальних умов для максимізації енергетичної ефективності роботи теплонасосної схеми низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти повітряних техногенних викидів, враховуючи такі фактори як умови навколишнього середовища та специфіку об'єкту теплопостачання. Наведено результати літературного огляду, в якому було досліджено шляхи вирішення глобальної проблеми енергозбереження шляхом впровадження теплонасосних технологій. Було встановлено, що в якості низькотемпературного вторинного джерела теплоти може бути використано витяжне вентиляційне повітря з підвищеним температурним потенціалом від високотемпературних технологічних установок, який раніше було змарновано.

Представлено теплонасосну схему опалення, що працює за рахунок утилізації теплоти повітряних техногенних викидів. Базуючись на методі балансних рівнянь, було розроблено теоретичну модель теплонасосної системи теплопостачання та методику термодинамічного аналізу ефективності системи з урахуванням характеристик та умов навколишнього середовища. За допомогою числового розрахунку визначено умови досягнення максимального корисного ефекту у системі теплонасосної схеми опалення, отриманого в результаті утилізації теплоти техногенного повітряного джерела, та оптимальний ступінь охолодження теплоносія у випарнику теплового насоса. Наведено та проаналізовано графіки питомого корисного ефекту, отриманого внаслідок утилізації теплоти техногенних повітряних джерел теплоти за допомогою теплового насосу, оптимальної температури вентиляційних викидів на виході із випарника ТН та ступеню використання цих викидів від температури навколишнього середовища, температур гріючого теплоносія в системі опалення і температур техногенних повітряних викидів. Проаналізовано ефективність використання запропонованої системи.

На основі проведених досліджень було підготовлено і подано до публікації статтю в науковому журналі і підготовлено тези доповіді на міжнародну конференцію.

Ключові слова: тепловий насос; техногенні повітряні викиди; вентиляційне повітря; термодинамічний аналіз; теплота; опалення; вентиляція.

ANNOTATION

Master's thesis on the topic " Thermodynamic analysis of the efficiency of heat pump heating schemes using the heat of man-made emissions ": 92 p., 46 fig., 2 tables, 3 annexes, 18 sources.

The results of the literature review are presented, in which the ways of solving the global problem of energy saving by introduction of heat pump technologies were investigated. It was found that as a low-temperature secondary heat source can be used exhaust ventilation air with high temperature potential from high-temperature technological installations, which was previously wasted.

The heat pump scheme of heating working at the expense of utilization of heat of air technogenic emissions is presented. Based on the method of balance equations, a theoretical model of the heat pump heat supply system and a method of thermodynamic analysis of the system efficiency taking into account the characteristics and environmental conditions were developed. Using numerical calculation, the conditions for achieving the maximum useful effect in the system of the heat pump heating scheme, obtained as a result of heat utilization of a man-made air source, and the optimal degree of cooling of the coolant in the heat pump evaporator are determined. Graphs of specific effect obtained due to heat utilization of man-made air heat sources by means of heat pump, optimal temperature of ventilation emissions at the outlet of the HP evaporator and the degree of use of these emissions from ambient temperature, temperatures of heating coolant in heating system and man-made air temperature. The efficiency of using the proposed system is analyzed.

Keywords: heat pump; man-made air emissions; wind ventilation; thermodynamic analysis; warmth; heating; ventilation.

АНОТАЦИЯ

Магистерская диссертация на тему «Термодинамический анализ эффективности теплонасосных схем отопления с использованием теплоты воздушных техногенных выбросов»: 92 с., 46 рис., 2 табл., 3 приложения, 18 источников.

Приведены результаты литературного поиска, в котором были исследованы пути решения глобальной проблемы энергосбережения путем внедрения теплонасосных технологий. Было установлено, что в качестве низкотемпературного вторичного источника теплоты может быть использован вытяжной вентиляционный воздух от высокотемпературных технологических установок с повышенным температурным потенциалом, который ранее был неиспользован.

Представлена теплонасосная схема отопления, которая работает за счет утилизации теплоты воздушных техногенных выбросов. Основываясь на методе балансных уравнений, было разработана теоретическая модель теплонасосной системы теплоснабжения и методика термодинамического анализа эффективности системы с учетом характеристик и условий окружающей среды. С помощью численного расчета определены условия достижения максимального положительного эффекта в системе теплонасосной схемы отопления, полученного в результате утилизации теплоты техногенного воздушного источника, и оптимальную степень охлаждения теплоносителя в испарителе теплового насоса. Приведены и проанализированы графики удельного полезного эффекта, полученного в результате утилизации теплоты техногенных воздушных источников теплоты с помощью теплового насоса, оптимальной температуры вентиляционных выбросов на выходе из испарителя ТН и степени использования этих выбросов от температуры окружающей среды, температур греющего теплоносителя в системе отопления и температур техногенных воздушных выбросов. Проанализирована эффективность использования предложенной системы.

На основе проведенных исследований была опубликована статья в научном журнале.

Ключевые слова: тепловой насос; техногенные воздушные выбросы; вентиляционный воздух; термодинамический анализ; теплота; отопления; вентиляция.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, скорочень, термінів.....	8
Вступ.....	10
1 Аналіз актуальності утилізації повітряних техногенних джерел теплоти.....	12
1.1 Загальна проблема енергозбереження і шляхи її вирішення.....	13
1.2 Застосування теплових насосів як одного із шляхів вирішення проблеми енергозбереження.....	13
1.3 Характеристика техногенних повітряних викидів в різних галузях промисловості..	16
1.4 Дані про дослідження ефективності використання повітряних викидів за допомогою теплових насосів.....	23
1.5 Висновки до розділу 1 та основні задачі дослідження.....	39
2 Оцінка термодинамічної ефективності теплонасосної системи опалення з використанням теплоти утилізації техногенних повітряних джерел.....	41
2.1 Опис принципової схеми теплонасосної системи опалення, що працює за рахунок утилізації техногенних повітряних джерел.....	42
2.2 Термодинамічний аналіз теплонасосної схеми використання теплоти техногенних повітряних викидів в системі низькотемпературного опалення.....	43
2.3 Розрахунковий аналіз теплонасосної схеми використання теплоти техногенних повітряних викидів в системі низькотемпературного опалення.....	46
2.4 Висновки до розділу 2.....	54
3 Приклад утилізації теплоти техногенних повітряних викидів із застосуванням теплонасосної системи опалення реального об'єкта.....	56
3.1 Загальна характеристика вентиляції гарячих цехів харчувальних закладів і кондитерських виробництв	56
3.2 Приклад гарячого цеху, його характеристика і параметри обладнання.....	60
3.3 Визначення оптимальних умов використання теплоти вентиляційних викидів гарячого цеху в теплонасосній системі опалення	64
3.4 Розрахунок теплового потенціалу вентиляційних викидів гарячого цеху для використання в теплонасосній системі опалення	72
3.5 Висновки до розділу 3.....	75
4 Моделювання системи витяжної вентиляції гарячого цеху як джерела техногенних повітряних викидів з використанням програмного забезпечення SolidWorks.....	77

4.1 Загальна характеристика об'єкту та вихідні дані для моделювання.....	77
4.2 Моделювання роботи досліджуваної схеми за допомогою SolidWorks.....	77
4.3 Висновки до розділу 4.....	81
Висновки.....	83
Список використаної літератури.....	86
Додатки	
Додаток А	
Технічне завдання на науково-дослідну роботу.....	88
Додаток Б	
Акт впровадження результатів магістерської дисертації.....	90
Додаток В	
Список наукових праць і творчих досягнень	91
Додаток Г	
Результати перевірки на академічну доброчесність.....	92

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

h – ентальпія;

G – масова витрата;

t, T – температура;

K – коефіцієнт рециркуляції, відносна частка повітря, кратність струму;

ϕ – коефіцієнт трансформації теплового насосу;

Q – тепловий потік, теплове навантаження, тепла потужність;

L – електрична потужність, відстань;

ε – холодильний коефіцієнт;

c – теплоємність;

ρ – густина;

F, S – площа;

V – об'ємна витрата повітря;

m – масова витрата;

a – довжина;

b – ширина;

c – висота;

N – кількість.

Індекси

Нижні:

заг – загальний;

в, вип – випарник;

к, кон – конденсатор;

кз – камера змішування;

відх – відхідний;

рец – рециркуляція;

вод – вода;

пов – повітря;

сх – схема;

р – рециркуляційний;

д – дійсний;

п – приміщення;

Верхні:

тн – тепловий насос.

Скорочення

ТН – тепловий насос;

ТНС – теплонасосна система;

ТНУ – теплонасосна установка;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ВСТУП

Зараз в світі ми спостерігаємо очевидний дефіцит природних енергоресурсів, наприклад, газу, нафти або вугілля. З кожним роком все більше і більше країн обирають відновлювані джерела енергії, відмовляючись на їх користь від звичних нам викопних джерел енергії. Цей процес відбувається на фоні зростання попиту на природні джерела теплоти і, провокуючи тим самим, стрімке зростання в кошторисі. Разом з цим ще однією глобальною проблемою, що постала перед людством, виявилися наслідки переробки деяких природних джерел теплоти, таких, наприклад, як вугілля. Катастрофічним результатом антропогенних забруднень атмосфери є зміна кліматичних поясів деяких країн світу, аномальні пожежі і відсутність мінусової температури в холодну пору року.

Щоб виробити стратегію щодо зменшення згубного впливу людства на екосистему планети 16 грудня 2016 року у Мадриді відбулась Всесвітня конференція ООН з проблем зміни клімату, в якій взяли участь близько 20 тисяч представників 186 країн світу, багатьох міжнародних організацій та Європейського Союзу. Вона стала останньою конференцією, що проводиться під егідою Рамкової конвенції ООН про зміну клімату в рамках переговорів сторін Кіотського протоколу (СМР-14) було прийнято проект нової всеосяжної і юридично обов'язкової на період після 2020 р. (завершення кліматичної угоди Кіото) глобальної угоди з клімату (далі – Угода COP21). Зобов'язання країн світу, визначені в результаті обговорень та рішень конференції, вважають значним імпульсом та стимулом для руху світової енергетичної сфери до оптимізації енергозабезпечення з метою підняття рівня енергоефективності [1].

Відновлювана енергетика є важливою енергетичною галуззю, роль якої в усьому світі рік за роком усе більше зростає. Традиційні джерела енергії поступово вичерпуються, а нетрадиційні – природні джерела (як сталі, наприклад, гідроенергія, так і періодичні – сонячна, вітрова, теплова енергія) стають актуальними і за рахунок сучасних технічних досягнень широко доступними [2].

Яскравим прикладом таких технологій є теплові насоси (ТН), які є зручними у використанні, екологічними та універсальними у застосовуванні низькопотенційного джерела теплоти. Низькопотенційним джерелом теплоти може бути атмосферне повітря або вентиляційні викиди. За допомогою теплонасосних установок (ТНУ) ми маємо змогу перетворити енергію низькопотенційних джерел теплоти в енергію більш високого потенціалу для задоволення потреб людини на опалення або вентиляцію. ТНУ здобули широкого застосування в більшості країн ЄС, Америки, Азії, Австралії. У США

дослідженнями і виробництвом теплових насосів займається велика кількість фірм як державного фінансування, так і приватні виробництва. У Японії щорічний випуск теплових насосів перевищує 600 тисяч одиниць. У Німеччині щорічно вводиться понад 7 тисяч установок. У Швеції та країнах Скандинавії експлуатуються, в основному, великі теплонасосні установки і саме в цих країнах вони є найбільш розповсюдженими [3].

В Україні використання ТНУ є не таким популярним, ніж в зазначених вище країнах світу, тому що впровадження таких систем фінансово досить затратно (при цьому слід згадати, що впровадження ТНУ в інших країнах світу держава підтримує ініціативу встановлення такого екологічно чистого обладнання шляхом надання субсидій на покупку ТН). Кількість впроваджених теплонасосних систем налічує не більше трьох сотень одиниць, переважно для приватних будинків, а опалення та вентиляція приміщень з використанням енергії низькотемпературних джерел теплоти поки що для більшості споживачів залишається рідкістю [4].

Незважаючи на це з кожним роком відсоток використання ТНУ збільшується через те, що, не зважаючи на великий кошторис установки, ми досягаємо економії, зменшивши деякі витрати енергії: втрати теплоти при транспортуванні, через огорожувальні конструкції, втрати теплоти низькопотенційних джерел при їх марному викиданні в атмосферу і т.ін [5].

Для розвитку енергетичної сфери нашої країни необхідна велика кількість спеціалістів для удосконалення технологій опалення та вентиляції приміщень з досягненням нових результатів з ефективності та економії.

1 АНАЛІЗ АКТУАЛЬНОСТІ УТИЛІЗАЦІЇ ПОВІТРЯНИХ ТЕХНОГЕННИХ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОТИ

1.1 Загальна проблема енергозбереження і шляхи її вирішення

За останні десятиліття проблема енергозбереження не тільки не отримала розв'язку, а ще й загострилася і стала однією з першочергових для багатьох держав світу. Уряди багатьох країн почали впроваджувати все більше технологій і приладів, які допомагають зберігати енергію. На разі можемо говорити про три основні енергетичні проблеми суспільства і світу, які в найбільшій мірі впливають на всі сторони життя людини і торкаються самих основ стійкого розвитку цивілізації [6].

Ці три основні енергетичні проблеми являють собою:

- дефіцит енергоресурсів та електроенергії або «енергетичний голод»;
- загроза благополуччю навколишнього середовища, як наслідок техногенного впливу об'єктів енергетики;
- геополітичні та соціальні загрози.

Перша проблема, пов'язана з вичерпністю (непоновлюваністю) основних джерел станом на сьогодні і на досить далеку перспективу енергетичних ресурсів (з них сьогодні виробляється більше 80% електроенергії), також ця проблема ускладнюється нерівномірністю їх розподілу по планеті. Існують 2 способи підвищення енергозабезпеченості:

- пошук і освоєння власних енергоресурсів (невідновлюваних і відновлюваних);
- енергозбереження і підвищення енергоефективності.

Енергодефіцитні країни змушені витратити значну частину свого ВВП на закупівлю енергоресурсів, що негативно впливає на економіку та соціальну сферу. До того ж вони виявляються уразливими і залежними від політичних і соціальних катаклізмів в країнах, які є постачальниками енергоресурсів на світовий ринок. Здається парадоксальним, але проблема енергоресурсів є і у енергонадлишкових країн [6].

Друга проблема - екологічна - збільшується пропорційно зростанню масштабів енергетики. А ці масштаби і технології, які використовуються енергетикою на сьогодні такі, що більше 50% техногенних викидів в атмосферу парникових газів припадають саме на об'єкти енергетики. Енергетика інтенсивно забруднює також літосферу і гідросферу. Всі ці чинники негативно впливають на клімат («парниковий ефект», що супроводжується підвищенням температури атмосфери) і на погоду (проявляється в

аномально великій нестабільності). Техногенні аварії на енергетичних об'єктах внаслідок їх величезних масштабів і потужностей стали набувати рис техногенних катастроф [7]. Нерівномірність розподілу енергоресурсів на Землі створює основу третьої проблеми. Її наслідками є:

- неодноразові спроби насильницького захвату енергетичних ресурсів (економічними, політичними і навіть військовими засобами);
- загроза потреби масової міграції населення внаслідок катастрофічної зміни клімату і, спричиненим цією зміною, голоду;
- небезпека переростання соціальної напруженості в соціальний «вибух» при подальшому погіршенні умов життя.

Шляхи вирішення основних енергетичних проблем. Більшість експертів в сфері енергетики і екології погоджуються щодо висновку наведеному у [8], що вирішення проблеми задоволення зростаючих потреб людства в енергії за доступними та прийнятними цінами, і при мінімальній шкоді навколишньому середовищу, в будь-якому із прогнозованих варіантів розвитку енергетики лежить на шляху реалізації концепцій енергозбереження та енергозаміщення в поєднанні із зменшенням обсягів видобутку традиційного палива і залученням у все більших масштабах в енергетичне виробництво допоміжних / альтернативних паливних ресурсів. Концепція енергозбереження полягає в підвищенні ефективності моделі поведінки з енергоресурсами на всіх етапах їх життєвого циклу: починаючи з пошуку, розвідки, видобутку, виробництва з них електричної і теплової енергії, транспортування енергії до віддалених споживачів, її розподілу і споживання. Концепція енергозаміщення означає поступовий перехід від традиційного палива (газу, вугілля, нафти, урану) до нетрадиційних відновлюваних джерел енергії, а також освоєння нових технологій отримання електричної та теплової енергії, які в другій половині століття можуть суттєво змінити вигляд енергетики, нейтралізувати або принаймні зменшити нагайність існуючих проблем - ресурсних, екологічних та геополітичних.

1.2 Застосування теплових насосів як одного із шляхів вирішення проблеми енергозбереження

Як вже було встановлено в попередньому пункті, одним з ефективних шляхів економії паливно-енергетичних ресурсів є використання екологічно чистих нетрадиційних відновлюваних джерел енергії, і в першу чергу, сонячної енергії, теплоти

акумульованої в ґрунті, водоймах, повітрі. Однак періодичність дії і низький температурний потенціал цих джерел не дозволяють використовувати їх енергію для опалення будівель безпосередньо, без перетворення. В якості перетворювачів теплової енергії від енергоносія з низькою температурою до енергоносія з більш високою температурою використовуються теплові насоси. Тепловий насос являє собою звернену холодильну машину і дозволяє виробляти теплову енергію, використовуючи низькопотенційну теплоту вторинних енергетичних ресурсів і нетрадиційних відновлюваних джерел енергії. Застосування теплових насосів дозволяє економити до 80% традиційних енергетичних ресурсів. Очевидно, що застосування теплових насосів особливо ефективно в разі використання повітряних систем або підлогових систем водяного опалення, для яких температура теплоносія не перевищує 35-40 °С. Протягом останніх років все більш широке застосування знаходять системи опалення із застосуванням сучасних теплообмінників з високими коефіцієнтами теплопередачі і відповідно допускають використання теплоносія зі зниженими температурами.

Як низькопотенційне джерело теплової енергії можуть використовуватися:

1) вторинні енергетичні ресурси:

- теплота вентиляційних викидів;
- скидна теплота технологічних процесів.

2) нетрадиційні поновлювані джерела енергії:

- теплота навколишнього повітря;
- теплота ґрунтових вод;
- теплота водойм;
- теплота сонячної енергії;
- теплота ґрунту.

У конструкціях нових будівель виконання вимог щодо підвищення теплоізоляції огорожувальних конструкцій (стіни, вікна) призводить до того, що основним джерелом теплових втрат, як правило, виявляються тепер вентиляційні викиди, причому підвищення герметичності будівель в зв'язку із застосуванням склопакетів, вимагає впровадження нових технічних рішень щодо організації контрольованого повітрообміну в приміщеннях. А це означає, що все більш широке застосування знаходять системи припливно-витяжної вентиляції, і, отже, будуть створені технічні можливості для організації утилізації теплових викидів. У порівнянні з широко відомими повітряними теплообмінниками-утилізаторами теплонасосні установки дозволяють забезпечити більш глибоку і, що особливо важливо, цілорічну утилізацію теплоти що виходить з

будівлі разом із повітрям. Звідси найбільш часто вживаними схемами ТН є схеми "вода-повітря" і "повітря-повітря". За такими схемами ТН випускають фірми: "Carrier", "Lennox", "Дженерал Електрик" (США), "Hitachi", "Daikin" (Японія), "Sulzer" (Швейцарія), "Klimatechnik" (Німеччина) [9]. У країнах з більш суворими кліматичними умовами доцільно застосовувати ТНУ подвійного призначення, в яких в опалювальний період теплопостачання будівель здійснюється переважно від теплового насоса (80-90% річного теплоспоживання), а пікові навантаження (при низьких температурах) покриваються електрокотлами або котлами на органічному паливі.

Удосконалення ТН здійснюється за наступними напрямками:

- удосконалення конструкцій окремих елементів: компресора, конденсатора, випарника, регулюючої апаратури і т.д.;
- оптимізація параметрів термодинамічних процесів в елементах установки;
- пошук нових холодоагентів, що забезпечують високі показники при збільшенні різниці тисків в конденсаторі і випарнику, в тому числі і підбір сумішевих робочих тіл.

Підвищення ефективності ТН, при використанні азеотропних сумішей, що мають фазові переходи (кипіння і випаровування) при змінній температурі пояснюється зниженням втрат ексергії в конденсаторі і випарнику через зниження середньої різниці температур між потоками суміші і водою. Застосування азеотропних сумішей дозволить збільшити теплопродуктивність ТН приблизно на 30%. Крім економії палива, застосування ТН істотно знижує забруднення навколишнього середовища.

Підсумки:

- впровадження ТНУ на об'єктах промислового і цивільного будівництва супроводжується істотним енергозберігаючим і екологічним ефектами;
- залежно від умов експлуатації економія палива складає в порівнянні з котельнями від 6 до 10 кг у.п. на 1 ГДж виробленої теплоти або близько 30 - 40% за величиною ККД;
- розробка і використання ТН в Україні значно відстає від з розвитку в зарубіжних країнах, особливо таких як США, Японія, Швеція, Норвегія. В даний час більше 30 зарубіжних фірм випускають ТН.

Застосування ТН доцільно в першу чергу на тих підприємствах, на яких є котельні, і, в другу чергу, на підприємствах, які не забезпечуються повністю теплотою від ТЕЦ в силу повної завантаженості останніх. Практично в кожному муніципальному закладі освіти є ті чи інші проблеми з теплопостачанням споживачів. Досить часто при

будівництві нових будинків постає питання про джерела теплопостачання, тому що підключення до теплопостачальних організацій може бути неможливо, через дефіцит теплової потужності, або дорого через необхідність будівництва теплових мереж великої протяжності. Опалення деяких населених пунктів здійснюється за допомогою використання коштовного імпортного дизельного палива і мазуту. У цьому випадку повинні розглядатися проекти установки ТН в конкуренції з іншими технологічними рішеннями і проектами з теплопостачання. У енергодефіцитних регіонах по електричній потужності, з одного боку, впровадження ТН насосів повинно розглядатися тільки як перспективний напрямок, тому що перехід з централізованого опалення на ТН (навіть при наявності неподалік джерела низькотемпературної теплоти) може призвести до зростання навантаження на енергосистему, в зв'язку із споживанням ТН електроенергії. З іншого боку, може знизити електричне навантаження, спровоковане споживачами, яке використовується на електроопалення. До питання впровадження ТН в таких муніципальних утвореннях треба підходити дуже серйозно.

Ключовим питанням, від якого в значній мірі залежить ефективність застосування теплових насосів, є питання де знайти таке джерело низькопотенційної теплоти. Таким джерелом могло б бути атмосферне повітря. Однак в зимовий час, коли теплове навантаження зростає, його температура в наших природно-кліматичних умовах стає занадто низькою, щоб забезпечити ефективну роботу теплового насоса. Ідеальним варіантом для теплових насосів є наявність поблизу від споживача джерела скидної теплоти промислового або комунального підприємства. В наших умовах господарювання такі випадки непоодинокі, а отже необхідно розглянути можливість використання вторинних енергетичних ресурсів, замість втрачання теплового потенціалу. В якості низькопотенційних джерел теплоти (НПДТ) для ТН найбільшого поширення, із перелічених вище, здобули вода і повітря. Істотним джерелом НПДТ може стати теплота вентиляційних викидів і, зокрема, скидна теплота повітряних викидів технологічних процесів, так званих техногенних повітряних викидів.

1.3 Характеристика техногенних повітряних викидів в різних галузях промисловості

Підприємства різних галузей промисловості, наприклад чорна і кольорова металургія, хімічна, нафтопереробна промисловості, гідравлічна промисловість, медицина, лазерна промисловість, виноробство і пивоваріння. Всі ці на перший погляд

далекі один від одного сегменти промисловості мають одну спільну рису – відвід надлишкової теплоти, отриманої в результаті технологічних процесів, або відвід теплоти від кінцевого продукту, отриманого на відповідному виробництві. Тому однією з головних задач кожного підприємства, станом на сьогоднішній день, є аналіз отримання корисного ефекту від утилізації теплових повітряних викидів, що матиме позитивний характер впливу одночасно на економічні і екологічні показники.

На відміну від житлових приміщень всередині будівель промислових підприємств протікають різні технологічні процеси, від них в простір цехів виділяється безліч техногенних шкідливостей. Основні задачі вентиляції виробничих приміщень - це видалення забрудненого повітря, що негативно впливає на здоров'я людини і заміщення його свіжим обробленим повітрям ззовні. Під обробкою зовнішнього повітря мається на увазі процес, при якому система вентиляції очищає, нагріває (або охолоджує) і зволожує повітряні маси з вулиці, перш ніж направити їх всередину будівлі. У той же час промислова витяжна вентиляція зобов'язана крім видалення шкідливих речовин розсіяти їх на необхідній висоті поза будівлею або взагалі обмежити їх викид в атмосферу (при необхідності). У всіх випадках в цехах повинна передбачатися як витяжна вентиляція, так і припливна, в іншому випадку досягти повноцінного повітрообміну неможливо. Щоб виконувати проектування вентиляції промислової будівлі відповідно до нормативних документів, промислові шкідливості поділяють на такі групи:

- виділення надлишкової теплоти;
- шкідливі або вибухонебезпечні гази і аерозолі;
- надмірне надходження водяної пари в повітря приміщення;
- надмірної кількості пилу;
- газо- і тепловиділення від людей, що займаються працею різного ступеня тяжкості.

Вентиляція виробничих цехів вимагає врахування багатьох специфічних умов, головна з яких - врахування типу виробництва. Якщо виробництво пов'язане, наприклад, з виділенням великої кількості пилу і теплоти, то в цьому випадку встановлюються потужні вентилятори, завданням яких буде видалення викидів з цеху і відведення зайвого теплового випромінювання. Локальна витяжна вентиляція виробничих приміщень організовується витяжними зонтами, гнучкими повітроводами, підключеними до загальної системи повітрообміну. Особливості вентиляції, пов'язаної з відведенням нагрітого технологічного повітря, змінюються в залежності від типу

робочого приміщення. Система примусової локальної вентиляції складається з наступних елементів:

- повітроводи;
- вентилятор;
- повітряні фільтри;
- повітряні клапани;
- повітрозабірні ґрати.

Якщо класифікувати місцеві відсмоктувачі по конструкційним особливостям, можна виділити декілька найпопулярніших і поширених видів:

- настінні;
- острівні;
- здвоєні острівні;
- відсмоктувачі-шафи;
- відсмоктувач-піддашок.

Розглянемо варіанти організації локальної вентиляції робочих приміщень, наприклад вентиляція ковальського цеху. До особливостей ковальських промислових цехів можна віднести - виділення променистої, конвективної теплоти, сірчистого газу, окису вуглецю і т.д. Локальні відсмоктувачі монтуються над печами, застосовується місцеве вентиляційне обладнання в зонах підвищеного тепловиділення.

Розглянемо варіанти організації локальної вентиляції робочих приміщень, наприклад вентиляція ковальського цеху. До особливостей ковальських промислових цехів можна віднести - виділення променистої, конвективної теплоти, сірчистого газу, окису вуглецю і т.д. Локальні відсмоктувачі монтуються над печами, застосовується місцеве вентиляційне обладнання в зонах підвищеного тепловиділення.

Гарним прикладом локальної витяжної вентиляції є вентиляція ливарного цеху. Відмінною рисою останнього є надмірна кількість тепла, що виділяється в процесі лиття металу, і супроводжується парами аміаку, окису вуглецю, сірчистого газу. Тому для технологічного оснащення ливарних цехів обов'язково передбачені місцеві витяжки великої продуктивної потужності (рисунок 1.1) і стійкістю до високих температур.

Місцева витяжна вентиляція в цеху доповнює загальну з примусовим спонуканням. Також організовано природне провітрювання та вентиляція робочої зони безпосередньо біля гарячого обладнання. Наочним прикладом також є організація вентиляції зварочних цехів. Операції зі зварювання використовуються в більшості складальних виробництв.



Рисунок 1.1 – Вентиляція в ливарному цеху

Розташовуватися зварювальні пости можуть як в довгих коридорах цехів по збірці, так і в невеликих окремих приміщеннях. В більшості складально-зварювальних виробництв спостерігається незначне виділення теплоти на квадратний метр. В основному цей параметр не перевищує 23 Вт. А роботи зі зварювання класифікуються як роботи середньої тяжкості.

