

«КРИВОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

На правах рукопису

КОРОТКОВ

Роман Сергійович

група ТЕП – 23М

УДК 621.165 : 621.14

**ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОВОЇ
ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕРМОСИФОНІВ ПРИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОВИХ
ВІДХОДІВ**

Спеціальність 144-м – Теплоенергетика

Кваліфікаційна магістерська робота

Керівник
доцент, к.т.н.
А.М.Ялова

Кривий Ріг – 2024р.

КРИВОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет електротехнічний
Кафедра теплоенергетики
Спеціальність 144 Теплоенергетика

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри теплоенергетики

Замицький О.В.

« ____ » _____ 20 ____ р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА

Коротков Роман Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: *Дослідження шляхів підвищення теплової ефективності термосифонів при утилізації теплових відходів.*

Затверджена наказом по університету від «_05_»_07_ 2024 р. №604с

2. Термін здачі студентом закінченої роботи _____ грудень _____

3. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їй належить розробити)

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ЗАСТОСУВАННЯ КОТЛІВ УТИЛІЗАТОРІВ З ТЕРМОСИФОНАМИ

РОЗДІЛ 2. ПОРІВНЯЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕРМОСИФОНІВ ПРИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ

РОЗДІЛ 3. ЗАКОНОМІРНОСТІ ПРОЦЕСІВ ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕРМОСИФОНІВ ПРИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОВИХ ВІДХОДІВ

РОЗДІЛ 4. РЕКОМЕНДАЦІЇ З ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕРМОСИФОНІВ ПРИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОВИХ ВІДХОДІВ

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

1. Вид термосифонів

2. Класифікація кризових явищ, що відбуваються в термосифонах

3. Теплова модель котла- утилізатора з замкнутим термосифоном

4. Підвищення теплової ефективності термосифонів.

5. Дата видачі завдання _____ червень _____

Керівник _____
(підпис)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН
виконання атестаційної роботи магістра

№№ пп	Назва етапів атестаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ	08 серпня	виконано
2	Аналіз технічних рішень застосування котлів утилізаторів з термосифонами	09 серпня – 20 вересня	виконано
3	Порівняльні дослідження технологічних параметрів термосифонів при утилізації теплоти	21 вересня – 20 жовтня	виконано
4	Закономірності процесів підвищення теплової ефективності термосифонів при утилізації теплових відходів	21 жовтня – 15 листопада	виконано
5	Рекомендації з підвищення теплової ефективності термосифонів при утилізації теплових відходів	16 листопада – 25 листопада	Виконано
6	Висновки	26 листопада	виконано
7	Список використаних джерел	30 листопада	виконано
8	Представлення роботи на антиплагіат	1-6 грудня	виконано

Студент _____
(підпис)

Керівник _____
(підпис)

Допущено до перевірки на академічну доброчесність.

Керівник _____
(підпис)

Завідувач кафедри _____
(підпис)

Анотація

Підвищення теплової ефективності термосифонів при утилізації теплових відходів може забезпечити максимальне використання вторинних енергоресурсів на металургійних, гірничовидобувних підприємствах.

Термосифони є перспективними теплопередаючими елементами в різних системах, що потребують підвищеної надійності. Маючи простоту конструкції, автономність та наявність подвійного високотеплопровідного бар'єру між теплоносієм, що нагрівається і охолоджується, вони дозволяють суттєво підвищити надійність та безпеку роботи теплоутилізаційних установок.

У магістерській дисертації було проведено аналіз типів термосифонів, порушення режимів експлуатації термосифонів та наслідки, зроблено спробу систематизувати накопичений досвід та позначити найкращі технічні рішення під час проектування та експлуатації котлів-утилізаторів із термосифонами.

Досліджено схему теплової моделі та досліджено конструктивні особливості котла-утилізатора із двофазним замкнутим термосифоном та вплив газів що неконденсуються на теплообмін при конденсації.

Приведено закономірності процесів підвищення теплової ефективності термосифонів при утилізації теплових відходів, розрахунок термосифонів, теплообмін у послідовно розташованих рядах термосифонів під час кипіння.

Розроблено рекомендації по експлуатації термосифонів теплоутилізаційної установки. Впровадження в системах теплопостачання промислових підприємств тепловідбивного екрану та по вакуумуванню термосифонів теплоутилізаційної установки. Проведено розрахунок втрат теплоносія при застосуванні технології вакуумування термосифону.

Ключові слова: термосифон, утилізація, теплоносії, тепло, котли-утилізатори, технологічний процес.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ВЕР - вторинні енергоресурси;

ППР - планово-попереджувальний ремонт;

ТС - термосифон;

ДЗТ - двофазний замкнутий термосифон;

МРСА - мікрорентгеноспектральний аналіз;

АСУТП - автоматизована система управління технологічним процесом;

БС – барабан-сепаратор;

ВЗП - повітропідігрівач;

ВЕК – водяний економайзер;

КУ – котел-утилізатор;

НКГ – гази що неконденсуються;

ВП – відбивна піч;

ПГС – парогазова суміш;

ПГ – парогенератор;

ТО – теплообмінник;

ПЕР – паливно-енергетичні ресурси;

УВО – установка випарного охолодження.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1	8
АНАЛІЗ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ЗАСТОСУВАННЯ КОТЛІВ УТИЛІЗАТОРІВ З ТЕРМОСИФОНАМИ	
1.1 Класифікація, принцип дії та види термосифонів	8
1.2 Порушення режимів експлуатації термосифонів та наслідки.	13
1.3 Висновки до розділу 1	24
РОЗДІЛ 2	25
ПОРІВНЯЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕРМОСИФОНІВ ПРИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ	
2.1 Використання термосифонів для утилізації теплоти високотемпературних газів.	25
2.2 Теплова модель та конструктивні особливості котла- утилізатора із двофазним замкнутим термосифоном.	27
2.3 Вплив газів що неконденсуються на теплообмін при конденсації.	
2.4 Висновки до розділу 2.	32
РОЗДІЛ 3	33
ЗАКОНОМІРНОСТІ ПРОЦЕСІВ ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕРМОСИФОНІВ ПРИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОВИХ ВІДХОДІВ	
3.1 Розрахунок термосифонів.	33
3.2 Теплообмін у послідовно розташованих рядах термосифонів під час кипіння	40