Зварювання невеликих за розміром деталей, як правило, виконується в окремих зварювальних приміщеннях, схожих на невеликі робочі кабінети. Якщо ведеться зварювання габаритних деталей, то це вже робиться в великих цехах з використанням допоміжного обладнання. Основне місце, де необхідно організувати вентиляцію, це поблизу зварювальної дуги. Саме вона є джерелом виділення шкідливих речовин. Відповідно біля неї концентрація їх наймовірно висока. Від дуги за рахунок конвекції шкідливі речовини поширюються по всьому приміщенню. Найбільш зручне місце витяжної вентиляції знаходиться безпосередньо зверху над зварювальним столом. У вихідних потоках технологічного повітря над столом концентрується максимальна кількість шкідливих речовин і теплоти. Крім витяжок широко використовується цілий ряд пристроїв, для місцевої вентиляції. В основному їх можна назвати як локальними відсмоктувальними пристроями (рисунок 1.2). Вони можуть бути обладнані

поворотними рукавами для кращого позиціонування відсмоктування, або навіть вбудовуватися безпосередньо в зварювальний апарат.

Теплові потоки від таких локальних установок відводяться через витяжні зонди за допомогою витяжного потоку повітря. Температура таких викидів звичайно вище температури повітря в приміщенні і тому постає питання використання теплоти таких викидів.

Цехи, в яких відбуваються процеси гальванічного покриття за допомогою електролізу і анодування алюмінію також виділяють велику кількість теплоти. Щоб захистити обладнання і персонал, використовується технологічне охолодження для відводу надлишкової теплоти. Це дуже важливо і необхідно, тому що у випадку якщо температура в гальванічній ванні перевищує значення, які було зазначено в технологічному документі, знижується якість кінцевої продукції (особливо в процесах цинкування або хромування).



Рисунок 1.2 – Зовнішній вигляд локального витяжного зонту у зварювальному цеху

Гарячий цех (рисунок 1.3) відноситься до виробничих приміщень, призначених для приготування всіх видів кулінарної продукції. Логічно припустити, що процес готування в поєднанні з виділенням теплоти від кухонного обладнання супроводжується великим сумарним надходженням теплоти в повітря, яке потребує відведення. Тому якісно спланована і організована вентиляція гарячого цеху сприяє створенню комфортних

робочих умов для співробітників, дотримання технологічних норм для процесу готування, а також формуванню і підтриманню оптимальних мікрокліматичних показників, що відповідають вимогам техніки безпеки.



Рисунок 1.3 – Зовнішній вигляд місцевої витяжної вентиляції гарячого цеху у вигляді відсмоктувача-піддашка.

Також, в якості прикладу, можна розглядати приміщення трикотажного цеху, де використовуються парові преси. Біля робочих місць, розташованих поруч з таким промисловим обладнанням, встановлюються потужні витяжні зонти, призначені для різкого зниження рівня теплоти.

З метою забезпечення фахівцю, який обслуговує технологічне обладнання, безпечного середовища для роботи. У в'язальних цехах монтуються відсмоктувачі для видалення теплого повітря, при цьому нормальний температурний баланс підтримується свіжими охолодженими і зволженими струменями для запобігання всихання і обриву ниток.

При виробництві ліків (рисунок 1.4) постійно необхідно мати змогу регулювати температури до відповідних рівнів під час процесу синтезу. Ці умови ретельно виконуються для того, щоб реакції при створенні певних формул активних речовин відповідали до їх конкретної рецептури. Крім того, деякі препарати після виготовлення необхідно зберігати при низьких температурах, що знову ж таки супроводжується відведенням теплоти.



Рисунок 1.4 – Процес виготовлення ліків на заводі Samsung Biologics.

Також необхідність відведення теплоти існує і в іншому напрямку медичної сфери. Наприклад, сучасне діагностичне обладнання, яке встановлене в сучасних клініках, такі як апарати МРТ (рисунок 1.5), комп'ютерні томографи тощо, виділяють велику кількість теплоти. У випадку, якщо ця теплота не буде відведена своєчасно, то високі температури можуть призвести до серйозних негативних наслідків, таких як зниження точності результатів досліджень і, як наслідок, привести до поставлення лікарем неправильного діагнозу лікування, або виходу з ладу коштовного медичного устаткування.



Рисунок 1.5 – Низькопідлоговий апарат МРТ.

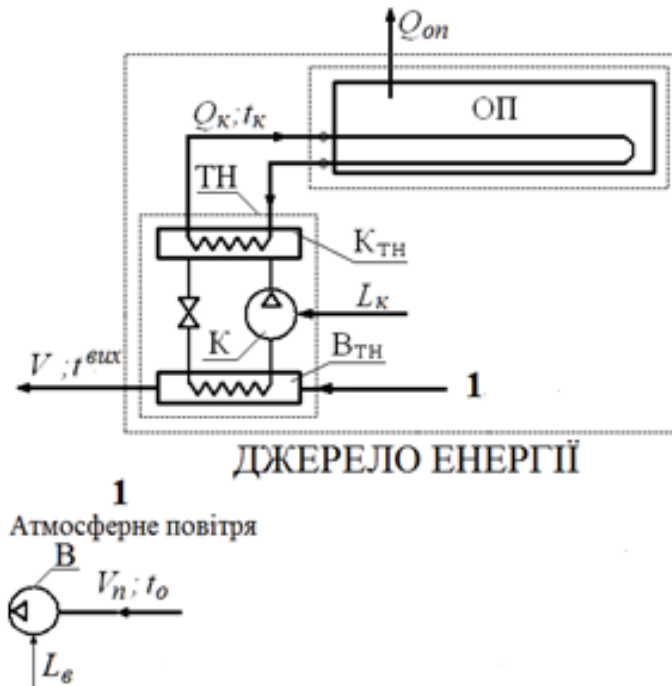
Як показав аналіз різних джерел, теплота техногенних повітряних викидів практично не використовується і відведені повітряні потоки просто викидаються в атмосферу. При цьому безповоротно втрачається велика кількість теплоти. В ряді випадків ця теплота може бути використана за допомогою рекуперативних теплообмінників в системах загально обмінної вентиляції. Але, з огляду на підвищений температурний рівень вони можуть бути ефективно використані як нижнє джерело для теплонасосних систем теплопостачання. Отже, на основі вищезазначеного, стає очевидним той факт, що питання стосовно ефективної утилізації теплоти техногенних повітряних джерел, є відкритим та потребує досліджень.

1.4 Дані про дослідження ефективності використання повітряних викидів за допомогою теплових насосів

Протягом останніх 5-10 років спостерігається позитивна тенденція зростання попиту і ступеню розуміння «як» і «навіщо» використовувати ТНУ в промисловості та приватному теплозабезпеченні. Відповідно зростає і кількість наукових досліджень, розробок та моделювань, націлених на удосконалення теплонасосних систем. Великим попитом користуються насоси типу «повітря-повітря» та «повітря-вода» – такі ТНУ є особливо привабливими, оскільки вони використовують повітря в якості низькотемпературного джерела, що дає змогу знизити початкові капіталовкладення та складність монтажних робіт.

Питання щодо ефективного використання теплоти вентиляційного і атмосферного повітря, були розглянуті в ряді наукових робіт, а саме [10, 11, 12, 13].

Розглянемо термодинамічний аналіз ефективності використання теплових насосів з урахуванням умов їх застосування та використанням різних низькотемпературних джерел теплоти, який було наведено у статті [10]. Зусилля авторів були направлені на термодинамічний аналіз ефективності використання ТН з урахуванням умов їх застосування та використанням різних низькотемпературних джерел теплоти. Перш за все слід відмітити те, що раніше в літературі не було визначено оптимальну глибину використання низькотемпературних джерел енергії в теплонасосній установці за умов затрати енергії як на підвищення потенціалу цієї теплоти, так і передачі теплоти через випарник теплового насоса. В статті [10] було проаналізовано принципову схему теплонасосної системи опалення з використанням теплоти таких природних джерел енергії: атмосферного повітря, в тому числі вентиляційного повітря (рисунок 1.6).



ОП – опалюване приміщення, ТН – тепловий насос, К_{ТН} – конденсатор ТН,
В_{ТН} – випарник ТН, К – компресор, В — вентилятор, Н — насос

Рисунок 1.6 – Принципова схема теплонасосної системи опалення з використанням атмосферного повітря в якості низькотемпературного джерела енергії.

При заданій тепловій потужності теплового насоса та температурі теплоносія в системі опалення, які визначаються самим об'єктом теплопостачання, температура теплоносія на виході з випарника теплового насоса є неоднозначною, оскільки кількість теплоти, відібраної від нижнього джерела енергії, залежить як від різниці температур на вході та виході з випарника ТН, так і від витрати теплоносія. У зв'язку з тим, що затрати енергії на привід компресора ТН та на нагнітач теплоносія змінюються в протилежних напрямках, авторами [10] була сформульована задача визначення оптимального ступеня охолодження середовища у випарнику теплового насоса, якому відповідають мінімальні сумарні затрати енергії на систему опалення в цілому.

В статті [10] наведено методику, яку було розроблено для визначення оптимального ступеня охолодження середовища у випарнику теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням різних джерел енергії. В статті проаналізовано ТНС з використанням різних низькотемпературних джерел, в тому числі атмосферного і вентиляційного повітря. Для визначення оптимальних умов роботи теплового насоса в низькотемпературній системі опалення було побудовано залежності питомих затрат зовнішньої енергії від температури повітря на виході з випарника при

розрахунквій температурі теплоносія в низькотемпературній системі опалення $t_m^p = 40^\circ\text{C}$, які показані на рисунку 1.7.

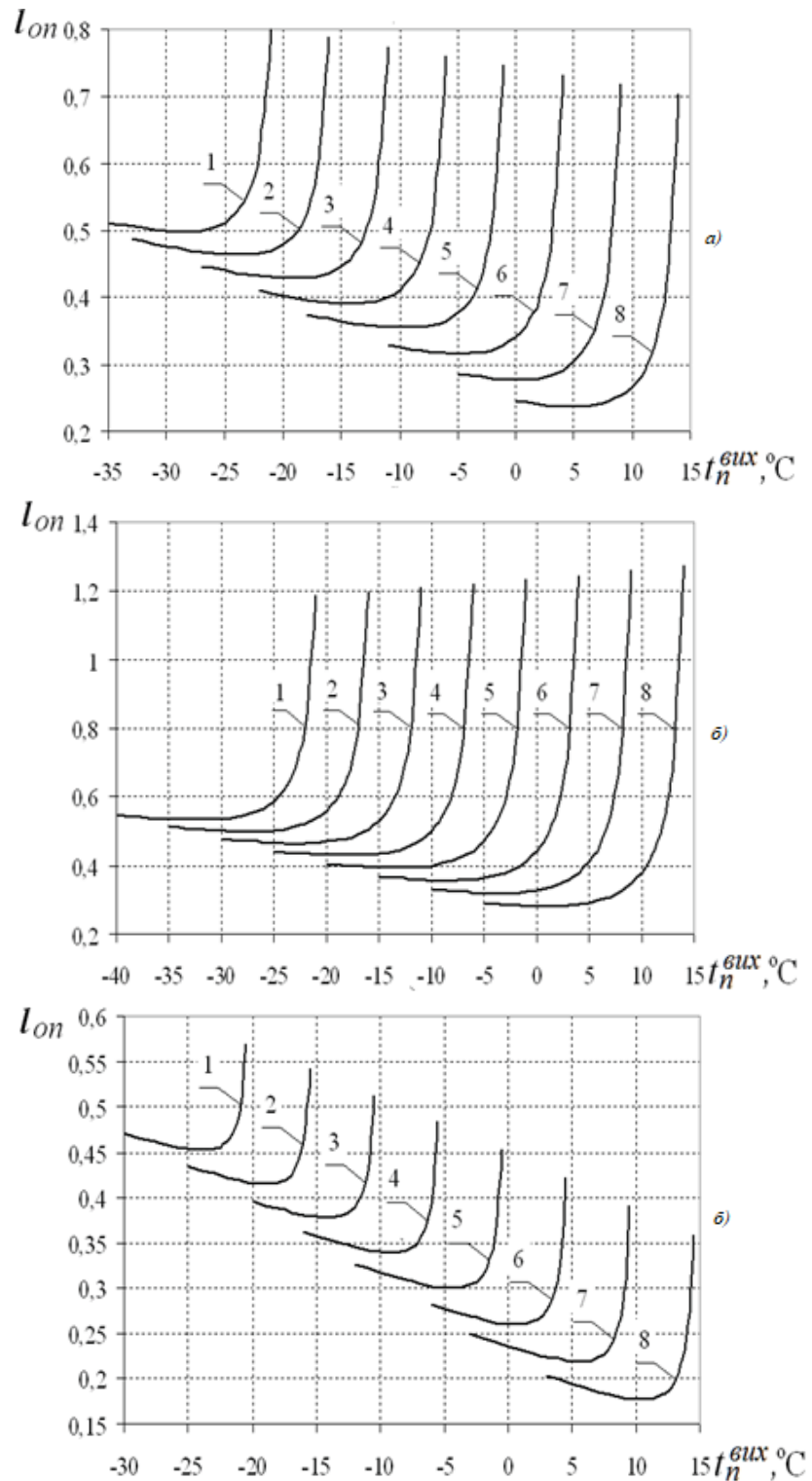


Рисунок 1.7 – Залежність питомих затрат зовнішньої енергії на опалення від температури повітря на виході з випарника при $t^p = 40^\circ\text{C}$: а, б, в — комплекс заданих величин $A = 0,1; 0,5; 1,0^\circ\text{C}$; 1 – 8 – $t_0 = -20, -15, -10, -5, 0, 5, 10, 15^\circ\text{C}$, відповідно.

Запропонована методика була реалізована на основі аналізу залежності сумарних питомих затрат зовнішньої енергії, що визначають роботу компресора ТН та затрати роботи на переміщення теплоносія нижнього джерела теплоти від його температури на виході з випарника ТН. В результаті термодинамічного аналізу [14] було встановлено, що оптимальний ступінь охолодження середовища у випарнику залежить від комплексу заданих величин A , температури навколишнього середовища t_0 , температури середовища на вході до випарника t_c^{ex} та розрахункової температури гріючого теплоносія t_m^p , тобто $\Delta t_e^{opt} = f(A, t_0, t_c^{ex}, t_m^p)$. Для більш зручного аналізу всі результати чисельних обчислень представлено у вигляді графічних залежностей, наведених вище.

В статті проаналізовано ТНС з використанням різних низькотемпературних джерел, в тому числі атмосферного і вентиляційного повітря. Для визначення оптимальних умов роботи теплового насоса в низькотемпературній системі опалення було побудовано залежності питомих затрат зовнішньої енергії від температури повітря на виході з випарника при розрахунковій температурі теплоносія в низькотемпературній системі опалення $t_m^p = 40^\circ\text{C}$, які показані на рисунку 1.7.

Із графіків чітко видно існування оптимальних значень температур повітря на виході з випарника і відповідні їм мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії на опалення. В статті [10] було продемонстровано залежність оптимального ступеня атмосферного повітря, від комплексу заданих величин A при різних значеннях температур теплоносія на вході у випарник теплового насоса (рисунк 1.8). Зважаючи на те, що вплив температури гріючого теплоносія в системі опалення мінімальний, графічна залежність на рисунку 1.8 побудовані для середнього значення $t_T^p = 40^\circ\text{C}$. Із рисунку 1.8 видно, що оптимальний ступінь охолодження атмосферного повітря у випарнику теплового насоса зростає зі збільшенням комплексу заданих величин A (який залежить в основному від аеродинамічних чи гідравлічних втрат тиску у нижньому контурі) і практично не залежить від температури середовища на вході до випарника. Розрахунки також показали, що оптимальний ступінь охолодження середовища мало залежить від температури навколишнього середовища та температури гріючого теплоносія в системі низькотемпературного опалення.

На рисунку 1.9 показана залежність мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на опалення від температури навколишнього середовища для різних значень t_m^p та A .

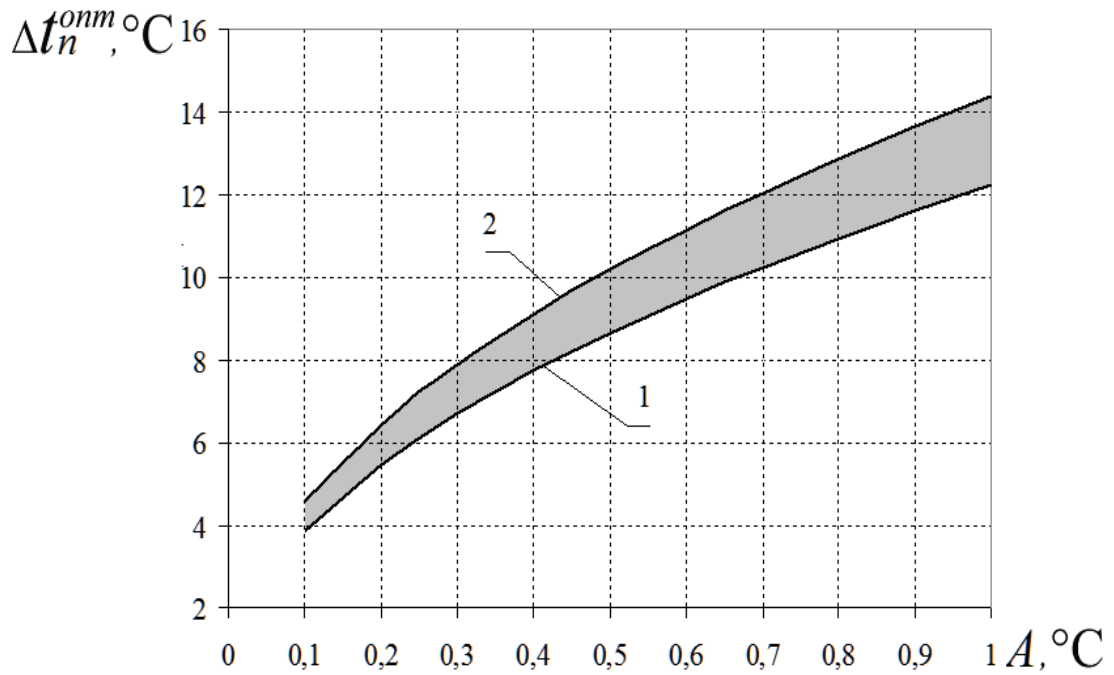


Рисунок 1.8 – Залежність оптимального ступеня охолодження повітря у випарнику від комплексу заданих величин A : 1, 2 — для температури атмосферного повітря на вході до випарника $t_0 = -20^{\circ}\text{C}, 15^{\circ}\text{C}$

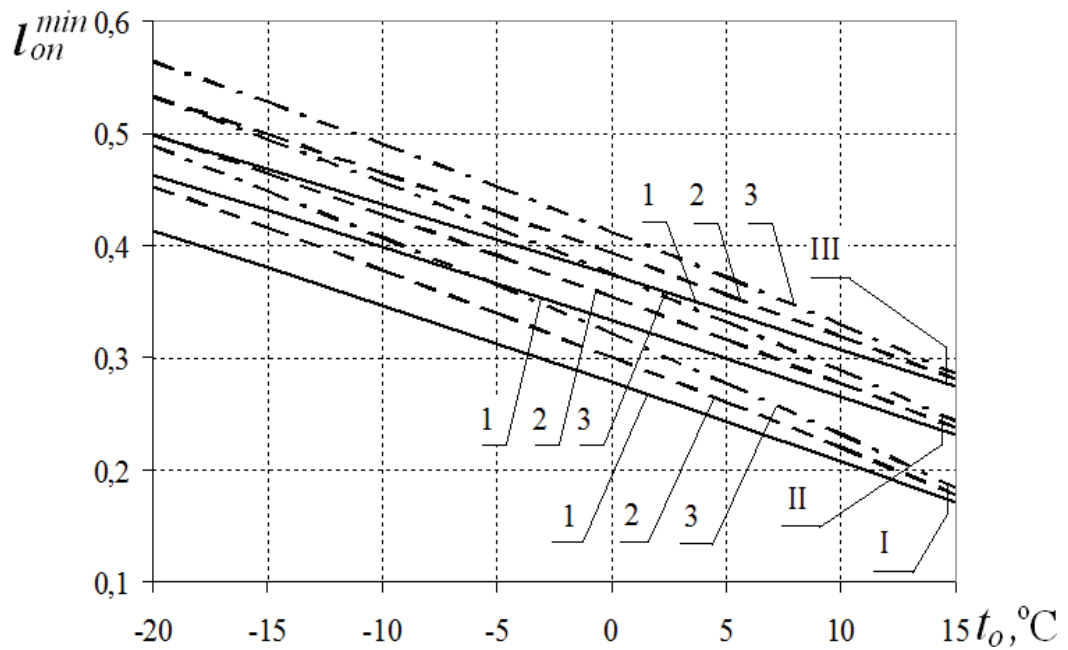


Рисунок 1.9 – Залежність мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на опалення від температури навколишнього середовища для випадку використання повітря: I, II, III — $A = 0, 1; 0, 5; 1^{\circ}\text{C}$ (1 — $t_m^p = 30^{\circ}\text{C}$; 2 — 40°C ; 3 — 50°C)

Видно, що у разі забезпечення оптимального ступеня охолодження у випарнику ТН мінімальні сумарні затрати енергії на систему опалення суттєво зростають зі зменшенням температури навколишнього середовища t_0 , з підвищенням комплексу заданих величин A та зменшуються зі зниженням розрахункової температури гріючого теплоносія на опалення. З урахуванням отриманих даних проведено порівняння теплонасосних схем опалення в оптимальних умовах їх роботи з традиційними джерелами теплоти такими, як опалювальна котельня та з конденсаційними котлами. Проаналізовано відношення коефіцієнтів первинного використання палива для вказаних схем (так званий відносний енергетичний ККД):

$$\eta_{\text{ТНС}}^0 = \frac{\eta_{\text{ТНС}}}{\eta_{\text{ОК}}} = \frac{\eta_{\text{КЕС}} \eta_{\text{ТН}} \varphi_{\text{T}}}{\eta_{\text{КУ}} \eta_{\text{ТМ}}}, \quad (1.1)$$

де $\eta_{\text{ТНС}}$ – ККД теплонасосної системи;

$\eta_{\text{ОК}}$ – ККД опалювальної котельні;

$\eta_{\text{КЕС}}$ – ККД конденсаційної електростанції [15];

φ_{T} – теоретичний коефіцієнт трансформації теплового насоса;

$t_{\text{п}}$ – розрахункова температура в опалювальному приміщенні, °С;

$t_0, t_{\text{п}}$ – середня розрахункова температура на опалення по Україні, °С [16];

$\eta_{\text{КУ}}$ – ККД водогрійного котла [15];

$\eta_{\text{КК}}$ – ККД конденсаційного водогрійного котла при віднесенні ККД до теплоти $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ [15];

$\eta_{\text{ТМ}}$ – ККД теплової мережі.

В статті [10] наведено результати розрахунку основних показників роботи теплонасосного обладнання (рисунок 1.10) і, як наслідок, визначено показники ефективності його роботи. ТНС опалення буде раціонально використовуватися у всіх випадках, коли відношення витрат питомої енергії палива буде більшим за одиницю, тобто у всіх точках, які знаходяться вище умовної прямої $\eta_{\text{ТНС}}^0 = 1$.

З аналізу графічної залежностей (рисунок 1.10) випливає, що у разі забезпечення оптимального ступеня охолодження середовища у випарнику теплового насоса відносний енергетичний ККД для наведеного випадку більший за одиницю ($\eta_{\text{ТНС}}^0 > 1$)

окрім випадку порівняння ТНС, яка працює за рахунок використання енергії атмосферного повітря з конденсаційним котлом.

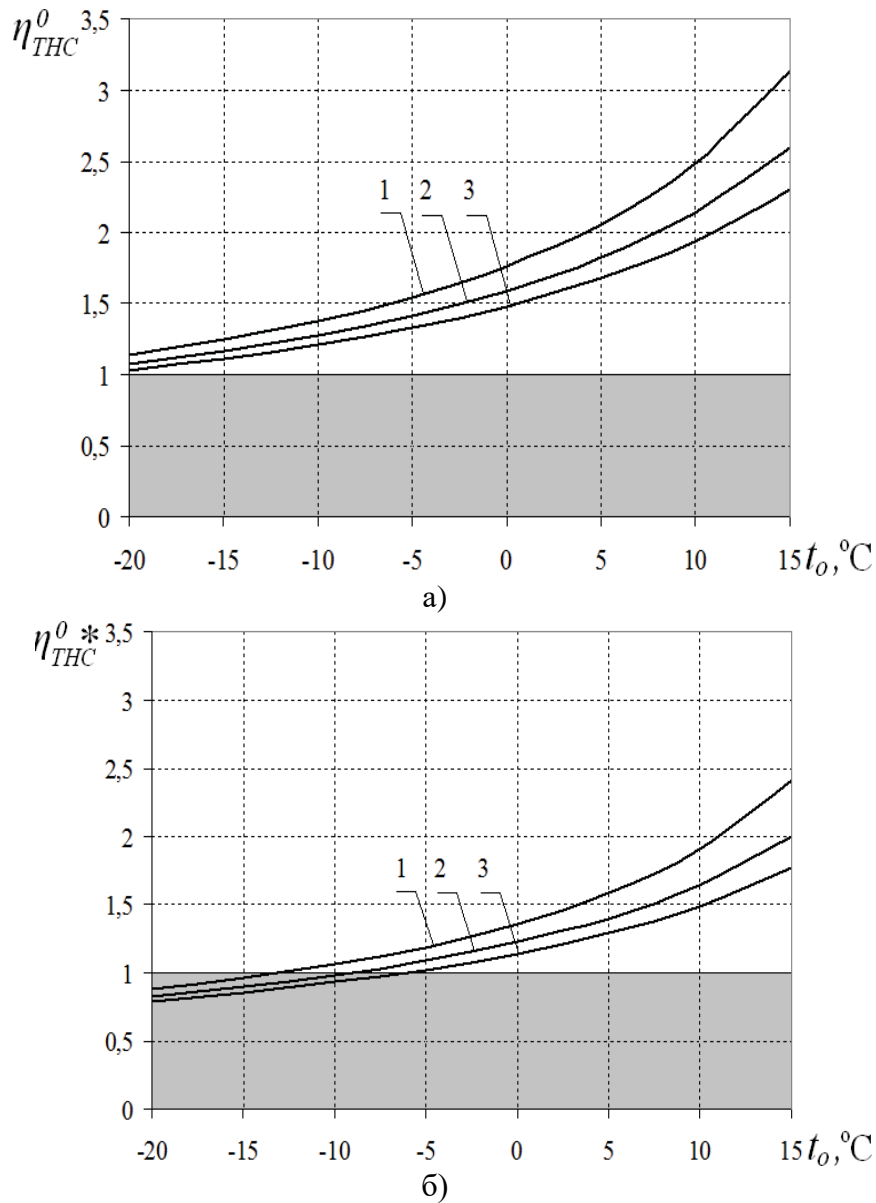


Рисунок 1.10 – Залежність відносного енергетичного ККД від температури навколишнього середовища при порівнянні ТНУ з використанням атмосферного повітря: а — з традиційними водогрійними котлами, б — з конденсаційними котлами: 1, 2, 3 — для комплексу заданих величин $A = 0,1; 0,5; 1^{\circ}\text{C}$.

В цьому разі поле графіка на рисунку 1.10б поділяється на дві характерні зони, в яких використання теплонасосної системи є ефективним ($\eta_{TНС}^0 > 1$) або неефективним (

$\eta_{\text{ТНС}}^0 < 1$) з точки зору величини споживання первинної енергії палива порівнянно з конденсаційним котлом.

В монографії [11] в результаті проведення чисельного розрахунку за умови фіксованого значення розрахункової температури гріючого теплоносія в низькотемпературній системі водяного опалення $t_{\text{T}}^{\text{P}} = 40^{\circ}\text{C}$ та для прийнятого співвідношення заданих величин $A = 0,1; 0,5; 1^{\circ}\text{C}$ (аналогічно до аналізу, наведеного вище) було отримано графічні залежності питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення $l_{\text{оп}}$ від температури вентиляційних викидів на виході з випарника ТН $t_{\text{ВВ}}^{\text{Вих}}$, які зображено на рисунку 1.11.

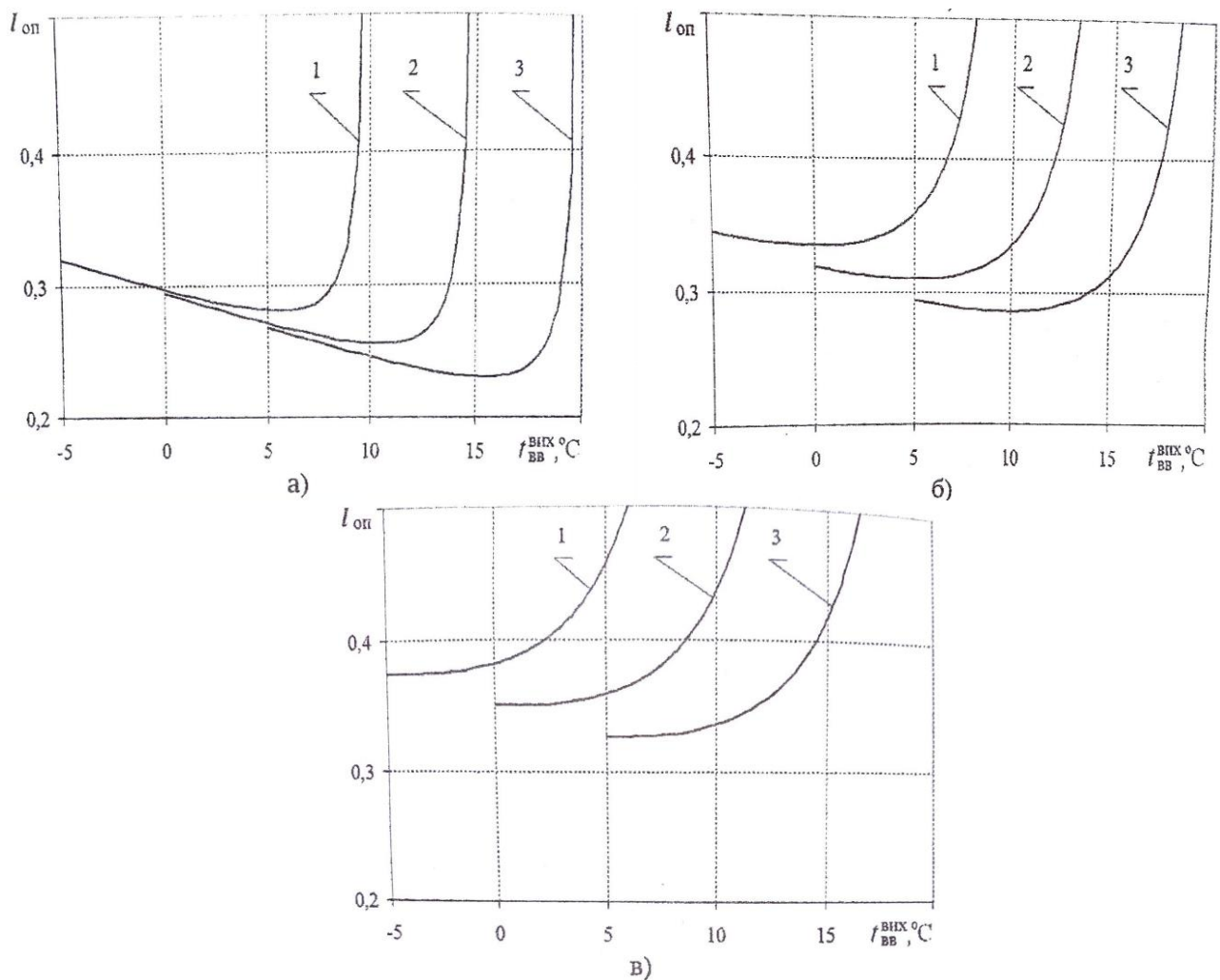


Рисунок 1.11 – Залежності питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від температури вентиляційних викидів на виході з випарника ТН при $t_{\text{T}}^{\text{P}} = 40^{\circ}\text{C}$: а), б), в) — при $A = 0,1; 0,5; 1,0^{\circ}\text{C}$; 1, 2, 3 – температура вентиляційних викидів на вході до випарника ТН $t_{\text{ВВ}}^{\text{Вх}} = 10, 15, 20^{\circ}\text{C}$

По аналогії до теплонасосної схеми з використанням атмосферного повітря як нижнього джерела енергії, із наведених на рисунку 1.11 графіків авторами [11] було зроблено висновок, що існують оптимальні значення температур вентиляційних викидів на виході з випарника ТН $t_{\text{ВВ}}^{\text{ВІХ}}$ і відповідні їм мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії на теплонасосну систему опалення $l_{\text{оп}}^{\text{мін}}$.

В результаті аналізу графічних залежностей наведених в [11] авторами побудовано графічну залежність оптимального ступеня охолодження вентиляційних викидів від співвідношення заданих величин A (рисунок 1.12)

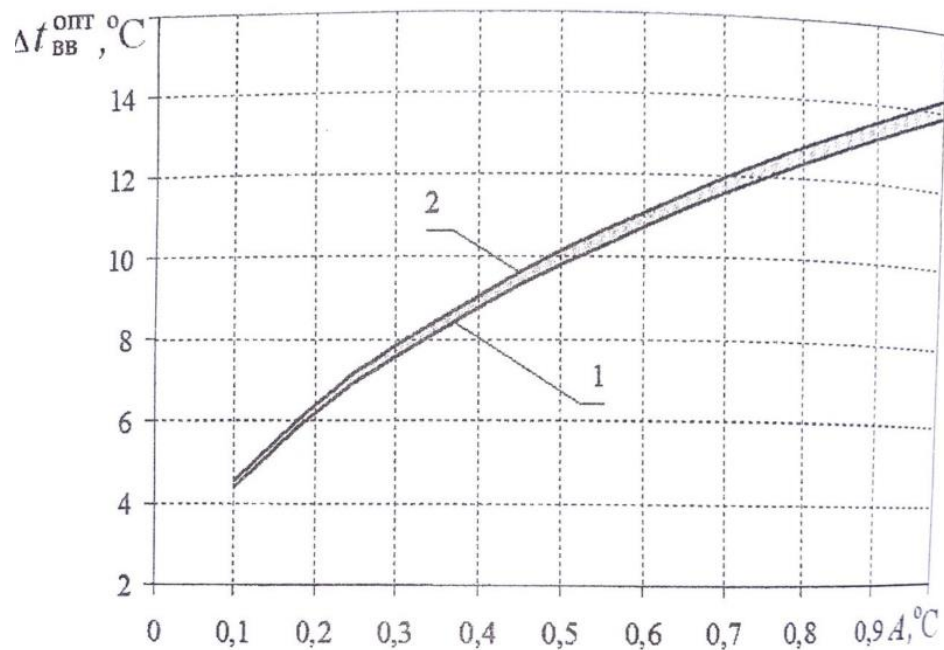


Рисунок 1.12 – Залежність оптимального ступеня охолодження вентиляційних викидів у випарнику ТН від співвідношення заданих величин A : 1, 2 – для температури вентиляційних викидів на вході до випарника ТН $t_{\text{ВВ}}^{\text{ВІХ}} = 10$ і 20 °C відповідно

Графічна залежність на рисунку 1.12 побудована авторами [11] з огляду на те, що вплив температури теплоносія в системі опалення мінімальний, при середньому значенні $t_{\text{Т}}^{\text{р}} = 40$ °C і при значенні температури навколишнього середовища $t_0 = -20$ °C. З рисунку 1.12 видно, що оптимальна температура охолодження вентиляційних викидів у випарнику ТН майже не залежить від температури вентиляційних викидів на вході до випарника ТН у зазначеному діапазоні. З урахуванням всіх співвідношень, зазначених у [11], авторами отримано графічну залежність мінімальних питомих затрат зовнішньої

енергії на ТНС опалення від температури навколишнього середовища, яку наведено на рисунку 1.13.

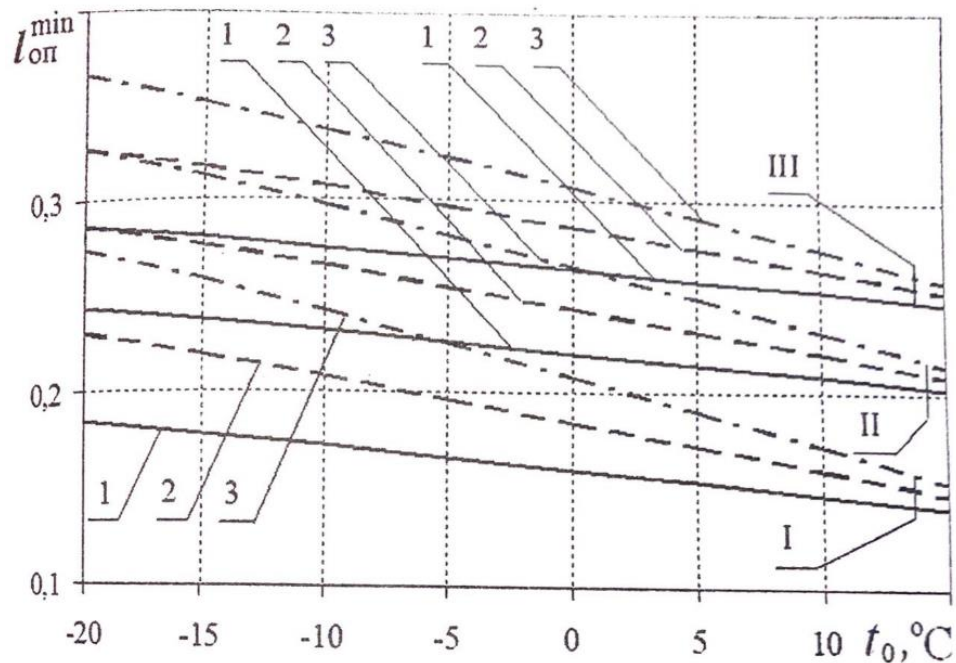
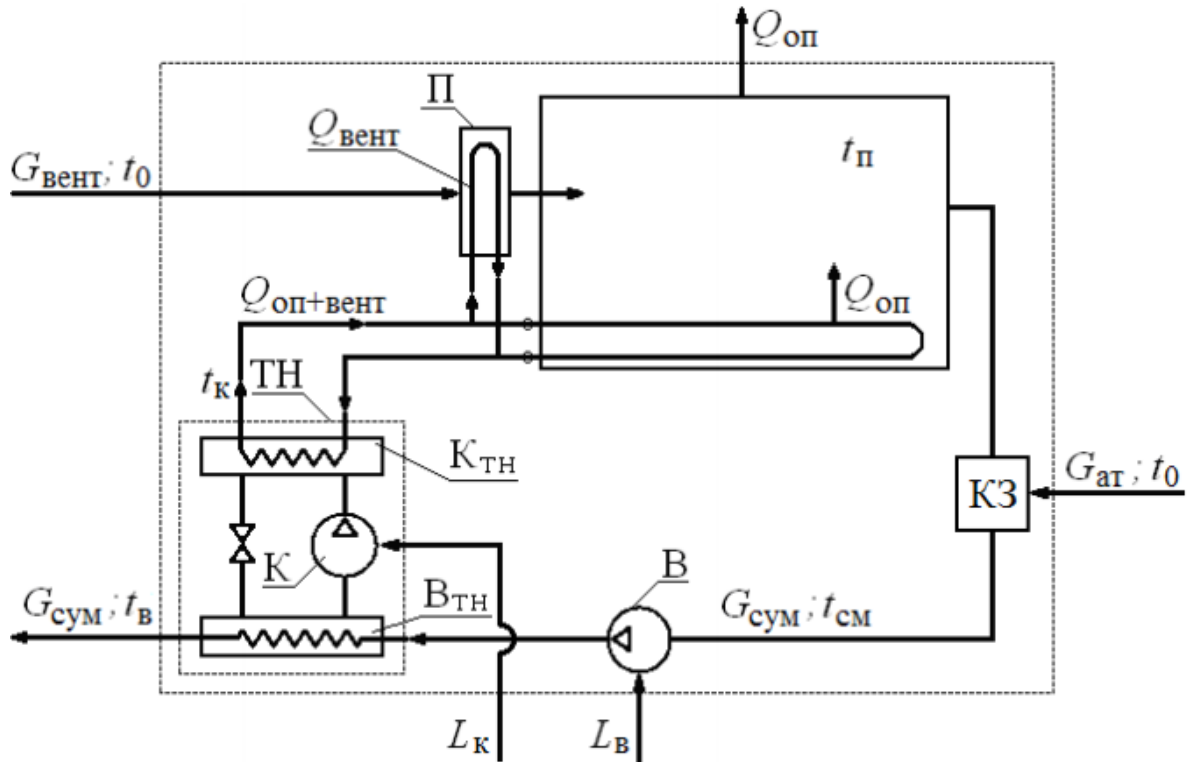


Рисунок 1.13 – Залежність мінімальних сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від температури навколишнього середовища: I, II, III – $A = 0,1; 0,5; 1,0$
 $^{\circ}\text{C}$ ($1 - t_{\text{r}}^{\text{p}} = 30$ $^{\circ}\text{C}$; $2 - t_{\text{r}}^{\text{p}} = 40$ $^{\circ}\text{C}$; $3 - t_{\text{r}}^{\text{p}} = 50$ $^{\circ}\text{C}$)

В результаті аналізу даної графічної залежності, авторами було зроблено висновок, який констатує, що при забезпеченні оптимальної глибини охолодження вентиляційних викидів у випарнику ТН мінімальні сумарні затрати енергії на ТНС опалення зростають зі зменшенням температури навколишнього середовища t_0 і з підвищенням аеродинамічного опору випарника ТН та дещо зменшуються зі зниженням розрахункової температури гріючого теплоносія в низькотемпературній системі водяного опалення. Вплив розрахункової температури гріючого теплоносія на мінімальні сумарні питомі затрати енергії на ТНС опалення зростає зі зниженням температури навколишнього середовища. В статті [12]. розглянуто термодинамічний аналіз теплонасосної схеми опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційних викидів та атмосферного повітря.

Авторами було розглянуто та проаналізовано принципову схему ТНС опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційних викидів та атмосферного повітря, яку зображено на рисунку 1.14.



ТН – тепловий насос, $K_{\text{ТН}}$ – конденсатор ТН, $B_{\text{ТН}}$ – випарник ТН, К – компресор,
 В — вентилятор, Н — насос, П – підігрівник повітря, КЗ – камера змішування,
 $L_{\text{к}}$ – робота приводу компресора ТН, $L_{\text{в}}$ – робота приводу вентилятора.

Рисунок 1.14 – Принципова схема теплонасосної системи опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційного та атмосферного повітря

Наведена схема ТНС опалення та вентиляції у випадку, коли вентиляційного повітря виявляється недостатнім для отримання необхідної кількості теплоти, може використовуватися разом із атмосферним повітрям. При використанні такої комбінованої ТНС опалення, всі енергетичні показники системи підвищуються, що робить використання вентиляційного повітря доцільним та перспективним.

В результаті термодинамічного аналізу ТНС опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційних викидів та атмосферного повітря, авторами [12] було представлено ряд графічних залежностей, для оцінки степені ефективності використання теплоти вентиляційних викидів в поєднанні з атмосферним повітрям.

Одну з таких графічних залежностей наведено на рисунку 1.15, вона відображає відношення K (відношення масової витрати атмосферного повітря до сумарної витрати повітря) від температури навколишнього середовища t_0 .

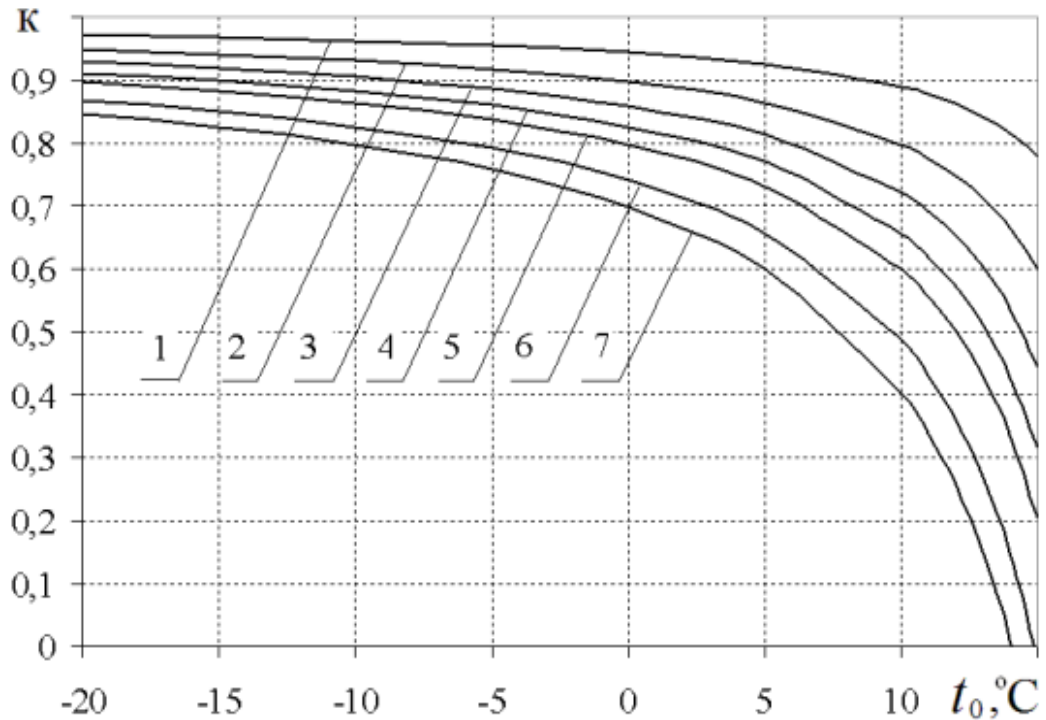


Рисунок 1.15 – Залежність $\kappa = f(t_0)$: 1 – 7 – m (відношення потоку теплоти на вентиляцію до потоку теплоти на опалення) = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,75; 1

У статті [12] було зроблено висновок, що в діапазоні $m = 0,75 - 1$ та температурах навколишнього середовища близьких до 15°C ТНС взагалі може працювати тільки за рахунок теплоти вентиляційних викидів. Слід за цим, авторами було побудовано наступні графічні залежності:

- теоретичного коефіцієнта трансформації теплового насоса φ_T від температури навколишнього середовища t_0 (рисунок 1.15);
- порівняння ТНС опалення та вентиляції з використанням теплоти атмосферного повітря та вентиляційних викидів з ТНС, які використовують теплоту або вентиляційний викидів, або атмосферного повітря (рисунок 1.16).

З рисунку 1.15 видно, що теоретичний коефіцієнт трансформації φ_T зростає при збільшенні коефіцієнта m та температури навколишнього середовища.

Величина φ_T змінюється в діапазоні 3,85 ... 10,7, що свідчить про достатньо високу ефективність використання теплоти атмосферного повітря і вентиляційних викидів.

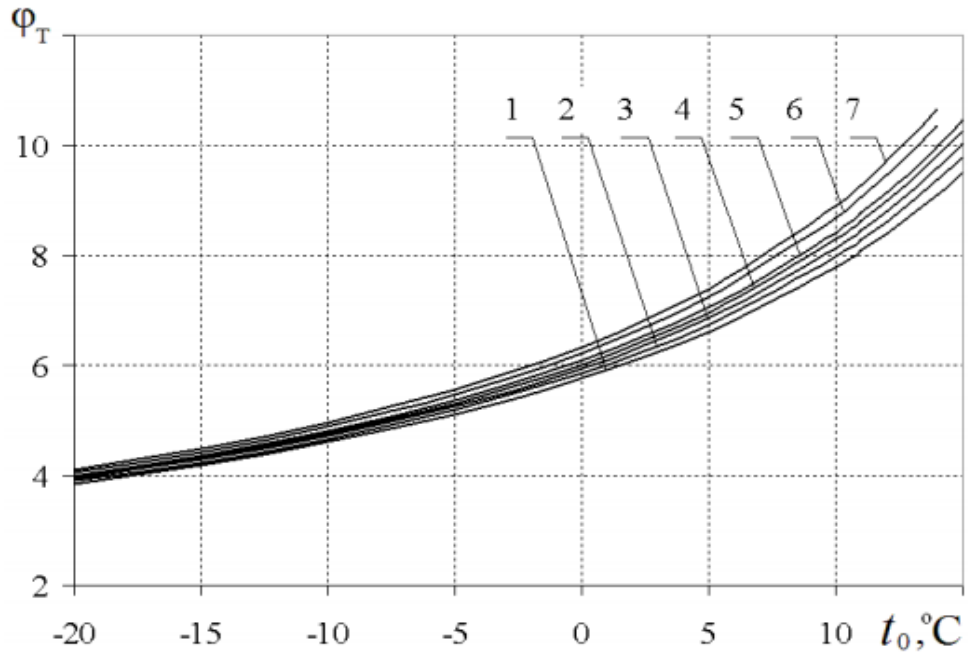


Рисунок 1.15 – Залежність теоретичного коефіцієнта трансформації теплового насоса від температури навколишнього середовища: 1 – 7 – $m = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,75; 1$

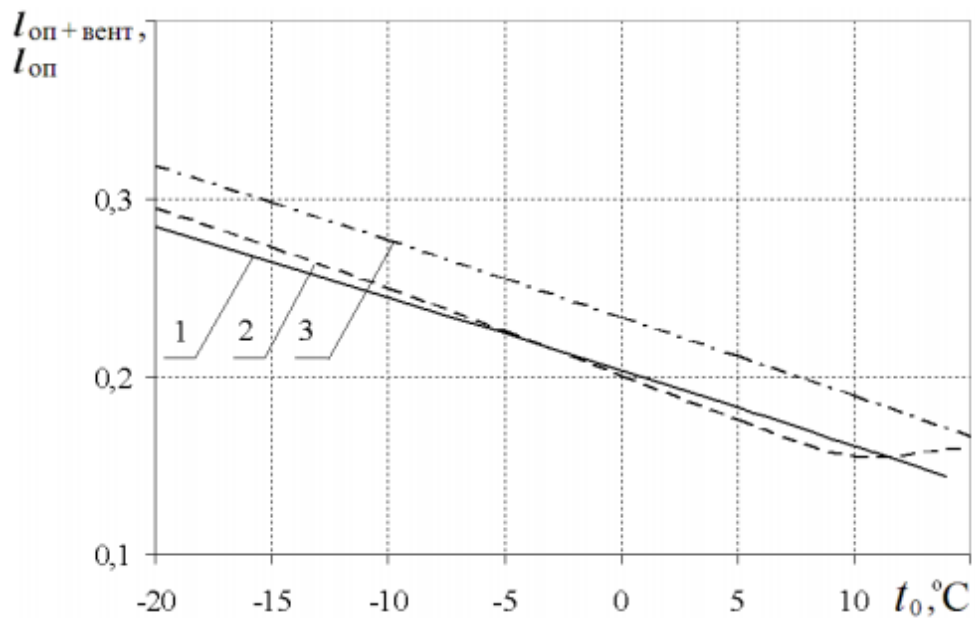


Рисунок 1.16 – Залежність питомих затрат зовнішньої енергії на опалення та вентиляцію від температури атмосферного повітря: $m = 1$, 1 – ТНС опалення та вентиляції з використанням атмосферного повітря та вентиляційних викидів; 2 – ТНС опалення та вентиляції з використанням вентиляційних викидів; 3 – ТНС опалення з використанням атмосферного повітря

вентиляційного повітря, наведено у вигляді графічних залежностей, зображених на рисунках 1.18 та 1.19.

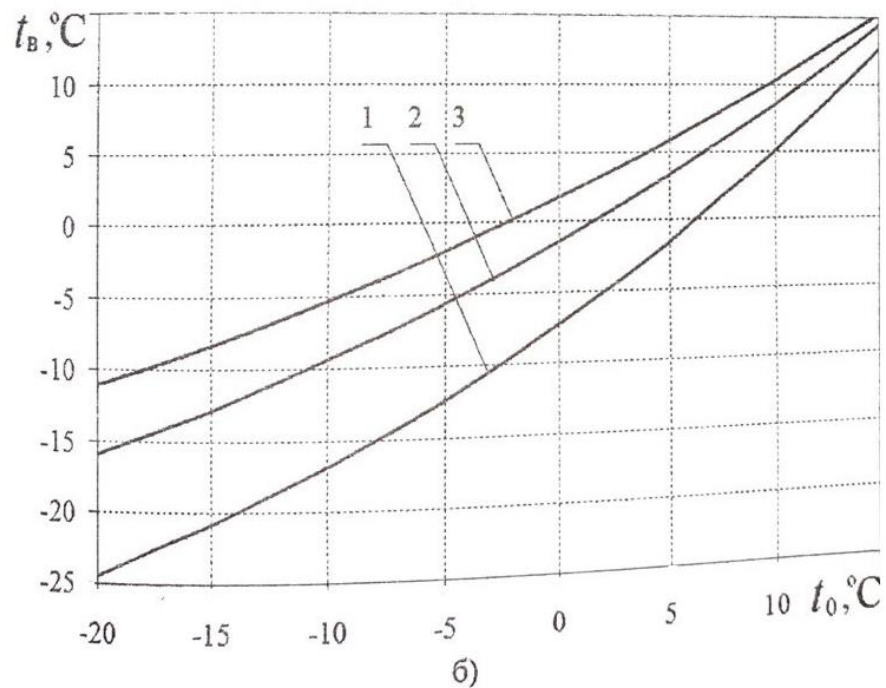
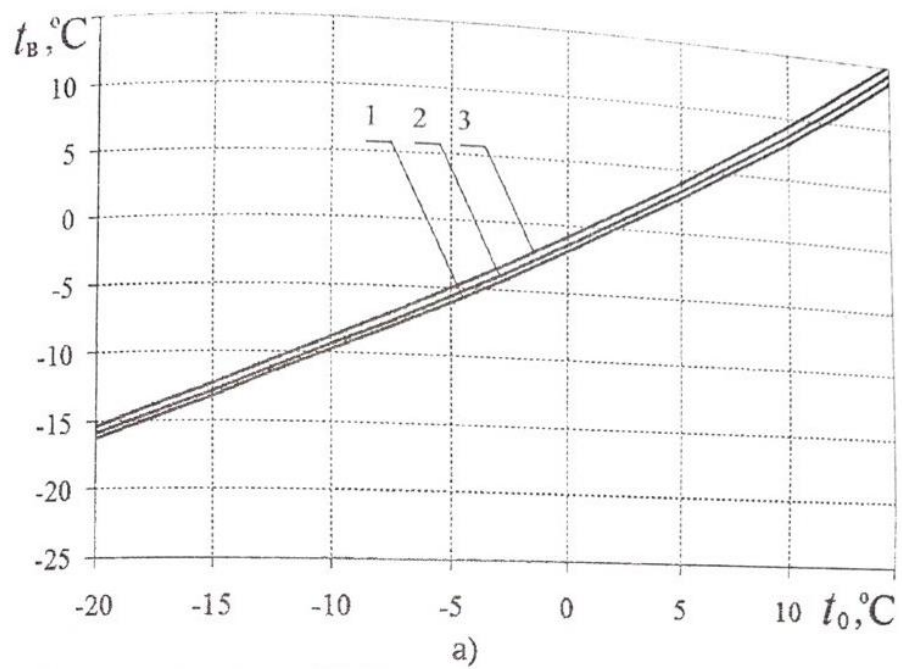


Рисунок 1.18 – Залежності температури відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН від температури навколишнього середовища:

а) 1 – 3 – $A = 0,1; 0,5; 1,0^{\circ}\text{C}$; б) 1 – 3 – $m = 1,0; 2,0; 4,0$

Теплота вентиляційного повітря може бути ефективно використана в комбінованих схемах опалення та вентиляції, при цьому можуть бути отримані гарні термодинамічні показники системи, а отже використання техногенних викидів слід проаналізувати більш детально.