3.3	Висновок до розділу 3	49
	РОЗДІЛ 4	51
	РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ З ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕРМОСИФОНІВ ПРИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОВИХ ВІДХОДІВ	51
4.1	Рекомендації по експлуатації термосифонів теплоутилізаційної установки. Впровадження в системах теплопостачання промислових підприємств тепловідбивного екрану.	
4.2	Розрахунок втрат теплоносія при застосуванні технології вакуумування термосифону.	54
4.3	Рекомендації по вакуумуванню термосифонів теплоутилізаційної установки.	
4.3	Висновки до розділу 4	60
	ВИСНОВКИ	62
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	65

ВСТУП

Актуальність теми. Для енергоємних галузей промисловості України суттєвим потенціалом розвитку є раціоналізація споживання паливно-енергетичних ресурсів. На підприємствах чорної та кольорової металургії, нафтохімічної промисловості, у паливно-енергетичному комплексі та ряді гірничо-збагачувальних комбінатів для забезпечення технологічних процесів використовуються первинні енергоресурси (природний газ, кокс, вугілля, мазут, продукти нафтопереробки та ін.). Ці процеси супроводжуються виробленням високопотенційних вторинних енергоресурсів (ВЕР) у вигляді відхідних (технологічних) газів із температурою від 400 до 1500 °С. До так званих тепловим ВЕР, крім тепла газів, що відходять, технологічних агрегатів, також відноситься: тепло основної, побічної та проміжної продукції, тепло робітників тіл, систем примусового охолодження агрегатів, тепло гарячої води та пари, відпрацьованих у технологічних та силових установках [5].

Завдання максимального використання вторинних енергоресурсів має не лише економічне, а й екологічне значення, оскільки зниження витрат палива, що забезпечується використанням вторинних енергоресурсів, зменшує кількість шкідливих викидів та знижує забруднення навколишнього середовища. Межою ідеальної організації технологічних та виробничих процесів є створення безвідходної за матеріалами та енергії технології.

У зв'язку з вищевикладеним можна резюмувати, що незважаючи на те, що більшість джерел ВЕР вже оснащено теплоутилізаційними установками, актуальність питань енергозбереження не знизилася, а перейшла у нову площину – в ефективну експлуатацію установок у межах поточної операційної діяльності, а також підвищення вимог до проведення

ППР (планово-попереджувальним ремонтам), капітальним ремонтам, формування технічних завдань та модернізації діючих установок.

У роботі зроблено спробу систематизувати накопичений досвід та позначити найкращі технічні рішення під час проектування та експлуатації котлів-утилізаторів із термосифонами.

Розробка рішень, що забезпечують підвищення теплової ефективності термосифонів при утилізації теплових відходів є **актуальним науковим завданням**.

Мета і завдання дослідження. Метою кваліфікаційної роботи магістра є дослідження шляхів підвищення теплової ефективності термосифонів при утилізації теплової відходів. Для досягнення вказаної мети в роботі вирішувались наступні задачі:

1. Провести аналіз технічних рішень застосування котлів утилізаторів з термосифонами.
2. Провести порівняльні дослідження технологічних параметрів термосифонів при утилізації теплоти.
3. Встановити закономірності процесів підвищення теплової ефективності термосифонів при утилізації теплових відходів .
4. Розробити рекомендації з підвищення теплової ефективності термосифонів при утилізації теплових відходів.

Об'єкт дослідження. Процеси що протікають при використанні термосифонів при утилізації теплової відходів.

Предмет дослідження. Параметри теплообмінних процесів у термосифонах при утилізації теплової відходів.

Методи дослідження. Узагальнення відомих наукових і технічних результатів, теоретичні та аналітичні методи дослідження шляхів підвищення теплової ефективності термосифонів при утилізації теплової відходів.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в обґрунтуванні та вирішенні наукової задачі підвищення теплової ефективності термосифонів при утилізації теплової відходів.

Наукове значення роботи. Вперше розглянута методика оцінювання шляхів підвищення теплової ефективності термосифонів при утилізації теплової відходів.

Практичне значення отриманих результатів. Розробка рекомендацій до шляхів підвищення теплової ефективності термосифонів при утилізації теплової відходів. Результати дослідження можуть бути використані при розробці та проектуванні нових ефективних шляхів підвищення теплової ефективності термосифонів при утилізації теплової відходів.

Структура роботи. Дипломна робота магістра складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел із 53 найменувань. Загальний обсяг дипломної роботи становить 65 сторінок, 23 рисунків та 2-х таблиць .

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ЗАСТОСУВАННЯ КОТЛІВ УТИЛІЗАТОРІВ З ТЕРМОСИФОНАМИ

1.1 Класифікація, принцип дії та види термосифонів

Термосифони є перспективними теплопередаючими елементами в різних системах, що потребують підвищеної надійності. Маючи простоту конструкції, автономність та наявність подвійного високотеплопровідного бар'єру між теплоносієм, що нагрівається і охолоджується, вони дозволяють суттєво підвищити надійність та безпеку роботи теплоутилізаційних установок.

Термосифони мають малий термічний опір, прості і автономні в роботі і не вимагають додаткових витрат енергії на перекачування теплоносія. У ряді випадків для промислового використання застосування термосифонів обґрунтовано, особливо для великогабаритного обладнання, оскільки за високої ефективності вони дешевші у виготовленні. Переміщення робочої рідини з конденсатора у випарник здійснюється самопливом за рахунок сил гравітації, що виключає потребу в пористому покритті. Термосифони можуть успішно використовуватись у широкому спектрі завдань, коли потрібна ефективна передача тепла з мінімальними втратами або високий ступінь ізотермічності поверхонь та/або навколишнього зовнішнього простору. [9].

У сучасній теплотехніці широко застосовуються теплові труби та термосифони – автономні замкнуті двофазні пристрої для передачі тепла, теплопровідні властивості яких вищі, ніж у теплопровідних металів. [10].

Принцип дії теплових труб та термосифонів полягає у реалізації всередині герметичного корпусу випарно-конденсаційного циклу та перенесення тепла в вигляді прихованої теплоти пароутворення шляхом циркуляції парової та рідкої фаз між зонами нагріву та охолодження. У

двофазних термосифонах повернення рідини з конденсатора у випарник відбувається під дією гравітаційних сил, тому випарник повинен розташовуватися нижче конденсатора. На рисунку 1.1 представлена схема термосифона, встановленого в радіаційній частині кесонованих газоходів за відбивними печами [9].

Конструкція термосифона є герметично закритою порожниною, частково заповнену теплоносієм (водою). Всередині порожнини термосифону відбуваються фазові перетворення (процеси кипіння та конденсації), в результаті яких утворюються дві фази – парова та рідка. Відповідно, під час проведення розрахунків виділяють два процеси, що протікають у порожнині елемента: зона випаровування; нагрівання та зона конденсації.