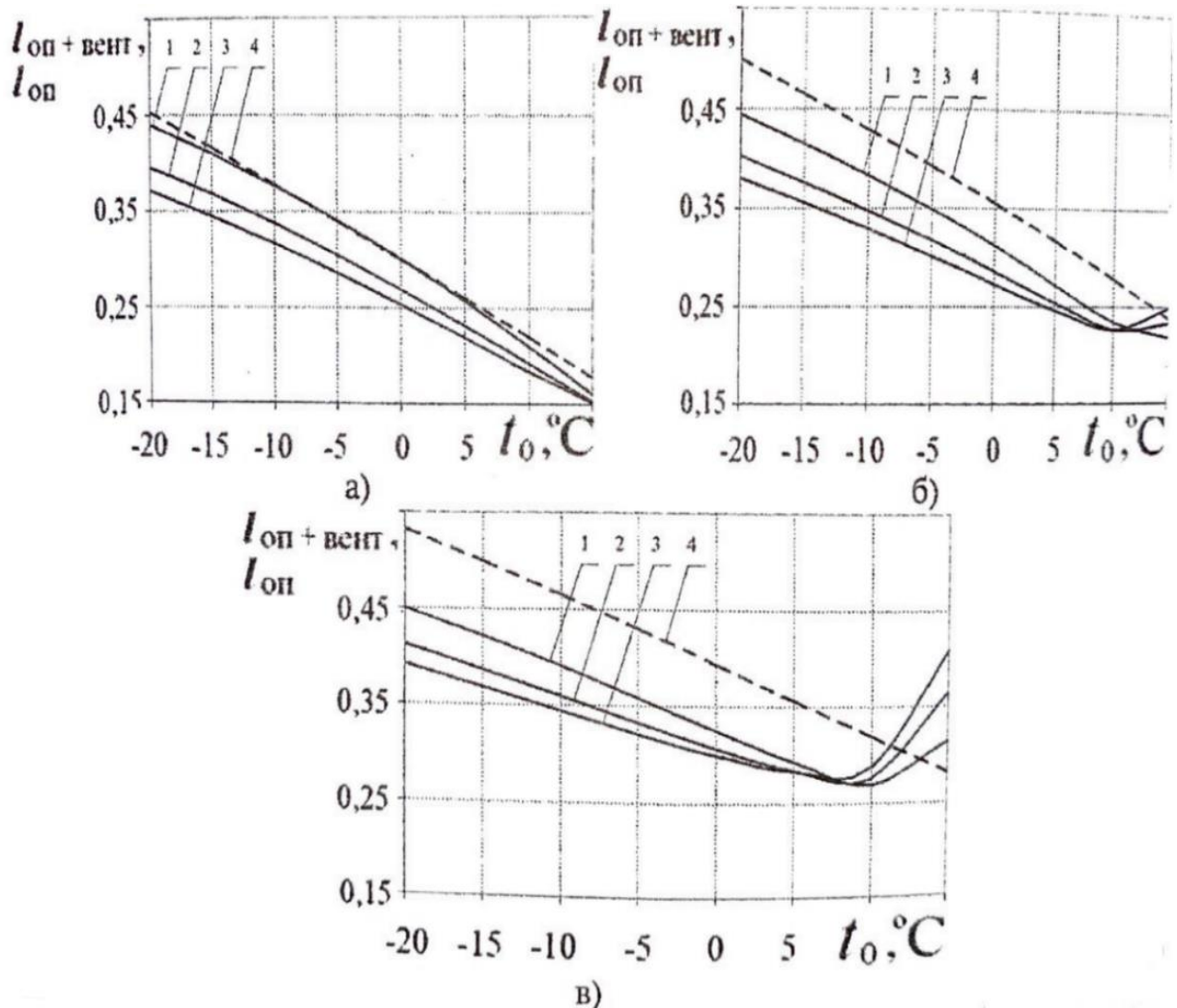


Рисунок 1.19 – Залежності питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення та вентиляцію від температури атмосферного повітря: а), б), в) – $A = 0,1; 0,5; 1,0$ °C; 1 – 3 – $m = 1,0; 2,0; 4,0$; 4 – залежність питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від температури атмосферного повітря.

В монографії [11], виходячи із залежностей, наведених вище, автори зробили висновок, що за однакових початкових умов термодинамічна ефективність комбінованої системи теплонасосного опалення та вентиляції при збільшенні співвідношення заданих величин A істотно зростає в порівнянні із теплонасосною системою опалення з використанням теплоти атмосферного повітря.

З огляду на проведений літературний огляд, було зроблено висновок, що питання ефективної утилізації техногенних повітряних викидів залишається відкритим, а всі існуючі рішення підлягають додаткового розгляду і, як наслідок, удосконалення.

1.5 Висновки до розділу 1 та основі задачі дослідження

Було проведено літературний огляд та поверхневий аналіз досліджень ТН систем з використанням теплоти повітряних викидів, в тому числі і вентиляційних, на основі якого зроблено такі висновки:

- 1 як показав аналіз, одним із шляхів вирішення глобальної проблеми енергозбереження є використання альтернативних джерел енергії, в тому числі низькотемпературних вторинних і відновлюваних джерел теплоти за допомогою теплонасосних технологій;
- 2 в результаті аналізу показано, що ефективність теплонасосних систем теплозабезпечення залежить від нижнього джерела теплоти, одним з яких є теплота витяжного вентиляційного повітря з підвищеним температурним потенціалом від високотемпературних технологічних установок, тобто теплота так званих техногенних повітряних викидів;
- 3 в результаті аналізу різних інформаційних джерел було встановлено, що в багатьох галузях промисловості крім загальнообмінної системи вентиляції існує велика кількість локальних засобів вентиляції, основна задача яких це відводити повітря з підвищеним температурним рівнем в навколишнє середовище; питання ефективної утилізації теплоти таких повітряних джерел потребує розгляду і досліджень;
- 4 як було встановлено в результаті розгляду і аналізу відомих досліджень ТНС опалення і вентиляції з використанням теплоти повітряних викидів, зроблено висновок, що попередні наукові напрацювання описують теплонасосні схеми використання енергетичного ефекту від утилізації теплоти вентиляційних викидів та атмосферного повітря, а отже питання щодо отримання корисного енергетичного ефекту від утилізації техногенних повітряних викидів із підвищеним температурним рівнем є відкритим.

Отже, виходячи з оцінки проблематики та аналізу стадії розвитку та інтеграції ТНУ станом на сьогоднішній день, ми можемо виділити основні задачі даного дослідження:

- 1 дослідження термодинамічної ефективності експлуатації теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти техногенних повітряних джерел;
- 2 визначення оптимального ступеню використання цих викидів у випарнику ТН;
- 3 визначення умов ефективного використання в залежності від температури техногенного повітряного джерела, розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення, температури навколишнього повітря;
- 4 розглянути умови ефективного використання теплоти техногенних повітряних джерел на прикладі використання цих викидів для конкретного промислового об'єкту.

2 ОЦІНКА ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОТИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕХНОГЕННИХ ПОВІТРЯНИХ ДЖЕРЕЛ

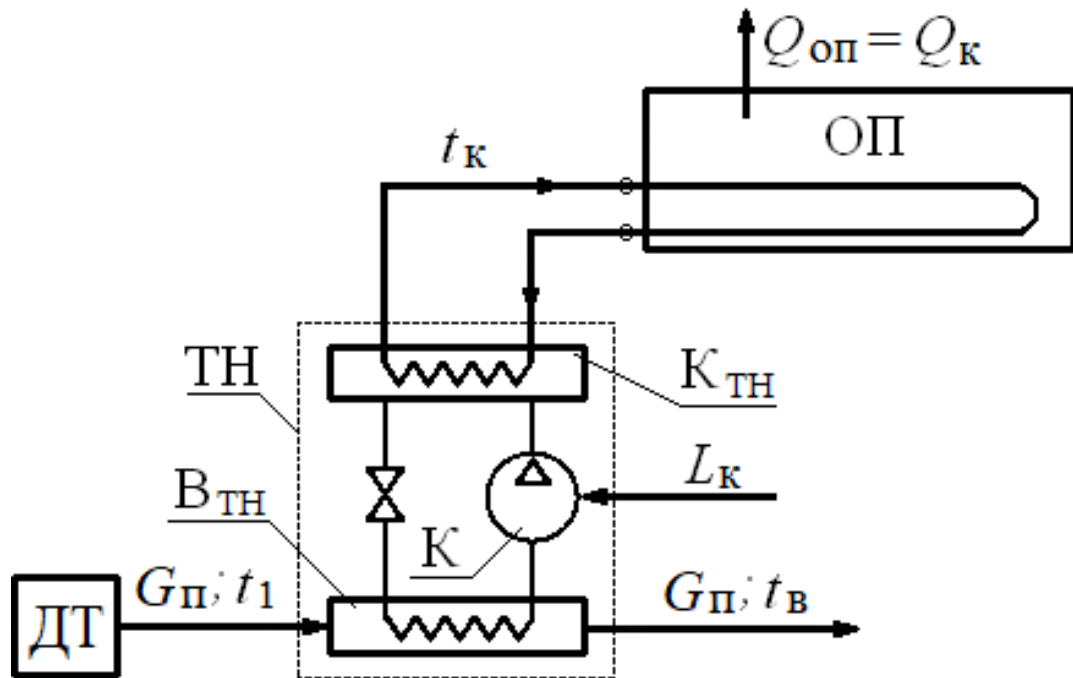
Промислові підприємства, де мають місце високотемпературні технологічні процеси, це як правило, великі об'єкти які належать до основних галузей енергетики, а саме металургія, машинобудування, харчова промисловість, вироблення продукції будівельних матеріалів. На кожному з наведених вище теплотехнічних підприємств втрачається біля 75-80% теплової енергії, зважаючи на той фактор, що використання самої теплової енергії характеризується достатньо невеликим коефіцієнтом використання палива – в межах до 30%. В якості побічного продукту, в результаті технологічних процесів промислових підприємств, генерується велика кількість теплової енергії, яка не задіюється до використання в технологічних процесах підприємств. Зважаючи на конкретні умови та специфіку підприємств, таку відпрацьовану скидну теплоту можна використовувати повторно для теплопостачання складських приміщень, цехів, виробничих майстерень, і звичайно ,як нижнє джерело теплоти, в теплонасосних схемах опалення.

У даній роботі, метою є аналіз умов ефективного використання теплоти, отриманої в результаті утилізації техногенних повітряних джерел, та знаходження оптимальних значень параметрів використання техногенного повітряного джерела в теплонасосній системі опалення. Що дасть змогу використати тепловий потенціал, який до цього було змарновано. Необхідно визначити оптимальний ступінь охолодження теплоносія нижнього джерела теплоти у випарнику теплового насоса (оптимальну глибину використання нижнього джерела енергії), тому що із зниженням температури теплоносія на виході з випарника і збільшенням корисного ефекту – пропорційно зростають витрати на компресор ТН.

На основі методу балансних рівнянь розроблено теоретичну модель схемного рішення теплонасосної системи (ТНС) теплопостачання (рисунок 2.1), а також методику термодинамічного аналізу їхньої роботи. За допомогою використання числового методу розрахунку було отримано дані, які дають змогу оцінити ефективність утилізації техногенних джерел з умови отримання максимального корисного ефекту у системі теплонасосної схеми опалення, та визначено оптимальну глибину використання техногенних повітряних викидів, в якості нижнього джерела енергії.

2.1 Опис принципової схеми теплонасосної системи опалення, що працює за рахунок утилізації техногенних повітряних джерел

На рисунку 2.1 зображена принципова схема теплонасосної системи опалення, що працює за рахунок утилізації техногенних повітряних джерел теплоти.



ОП – опалюване приміщення, ДТ – джерело теплоти, ТН – тепловий насос,
 $K_{\text{ТН}}$ – конденсатор ТН, $B_{\text{ТН}}$ – випарник ТН, К – компресор.

Рисунок 2.1 – Принципова схема теплонасосної системи опалення, що працює за рахунок утилізації техногенних повітряних джерел теплоти

Принцип роботи цієї схеми: низькотемпературне джерело теплоти, а саме відпрацьоване повітря з температурою t_1 (змінюється в діапазоні 20...60 °С) й масовою витратою $G_{\text{П}}$ нагнітачем подається у випарник ТН. У випарнику ТН теплоносій охолоджується і на виході його температура становить $t_{\text{В}}$. Опалюване приміщення має теплові втрати в навколишнє середовище $Q_{\text{оп}}$. Для їх компенсації використовується тепловий потік від конденсатора ТН $Q_{\text{к}}$ з температурою гріючого теплоносія $t_{\text{к}}$ на вході в систему опалення.

Температура теплоносія на виході з випарника теплового насоса t_v має бути визначена з умови отримання максимального корисного ефекту, оскільки кількість теплоти, відібраної від нижнього джерела (атмосферного повітря, вентиляційних викидів, води, ґрунту) енергії залежить як від різниці температур на вході та виході з випарника ТН, так і від витрати теплоносія. При цьому теплова потужність ТН та температура теплоносія в системі опалення є відомими величинами, які визначаються характеристиками і потребами об'єкту в тепловій енергії для забезпечення цілей теплопостачання.

2.2 Термодинамічний аналіз теплонасосної схеми використання теплоти техногенних повітряних викидів в системі низькотемпературного опалення

Умовою подальшого аналізу є умов використання техногенного джерела теплоти, які відповідають максимальному корисному ефекту, з урахуванням затрат енергії на привід компресора теплового насоса, кВт

$$Q_k = Q_{yt} - \frac{L_k}{\eta_{KES} \eta_{LEP}}, \quad (2.1)$$

де L_k , $L_t^{36.p}$ – затрати енергії на компресор ТН та збудник руху теплоносія відповідно, кВт;

Q_k – тепловий потік, відведений від конденсатора ТН, кВт;

Q_{yt} – тепловий потік, який утилізується при охолодженні відхідних газів, кВт;

η_{KES} – енергетичний ККД конденсаційної електростанції, приймається рівним 0,38 [15];

η_{LEP} – ККД ліній електропередач, приймається рівним 0,95 [15].

Тепловий потік Q_{yt} , який утилізується при охолодженні відхідних газів, кВт, визначається як

$$Q_{yt} = Q_{vип} = G_n c_p (t_1 - t_v), \quad (2.2)$$

де $Q_{vип}$ – тепловий потік у випарнику теплового насоса, кВт;

G_n – масова витрата техногенного повітряного джерела кг/сек;

c_p – питома теплоємність повітря відповідно, кДж/(кг·°С);

t_1, t_b – температура техногенного повітряного джерела на вході та виході з випарника ТН відповідно, °С.

Затрати енергії на компресор ТН, кВт, визначаються за виразом

$$L_k = Q_{\text{вип}} / (\varphi - 1), \quad (2.3)$$

де φ – дійсний коефіцієнт трансформації ТН.

Теоретичний коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно можна записати як

$$\varphi_T = \left[1 - \frac{T_B^{\text{ТН}}}{T_K^{\text{ТН}}} \right]^{-1}, \quad (2.4)$$

де $T_B^{\text{ТН}}$ – абсолютна температура випаровування холодильного агента у випарнику ТН, К;

$T_K^{\text{ТН}}$ – абсолютна температура конденсації холодильного агента в конденсаторі ТН, К.

Абсолютна температура випаровування холодоагента у випарнику ТН, К, визначається як

$$T_B^{\text{ТН}} = 273 + t_T^{\text{вих}} - \Delta t_{\text{вип}}, \quad (2.5)$$

де $\Delta t_{\text{вип}}$ – різниця температур теплоносія та робочого тіла ТН на виході з випарника ТН, °С

Абсолютна температура конденсації холодоагента в конденсаторі теплового насоса, К, визначається як

$$T_K^{\text{ТН}} = 273 + t_k + \Delta t_k, \quad (2.6)$$

де t_k – температура води на виході з конденсатора ТН, °С;

Δt_k – різниця температур робочого тіла ТН та води на виході із конденсатора ТН, °С.

Підставляючи (2.5), (2.6) у (2.4), одержимо вираз для визначення коефіцієнта трансформації циклу Карно з урахуванням теплових необоротностей

$$\varphi_T = \left[1 - \frac{273 + t_T^{\text{вих}} - \Delta t_{\text{вих}}}{273 + t_k + \Delta t_k} \right]^{-1}. \quad (2.7)$$

Згідно з рекомендаціями можна прийняти, що $\Delta t_{\text{вих}} = 10; 5; 5$ °C для повітря, води та ґрунту відповідно та $\Delta t_k = 5$ °C для низькотемпературної водяної системи опалення.

Однак рівняння (7) не враховує характер протікання реального циклу в тепловому насосі. Для врахування різного роду необоротностей і характеру циклу при роботі реального ТН в (7) вводиться поправочний коефіцієнт, що являє собою коефіцієнт корисної дії ТН. Таким чином, рівняння (7) для реального циклу теплонасосного агрегата можна переписати у вигляді

$$\varphi = \eta_{\text{ТН}} \left[1 - \frac{273 + t_T^{\text{вих}} - \Delta t_{\text{вих}}}{273 + t_k + \Delta t_k} \right]^{-1}, \quad (2.8)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт корисної дії теплового насоса, який можна прийняти 0,6.

Для визначення температури теплоносія, що подається з конденсатора ТН у низькотемпературну систему водяного опалення, має силу рівняння, яке виводиться на основі аналізу процесів теплообміну в системі гріюча вода – повітря в приміщенні – атмосферне повітря, °C

$$t_k = t_n + (t_T^p - t_n) \left[(t_n - t_0) / (t_n - t_0^p) \right]^{\frac{1}{(1+n)}}, \quad (2.9)$$

де t_n – температура в приміщенні, °C;

t_0 – температура навколишнього повітря, °C;

t_T^p – розрахункова температура теплоносія в системі опалення за розрахункової температури навколишнього середовища t_0^p ($t_0^p = -20$ °C);

n – коефіцієнт, який характеризує обрану систему опалення (для низькотемпературних систем опалення $n = 0$).

З урахуванням вище наведених формул (2.2) – (2.9), наведених вище, початкове рівняння (2.1) можна записати як

$$Q_k = G_n c_p (t_1 - t_b) \left[1 - \frac{1}{(\varphi - 1) \eta_{\text{КЕС}} \eta_{\text{ЛЕП}}} \right] \quad (2.10)$$

Отже, питомий корисний ефект, який може бути отриманий в результаті утилізації теплоти техногенних повітряних джерел за допомогою теплового насоса з урахуванням затрат енергії на привід компресора теплового насоса, віднесений до 1 кг повітряного джерела теплоти, визначається за співвідношенням

$$q_k = \frac{Q_k}{G_n} = c_p (t_1 - t_b) \left[1 - \frac{1}{(\varphi - 1) \eta_{\text{КЕС}} \eta_{\text{ЛЕП}}} \right], \quad (2.11)$$

Наведений алгоритм отримання питомого корисного ефекту від використання техногенних повітряних викидів дозволяє дослідити розрахунковим методом умови досягнення максимального значення цього корисного ефекту, тобто оптимальні значення температури охолодження повітряних викидів на виході з випарника ТН або оптимальний ступінь використання теплоти цих викидів за умов роботи теплонасосної системи опалення.

2.3 Розрахунковий аналіз оптимальних параметрів використання теплоти техногенних повітряних викидів в системі низькотемпературного опалення

Метою розрахункового аналізу є реалізація числового розрахунку за наведеною вище методикою для визначення оптимальних умов утилізації теплоти техногенних викидів, а саме – оптимальної температури охолодження $t_b^{\text{опт}}$ та її залежності від параметрів задачі, тобто від температури техногенних повітряних викидів t_1 , розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення t_t^p і температури навколишнього повітря t_0 . З цієї метою на рисунку 2.2 наведено розрахункові залежності питомого корисного ефекту внаслідок утилізації теплоти техногенних повітряних викидів

від температури викидів на виході з випарника ТН для різних значень температури джерела ($t_1=20\text{ }^\circ\text{C}$; $30\text{ }^\circ\text{C}$; $40\text{ }^\circ\text{C}$; $50\text{ }^\circ\text{C}$; $60\text{ }^\circ\text{C}$), при різних значеннях розрахункової температури теплоносія в системі опалення ($t_T^p = 40\text{ }^\circ\text{C}$; $50\text{ }^\circ\text{C}$; $60\text{ }^\circ\text{C}$) і розрахунковій температурі навколишнього середовища ($t_0 = -20\text{ }^\circ\text{C}$).

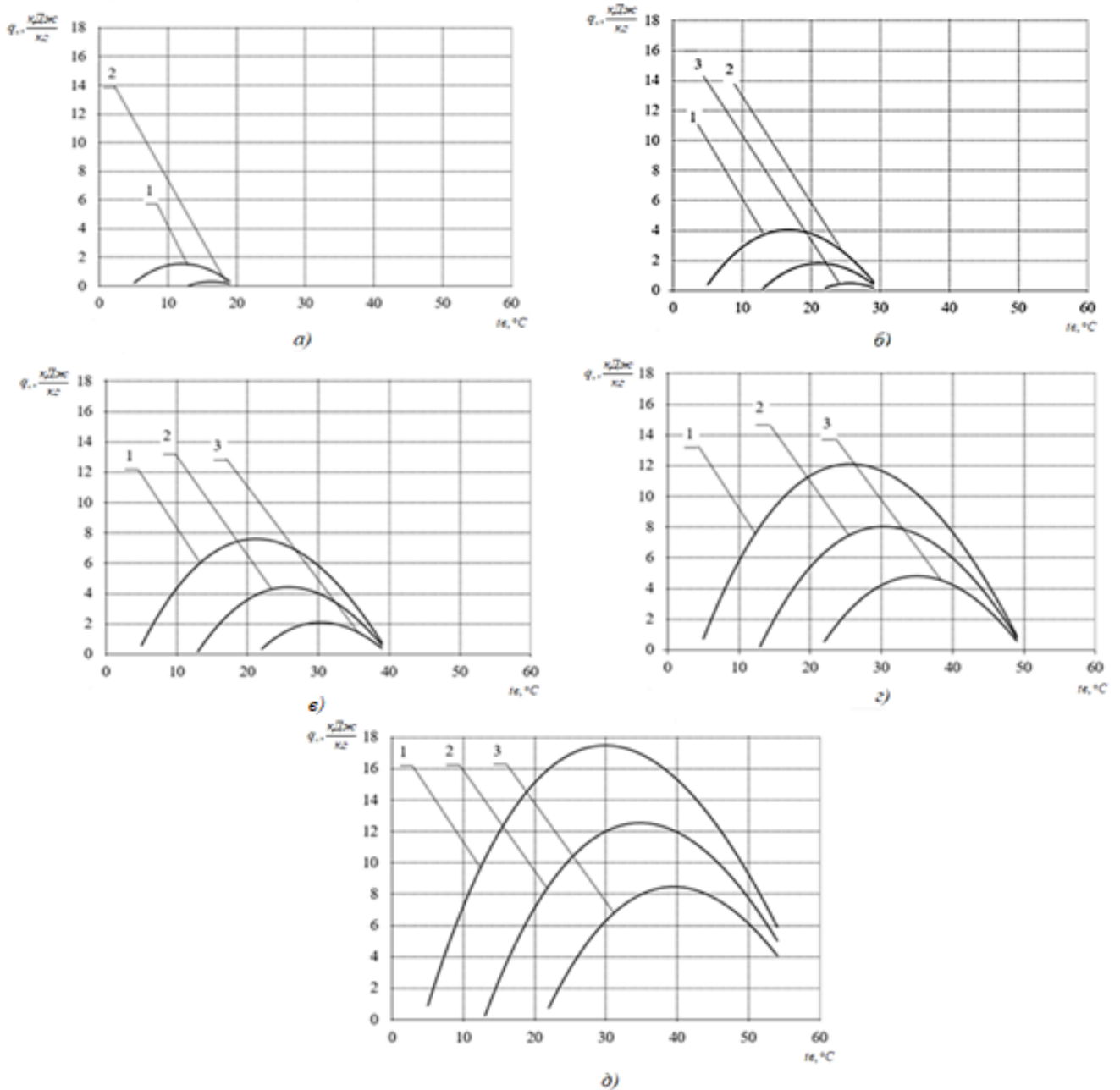


Рисунок 2.2 – Питомий корисний ефект, отриманий у результаті утилізації техногенних повітряних джерел теплоти за допомогою ТН: а), б), в), г), д) – температура техногенних повітряних викидів на вході випарника ТН $t_1 = 20\text{ }^\circ\text{C}$; $30\text{ }^\circ\text{C}$; $40\text{ }^\circ\text{C}$; $50\text{ }^\circ\text{C}$; $60\text{ }^\circ\text{C}$ відповідно: 1 – 3 – за розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення $t_T^p = 40\text{ }^\circ\text{C}$; $50\text{ }^\circ\text{C}$; $60\text{ }^\circ\text{C}$

Як видно з графіків, наведені залежності мають екстремальний характер з максимумом корисного ефекту, якому відповідають оптимальні значення температури викидного повітря на виході з випарника ТН. При цьому максимальний корисний ефект зростає з підвищенням температури техногенних викидів і зі зменшенням розрахункової температури теплоносія в системі опалення, тобто за умов, які покращують умови роботи теплового насоса.

Отримані залежності дозволяють також визначити умови досягнення максимумів корисного ефекту, тобто оптимальних значень параметрів системи. На рисунку 2.3 наведено залежності оптимальних температур повітря на виході з випарника ТН і відповідні їм залежності різниці температур повітря на вході і виході з випарника ТН, що характеризують собою ступінь використання теплоти техногенних викидів.

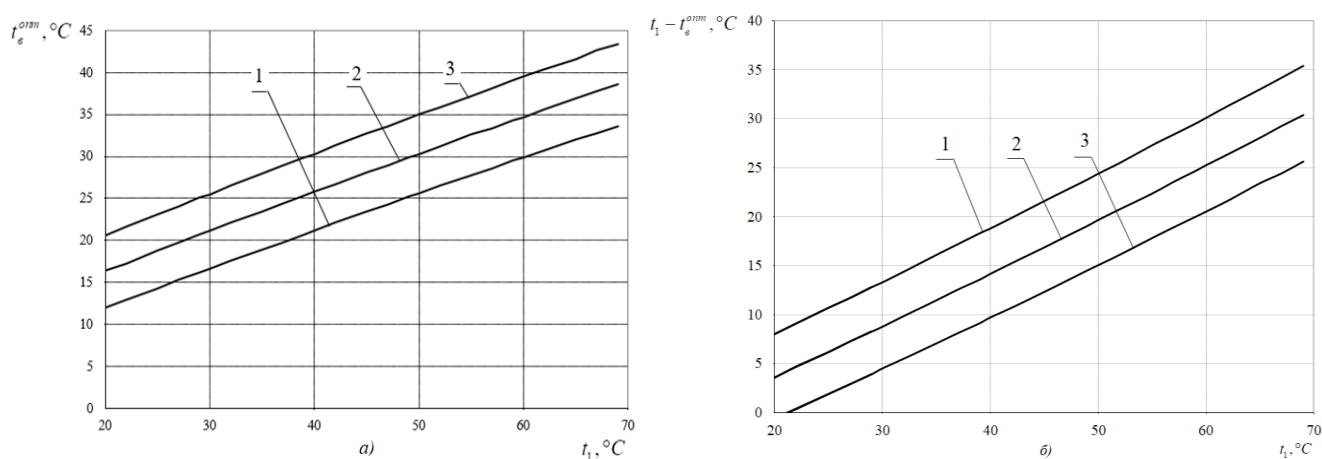


Рисунок 2.3 – Залежність: а) – оптимальної температури техногенного повітряного джерела на виході з випарника ТН від температури техногенних повітряних викидів, б) – ступеню використання техногенного повітряного джерела від температури техногенних повітряних викидів відповідно 1 - 3 – розрахункова температура гріючого теплоносія в системі опалення $t_T^p = 40\text{ }^\circ\text{C}; 50\text{ }^\circ\text{C}; 60\text{ }^\circ\text{C}$

Видно, що ступінь використання теплоти повітряних викидів зростає (як і максимальний корисний ефект) з підвищенням температури викидів t_1 і зі зменшенням розрахункової температури теплоносія в системі опалення t_T^p . Це пояснюється тим, що з підвищенням ефективності роботи ТН покращуються умови для більш глибокої утилізації нижнього джерела теплоти, тобто теплоти повітряних викидів.

Шляхом подальшого числового аналізу було встановлено, що зі зміною температури навколишнього середовища значення оптимальних температур

техногенного повітряного джерела на виході з випарника ТН, і відповідні до них максимальні корисні ефекти, також змінюються.

Результати цього аналізу для оптимальної температури повітря на виході з випарника ТН представлені на рисунку 2.4.

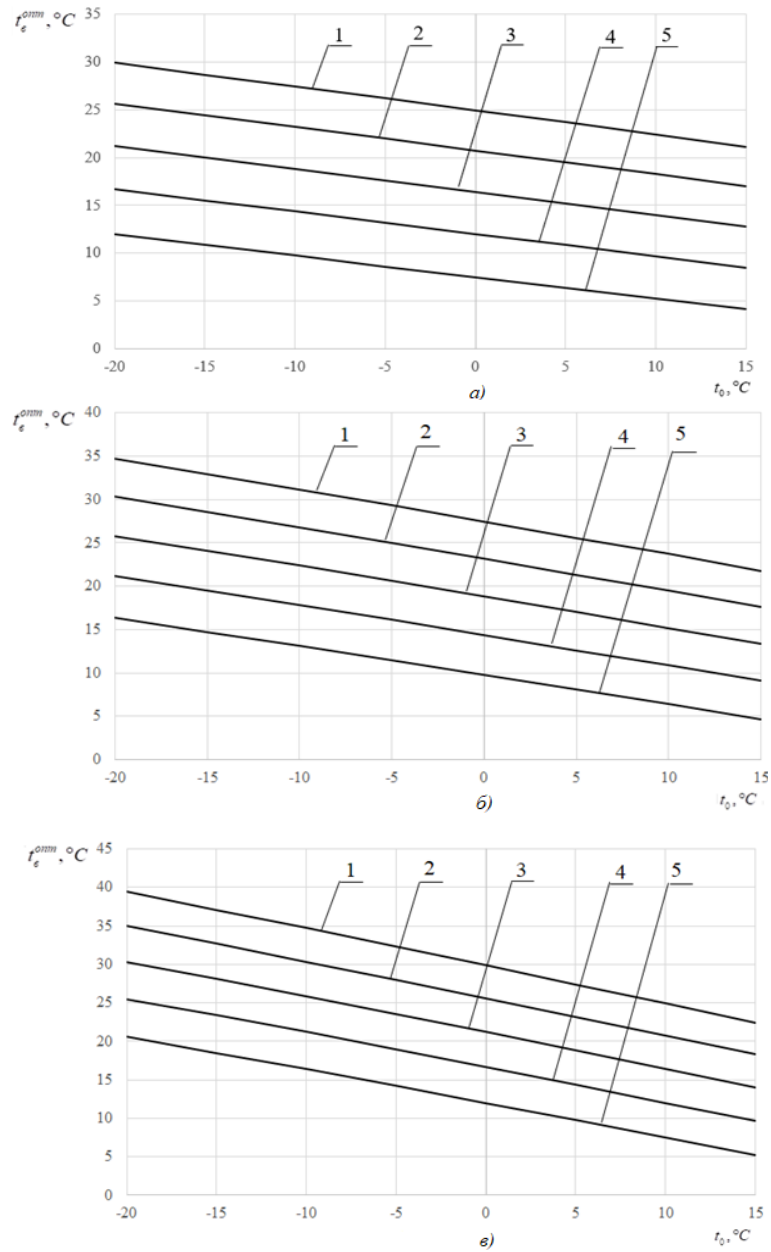


Рисунок 2.4 – Залежність оптимальної температури техногенного повітряного джерела на виході з випарника ТН від температури зовнішнього повітря: а), б), в) – розрахункова температура гріючого теплоносія в системі опалення $t_T^p = 40\text{ °C}; 50\text{ °C}; 60\text{ °C}$ відповідно: 1-5 – при температурі техногенних повітряних викидів $t_1 = 60\text{ °C}; 50\text{ °C}; 40\text{ °C}; 30\text{ °C}; 20$

°C

На основі цих залежностей були отримані залежності оптимального ступеня використання теплоти повітряних викидів (оптимальної різниці температур $t_1 - t_b^{\text{opt}} = \Delta t_{\text{opt}}$), що представлені на рисунку 2.5.

З рисунку 2.4 видно, що оптимальне значення температури техногенного повітряного джерела на виході з випарника ТН зменшується з підвищенням температури навколишнього середовища і збільшується при підвищенні розрахункової температури теплоносія в системі опалення.

Після визначення числовим методом оптимальних значень температур техногенного повітряного джерела на виході з випарника ТН виникає закономірне питання, як залежить різниця температур техногенного повітряного джерела на вході та оптимальної температури техногенного повітряного джерела на виході з випарника ТН ($t_1 - t_b^{\text{opt}} = \Delta t_{\text{opt}}$) від температури зовнішнього повітря. Відповідні графічні залежності наведено на рисунку 2.5.

Із графіків видно, що пониження температури навколишнього повітря при всіх інших параметрах системи (t_1 і t_t^p) приводить до зменшення оптимальної різниці температур Δt_{opt} , що відповідає максимуму корисного ефекту, оскільки при цьому погіршуються умови роботи теплового насоса внаслідок підвищення температури теплоносія t_k в системі опалення.

При цьому слід зазначити, що зі зниженням температури вентиляційних викидів нижче $t_1 = 20$ °С для теплонасосної системи опалення з розрахунковою температурою $t_t^p = 60$ °С при температурі навколишнього повітря $t_0 = -20$ °С значення оптимальної різниці температур Δt_{opt} зменшується до від'ємних величин, що означає відсутність корисного ефекту від утилізації повітряних викидів і для подальшої їх утилізації з метою використання в системі опалення необхідне додаткове нижнє джерело теплоти з додатковою затратою зовнішньої енергії для підвищення його потенціалу.

З метою подальшого аналізу впливу оптимальних умов використання теплоти техногенних повітряних викидів на ефективність роботи ТН побудовано залежності дійсного коефіцієнта трансформації теплоти ТН від температури навколишнього середовища при різних значеннях розрахункової температури теплоносія в системі опалення (a , b , v) і температури нижнього джерела теплоти (викидів) (рисунок 2.6).

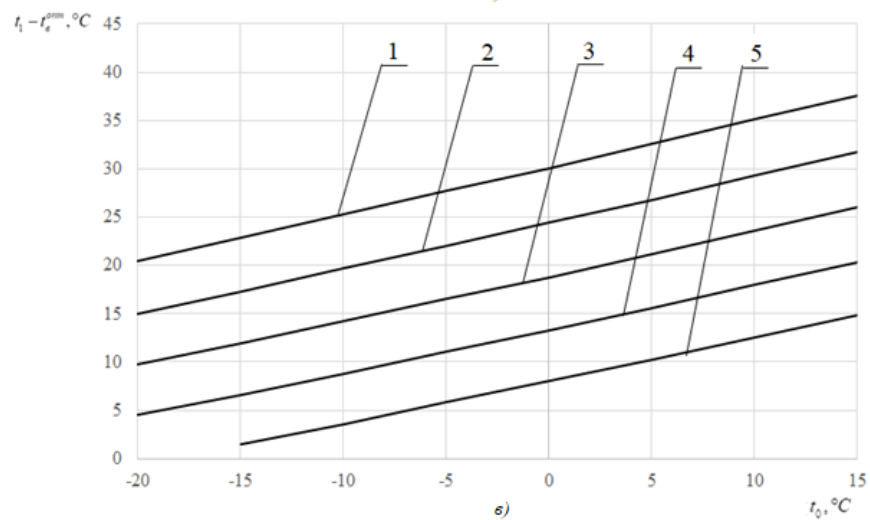
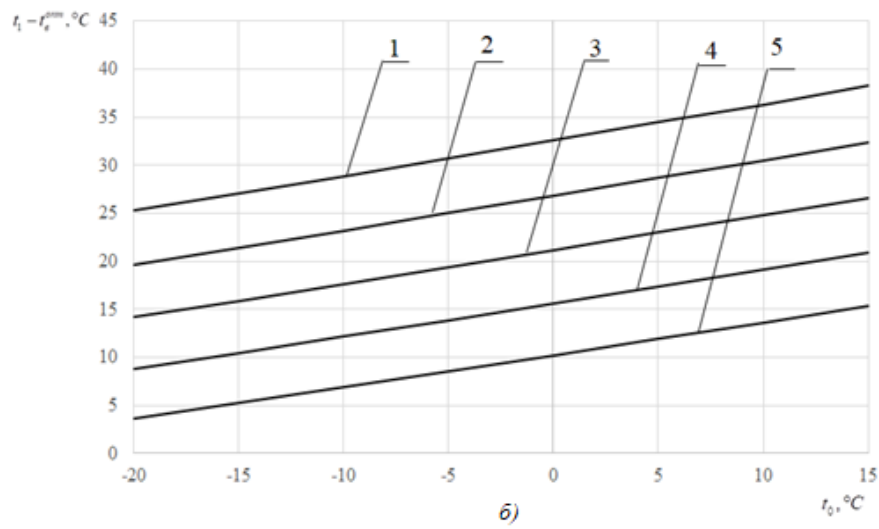
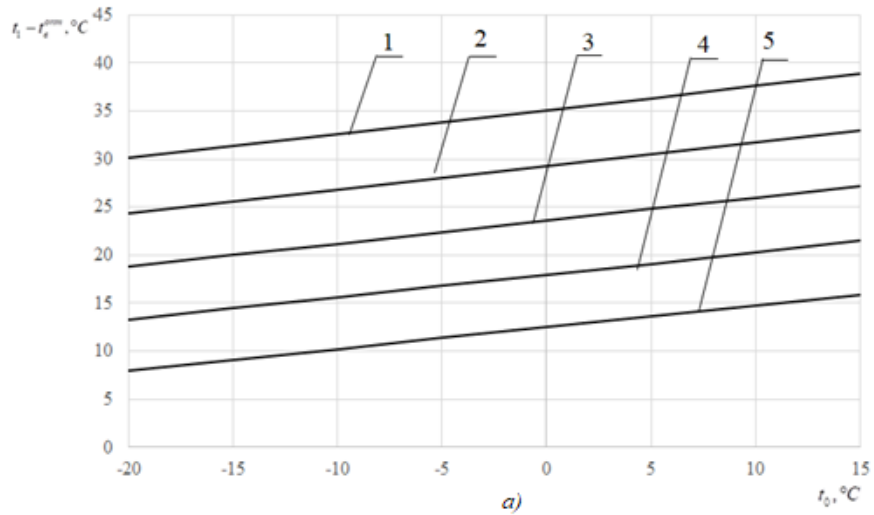


Рисунок 2.5 – Залежність ступеню використання техногенного повітряного джерела $\Delta t_{\text{онт}}$ від температури зовнішнього повітря: а), б), в) – розрахункова температура гріючого теплоносія в системі опалення $t_1^p = 40$ °C; 50 °C; 60 °C відповідно 1-5 – при температурі техногенних повітряних викидів $t_1 = 60$ °C; 50 °C; 40 °C; 30 °C; 20 °C

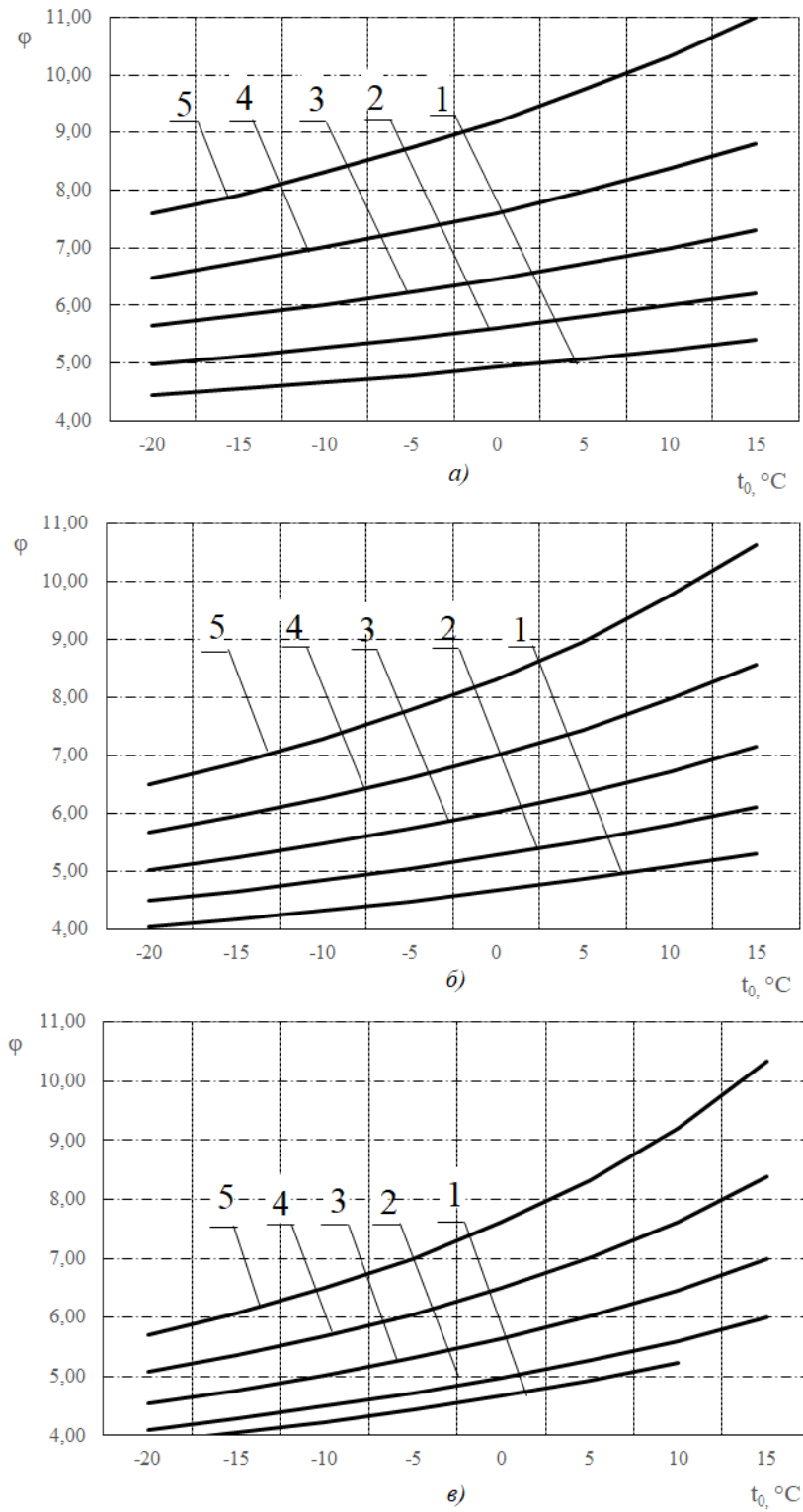


Рисунок 2.6 – Залежність дійсного коефіцієнту трансформації ТН від температури зовнішнього повітря: а), б), в) – розрахункова температура гріючого теплоносія в системі опалення $t_t^p = 40\text{ }^\circ\text{C}$; $50\text{ }^\circ\text{C}$; $60\text{ }^\circ\text{C}$ відповідно: 1-5 – при температурі техногенних повітряних викидів $t_1 = 20\text{ }^\circ\text{C}$; $30\text{ }^\circ\text{C}$; $40\text{ }^\circ\text{C}$; $50\text{ }^\circ\text{C}$; $60\text{ }^\circ\text{C}$

Для співставлення енергоефективності роботи теплонасосних систем опалення з використанням теплоти техногенних повітряних викидів і теплоти атмосферного повітря побудовано графіки залежності від параметрів задачі питомих затрат зовнішньої енергії на привід ТН для цих систем. Відповідні залежності представлено на рисунку 2.7.

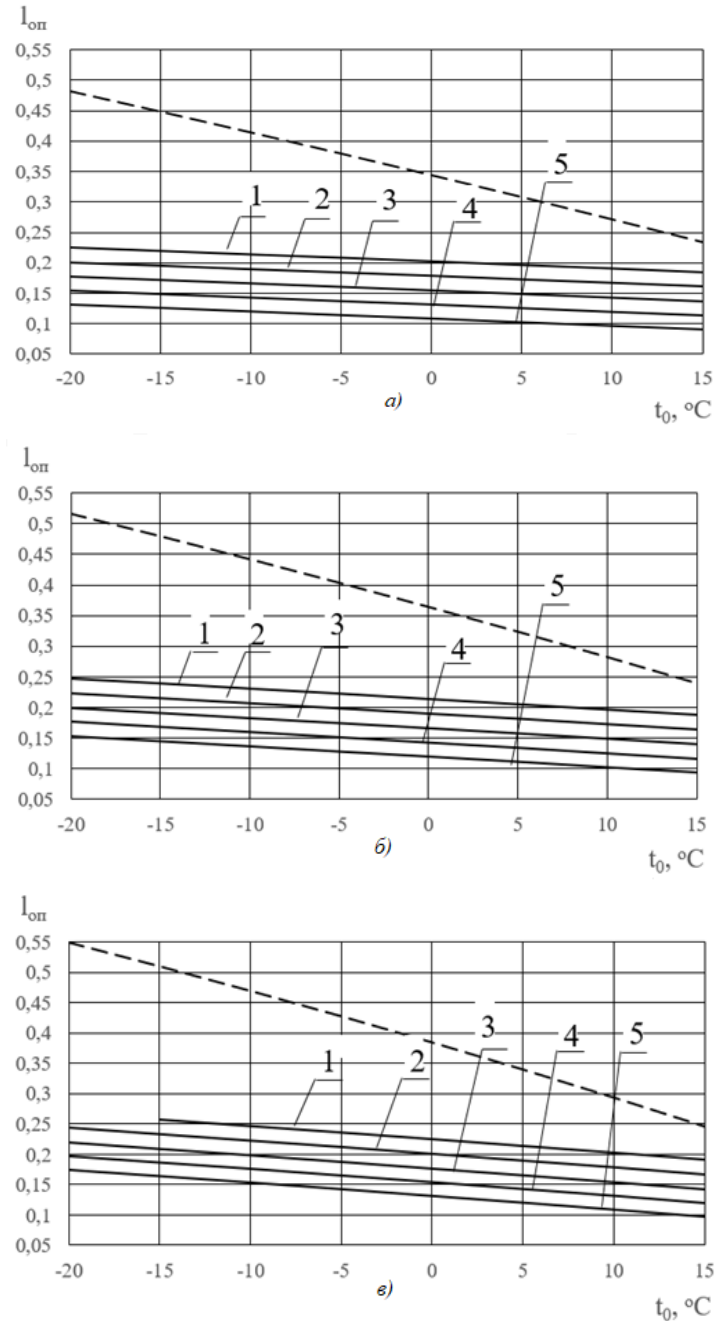


Рисунок 2.7 – Залежність питомих затрат зовнішньої енергії на теплонасосну систему опалення від температури навколишнього середовища: а), б), в) – розрахункова температура гріючого теплоносія в системі опалення $t_{\text{г}}^{\text{р}} = 40^{\circ}\text{C}$; 50°C ; 60°C відповідно: 1-5 – при температурі техногенних повітряних викидів $t_1 = 20^{\circ}\text{C}$; 30°C ; 40°C ; 50°C ; 60°C

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

Видно, що характер залежностей на рисунку 2.6 аналогічний для подібних залежностей у випадку використання у теплонасосній системі опалення теплоти атмосферного повітря або теплоти відпрацьованого повітря загальнообмінних вентиляційних систем. Однак, робота ТН при використанні теплоти техногенних повітряних викидів характеризується більш високими абсолютними значеннями коефіцієнтів трансформації.

Як видно із графіків, наведених на рисунку 2.7, використання теплоти техногенних повітряних викидів характеризується значно меншими питомими енергозатратами. При цьому енергетичний ефект зростає при пониженні температури навколишнього повітря внаслідок незалежності температури нижнього джерела від температури навколишнього повітря.

2.4 Висновки до розділу 2

Аналіз результатів дослідження, наведених в даному розділі, дозволяє зробити наступні висновки:

- 1 Використання теплоти техногенних повітряних викидів в низькотемпературних теплонасосних системах опалення дозволяє отримати корисний енергетичний ефект у вигляді різниці утилізованої теплоти і затрат теплоти первинного палива на привід теплового насоса.
- 2 Максимальне значення корисного ефекту досягається за умов оптимального ступеня використання теплоти повітряних викидів в тепловому насосі, тобто за умов досягнення оптимального значення різниці температур повітря на вході і виході з випарника теплового насоса.
- 3 Оптимальний ступінь використання теплоти повітряних викидів в тепловому насосі (і, відповідно, корисний ефект) зростає з підвищенням температури техногенних викидів і зі зниженням розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення і зменшується при пониженні температури навколишнього повітря.
- 4 При зменшенні температури викидів нижче 20°C і температури зовнішнього повітря до -20°C корисний енергетичний ефект від утилізації теплоти повітряних викидів зникає, тобто для забезпечення системи опалення виникає необхідність у використанні додаткового нижнього джерела теплоти з додатковою затратаю зовнішньої енергії на привід теплового насоса.

- 5 Питомі затрати зовнішньої енергії в теплонасосній системі з використанням техногенних повітряних викидів слабо залежать від температури навколишнього повітря і при розрахунковій його температурі $t_0 = -20$ °C можуть зменшуватись в порівнянні з системою з використанням теплоти атмосферного повітря приблизно в 3 рази.

3 ПРИКЛАД УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ТЕХНОГЕННИХ ПОВІТРЯНИХ ВИКИДІВ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ РЕАЛЬНОГО ОБ'ЄКТА

Для оцінки ефективності досліджуваної схеми, було розглянуто реальний об'єкт, який представляє собою гарячий цех, у якого є потреби на опалення і вентиляцію. Були проведені розрахунки питомого корисного ефекту, отриманого в результаті утилізації, обрано тепловий насос та визначено економічну доцільність впровадження запропонованої ТНС.

3.1 Загальна характеристика вентиляції гарячих цехів харчовальних закладів і кондитерських виробництв

Вентиляція гарячих цехів підприємств громадського харчування являє собою складний і ретельно прорахований комплекс взаємопов'язаних між собою процесів і пристроїв, спрямований на забезпечення якісного повітрообміну. Гарячий цех (рисунок 3.1) відноситься до виробничих приміщень, призначених для приготування всіх видів кулінарної продукції. Технологічний процес приготування їжі незмінно супроводжується великим викидом теплоти і виділенням інших шкідливих речовин. Саме тому добре спланована і організована вентиляція гарячого цеху сприяє створенню комфортних робочих умов для співробітників, дотримання технологічних норм для процесу готування, а також підтриманню оптимальних мікрокліматичних показників, що відповідають вимогам техніки безпеки [17].



Рисунок 3.1 – Приміщення гарячого цеху і обладнання в ньому

Однією з поширених помилок багатьох власників, які нехтують нормами вентиляції гарячих цехів, є бажання розмістити якомога більшу кількість обладнання на якомога меншій площі. Наслідком таких дій є екстремальне перевищення рівня теплонапруженості 1500-2000 Вт/м² (в порівнянні до рекомендованого значення, відповідно до джерела [17], 210 Вт/м² виробничої площі, згідно стандартів Р НП АВОК 7.3.*2007). В результаті, знизити температуру до необхідної просто не є можливим і з'являється гостра потреба в придбанні додаткового дорогого устаткування з великою потужністю для забезпечення додаткового припливу повітря. Крім того, потрібно враховувати необхідність теплоізоляції вентиляційних каналів, які розігріваючись до значних температур (від + 100 °С і вище) випромінюють теплоту і дестабілізують температурний режим приміщення.

По-друге, повітря у виробничому приміщенні гарячого цеху наповнене зваженими частинками жиру, які осідають на повітроводах і забивають їх. Для захисту, на них встановлюються олійно-жирові фільтри, що вимагають систематичного і своєчасного очищення або реактивації. По-третє, процес проектування і монтажу вентиляції потрібно планувати з урахуванням норм, які вимагають щоб половина повітряних мас, що надходять в приміщення гарячого цеху подавалася з обіднього залу (але не більше 60%).

Норми і вимоги до вентиляції гарячого цеху

Згідно до затверджених норм та вимог АВОК 7.3.*2007, наведених у [17], повинні дотримуватися такі параметри:

- 1) Рекомендований температурний режим приміщення, за умови постійної присутності в ньому людей, підтримується в рамках від +16 °С до +27 °С (за винятком приміщень для приготування / зберігання продуктів харчування, які потребують дотримання особливого температурного режиму);
- 2) Рухливість повітря в приміщеннях, оснащених місцевими відсмоктувачами, потребує обов'язкового обмеження і не повинна бути більше 0,35 м/с. Якщо цей показник завищений, робоча продуктивність відсмоктувачів сильно знижується, що призводить до забруднення повітря в приміщенні;
- 3) Мінімальний приплив повітря в гарячому цеху визначається на рівні 100 м³/год з розрахунку на 1 співробітника (в якості альтернативи використовують наступну формулу: сумарна кількість кВт енергоспоживання обладнання

множать на 80 м³/год – це усереднений показник, на який можна орієнтуватися);

- 4) Для проведення розрахунків по визначенню повітрообміну в гарячому цеху, температуру повітря, який видаляють через зонти визначають на рівні +42 °С, температуру повітряних мас під стелею - на рівні +30 °С. При перевищенні цих показників, задіють повітряне душення;
- 5) Температуру припливного повітря приймають на 5-6 градусів нижче температури повітряних мас в робочій зоні;
- 6) Висота робочої зони в приміщенні гарячого цеху підприємств громадського харчування повинна становити не менше 2 м;
- 7) Повітроводи вентсистем гарячих цехів повинні проводитися з оцинкованої сталі.

Види вентиляційних установок, які застосовуються для вентиляції гарячого цеху

Витяжна вентиляція гарячого цеху націлена на локалізацію, поглинання і видалення шкідливих виділень, вироблених при обробленні і приготуванні їжі, а також при митті посуду. Місцеві відсмоктувачі класифікуються за принципом роботи та конструкційними особливостями. За принципом роботи місцеві відсмоктувачі поділяються на пасивні і активні. Їх принципова відмінність полягає в тому, що останні використовують припливні струмені для локалізації і уловлювання виділень від технологічного процесу [17].

Якщо класифікувати місцеві відсмоктувачі за конструкційними особливостями, можна виділити декілька поширених видів:

- настінні;
- острівні;
- здвоєні острівні;
- відсмоктувачі-шафи;
- відсмоктувач-піддашок.

Крім місцевих відсмоктувачів, в системах витяжної вентиляції гарячих цехів широко використовуються вентилязовані стелі, які також призначені для уловлювання і видалення шкідливих кухонних викидів, в них можуть розміщуватися пристрої для припливу свіжого повітря. Вони займають всю або майже всю площу стелі в виробничому приміщенні гарячого цеху.

Пристрої для припливу свіжого повітря можна класифікувати наступним чином:

закриті - витяжні повітроводи прикріплюються до герметичного витяжного воздуховоду з фільтрами;

відкриті - витяжний воздуховод і вентиляований стеля не об'єднані металевим коробом.

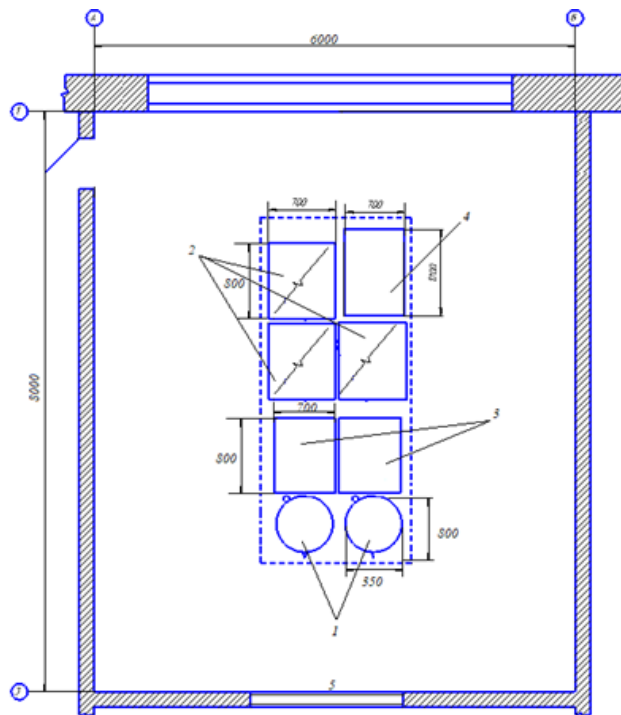
Виробничі приміщення з місцевими відсмоктувачами також обладнуються загальнообмінною витяжною системою, з функцією видалення брудного повітря з верхньої частини приміщення. При цьому, витрата повітря, яке видаляється загальнообмінною системою, приймають з розрахунку не менше 10% від загальної витрати повітря, яке видаляється місцевими відсмоктувачами. Установка подібної системи не доцільна, якщо встановлені вентиляовані витяжні стелі або дотримується 20-кратний повітрообмін в приміщенні. Приточна вентиляція встановлюється для компенсації витрати повітря, що видаляється локальними відсмоктувачами, вентиляованими стелями і загальнообмінною витяжною вентиляцією. Повітрозабір вентиляційних систем припливного типу розташовують так, щоб не допустити рециркуляції. Масова витрата зовнішніх повітряних мас, які подаються в приміщення гарячих цехів розраховується виходячи з обсягу повітряного балансу приміщення і компенсації повітряних мас, які видаляються локальними відсмоктувачами, загальнообмінною витяжною системою або вентиляованою стелею [17].