Робота термосифона ґрунтується на гравітаційному принципі з протиточним рухом парового потоку від зони випаровування до зони конденсації та зворотним рухом конденсату цієї пари. [8].

Термосифон є перспективними теплопередаючими елементами в різних системах, що потребують підвищеної надійності. Володіючи простотою конструкції, автономністю та наявністю подвійного високотеплопровідного бар'єру між теплоносієм, що нагрівається і охолоджується, вони дозволяють суттєво підвищити надійність та безпеку роботи теплоутилізаційних установок, включаючи термосифони як поверхні нагрівання. Термосифони мають малий термічний опір, прості і автономні в роботі і не вимагають додаткових витрат енергії на перекачування теплоносія. У нижній частині термосифона відбувається інтенсивне кипіння теплоносія (води), пара піднімається у верхню частину термосифона (конденсатор), охолоджується котловою водою, що надходить через нижній колектор і, конденсуючись, стікає по стінці термосифона в нижню його частину відбувається безперервно. При цьому котлова вода, охолоджуючи блоки ТС (рисунок 1.2) частково випаровуючись, перетворюється на пароводяну суміш і за рахунок різниці щільностей між теплоносієм

опускного та підйомного контурів, що піднімається у барабан-сепаратор. [9].

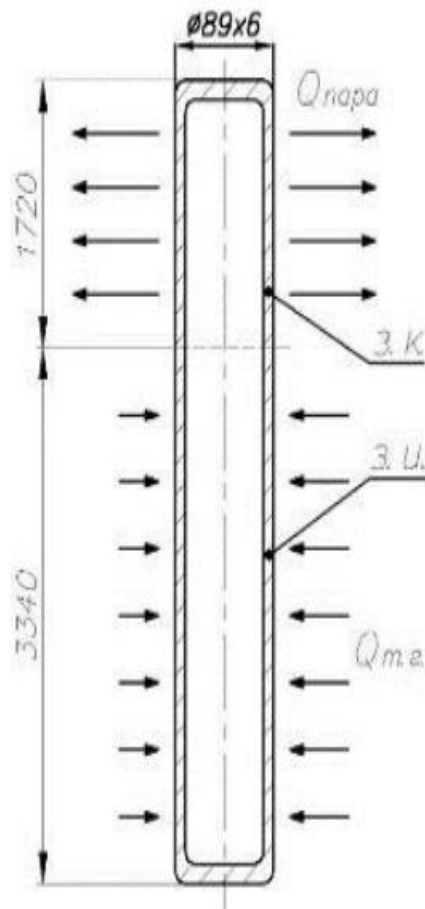


Рис.1.1 Загальний вигляд термосифону:

Зз. к. - Зона конденсації; Зз. в. – Зона випаровування; $Q_{т.г.}$ – тепло, що передається від технологічних газів термосифону; $Q_{пара}$ – тепло, що отримується від термосифону пароводяною сумішшю контуру природної циркуляції. [9].

У разі утворення течі, тріщин, прогару в термосифоні, пара з нього потрапляє в топку котла і виноситься з газами, що йдуть. Термосифон «відгорає» і може бути видалений через бункер, або лази в період зупинки теплоутилізаційної установки, що не призводить до порушення технологічного процесу та фінансових втрат від недовипуску продукції.

Блоки термосифонів можуть набиратися в будь-яких кількостях залежно від поперечного перерізу газоходу котла-утилізатора і витрати газу, що охолоджується. [7].

Котли-утилізатори з термосифонами унікальні з погляду конструкторських рішень. Це пов'язано, перш за все, з необхідністю на етапі проектування вбудувати установку у вже діюче виробництво, враховуючи габарити цеху, розташування джерел ВЕР та іншого обладнання, характер технологічного процесу.

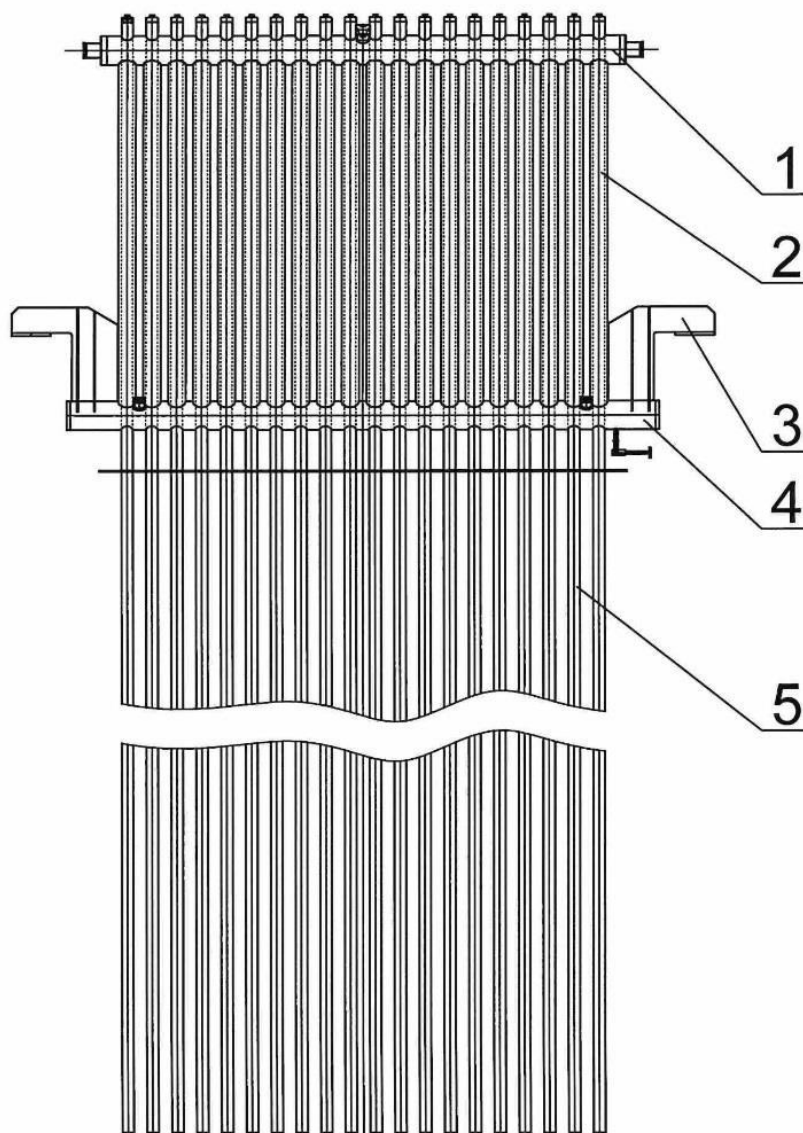


Рис.1.2 Блок термосифонів:

1 – верхній колектор, 2 – охолоджувальна ділянка термосифону (конденсатор), 3 – опори блоку, 4 – нижній колектор, 5 – ділянка термосифона, що нагрівається (випарник)

Котли-утилізатори складаються з наступних основних вузлів: барабана- сепаратора з сепараційними пристроями, радіаційного газоходу, конвективного газоходу, стельових/бічних панелей та панелей перехідного газоходу, блоків термосифонів, системи газо-імпульсного очищення, повітропідігрівача, бандажної та опорної конструкцій, трубопроводів з підвісками та арматурою; каркаса зі сходами та майданчиками. Радіаційний газохід встановлюється безпосередньо за камерою допалювання і найчастіше є продовженням аптейки металургійної печі, тому він забезпечений пристроєм, що сприймає тепловому розширенню. Перехідний газохід, що з'єднує радіаційний та конвективний газоходи котла, складається з газощільних панелей (бічних та/або стельових). Конвективний газохід складається з двох блоків, верхнього та нижнього. Нижній конвективний блок має бункерну частину з отвором для виходу пилу, осідає у міру руху технологічних газів. [9].

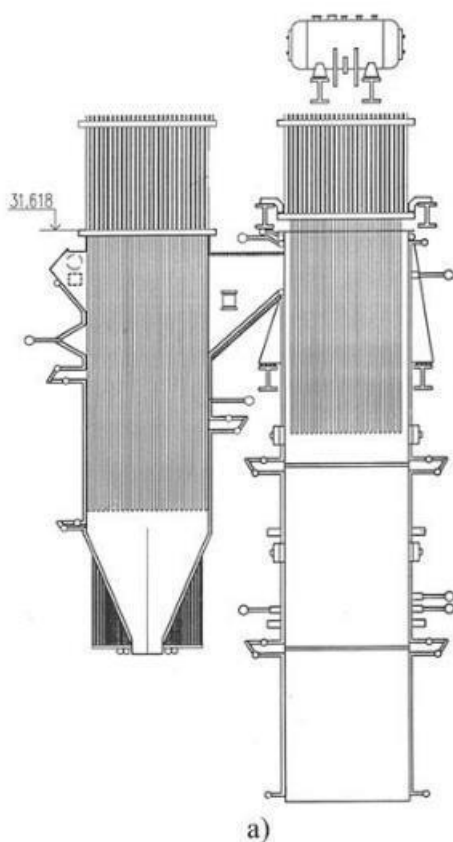


Рис.1.3 П-подібний котел-утилізатор з термосифонами: а) – загальний вигляд; б) - Конвективна група термосифонів (у процесі монтажу); в) – термосифони радіаційної групи з гільзою для вимірювання температури.

Конвективний газохід має бункерну частину з отвором для пилу у систему пневмотранспорту. Блоки термосифонів, встановлені у конвективному газоході, мають конструкцію, що дозволяє розділити газохід на дві вертикальні частини створення повороту газового потоку. У нижній частині КУ має також бандажну систему для сприйняття внутрішнього тиску газів при вибухах, лази, та обладнаний системою імпульсного очищення поверхонь котла. [5].

Газоходи котла, як правило, виготовляються з гладкостіних цільнозварних панелей, що являють собою екранні труби діаметром 42×5 мм. При високих термічних навантаженнях до нього може бути передбачено приварний вогневий лист завтовшки 6-10 мм. Крок між трубами може становити від 60 до 120 мм. Як матеріал для вогневого листа в радіаційному газоході використовують сталь 12Х1МФ, для конвективного сталь 20.