Витяжні зонти для вентиляції являють собою пристрої, які встановлюються над різними джерелами, що виділяють теплоту. Основне завдання їх полягає в тому, що вони видаляють гаряче повітря разом з домішками, що знаходяться в ньому. Вентиляційні зонти бувають витяжні і припливно-витяжні. Принципова особливість припливно-витяжних зонтів полягає в тому, що крім усунення гарячих парів, різних забруднень, запахів і регулювання температури в приміщенні, вони також забезпечують надходження свіжого повітря за рахунок наявності припливного пристрою. Зонти такого типу рекомендують встановлювати в невеликих приміщеннях з обмеженою подачею свіжого повітря. Витяжні зонти актуально використовувати в просторах приміщеннях. Принцип роботи будь-якого витяжного зонта полягає в тому, що нагріте повітря, насичене різними жирами, маслами і специфічним запахом, надходить в корпус витяжного пристрою, потім проходить систему фільтрів і далі потрапляє в повітропровід. Таким чином, відбувається очищення повітря і регулювання температури в приміщенні. А вентилятор допомагає забрудненому і гарячому повітрю потрапляти до фільтру [17].

Для оптимальної роботи системи при проектуванні і розрахунку витяжного вентиляційного зонту слід врахувати одне просте правило: габарити витяжного накриття з кожної зі сторін обов'язково має перевищувати розміри джерела тепловиділення на 100 мм. Не варто забувати про швидкість повітря і опір витяжного зонту. Розраховуючи опір витяжного накриття (зонту), слід відзначити падіння швидкості повітря під час проходження фільтрів. Значення швидкості повітря має дорівнювати 0,8 – 1,5 м/с. Це необхідно для того, щоб масляні і жирні частки не потрапили в повітропровід. Якщо значення опору повітря знизиться або підвищиться, то ефективність роботи витяжного зонту значно зменшиться, що вплине на мікроклімат в приміщенні, роботу техніки і самопочуття людей. Не варто забувати і про температурний рівень, який не повинний перевищувати 100 °С. Інакше через жир повітропровід може засмітитися.

3.2 Приклад гарячого цеху, його характеристика і параметри обладнання

Для оцінки ефективності досліджуваної схеми, було розглянуто реальний об'єкт [18], який представляє собою гарячий цех (рисунок 3.2), в якому відбувається термічна обробка продуктів харчування і основні операції технологічного процесу приготування їжі.



1 – котел, 2 – електроплита, 3 – пательня електрична, 4 – виробничий стіл, 5 – раздавальне вікно.

Рисунок 3.2 – План приміщення гарячого цеху і розташування обладнання

Геометричні розміри гарячого цеху – $6 \times 8 \times 3$ м, площа приміщення складає $S_{\text{прим}} = 48 \text{ м}^2$. Гарячий цех призначений для їдальні, кількість страв більше 650. Розташування обладнання острівного типу, місцеве відсмоктування встановлено на висоті 2,0 м від рівня підлоги. Відстань по висоті від поверхні кухонного обладнання до відсмоктувача $z = 1,1$ м, подача повітря в приміщення відбувається через повітророзподільні плафони в стелі. На рисунку 3.2 зображено схематичний план приміщення гарячого цеху і основного обладнання, розташованого в центрі.

Характеристики основного обладнання гарячого цеху, розміщеного під місцевою вентиляцією і розташованого по центру, наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Характеристики основного встановленого кухонного обладнання, розміщеного під місцевою вентиляцією і розташованого по центру

Назва обладнання	Кількість встановлених одиниць, кВт	Встановлена потужність, кВт	Геометричні розміри (ДхШхВ), мм	Частка явних тепловиділень K_y , Вт/кВт
Електроплита з металевими конфорками	3	14,5	700x800x900	200
Варильний апарат (котел)	2	5,0	350x800x900	35
Електрообладнання (пательня)	2	9,0	700x800x900	330

На робочих місцях у печей, плит або жарильних шаф та іншого кухонного обладнання, що створює в зоні своєї дії температуру вище допустимої (42°C), слід проектувати засоби місцевої вентиляції.

Витрату повітря, що видаляється місцевою вентиляцією, визначають з розрахунку конвективного потоку, що відходить від гарячої поверхні кухонного обладнання і розраховують за методикою, наведеною у [18]. Розрахунок масової витрати повітря, що видаляється місцевою вентиляцією в загальному вигляді наведено нижче.

Витрата повітря в конвективному потоці над індивідуальним кухонним обладнанням L_{ki} розраховується за формулою, м³/с

$$L_{ki} = k \cdot Q_k^{\frac{1}{3}} (z + 1,7D)^{\frac{5}{3}} r, \quad (3.1)$$

де k – емпіричний коефіцієнт, дорівнює $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{\frac{4}{3}} \cdot \text{Вт}^{\frac{1}{3}} \cdot \text{с}^{-1}$;

Q_k – частка конвективних тепловиділень кухонного обладнання, Вт;

z – відстань від поверхні кухонного обладнання до місцевого відсмоктувача (в нашому випадку є відомим значенням і дорівнює 1,1), м;

D – гідравлічний діаметр поверхні кухонного обладнання, розраховується $D = \frac{2ab}{a+b}$, a

– довжина, b – ширина;

r – коефіцієнт, який враховує положення джерела теплоти по відношенню до стіни (для вільнорозміщеного = 1; біля стіни = $0,63 \frac{b}{a}$, при кутовому розміщенні = 0,4).

Частка конвективних тепловиділень кухонного обладнання Q_k визначається як, Вт

$$Q_k = Q_t K_y K_k K_o, \quad (3.2)$$

де Q_t – встановлена потужність кухонного обладнання, кВт;

K_y – частка явних тепловиділень від встановленої потужності кухонного обладнання, Вт/кВт;

K_k – частка конвективних тепловиділень від явних тепловиділень кухонного обладнання, приймається значення 0,5;

K_o – коефіцієнт одночасної роботи обладнання, приймається рівним 0,6.

Витрата повітря, що видаляється місцевим відсмоктувачем L_0 , розраховується за формулою, м³/с

$$L_0 = \left(\sum_{i=1}^n (L_{ki} + L_{пз}) \right) \frac{a}{K_{мв}}, \quad (3.3)$$

де n – кількість обладнання, розташованого під відсмоктувачем, шт;

a – поправочний коефіцієнт, що враховує рухливість повітря в приміщенні гарячого цеху, приймають (для подачі повітря через припливні решітки на стінах – 1,25; через плафонні розподільники повітря на стелі – 1,2);

$K_{\text{мв}}$ – коефіцієнт ефективності місцевого відсмоктувача, при відсутності точних даних приймається рівним $K_{\text{мв}} = 0,85$;

$L_{\text{пз}}$ – об'ємна витрата продуктів згорання кухонного обладнання, м³/с. Для обладнання, працюючого від електроенергії приймається рівним 0. Для газового обладнання, додатково розраховується за формулою $L_{\text{пз}} = 3,75 \cdot 10^{-7} Q_{\text{т}} K_{\text{o}}$.

Результати розрахунку частки конвективних тепловиділень кухонного обладнання та витрат повітря в конвективному потоці над кухонним обладнанням за формулами (3.2) і (3.1) наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку конвективних тепловиділень та витрат повітря в конвективному потоці над кухонним обладнанням.

Назва обладнання	Кількість встановлених одиниць, шт	Гідрравлічний діаметр D , м	Конвективні тепловиділення Q_k , Вт	Витрата повітря в конвективному потоці над обладнанням L_{ki} , $\frac{\text{м}^3}{\text{сек}}$
Електроплита з металевими конфорками	3	0,747	870	0,201
Варильний апарат (котел)	2	0,487	52,5	0,056
Електрообладнання (пательня)	2	0,747	891	0,203

З урахуванням особливості розрахункової методики наведеної в [18], в якій всі розраховані значення витрати повітря віднесені до 30 °С, масова витрата повітря що видаляється місцевою вентиляцією розраховується як

$$G_o = L_o \cdot \rho_o, \quad (3.4)$$

де ρ_0 – густина повітря, що видаляється місцевою вентиляцією ($\rho_0 = 1,165 \text{ кг/м}^3$ при $t_0 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$).

Підставляючи отримані величини у формули (3.3) та (3.4), в [18] було розраховано об'ємну і масову витрату повітря, що видаляється місцевою вентиляцією.

$$L_o = (0,201 \cdot 3 + 0,056 \cdot 2 + 0,203 \cdot 2) \cdot \left(\frac{1,25}{0,8}\right) = 1,75 \text{ м}^3/\text{с} \text{ або } 6300 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$G_o = 1,75 \cdot 1,165 = 2,04 \text{ кг/с} \text{ або } 7340 \text{ кг/год}.$$

При виборі розрахункової температури повітряних викидів було зацентровано увагу на тому, що явні тепловиділення від обладнання набагато більші, ніж конвективні і тому температура під зонтом вища ніж температура в приміщенні. Внаслідок цього, було вирішено використати рекомендацію з джерела [18], згідно з якою температура повітря, що видаляється через зонти, завіси і локалізуючі пристрої над кухонним обладнанням, при відсутності достовірних даних може бути прийнята на рівні $35 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таким чином, для обраного прикладу гарячого цеху, основними параметрами потоку витяжного вентиляційного повітря є:

- об'ємна витрата повітря, що видаляється місцевою вентиляцією $L_o = 1,75 \text{ м}^3/\text{с}$ або $6300 \text{ м}^3/\text{год}$;
- масова витрата повітря, що виділяється місцевою вентиляцією $G_o = 2,04 \text{ кг/с}$ або 7340 кг/год ;
- температуру повітря, що видаляється місцевою вентиляцією $t_o = 35 \text{ }^\circ\text{C}$.

3.3 Визначення оптимальних умов використання теплоти вентиляційних викидів гарячого цеху в теплонасосній системі опалення

Метою розрахункового аналізу є реалізація числового розрахунку за методикою, наведеною у параграфі 2.3 попередньої глави, для умов конкретного гарячого цеху. Розрахунок проводиться для визначення оптимальних умов використання теплоти вентиляційних викидів гарячого цеху в теплонасосній системі опалення, а саме – оптимальної температури охолодження $t_b^{\text{опт}}$, оптимального ступеня використання (оптимальної різниці температур $\Delta t_b^{\text{опт}} = t_1 - t_b^{\text{опт}}$), питомого корисного ефекту q_k та

залежності цих величин від параметрів задачі, тобто від розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення t_T^p і температури навколишнього повітря t_0 .

Використовуючи вихідні параметри потоку витяжного вентиляційного повітря, які було визначено в попередньому параграфі, за допомогою методики, наведеної за формулами (2.1) – (2.11), і програмного забезпечення Microsoft Excel було проведено розрахунок оптимальних умов утилізації теплоти вентиляційного повітря та використання цієї теплоти в теплонасосній системі опалення. Результат розрахунку залежності питомого корисного ефекту внаслідок утилізації теплоти вентиляційних викидів гарячого цеху від температури викидів на виході з випарника ТН при різних значеннях розрахункової температури теплоносія в системі опалення ($t_T^p = 40\text{ }^\circ\text{C}$; $50\text{ }^\circ\text{C}$; $60\text{ }^\circ\text{C}$) і розрахунковій температурі навколишнього середовища ($t_0 = -20\text{ }^\circ\text{C}$) наведено на рисунку 3.3.

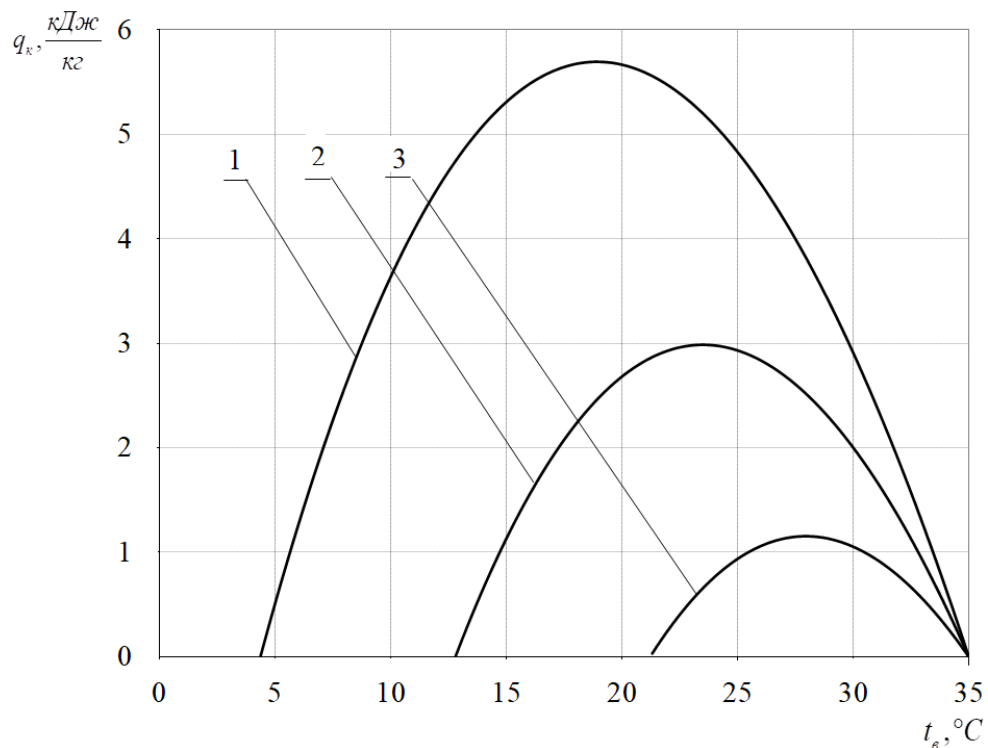


Рисунок 3.3 – Питомий корисний ефект, отриманий у результаті утилізації теплоти вентиляційних викидів гарячого цеху за допомогою ТН: 1 – 3 – за розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення $t_T^p = 40\text{ }^\circ\text{C}$; $50\text{ }^\circ\text{C}$; $60\text{ }^\circ\text{C}$.

Як видно з графіків, висновки щодо залежності питомого корисного ефекту, які було зроблено в параграфі 2.3, підтверджуються на прикладі розрахунку реального об'єкту. Ми бачимо, що наведена залежність має екстремальний характер з чітко

вираженими максимумами, яким відповідають оптимальні температури вентиляційних викидів на виході із випарника ТН. Також максимальний ефект прогнозовано підвищується зі зменшенням розрахункової температури теплоносія в системі опалення.

На основі отриманих значень, що були використані при побудові залежності на рисунку 3.3, було визначено умови досягнення оптимальних значень параметрів системи. На рисунку 3.4 наведено графічну залежність оптимальних температур вентиляційних викидів гарячого цеху на виході із випарника ТН при різних значеннях температур навколишнього середовища ($t_0 = -20\dots+15$ °C) і різних значеннях розрахункової температури теплоносія в системі опалення ($t_t^p = 40$ °C; 50 °C; 60 °C).

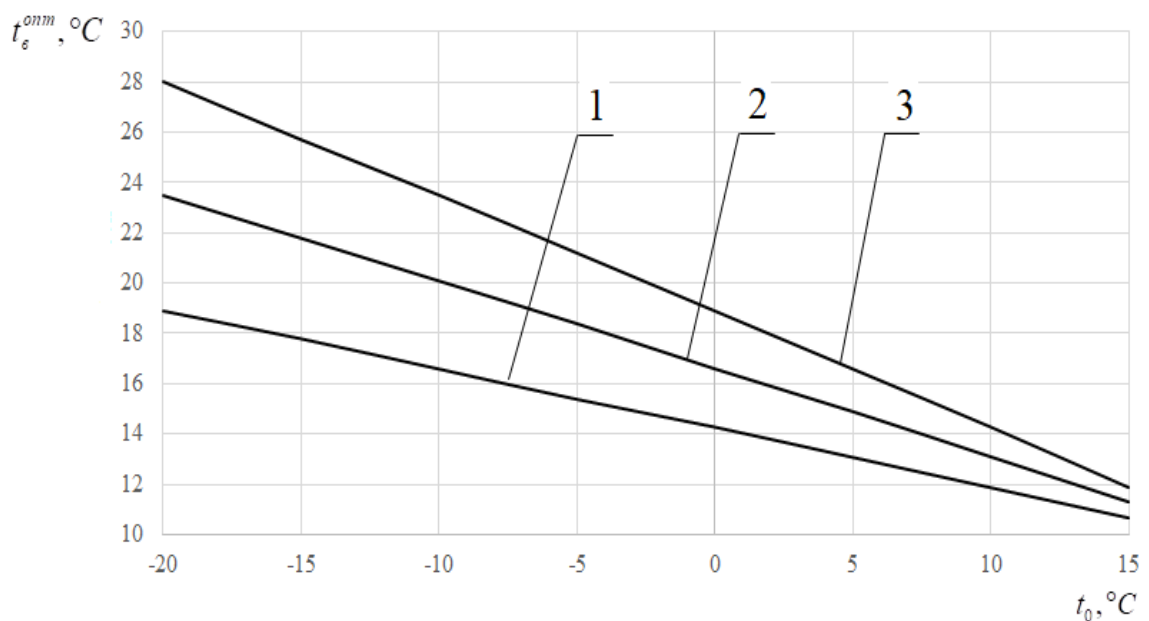


Рисунок 3.4 – Залежність оптимальної температури вентиляційних викидів гарячого цеху на виході із випарника ТН від температури навколишнього середовища: 1 – 3 – за розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення $t_t^p = 40$ °C; 50 °C; 60 °C.

Видно, що значення оптимальних температур вентиляційних викидів на виході із випарника ТН t_b^{opt} зменшуються (що свідчить про зростання максимального корисного ефекту) з підвищенням температури навколишнього середовища t_0 і зі зменшенням розрахункової температури теплоносія в системі опалення t_t^p .

На основі цієї залежності було отримано залежність оптимального ступеня використання теплоти вентиляційних викидів гарячого цеху (оптимальної різниці температур $t_1 - t_B^{\text{опт}} = \Delta t_B^{\text{опт}}$), що представлені на рисунку 3.5.

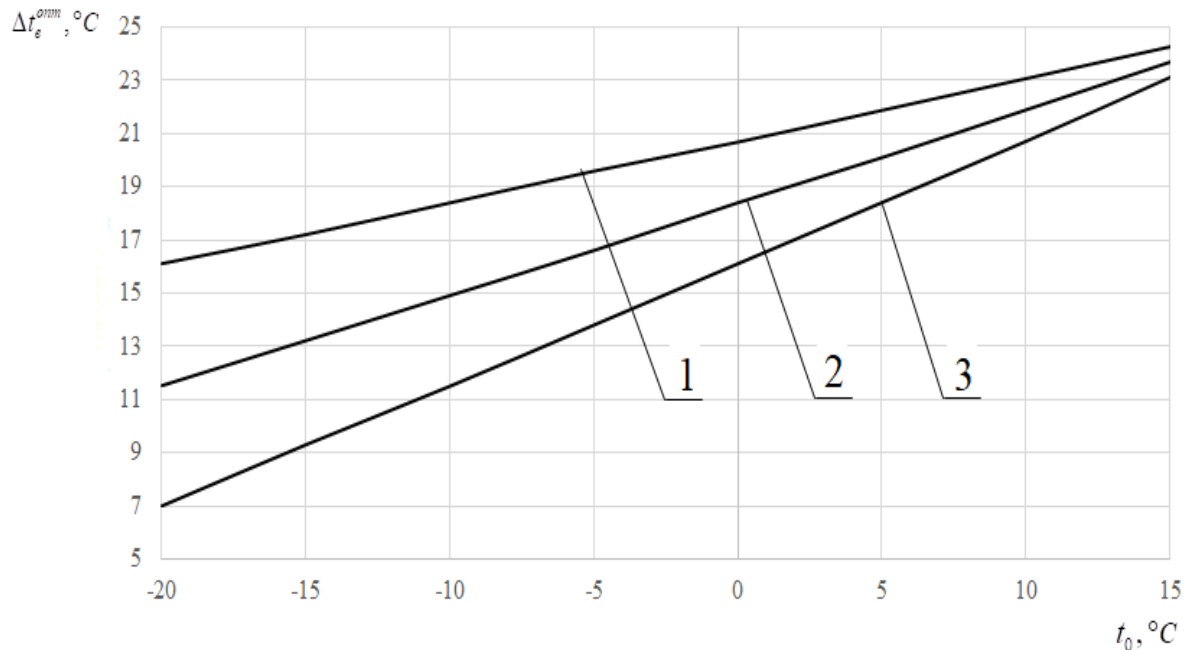


Рисунок 3.5 – Залежність ступеню використання вентиляційних викидів гарячого цеху від температури навколишнього середовища: 1 – 3 – за розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення $t_T^p = 40$ °C; 50 °C; 60 °C.

Видно, що ступінь використання теплоти вентиляційних викидів підвищується (відповідно і максимальний корисний ефект) зі зменшенням розрахункової температури теплоносія в системі опалення t_T^p і підвищенням температури навколишнього середовища t_0 .

З метою подальшого аналізу оптимальних умов використання теплоти вентиляційних викидів в умовах даного об'єкту, було побудовано залежність дійсного коефіцієнта трансформації теплоти ТН ϕ (рисунок 3.6) від температури навколишнього середовища t_0 при різних значеннях розрахункової температури теплоносія в системі опалення t_T^p . Із залежності видно, що значення дійсного коефіцієнту трансформації підвищуються із підвищенням температури навколишнього середовища.

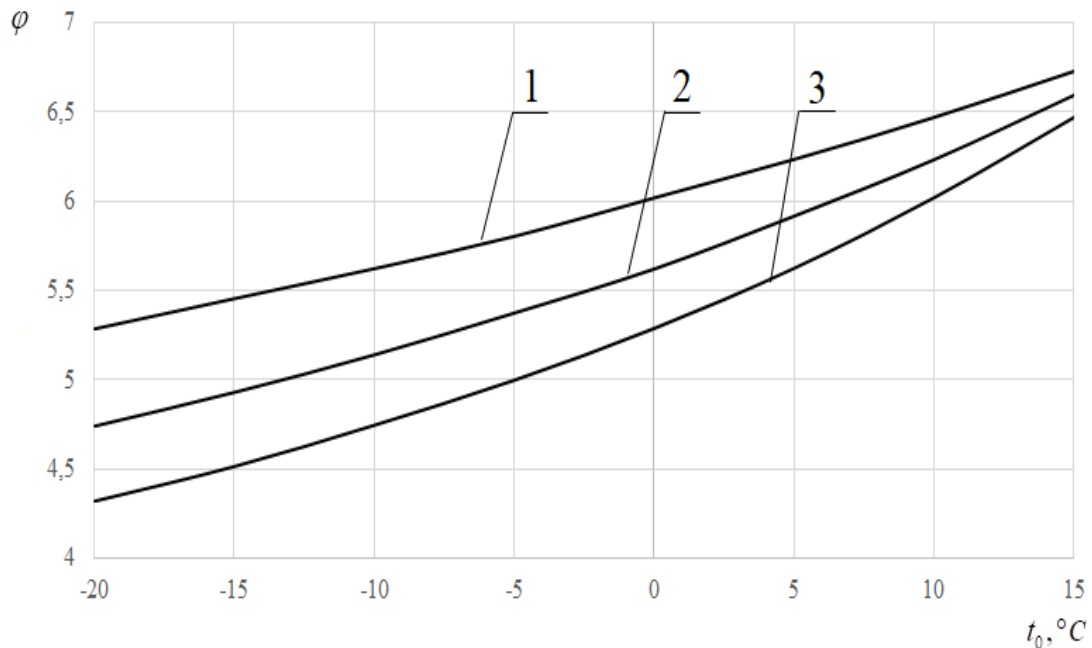


Рисунок 3.6 – Залежність дійсного коефіцієнту трансформації ТН від температури навколишнього середовища: 1 – 3 – за розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення $t_{\text{р}}^{\text{п}} = 40^\circ\text{C}; 50^\circ\text{C}; 60^\circ\text{C}$

Слід зазначити що наведені вище розрахункові залежності (рисунки 3.3 – 3.6) наведені для оптимальних значень температур вентиляційних викидів гарячого цеху, тобто для таких значень температур при яких досягається максимальний питомий корисний ефект, отриманий від утилізації теплоти вентиляційних викидів. Проте, існує можливість подальшого охолодження викидів, що передбачає потенційне отримання більшої кількості теплоти.

На рисунку 3.3 чітко видно існування мінімальних значень температур вентиляційних викидів гарячого цеху на виході з випарника ТН при яких питомий корисний ефект $q_{\text{к}}$ зменшується до рівня від’ємних величин, що, власне, означає відсутність корисного ефекту від утилізації вентиляційних викидів і для подальшої їх утилізації з метою використання в системі опалення необхідне додаткове нижнє джерело теплоти з додатковою затратаю зовнішньої енергії для підвищення його потенціалу.

З метою подальшого аналізу було визначено мінімальні значення температур вентиляційних викидів гарячого цеху на виході з випарника ТН $t_{\text{в}}^{\text{мін}}$, які відповідають мінімальним значенням питомих корисних ефектів, та побудовано залежність від температур навколишнього середовища t_0 (рисунок 3.7).

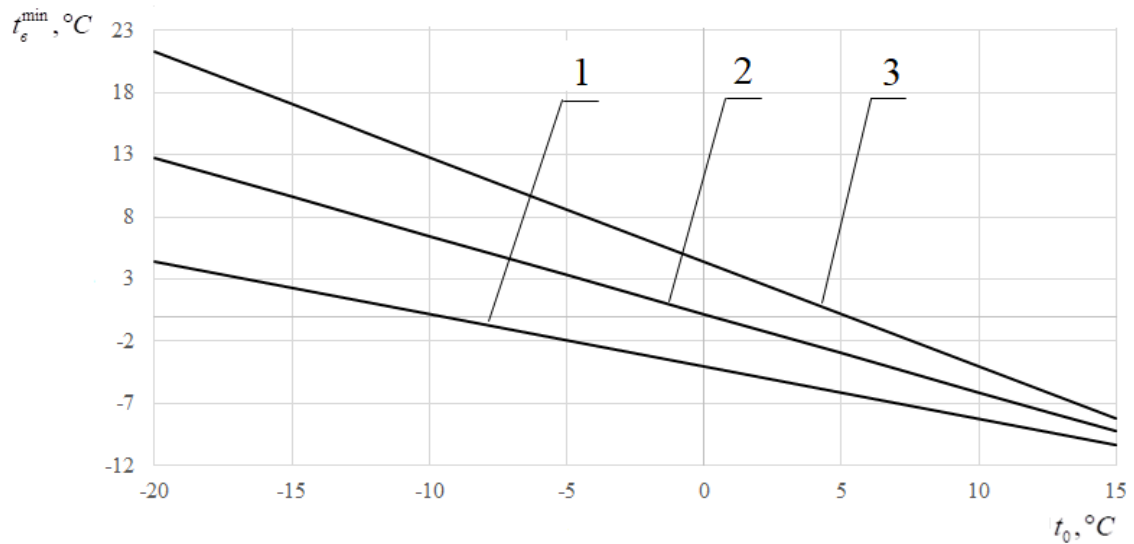


Рисунок 3.7 – Залежність мінімальної температури вентиляційних викидів гарячого цеху на виході із випарника ТН $t_B^{\text{мін}}$ від температури навколишнього середовища: 1 – 3 – за розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення $t_T^p = 40\text{ °C}$; 50 °C ; 60 °C

На основі рисунку 3.7 було досліджено зміну залежності ступеню використання теплоти вентиляційних викидів гарячого цеху (різниці температур $t_1 - t_B^{\text{мін}} = \Delta t_B^{\text{макс}}$) від температури навколишнього середовища, результат представлено на рисунку 3.8.