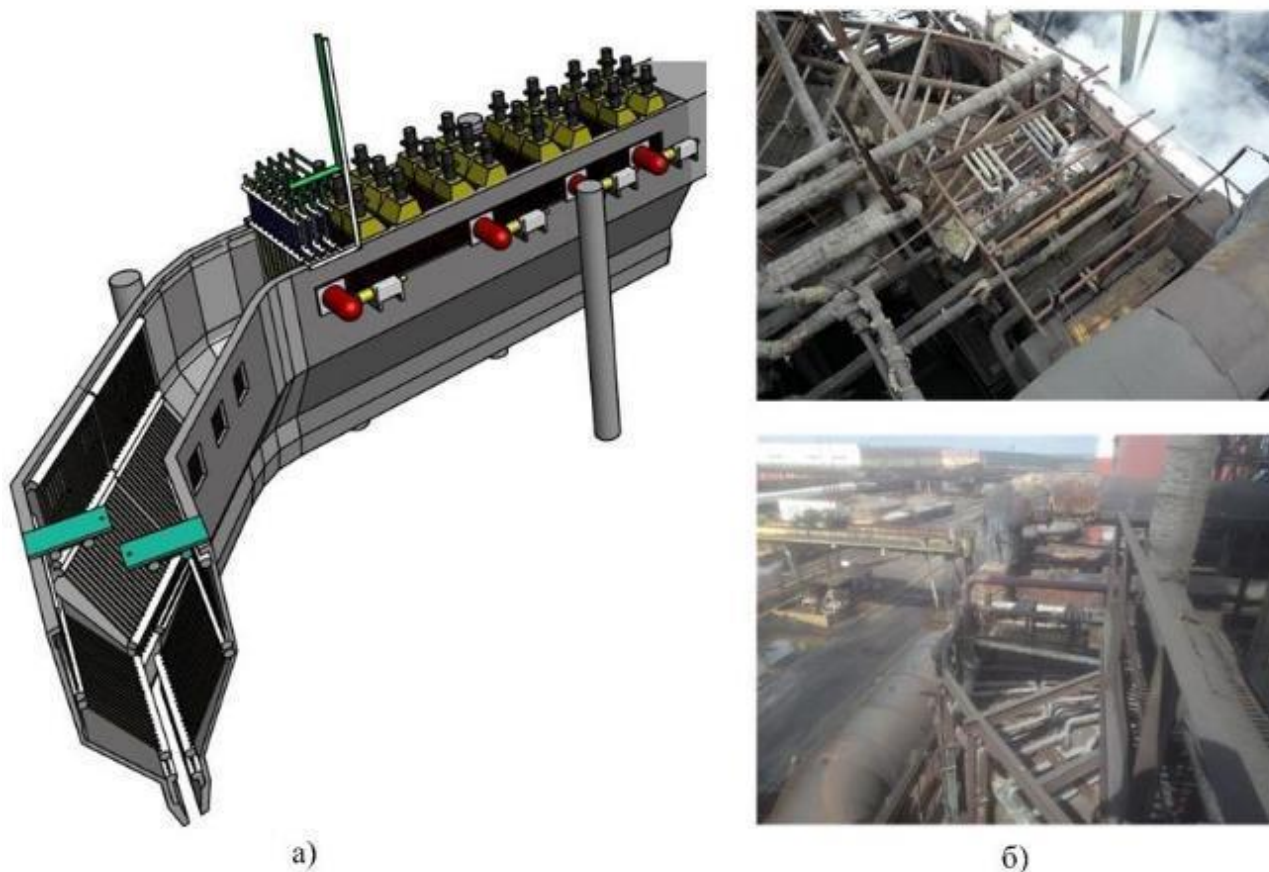


Рис. 1.4 Схема котла - утилізатора з термосифонами «тунельного» типу: а) – схема кесонованого газоходу; б) – фотографії газоходу.

Радіаційний, конвективний газоходи та блоки термосифонів встановлюються на каркас котла через опорні конструкції. Опорні конструкції котла являють собою «лапи», виготовлені з листів та укріплені на панелях газоходів, що спираються на каткові блоки, встановлені на конструкціях каркасу котла.

Для підвищення ефективності омивання поверхні термосифонів гарячими газами в котлах тунельного типу встановлюють спеціальні перегородки, а у котлах П-подібного типу наварюють на окремий блок термосифони так звані «плавники», що служать природною перешкодою для проходження газів між трубами блоку. [6].

Для чищення поверхонь нагріву від пилу котли-утилізатори постачаються системами очищення: газоімпульсної, пневмоімпульсної та/або магнітомпульсної.

Для збільшення надійності природної циркуляції в котлах утилізаторах екрани газоходів та блоки термосифонів розбиваються на кілька незалежних циркуляційних контурів. Принцип роботи на природній циркуляції теплоносія ґрунтується на різниці питомої ваги води в опускному трубопроводі та пароводяної суміші, що утворюється в результаті відбирання тепла охолоджувальними поверхнями установки. [7].

Живильна вода подається в барабан - сепаратор, звідки потім по опускним трубопроводам надходить до теплообмінних поверхонь (панелей) та блоках термосифонів. У них вода частково перетворюється на пароводяну суміш, яка по підйомним трубопроводам повертається до барабану-сепаратору, де відбувається двоступінчаста сепарація пари (відділення пари від води). У перший сткпінь (чистий відсік) включаються екрани радіаційного газоходу і блоків термосифона. До другого ступеня (соляний відсік) включаються екрани котла утилізатора і ширми конвективного газоходу. Як сепараційні пристрої чистого відсіку встановлюються занурювальні дірчасті щити та пароприймальна стеля. У соляному відсіку встановлено два внутрішньобарабанні циклони. Відсепарована пара відводиться паропроводом споживачам, а вода залишається в барабані-сепараторі.

Нестача води в барабані – сепараторі поповнюється живильною водою.



а)



б)

Рис.1.5 Котел-утилізатор із термосифонами за вельц-піччю на металургійному комбінаті: а) вид зверху: «розсічення» між радіаційною та конвективною групою термосифонів встановлено повітропідігрівач; б) вид з торця (котел-утилізатор у процесі монтажу) [8].

Барабан-сепаратор встановлюється вище котла-утилізатора для забезпечення тиску при природній циркуляції. Як правило, він

виготовляється із сталі 20, товщина стінки – понад 20 мм (залежно від параметрів вироблюваного пару).

Відхідні технологічні гази після джерел ВЕР (металургійних печей, конверторів тощо) з температурою від 600 до 1300°C через аптейк послідовно надходять спочатку в радіаційну, потім і конвективну частину газоходу, де з допомогою теплообміну охолоджуються до температури 450–500°C.

Найчастіше, при стабільних теплових навантаженнях, встановлюють хвостові поверхні нагріву: повітропідігрівач для підігріву дутьового повітря та водяний економайзер для підігріву живильного поду. Враховуючи агресивність відхідних газів, як матеріал для хвостових поверхонь практичніше вибирати нержавіючу сталь, або передбачати спец. покриття [9].

Досліджувані термосифони [11] можна кваліфікувати так:

- за класифікацією тепловодів: до однокорпусних замкнених з (закритим) гравітаційним двофазним термосифоном;
- за конструкцією та типом дії (відносяться до випарних поверхонь);
- за способом розташування: вертикальні;
- за різновидом режиму роботи: режим двофазної суміші;

Спосіб обтікання газів, залежно від конструкції теплоутилізаційної установки, може бути як поздовжнього так і поперечного розташування – шахове чи коридорне, залежно від завдань проектування.

Унікальні властивості теплових труб та термосифонів сприяють їх активному застосуванню, проте для створення ефективних пристроїв даного виду та успішного їх застосування потрібне наукове забезпечення. [10].

Водночас варто враховувати накопичений досвід експлуатації термосифонів у промисловому виробництві з урахуванням специфіки галузі в яких вони застосовуються. Таким чином, при впровадженні нових пристроїв

термосифонами, а також під час проведення капітального ремонту діючих установок необхідно приділяти уваги питанням підвищення надійності та ефективності їх роботи.

1.2 Порушення режимів експлуатації термосифонів та наслідки.

Проведення різних технологічних операцій на металургійних печах впливає на зміну кількості та характеристики відхідних газів (запиленість, склад, температура та ін.), теплота яких утилізується в котлах-утилізаторах. Це впливає і на поверхні нагріву: відбуваються відкладення пилу, налипання, зміна режимів теплопередачі та вироблення теплової енергії. В окремих випадках, коли питома витрата теплової енергії перевищує граничну здатність передачі термосифон, це призводить до виходу їх з ладу. Нижче на рисунку 1.6 наведено приклади виходу з ладу термосифонів, що сталися у зв'язку з порушенням режимів роботи основного устаткування. [11].



Рис. 1.6 Загальний вигляд термосифонів, що вийшли з ладу

Результати фотоелектричного спектрального аналізу, а також мікрорентгеноспектрального аналізу (МРСА) [22] показали, що як матеріал для виготовлення труб термосифонів найчастіше використана сталь 10

У конструкціях для виготовлення термосифона використовуються безшовні труби Θ 89x6 мм. При номінальному навантаженні розрахунковий тиск всередині термосифону знаходиться в межах 39 кгс/см^2 що відповідає температурі насичення $247,8^\circ\text{C}$.

Характер руйнувань труб термосифонів пов'язані з перевищенням робочого тиску всередині порожнини термосифона, внаслідок чого може статись розрив труб ТЗ у верхній частині зони випаровування термосифона. Тобто причини виходу з ладу термосифона насамперед слід пов'язати з причинами підвищення тиску або локальних стрибків тиску у внутрішній порожнині.

Основною характеристикою термосифона є його граничні теплопередаючі здібності (критична потужність), при перевищенні якої починають проявляти себе кризові явища теплообміну. Відповідно до [17], на рисунку 1.7 наведено класифікація основних кризових явищ теплообміну, що відбуваються в термосифони. Однак існують інші чинники, що впливають на руйнування термосифонів.

При різкому (стрибкоподібному) збільшенні теплового навантаження значна частина теплоносія в порожнині термосифона переходить у пароподібний стан, внаслідок чого робочий тиск у порожнині термосифона збільшується, і може виникнути криза теплопереносу при неповному обмиванні поверхні нагрівання плівкою рідини. Неповне обмивання поверхні нагрівання виникає через зниження витрати стікаючого конденсату, внаслідок чого відбувається осушення ділянок зони випаровування термосифона та підвищення температури стінок [12].

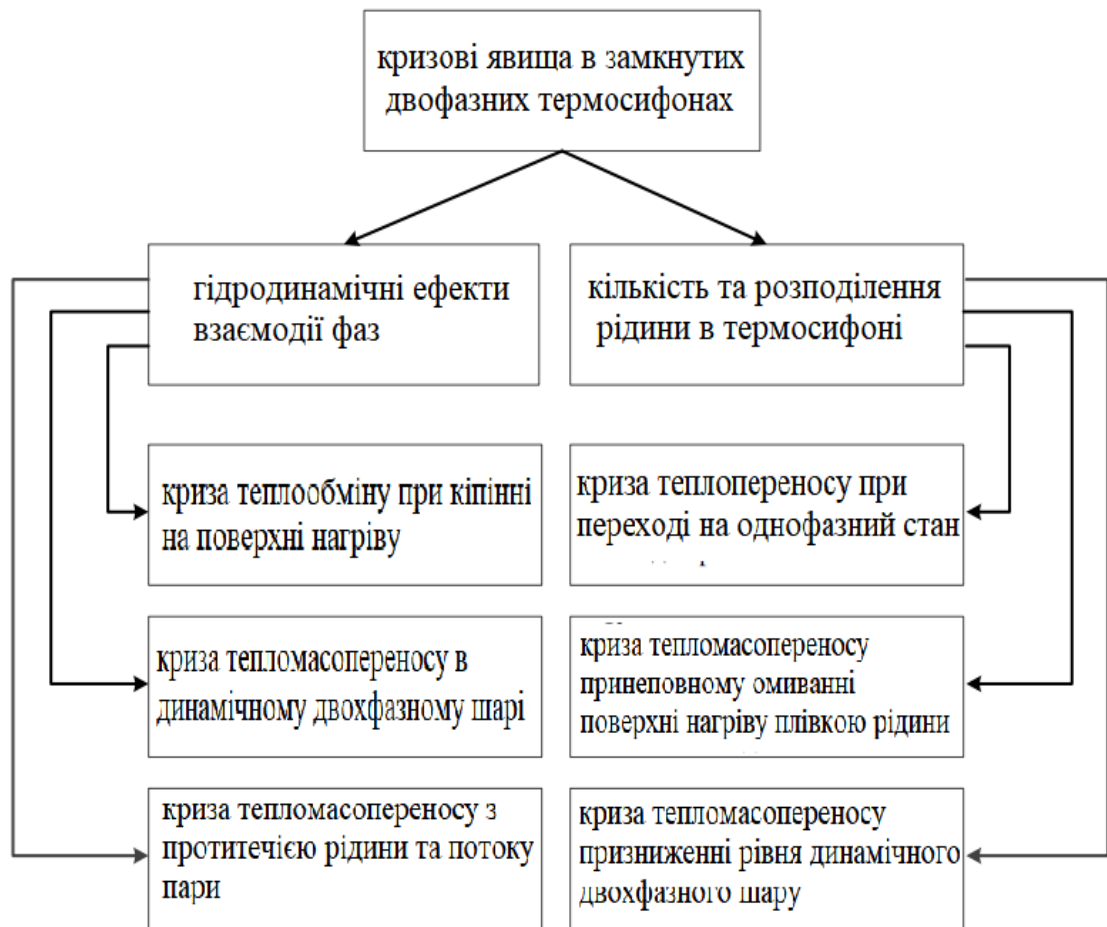


Рис.1.7 Класифікація кризових явищ, що відбуваються в термосифонах

Неповне обмивання поверхні нагрівання виникає через зниження витрати стікаючого конденсату, внаслідок чого відбувається осушення ділянок зони випаровування термосифона та підвищення температури стінок

При цьому відбувається часткове влучення конденсату на осушені ділянки стінок термосифона, внаслідок чого відбуваються локальні стрибки тиску через миттєве закипання конденсату. Стрибки тиску місцями можуть мати характер локальних вибухів. Сукупність всіх цих факторів може призвести до перевищення гранично допустимого тиску при підвищенні температури стінки зони випаровування та руйнування термосифонів. [13].

Неповне обмивання внутрішньої поверхні нагріву, у свою чергу могло бути викликано досягненням межі захлинування, властивої для довгих термосифонів, які оптимальні як основні базові елементи нагрівання в установках з великими коефіцієнтами заповнення та великими поздовжніми

та малими радіальними тепловими потоками. Захлинування настає внаслідок нестійкості рідкої плівки через велику міжфазну зсувну напругу, яка пояснюється високою швидкістю пари при інтенсивних теплових потоках. Зсувна напруга заважає конденсату повернутися в зону випаровування, що веде до захлинування в конденсаторі [18]. Однак проведені розрахунки показали, що швидкість пари, що випаровується в термосифоні, знаходиться на рівні 0,57 м/с, а швидкість стікаючої плівки може сягати 1,24 м/с. За таких швидкостей теплоносія ефект «захлинування» у трубному каналі з внутрішнім діаметром 77 мм малоймовірний.