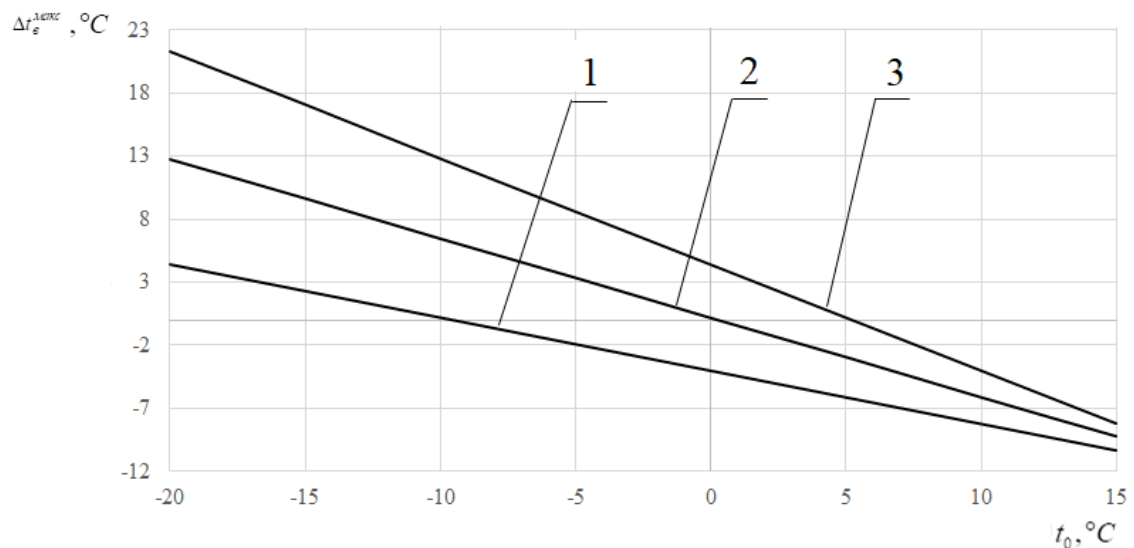


Рисунок 3.8 – Залежність ступеню використання вентиляційних викидів гарячого цеху $\Delta t_B^{\text{макс}}$ від температури навколишнього середовища: 1 – 3 – за розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення $t_T^p = 40\text{ °C}$; 50 °C ; 60 °C

Для порівняння, графічні залежності, наведені на рисунках 3.3 і 3.4, було зображено в одній площині разом із залежностями на рисунках 3.6 і 3.7 відповідно. Результат наведено на рисунках 3.9 і 3.10.

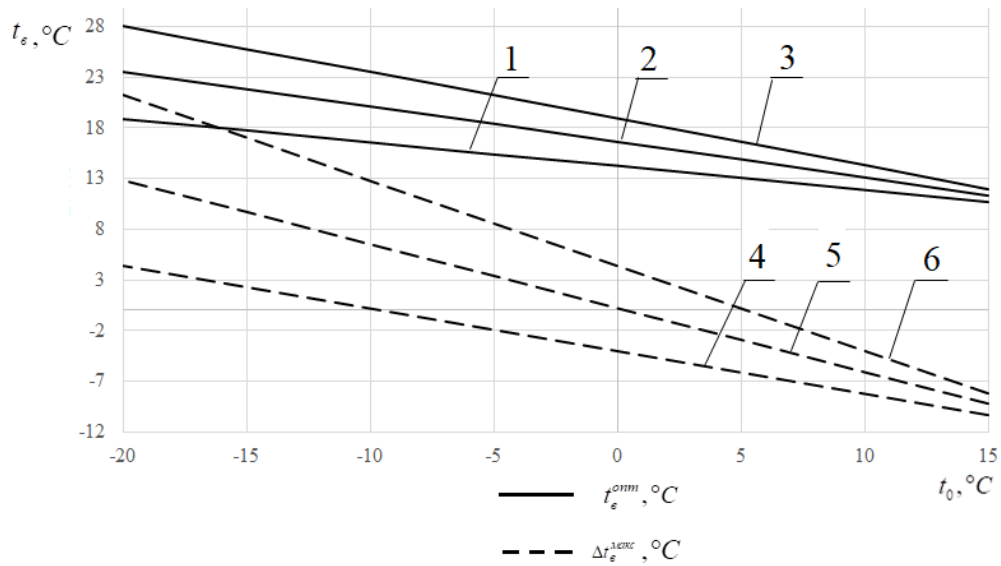


Рисунок 3.9 – Залежність оптимальних $t_b^{\text{опт}}$ і мінімальних $t_b^{\text{мін}}$ температур вентиляційних викидів гарячого цеху від температури навколишнього середовища: 1 – 3 (4 – 6) – за розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення $t_t^p = 40\text{ }^\circ\text{C}; 50\text{ }^\circ\text{C}; 60\text{ }^\circ\text{C}$

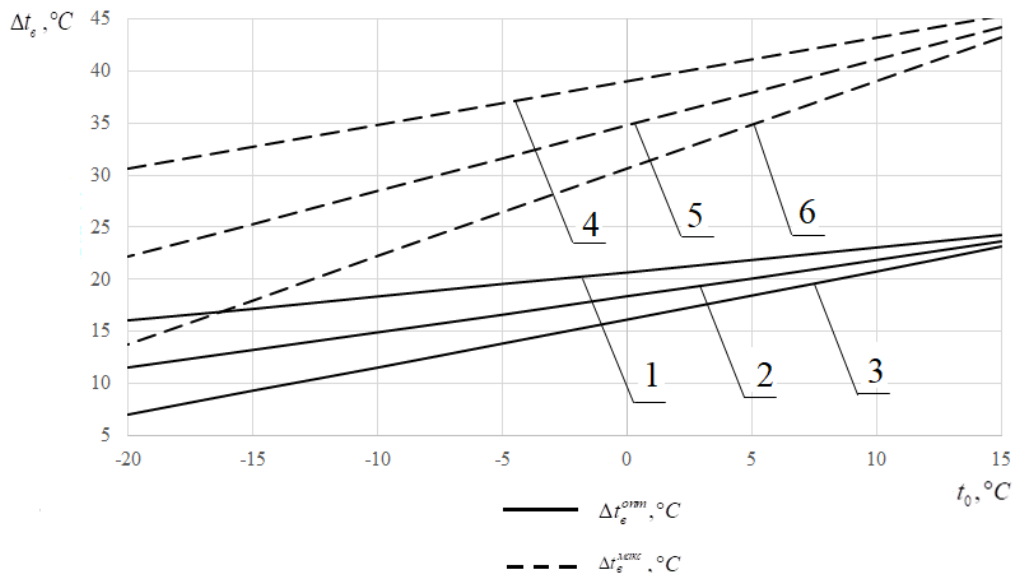


Рисунок 3.10 – Залежність ступенів використання теплоти вентиляційних викидів гарячого цеху $\Delta t_b^{\text{макс}}$ і $\Delta t_b^{\text{опт}}$ від температури навколишнього середовища: 1 – 3 (4 – 6) – за розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення $t_t^p = 40\text{ }^\circ\text{C}; 50\text{ }^\circ\text{C}; 60\text{ }^\circ\text{C}$

Аналізуючи залежності, наведені вище, можна зробити висновок, що ступінь використання теплоти вентиляційних викидів гарячого цеху в ТН (і, відповідно, корисний ефект) зростає зі зменшенням температури вентиляційних викидів гарячого цеху на виході із випарника ТН і зі зниженням розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення і зменшується при зниженні температури навколишнього середовища. Зниження температури вентиляційних викидів на виході із випарника ТН до мінімально доцільної дозволяє утилізувати майже в два рази більшу кількість теплоти, в порівнянні із корисним ефектом, отриманим при утилізації лише до оптимальних значень температури викидів на виході із випарника ТН. Для аналізу енергоефективності роботи теплонасосних систем опалення з використанням теплоти вентиляційних викидів гарячого цеху і теплоти атмосферного повітря побудовано графіки залежності від параметрів задачі питомих затрат зовнішньої енергії на привід ТН для цих систем. Для наглядності всі залежності було представлено на рисунку 3.11.

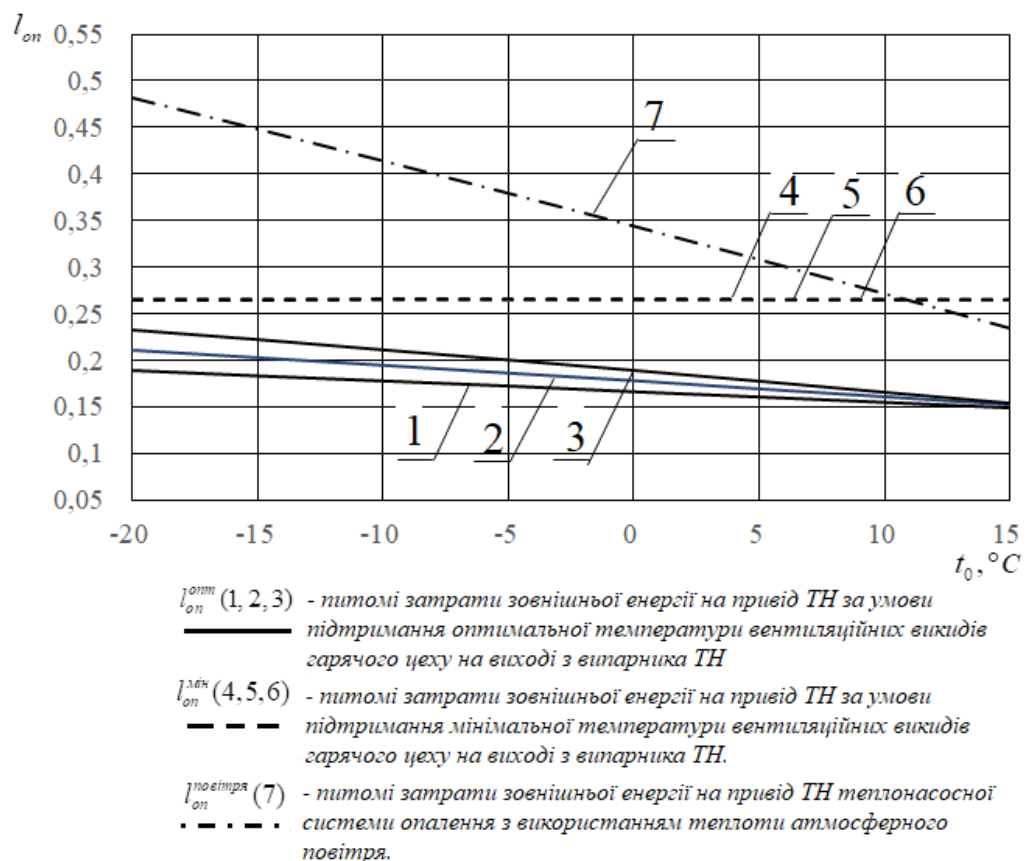


Рисунок 3.11 – Залежність питомих затрат зовнішньої енергії на привід ТН в теплонасосній системі опалення (при t_B^{opt} та t_B^{min}) від температури навколишнього середовища: 1 – 3 (4 – 6) – розрахункова температура гріючого теплоносія в системі опалення $t_T^p = 40\text{ }^\circ\text{C}; 50\text{ }^\circ\text{C}; 60\text{ }^\circ\text{C}$

Як видно із графіку, при даних розрахункових значеннях реального об'єкту, в нашому випадку гарячого цеху, значення питомих затрат енергії при мінімальних значеннях температур вентиляційних викидів гарячого цеху на виході з випарника ТН $t_B^{\text{мін}}$ майже не змінюються, тому в масштабі наведеної графічної залежності всі три криві (при $t_T^p = 40\text{ }^\circ\text{C}; 50\text{ }^\circ\text{C}; 60\text{ }^\circ\text{C}$) зображаються однією лінією.

Проте, при значеннях оптимальних температур вентиляційних викидів на виході із випарника ТН $t_B^{\text{опт}}$, використання теплоти вентиляційних викидів характеризується значно меншими питомими енергозатратами, в порівнянні із теплонасосними системами опалення з використанням теплоти атмосферного повітря.

3.4 Розрахунок теплового потенціалу вентиляційних викидів гарячого цеху для використання в теплонасосній системі опалення

Реалізація числового розрахунку теплового потоку $Q_{\text{вип}}$, що відводиться від вентиляційних викидів розрахункового гарячого цеху, є основною метою цього параграфу.

Розрахунок проводиться для визначення теплового потоку від вентиляційних викидів за двох умов, а саме – оптимальної ($t_B^{\text{опт}}$) і мінімальної ($t_B^{\text{мін}}$) температур вентиляційних викидів гарячого цеху на виході із випарника ТН та залежності величини $Q_{\text{вип}}$ від параметрів задачі, таких як розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення t_T^p і температури навколишнього повітря t_0 .

Тепловий потік, що відводиться від вентиляційних викидів у випарнику ТН, кВт, розраховується за наступною формулою

$$Q_{\text{вип}} = G_n c_p (t_1 - t_e), \quad (3.5)$$

де $Q_{\text{вип}}$ – тепловий потік, що відводиться від вентиляційних викидів у випарнику ТН, кВт;

G_n – масова витрата техногенного повітряного джерела кг/сек (значення масової витрати вентиляційних викидів беремо з розрахунку, наведеному у параграфі 3.4, було отримано величину $G_0 = 2,04\text{ кг/с}$);

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

t_1 , t_b – температура вентиляційних викидів гарячого цеху на вході та виході з випарника ТН відповідно, °С.

Оскільки розрахунок проводиться за двох умов (t_b^{opt} і t_b^{min}), то формулу (3.5) можна переписати в наступному вигляді

$$Q_{вип}^{opt} = G_n c_p (t_1 - t_6^{opt}), \quad (3.6)$$

$$Q_{вип}^{max} = G_n c_p (t_1 - t_6^{min}), \quad (3.7)$$

Використовуючи вихідні параметри потоку витяжного вентиляційного повітря, які було визначено в параграфі 3.2 і формули (3.6 – 3.7) було проведено розрахунок теплового потоку, що відводиться від вентиляційних викидів гарячого цеху, і його зміну в залежності від температур гріючого теплоносія в системі опалення t_r^p і навколишнього повітря t_0 .

Результат розрахунку представлено у вигляді графічної залежності на рисунку 3.12.

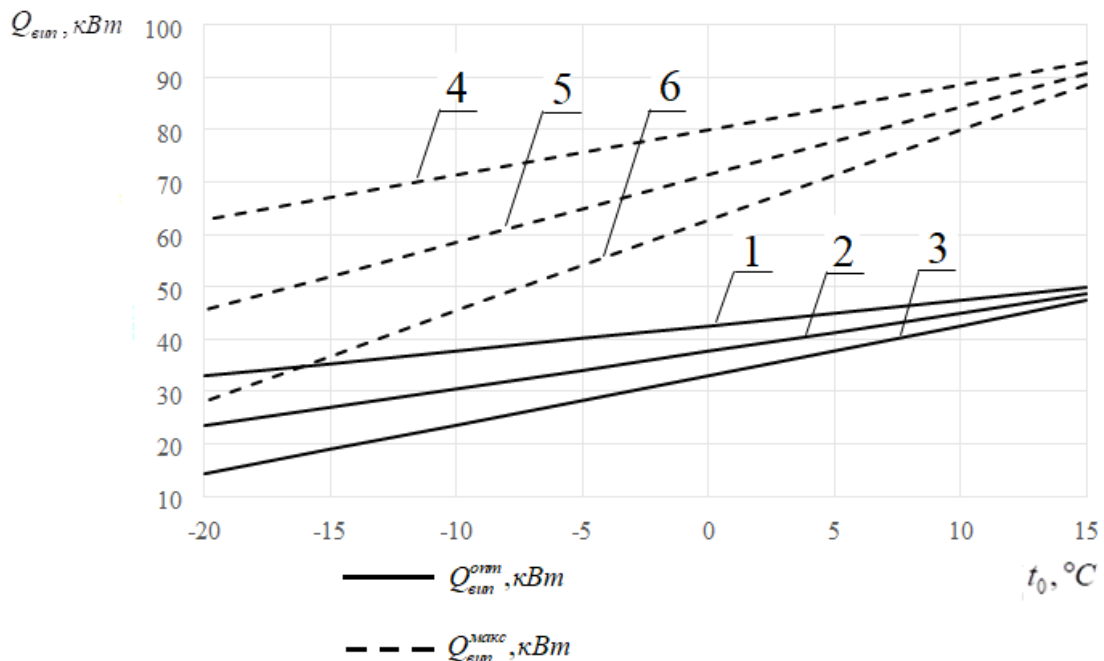


Рисунок 3.12 – Залежність теплового потоку, відведеного від вентиляційних викидів гарячого цеху (при t_6^{opt} та t_6^{min}) від температури навколишнього середовища: 1 – 3 (4 – 6) – розрахункова температура гріючого теплоносія в системі опалення $t_r^p = 40$ °C; 50 °C; 60 °C

Як видно із графіку, характер залежності теплового потоку, що відводиться від вентиляційних викидів гарячого цеху, подібний до характеру залежності ступеню використання вентиляційних викидів, тобто тепловий потік збільшується зі зменшенням розрахункової температури теплоносія в системі опалення t_t^p і підвищенням температури навколишнього середовища t_0 . Відповідний тепловий потік на опалення може бути визначений з теплового балансу ТН.

Тепловий баланс теплового насосу може бути записаний у вигляді

$$Q_k = Q_{\text{вип}} + L_k, \quad (3.8)$$

де Q_k – тепловий потік, що відводиться від конденсатора ТН, кВт;

L_k – затрати енергії на компресор ТН, кВт.

Виходячи з рівняння (3.8) тепловий потік на опалення запишеться як

$$Q_{\text{оп}} = Q_k = Q_{\text{вип}} + L_k = Q_{\text{вип}} \left(\frac{\varphi}{\varphi - 1} \right), \quad (3.9)$$

де φ – дійсний коефіцієнт трансформації ТН.

Так як розрахунок проводиться за двох умов ($\Delta t_B^{\text{опт}}$ і $\Delta t_B^{\text{макс}}$), то формулу (3.9) можна переписати в наступному вигляді

$$Q_{\text{оп}}^{\text{опт}} = Q_{\text{вип}}^{\text{опт}} \left(\frac{\varphi}{\varphi - 1} \right), \quad (3.10)$$

$$Q_{\text{оп}}^{\text{макс}} = Q_{\text{вип}}^{\text{макс}} \left(\frac{\varphi}{\varphi - 1} \right). \quad (3.11)$$

Використовуючи значення $Q_{\text{вип}}$, розраховані вище та наведені на рисунку 3.12, було проведено розрахунок теплового потоку на опалення $Q_{\text{оп}}$ (при $\Delta t_B^{\text{опт}}$ і $\Delta t_B^{\text{макс}}$), і його зміну в залежності від температур гріючого теплоносія в системі опалення t_t^p і навколишнього повітря t_0 .

Результат розрахунку у вигляді графічної залежності представлено на рисунку 3.13.

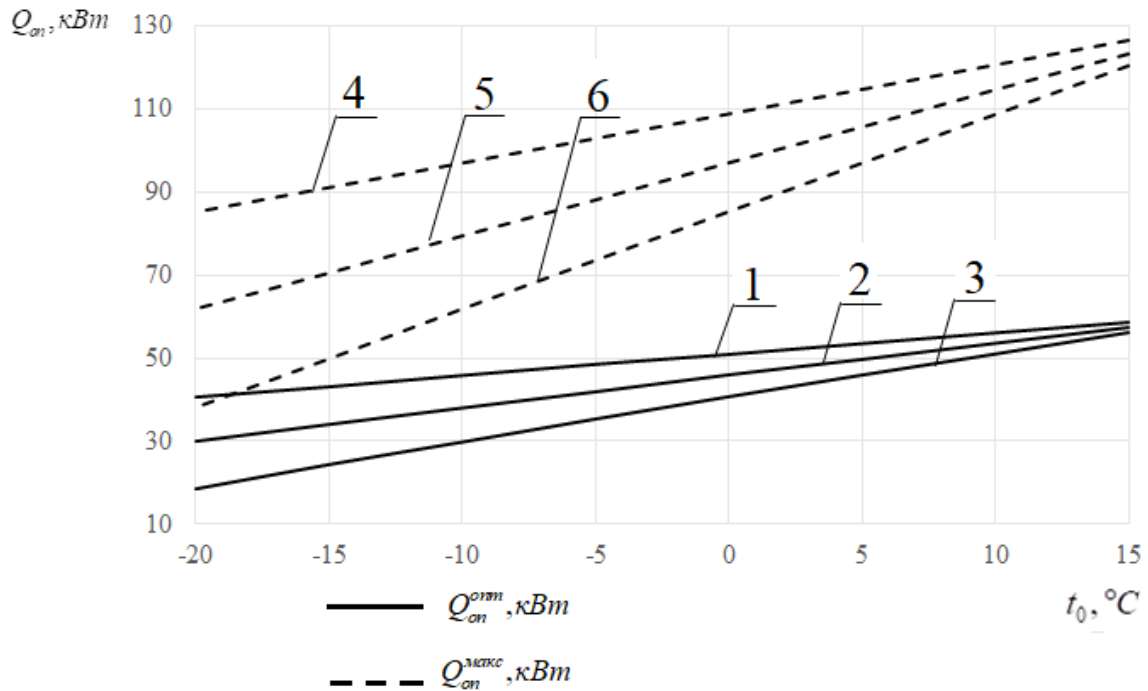


Рисунок 3.13 – Залежність теплового потоку на опалення (при Δt_e^{onn} і Δt_e^{max}) від температури навколишнього середовища: 1 – 3 (4 – 6) – розрахункова температура гріючого теплоносія в системі опалення $t_r^p = 40\text{ °C}; 50\text{ °C}; 60\text{ °C}$.

Отриманий в результаті розрахунків потенціал теплоти на опалення може бути використаний при проектуванні теплонасосної системи опалення суміжної торгової зали до гарячого цеху, або інших прилеглих приміщень.

3.5 Висновки до розділу 3

Аналізуючи результати дослідження, наведеного в даному розділі, можна зробити наступні висновки.

- 1 Як показав аналіз, одними із найбільш поширених і зручних для використання скидної теплоти об'єктів з техногенними повітряними викидами є гарячі цехи харчовальних закладів і кондитерських виробництв.
- 2 Для гарячого цеху типового харчовального закладу було визначено тепловий потенціал вентиляційних викидів від основного обладнання гарячого цеху, який характеризується їх масовою витратою і температурою під витяжним зонтом.

- 3 Для прийнятих параметрів гарячого цеху показано, що оптимальна глибина охолодження вентиляційних викидів в випарнику ТН ($\Delta t_{\text{в}}^{\text{опт}}$), яка знижується при пониженні температури навколишнього середовища, може бути недостатньою для практичних потреб, у зв'язку з чим було розглянуто нижню межу температур охолодження вентиляційних викидів, що являє собою границю ефективного використання ТН в системі опалення в порівнянні з опаленням від ТЕЦ в перерахунку на первинну енергію палива.
- 4 З урахуванням глибини використання теплоти вентиляційних викидів були розраховані і наведені для вибраного гарячого цеху границі теплових потоків на опалення, що відповідають оптимальній і мінімальній температурі охолодження вентиляційних викидів в випарнику ТН.
- 5 Було встановлено, що потенціал теплоти на опалення може бути використаний при проектуванні теплонасосної системи опалення суміжної торгової зали до гарячого цеху, або інший прилеглих приміщень.

4 МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМИ ВИТЯЖНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ ГАРЯЧОГО ЦЕХУ ЯК ДЖЕРЕЛА ТЕХНОГЕННИХ ПОВІТРЯНИХ ВИКИДІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗБЕЧЕННЯ SOLIDWORKS

4.1 Загальна характеристика об'єкту та вихідні дані для моделювання

Цей розділ, присвячений дослідженню та моделюванню системи витяжної вентиляції гарячого цеху, для того, щоб показати, що запропонована система вентиляції забезпечує необхідні умови роботи для обслуговуючого персоналу, передбачені відповідними нормативними вимогами. Для дослідження об'єкту теплопостачання обрано гарячий цех [16]. За допомогою програми «SolidWorks» було розроблено модель досліджуваного об'єкту.

Для обраного прикладу гарячого цеху, основними вихідними даними є:

- геометричні розміри гарячого цеху $6 \times 8 \times 3$ м;
- встановлено 2 котли, 3 електроплити з металевими конфорками, 2 електричні пательні;
- об'ємна витрата повітря, що видаляється місцевою вентиляцією $L_o = 1,75$ м³/сек або 6300 м³/год;
- масова витрата повітря, що видаляється місцевою вентиляцією $G_o = 2,04$ кг/сек або 7340 кг/год;
- кількість повітря, що надходить в приміщення через повітророзподільні плафони в стелі та через роздавальне вікно, в процентному відношенні, прийнято 40% та 60% відповідно;
- температуру повітря, що видаляється місцевою вентиляцією $t_o = 35$ °C;
- відстань від поверхні кухонного обладнання до місцевого відсмоктувача (в нашому випадку є відомим значенням і дорівнює $z = 1,1$ м).

4.2 Моделювання роботи досліджуваної схеми за допомогою SolidWorks

На основі даних наведених в п.4.1 за допомогою САПР SolidWorks створюємо комп'ютерну модель гарячого цеху з урахуванням всіх параметрів таких як:

- потужність обладнання;
- частка явних тепловиділень обладнання;
- геометричні розміри обладнання;

- витрату повітря системи вентиляції;
- кількість повітря, що подається до приміщення.

На рисунку 4.1 зображено загальний вигляд приміщення гарячого цеху, з урахуванням геометричних розмірів приміщення, обладнання і системи вентиляції, а також його розташування відповідно до схематичного плану, наведеного на рисунку 3.1.

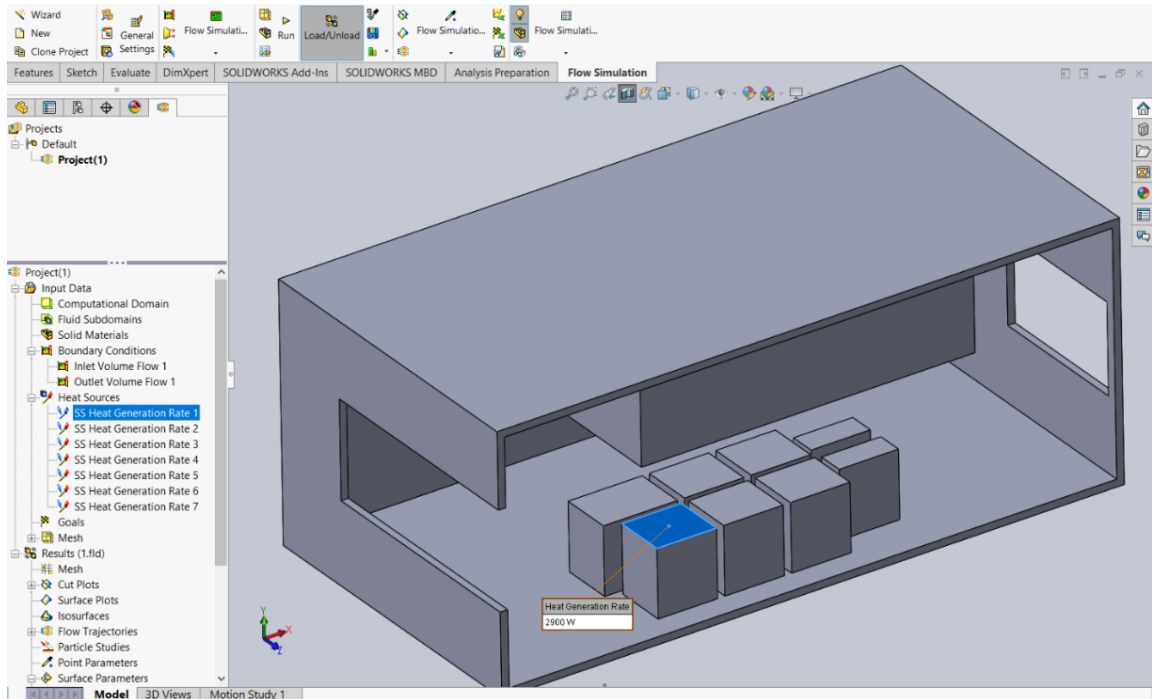


Рисунок 4.1 – Модель приміщення гарячого цеху в SolidWorks

На рисунках 4.2 та 4.3 зображено швидкість та траєкторії руху повітря в приміщенні, які показують адекватність моделювання.

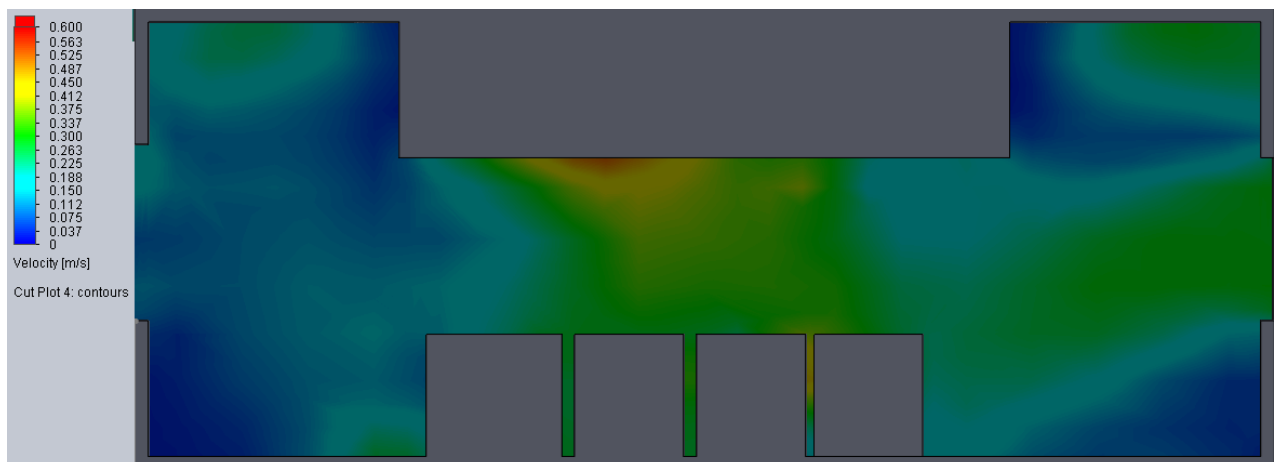


Рисунок 4.2 – Розподіл швидкостей руху повітря в приміщенні гарячого цеху під час роботи системи вентиляції

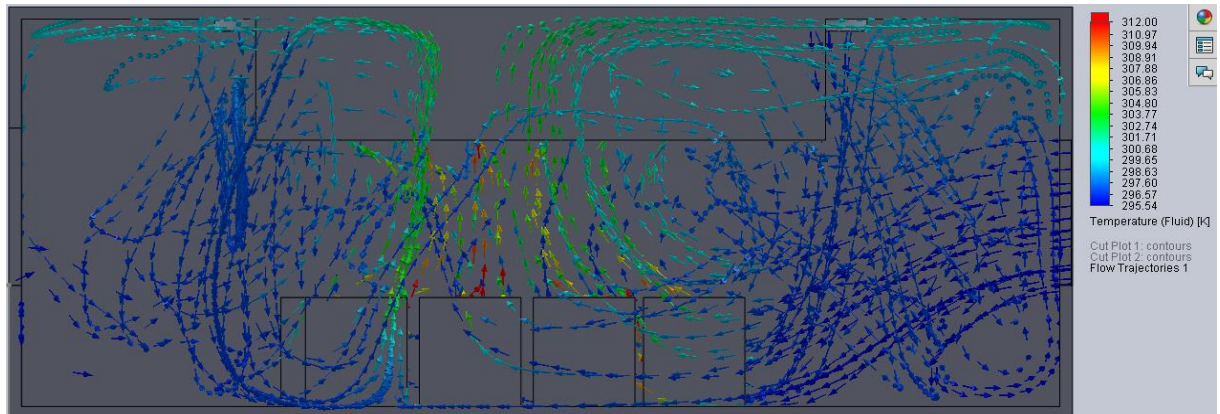


Рисунок 4.3 – Траєкторії руху повітря та температури їх потоків

З рисунків 4.2 та 4.3 видно роботу системи вентиляції: подачу свіжого повітря та видалення витяжного повітря над кухонним обладнанням, таким чином маємо змогу зробити висновок, що розроблена модель відповідає роботі реальної системи.

На базі даної експериментальної моделі було проведено дослід з визначення температурного розподілу повітря в приміщенні та на вході до відсмоктувача для наочної оцінки ефективності роботи системи.

На рисунку 4.4 та 4.5 можна побачити розподіл температур повітря в приміщенні в бічному та передньому розрізах відповідно. Відповідно до стандарту РНП «АВОК» 7.3-2007 [18] температура повітря в приміщеннях гарячих цехів з постійним перебуванням людей не повинна перевищувати 27°C , але і не бути нижче 16°C . Виняток становлять приміщення, в яких для приготування і зберігання продуктів харчування потрібно спеціальний температурний режим.

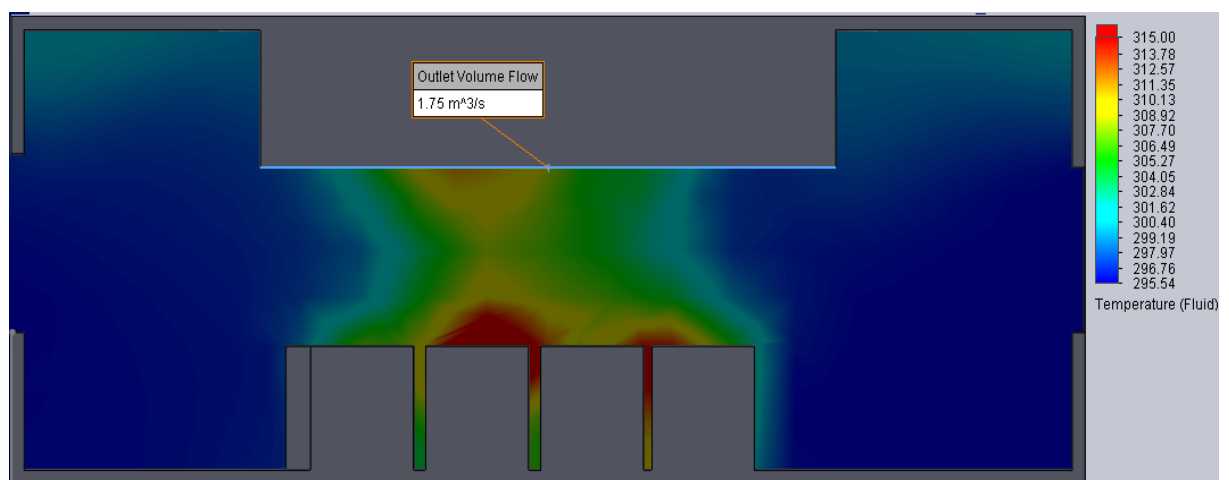


Рисунок 4.4 – Розподіл температур повітря в бічному розрізі

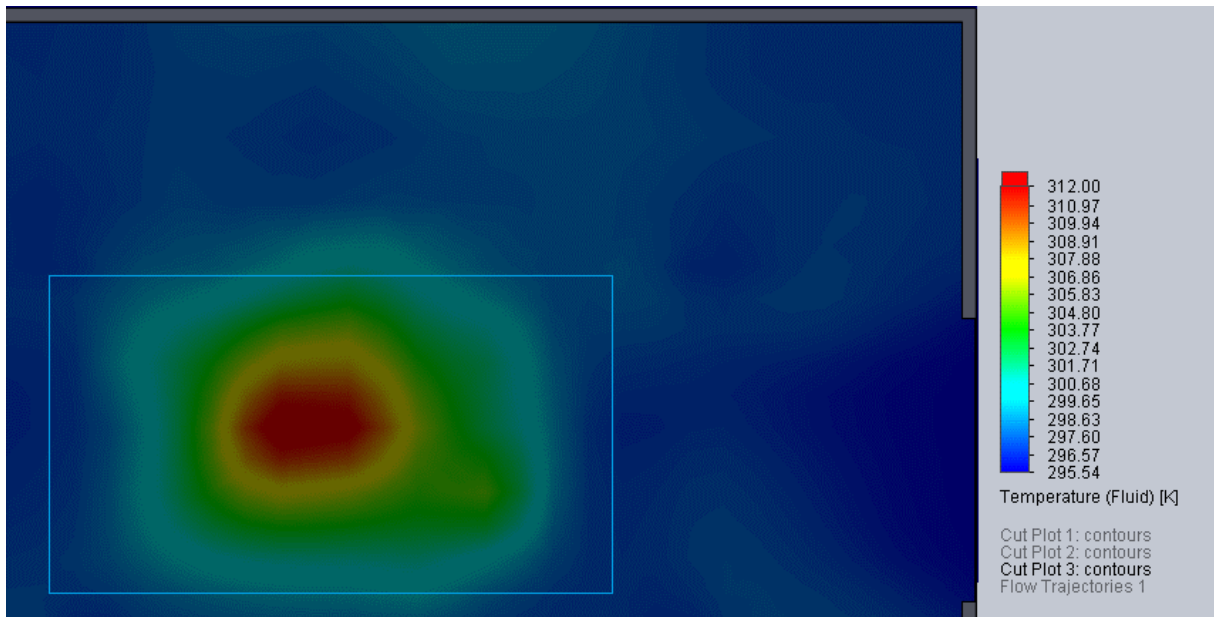


Рисунок 4.5 – Розподіл температур повітря в передньому розрізі

Відповідно, аналізуючи рисунки 4.4 та 4.5, робимо висновок, що температура в зоні обслуговування обладнання не перевищує нормативного значення.

Як видно з рисунків 4.4 та 4.5 використання даної системи вентиляції дозволяє ефективно видаляти гаряче повітря з робочого приміщення, забезпечуючи в ньому температуру 22 °С, що відповідає рекомендованому температурному режиму приміщення, за умови постійної присутності працівників гарячого цеху.

На рисунку 4.6 наведено розподіл температури повітря в площині відсмоктувача (на висоті 2 м над підлогою та 1,1 м над кухонним обладнанням).

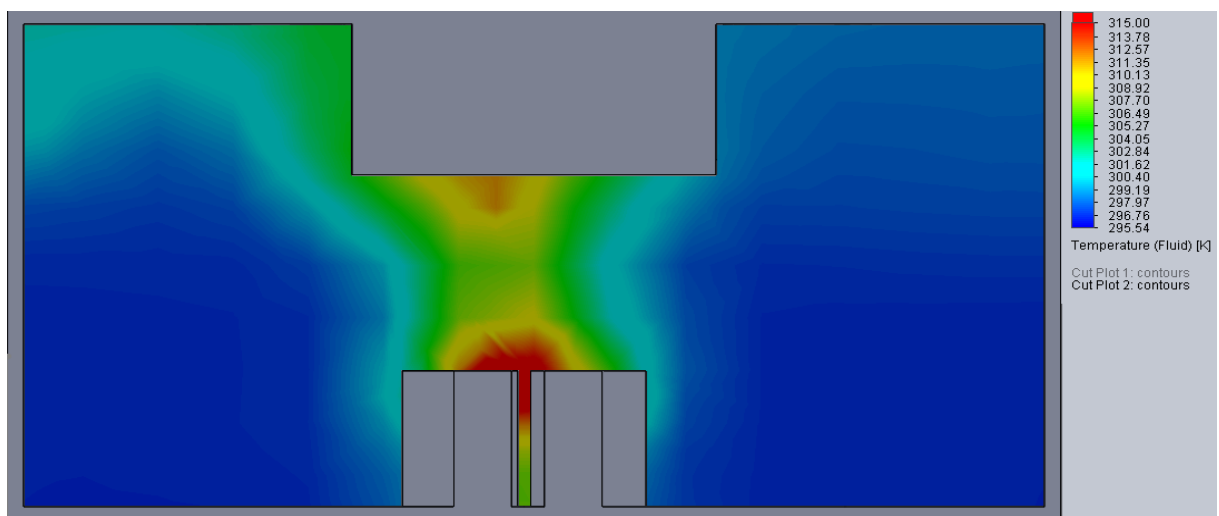


Рисунок 4.6 – Розподіл температури повітря в площині відсмоктувача

За допомогою функції Surface Parameters в програмі SolidWorks визначаємо максимальну, середню та середньозважену температуру відпрацьованого повітря на вході до відсмоктувача (рисунок 4.7)

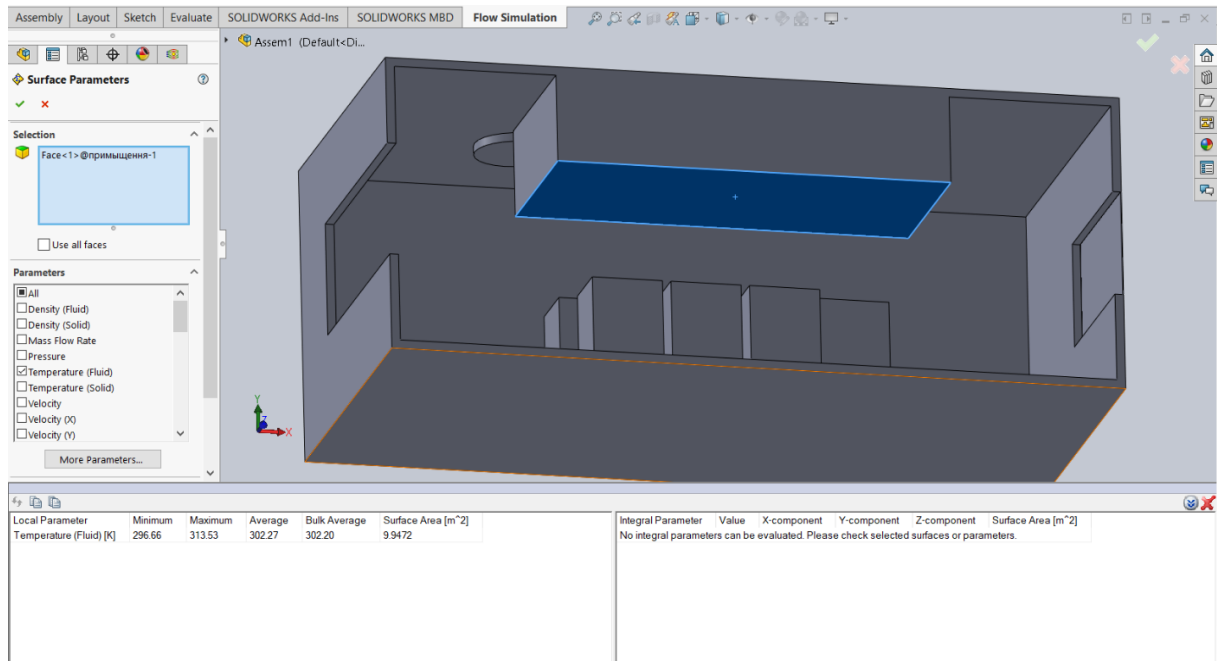


Рисунок 4.7 – Максимальна, середня та середньозважена температура повітря на вході до відсмоктувача

Як видно з рисунка 4.7 значення температури на вході варіюється від 23,5 до 40,4 °С, при цьому середня температура складає приблизно 29,1 °С.

Таким чином тепле повітря, що видаляється з приміщення гарячого цеху за своєю температурою (відповідно до пп.3.1) може бути використане в ТН в якості нижнього джерела для забезпечення потреб опалення.

4.3 Висновки до розділу 4

В даному розділі було розглянуто ефективність досліджуваної схеми на основі параметрів реального об'єкту (гарячого цеху) та його обладнання. В САПР SolidWorks було створено комп'ютерну модель досліджуваного об'єкту та перевірено її адекватність. Моделювання дало наступні результати:

- вентиляційна система дозволяє ефективно видаляти гаряче повітря з робочого приміщення;

- температура відхідного повітря складає від 23,5 до 40,4 °С при середній температурі 29,1 °С;
- змодельована система вентиляції гарячого цеху відповідає нормативним вимогам вентиляції гарячих цехів, оскільки дозволяє підтримувати в зоні обслуговування кухонного обладнання температуру 22 °С, яка знаходиться в допустимому діапазоні від 16..27 °С;
- відпрацьоване повітря з гарячого цеху може бути використане в схемі утилізації в якості нижнього джерела в ТН.

ВИСНОВКИ

У магістерській дисертації було запропоновано і досліджено теплонасосну систему низькотемпературного водяного опалення з утилізацією теплоти техногенних повітряних викидів. В результаті літературного огляду, було встановлено що в багатьох галузях промисловості разом із загальнообмінними системами вентиляції встановлюється велика кількість локальних засобів вентиляції, які відводять повітря з підвищеним температурним рівнем в навколишнє середовище; Температурний потенціал таких викидів на разі не використовується, а отже було зроблено висновок, що питання ефективної утилізації теплоти таких повітряних джерел потребує розгляду і дослідження.

Також було проведено аналіз досліджень ТН систем з використанням теплоти повітряних викидів, в тому числі і вентиляційних, на основі якого було зроблено висновок, що всі попередні наукові праці не розкривають повністю питання щодо особливостей використання теплоти техногенних повітряних викидів і це питання підлягає більш глибокому дослідженню.

Актуальність даної роботи полягає в тому, що вона відповідає одному із перспективних напрямків вирішення глобальної проблеми енергозбереження шляхом використання альтернативних джерел енергії, в тому числі низькотемпературних вторинних і відновлюваних джерел теплоти, за допомогою теплонасосних систем та врахуванням кліматичних і соціальних умов України. Утилізація теплоти техногенних повітряних викидів підприємств, в даному випадку вентиляційних викидів гарячого цеху, дозволяє використати теплоту, яка раніше скидувалась в атмосферу і була змарнована з точки зору енергетики, та знизити затрати зовнішньої енергії з боку теплового насоса, що позитивно вплине на термін окупності всієї системи в цілому.

Було проведено аналіз сучасного стану використання та популярності теплонасосних систем опалення на базі ТН типу повітря-вода, а також шляхів підвищення їх енергоефективності. Вибір повітряних теплових насосів в якості основного джерела теплової енергії виправдовується загальною доступністю вентиляційних викидів з підвищеним температурним потенціалом, як джерела низькопотенційної теплоти, а також низькими інвестиціями в проектуванні і реалізації даних систем тепlopостачання та вентиляції. З огляду на роботи, які було наведено в даній роботі, можна зробити висновок, що технологія теплового насоса для утилізації теплоти, завдяки високій енергоефективності, дозволяє не тільки максимально знизити

потребу у використанні дорогих традиційних видів палива, але і значно знизити забруднення навколишнього середовища і використати потенціал, який до цього втрачався.

Було запропоновано теплонасосну схему, що працює за рахунок використання теплоти вентиляційних викидів гарячого цеху, проведено аналітичний та термодинамічний аналіз, що відповідає основним задачам дослідження, а саме дослідження термодинамічної ефективності експлуатації таких ТНС, визначення оптимального ступеню використання вентиляційних викидів у випарнику ТН а також визначення умов ефективного використання в залежності від температури техногенного повітряного джерела, розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення і температури навколишнього повітря.

На підставі отриманих результатів було зроблено наступні висновки:

- 1 З урахуванням актуальної економічної ситуації в Україні використання технології повітряних теплових насосів є більш економічно доцільним, ніж використання звичного централізованого теплопостачання, навіть при існуючих проблемах, пов'язаних з їх застосуванням при низьких розрахункових температурах навколишнього середовища, характерних для клімату нашої країни.
- 2 Використання теплоти техногенних повітряних викидів в низькотемпературних теплонасосних системах опалення дозволяє отримати корисний енергетичний ефект у вигляді різниці утилізованої теплоти і затрат теплоти первинного палива на привід теплового насоса.
- 3 В ході роботи було визначено вплив характеристик джерела теплопостачання та характеристик зовнішнього середовища. Максимальне значення корисного ефекту досягається за умов оптимального ступеня використання теплоти повітряних викидів в тепловому насосі, тобто за умов досягнення оптимального значення різниці температур повітря на вході і виході з випарника теплового насоса
- 4 Показано, що при зменшенні температури викидів нижче 20°C і температури зовнішнього повітря до -20°C корисний енергетичний ефект від утилізації теплоти повітряних викидів зникає, тобто для забезпечення системи опалення виникає необхідність у використанні додаткового нижнього джерела теплоти з додатковою затратаю зовнішньої енергії на привід теплового насоса.

5. Питомі затрати зовнішньої енергії в теплонасосній системі з використанням техногенних повітряних викидів слабо залежать від температури навколишнього повітря і при розрахунковій його температурі $t_0 = -20$ °C можуть зменшуватись в порівнянні з системою з використанням теплоти атмосферного повітря приблизно в 3 рази.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Конвенція ООН. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/995_044 (14.02.2021).
- 2 Ефимов Н.Н. Перспективы использования тепловых насосов в энергообеспечении промышленных и коммунальных предприятий / Н.Н. Ефимов, П.А. Малышев // Теплоэнергетика. – 2009. – №11. – С. 30-33.
- 3 Sharma V.M., Reports at the 12th IEA Heat Pump Conference/ V. M. Sharma, B.-J. Shena, C.F. Keinathb // Rotterdam – 2017– pp. 29-80.
- 4 Теплові насоси. Проблеми інтеграції ТН в Україні. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://cyberleninka.ru/article/n/ob-ispolzovanii-teplovuyh-nasosov-v-mire-i-chto-tormozit-ih-shirokomasshtabnoe-vnedrenie-v-ukraine> (21.01.2021).
- 5 Теплові насоси. Сфери застосування. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.atmosfera.ua/uk/teplovi-nasosi/sferi-zastosuvannya-teplovix-nasosiv/> (14.02.2021).
- 6 Energy Technology Perspectives: Scenarios and Strategies to 2050. (Second Edition) OECD/IEA. – Paris, 2008. – 650 p. 9. Твайделл Д., Уэйр А.
- 7 Возобновляемые источники энергии. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 392 с
- 8 Основні проблеми енергетики і можливі способи їх вирішення. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://core.ac.uk/download/pdf/53068041.pdf> (17.02.2021).
- 9 Енергозбереження на базі теплонасосних систем. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://cbias.ru/terias/cont/1/1_4.htm (05.03.2021).
- 10 Безродний М.К., Притула Н.А. Енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: монографія / М.К. Безродний, Н.А. Притула. – К.: НТУУ «КПІ», 2012. – 208 с.
- 11 Безродний М.К. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання. Монографія / М.К. Безродний, Н.О. Притула. – Київ: НТУУ «КПІ», 2016. – 270 с.
- 12 Безродний М.К., Притула Н.А Термодинамічна ефективність повітря-водяних теплонасосних схем опалення та вентиляції / М.К. Безродний, Н.А. Притула // Зб «Промышленная теплотехника», — Київ, 2013. — №5. — С. 35-44.
- 13 Опанасюк, І. Ю. Ефективність теплонасосних систем повітряного опалення і вентиляції з різними засобами утилізації вентиляційних викидів : магістерська дис. : 144 Теплоенергетика / Опанасюк Ірина Юріївна. – Київ, 2020. – 104 с.

14 Безродний М. К. Про оптимальну роботу ТН в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти зовнішнього повітря / М. К. Безродний, Н. О. Притула // 36. «Техническая теплофизика и промышленная теплотехника». — Дніпропетровськ, 2011. — № 3. — С. 26—33.

15 Методи термодинамічного аналізу установок та систем [Електронний ресурс] : конспект лекцій для студентів напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика» / НТУУ «КПІ» ; уклад. П. П. Куделя, Г. Б. Варламов. – Електронні текстові дані (1 файл: 9,22 Мбайт). - Київ : НТУУ «КПІ», 2010. - Назва з екрана.

16 Джерела тепlopостачання та споживачі теплоти: практикум для студентів напряму підготовки “Теплоенергетика” [Електронний ресурс] / Автори М.Ф. Боженко, Ю.В.Шовкалюк. – Київ : НТУУ «КПІ», ТЕФ, 2016. - 130 с.

17 Норми вентиляції гарячого цеху. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.ads-vent.ru/blog/ventilyaciya-goryachego-ceha> (15.03.2021).

18 Вентиляція гарячих цехів підприємств громадського харчування. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://ventkomplex.ru/img/up/ventilyatsiya_goryachikh_tsekhov (19.03.2021).

ДОДАТОК А

ЗАТВЕРДЖУЮ

Декан теплоенергетичного
факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського

_____ Євген ПИСЬМЕННИЙ
_____ 2021 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Заст. Головного інженера
СП «Київські теплові мережі»
КП «КИЇВТЕПЛОЕНЕРГО»

_____ Олег ШЕЛЕСТ
_____ 2021 р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на науково-дослідну роботу

«Термодинамічний аналіз ефективності теплонасосних схем опалення з використанням теплоти повітряних техногенних викидів»

1. Термін виконання роботи

Початок – 02.02.2021 р.
Закінчення – 10.05.2021 р.

2. Обґрунтування для виконання роботи: Виконання даної роботи пов'язано з необхідністю вирішення глобальної проблеми енергозбереження, одним із шляхів якої є використання альтернативних джерел енергії, в тому числі низькотемпературних вторинних і відновлюваних джерел теплоти за допомогою теплонасосних технологій.

3. Мета роботи: Метою роботи є розрахунок і аналіз оптимальних умов для максимізації енергетичної ефективності роботи теплонасосної схеми низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти повітряних техногенних викидів, враховуючи такі фактори як умови навколишнього середовища та специфіку джерела тепlopостачання, здійснення моделювання системи витяжної вентиляції та дослідження відповідності температурного розподілу нормативним вимогам.

4. Зміст основних етапів виконання роботи:

- 1) Аналіз актуальності утилізації повітряних техногенних джерел теплоти;
- 2) Оцінка термодинамічної ефективності теплонасосної системи опалення з використанням теплоти утилізації техногенних повітряних джерел;
- 3) Приклад утилізації теплоти техногенних повітряних викидів із застосуванням теплонасосної системи опалення реального об'єкта;
- 4) Визначення оптимальних умов використання теплоти вентиляційних викидів гарячого цеху в теплонасосній системі опалення;
- 5) Розрахунок теплового потенціалу вентиляційних викидів гарячого цеху для використання в теплонасосній системі опалення;

б) Моделювання системи витяжної вентиляції гарячого цеху як джерела техногенних повітряних викидів з використанням програмного забезпечення SolidWorks;

5. Матеріали, що подаються після закінчення роботи

5.1. Магістерська дисертація.

5.2. Довідка про впровадження результатів.

6. Порядок розгляду і приймання роботи

Результати роботи розглядаються на засіданні ЕК із захисту атестаційних робіт освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 144 «Теплоенергетика» освітньо-наукової програми «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження».

Керівник роботи

Проф.каф ТПТ ТЕФ, КПІ ім. Ігоря Сікорського

_____ Михайло БЕЗРОДНИЙ
«__» _____ 2021 р.

Виконавець

Студент гр. ТП-91мн,
ТЕФ, КПІ ім. Ігоря Сікорського

_____ Олександр ЗАРУБІН
«__» _____ 2021 р.

ДОДАТОК Б**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Заст. головного інженера

КП «Київтеплоенерго»

_____ Олег ШЕЛЕСТ

« ____ » _____ 2021 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Результатів магістерської дисертації

студента КПШ ім. Ігоря Сікорського Зарубіна Олександра Олеговича

Результати магістерської дисертації студента теплоенергетичного факультету КПШ ім. Ігоря Сікорського на тему: Термодинамічний аналіз ефективності теплонасосних схем опалення з використанням теплоти повітряних техногенних викидів впроваджені в КП «Київтеплоенерго» в частині утилізації теплоти техногенних повітряних викидів із застосуванням теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення.

Керівник роботи

_____ проф., д.т.н Михайло БЕЗРОДНИЙ

« ____ » _____ 2021 р

ДОДАТОК В

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ Зарубіна Олександра Олеговича

№ п/п	Найменування праць	Рукописні або друковані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер диплома на винахід	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвища співавторів праць
1	2	3	4	5	6
1	Energy efficiency of heat pump heat supply system with heat utilizaitaion of technogenic air emissions	Електронне видання	V International Scientific-Technical Conference «ACTUAL PROBLEMS OF RENEWABLE ENERGY, CONSTRUCTION AND ENVIRONMENTAL ENGINEERING» 3 – 5 June 2021, Kielce, (Poland, Ukraine, Croatia, Slovakia, Sweden, Russia) – Book of abstracts, pp. 73-75.	3 стор.	Безродний М.К. Притула Н.О. .
2	Утилізація техногенних повітряних джерел теплоти з використанням теплових насосів	Друк	СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ НАУКОВОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИКИ Матеріали XIX Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених і студентів м. Київ, 20–23 квітня 2021 року: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – Т. 1. – С.316-317	2 стор.	Безродний М.К. Притула Н.О. .

Автор

Олександр ЗАРУБІН

ДОДАТОК Г

Результати перевірки на академічну доброчесність



Ім'я користувача:
Боженко Михайло Федорович

ID перевірки:
1008278448

Дата перевірки:
12.06.2021 11:53:04 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
12.06.2021 11:54:34 EEST

ID користувача:
100005082

Назва документа: Zarubin_magistr

Кількість сторінок: 76 Кількість слів: 13724 Кількість символів: 104211 Розмір файлу: 3.31 MB ID файлу: 1008348192

16.1% Схожість

Найбільша схожість: 5.35% з Інтернет-джерелом (<https://ir.lib.vntu.edu.ua/bitstream/handle/123456789/6712/1078.pdf?s>).

11.2% Джерела з Інтернету 26 Сторінка 78

8.42% Джерела з Бібліотеки 30 Сторінка 79

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

0.27% Вилучень

Деякі джерела вилучено автоматично (фільтри вилучення: кількість знайдених слів є меншою за 10 слів та 0%)

0.19% Вилучення з Інтернету 20 Сторінка 80

0.14% Вилученого тексту з Бібліотеки 89 Сторінка 80

Модифікації

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

Замінені символи 37