Разом з тим осушення стінок термосифонів можливе і при невеликих швидкостях стікання конденсату, при нерівномірному омиванні стінки та недостатності теплоносія в термосифоні. При заповненні термосифонів варто звертати особливу увагу на розрахункову кількість теплоносія що заливається і не допускати його втрати. При вищих теплових навантаженнях кількість необхідного теплоносія має бути перераховано спеціалізованою проектною організацією. [19]

Варто також брати до уваги версію можливого порушення циркуляції охолоджуючого теплоносія, що рухається в міжтрубному простір блоку термосифонів. У цьому випадку відсутня теплотримання від термосифонів, та після повного випаровування теплоносія, труба термосифон, що знаходиться в газозоді, перегорає. [20]

Причиною відсутності охолоджуючого теплоносія може бути порушення умов експлуатації та контролю за рівнем котлової води в барабані-сепараторі, внаслідок чого виникає нестача теплоносія у контурі природної циркуляції з термосифонами. Цей фактор може посилюватись відсутністю регулярних продувок нижнього колектора блоків термосифонів, які виробляються на більшості установок вручну, а їх ефективність та регулярність багато в чому залежить від людського фактору. [21]

Ще одним істотним фактором, що впливає на температуру стінки термосифону і, як наслідок, на підвищення інтенсивності кипіння теплоносія

на даній ділянці є налипання сполук сірки, що догорає на поверхні нагріву (рисунок 1.8). Однак це явище, хоч і має місце в деяких теплоутилізаційних установках, у цьому випадку не є визначальним, оскільки за результатами проведеного МРСА налипань пилу та даних заводської лабораторії, вміст сірки у відібраних пробах знаходиться в межах від 5 до 10%, а в стані сульфатних сполук сірка не є горючою речовиною. [22]



Рис.1.8 Налипання сполук сірки, що догорає на поверхні нагріву

Догорання сірки на стінках теплообмінних поверхонь властиве для теплоутилізаційних установок, що охолоджують гази з високою запиленістю після печей ПЖВ (з автогенним процесом «плавки в рідкій ванні») кольорової металургії.

1.3 Висновки по розділу 1.

1. Котли-утилізатори з термосифонами унікальні з погляду конструкторських рішень. Це пов'язано, перш за все, з необхідністю на етапі проектування вбудувати установку у вже діюче виробництво, враховуючи габарити цеху, розташування джерел ВЕР та іншого обладнання, характер технологічного процесу.

2. Термосифони є перспективними теплопередаючими елементами в різних системах, що потребують підвищеної надійності. Термосифони

мають малий термічний опір, прості і автономні в роботі і не вимагають додаткових витрат енергії на перекачування теплоносія.

3. Для підвищення ефективності омивання поверхні термосифонів гарячими газами в котлах тунельного типу встановлюють спеціальні перегородки, а у котлах П-подібного типу наварюють на окремий блок термосифони так звані «плавники», що служать природною перешкодою для проходження газів між трубами блоку.

4. Для збільшення надійності природної циркуляції в котлах утилізаторах екрани газоходів та блоки термосифонів розбиваються на кілька незалежних циркуляційних контурів.

5. Унікальні властивості теплових труб та термосифонів сприяють їх активному застосуванню, проте для створення ефективних пристроїв даного виду та успішного їх застосування потрібне наукове забезпечення.

6. Основною характеристикою термосифона є його граничні теплопередаючі здібності (критична потужність), при перевищенні якої починають проявляти себе кризові явища теплообміну.

РОЗДІЛ 2

ПОРІВНЯЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕРМОСИФОНІВ ПРИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ

2.1 Використання термосифонів для утилізації теплоти високотемпературних газів.

Питання використання теплоти промислових газів, які одержані у результаті виробництва чорних та кольорових металів досліджується досить давно. У процесі утилізації можлива вироблення теплової енергії у вигляді пари чи гарячої води. Отримані теплоносії можуть використовуватись для теплопостачання підприємства, а також об'єктів різного призначення. У цьому випадку використовуються котли-утилізатори. [23]

Температура газів у деяких випадках досягає 1000 °С і більше. У таких випадках температурні режими роботи металу стінки труби близькі до граничних. Використання високолегованих сталей різного типу теж не завжди дозволяє вирішити це питання.

Альтернативою використанню традиційних змійникових поверхонь нагріву може стати встановлення термосифонів. Це досить новий вид теплообмінного обладнання, який вимагає апробації у промислових умовах. [24].

Існуючий на виробництві пристрій для утилізації тепла відхідних димових газів доменний повітрянагрівач — це система теплообмінників, що використовує термосифони [38] В країнах з розвиненою промисловістю (компанії "Kütner" Німечина , "Paul Würth" Люксембург, та ін.) надають перевагу теплообмінникам із термосифонами та пластинчастим теплообмінникам.

Температурні режими котлів-утилізаторів безпосередньо залежать від роботи основного устаткування, у якому утворюються гарячі гази різного хімічного складу. При цьому зміна навантаження печі тягне за собою зміну

витрати гарячих газів, а, отже, вироблення теплової енергії у вигляді пари або гарячої води котлом-утилізатором. [23]

Замкнуті двофазні термосифони за останнє десятиліття зарекомендували себе в багатьох галузях промисловості як високоефективні, надійні теплопередавальні пристрої завдяки поєднанню низки унікальних властивостей: простоті виготовлення, відсутності рухомих частин та потреби в перекачуванні теплоносія, можливості створення ізотермічних умов на великих площах та значній теплопередавальній здатності.

При роботі металургійної печі виділялися газу у кількості 75000-94500 м³/год та температурою близько 1500 °С усередині печі. Для зниження втрат теплоти газів, що йдуть було ухвалено рішення про встановлення котла-утилізатора за піччю. Робота термосифона розглядається як робота об'єкта системи автоматичного регулювання з визначенням основних параметрів об'єкта. Для цього необхідно отримати рівняння об'єкту. У цьому випадку це рівняння зміни температури насичення в термосифоні в часі в залежності від режимних і конструктивних параметрів термосифону [24].

Це рівняння можна отримати, якщо розглядати роботу одиничного термосифона з урахуванням розподілу теплових потоків на його поверхні. Для цього записуються рівняння для визначення термічних опорів процесів теплопровідності, випаровування та конденсації теплоносія.

Для визначення коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні та конденсації використовується загальноприйняті формули Нуссельта та Міхеєва [21, 22].

Рівняння для зміни температури насичення теплоносія в термосифоні

$$(M_M \cdot c_M + M_B \cdot c_B) \frac{dt_H}{dt} = \frac{(t_r - t_H)}{R_i} - \frac{(t_H - t_0)}{R_k},$$

де R_i та R_k – суми термічних опорів у зоні випаровування та конденсації.

У початковий момент часу рівний $\tau = 0$, у стаціонарному стані, температура насичення перебуває з умови $dt/d\tau = 0$.

Розрахунки зміни температури насичення у термосифоні проводиться для блоку термосифонів, встановлених у конвективному газоході за металургійною піччю. Результати зміни температури насичення представлені на рисунку 2.1, з якого слідує, що при ступінчастій зміні температури газів тривалість перехідного процесу становить близько 10 хвилин [25].

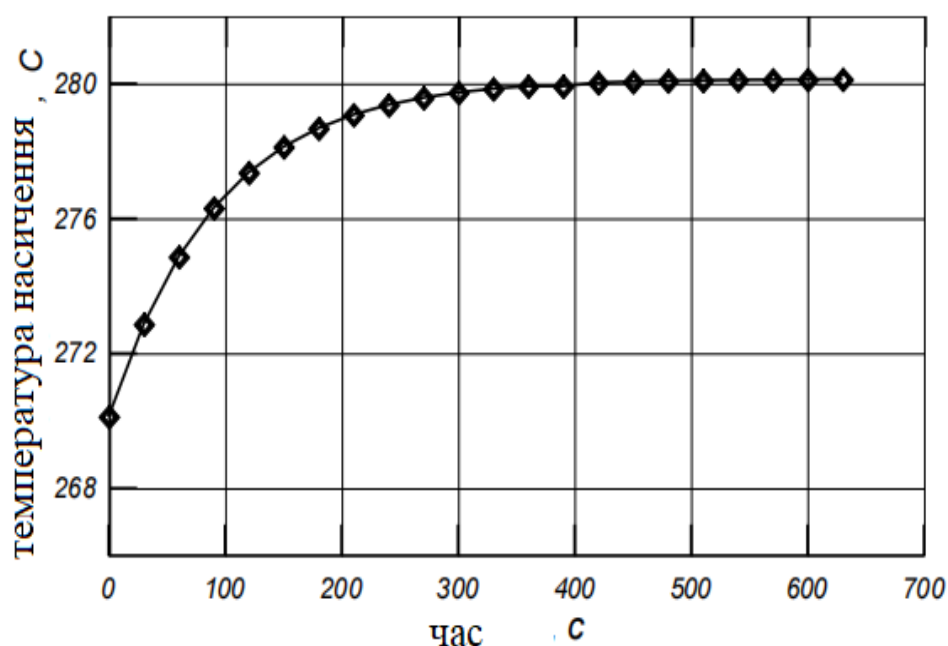


Рис.2.1 Зміна температури насичення у термосифоні при ступінчастому збільшенні температури газів від 900 °C до 1000 °C

Насправді організувати ступінчасту зміну температури на промисловій печі практично неможливо, через інерції самої печі та необхідності дотримання регламенту пуску і зупинки. Теоретичні дослідницькі характеристики які наведено у літературі [23, 24] - розрахункові характеристики (постійні часу та коефіцієнт посилення) термосифона як об'єкта регулювання при ступінчастому обуренні зміною температури газів. Результати дослідження показали збіг експериментальних даних із

розрахунковими навіть при заміні лінійного обурення витратою газів східчастим.

2.2 Теплова модель та конструктивні особливості котла-утилізатора із двофазним замкнутим термосифоном.

Розвиток досліджень у галузі розробки енергозберігаючих технологій та відповідного обладнання у різних галузях техніки, у тому числі в тепловикористовуючих установках та виробництвах, активно розпочато приблизно з 70-х років. XX ст. Зокрема, особлива увага приділялася двофазним замкнутим термосифонам (ДЗТ), що функціонують по замкнуто випарно-конденсаційному циклу без використання циркуляційних нагнітачів теплоносія.

Розглянуто можливість використання теплоти газів, що відходять, основного котельного агрегату системи опалення для підігріву води зворотної лінії в котлі-утилізаторі на термосифоні з роздільними блоками випаровування та конденсації теплоносія. (води). Котел-утилізатор із термосифоном призначений для ефективного використання вторинного джерела енергії. ДЗТ використовується як пристрій, що забезпечує передачу теплоти від димових газів до холодної води в результаті випарно-конденсаційного циклу. Пучок труб термосифона передає теплоту від димових газів до робочої рідини через стінку. Пристрій може входити до різних систем теплопостачання. Котел-утилізатор дозволить підвищити енергетичну ефективність технологічних процесів. [26].

Незважаючи на те, що утилізатор виглядає як теплообмінник із проміжним теплоносієм і характеризується дещо підвищеним по відношенню

до рекуперативного теплообмінника термічним опором, перспективність застосування подібної конструкції обґрунтовується такими факторами:

1. незначним збільшенням термічного опору через високу інтенсивність процесів випаровування і конденсації та можливості трансформації теплового потоку у зоні нагріву мережної води;
2. підвищенням екологічної безпеки системи опалення за рахунок зниження ймовірності проникнення агресивних сероводневих з'єднань що є у димових газах, та які можуть потрапити в основну мережу при порушенні корозійної стійкості матеріалу теплообмінника;
3. можливостями зниження гідравлічного опору каналу мережевої води, що нагрівається шляхом вибору необхідної геометрії проточної частини, винесення конденсатора-водонагрівача за межі агресивного газового середовища,
4. використання в якості конструкційних матеріалів теплообмінника відходів технологічного виробництва котлобудівного заводу. [27].

Котел-утилізатор - котельний агрегат, який використовує теплоту газів, що відходять. Застосування термосифона в утилізаторі котла дозволить використовувати ефективний випарно-конденсаційний цикл для передачі теплоти газів, що відходять воді зворотньої лінії централізованої системи опалення чи живильної води системи гарячого водопостачання.

Замкнений термосифон є теплопередавальним пристроєм водогрійного котла, який забезпечує перенесення теплоти від димових газів до холодної води в результаті випарно-конденсаційного циклу (рис. 2.2).

Він являє собою замкнутий контур з роздільними зонами випаровування та конденсації, виконаний у вигляді моноблока з виносним конденсатопроводом (рис. 2.2, а) або у вигляді роздільних зон випаровування та конденсації з виносним паропроводом і конденсатопроводом (рис. 2.2, б). [28].

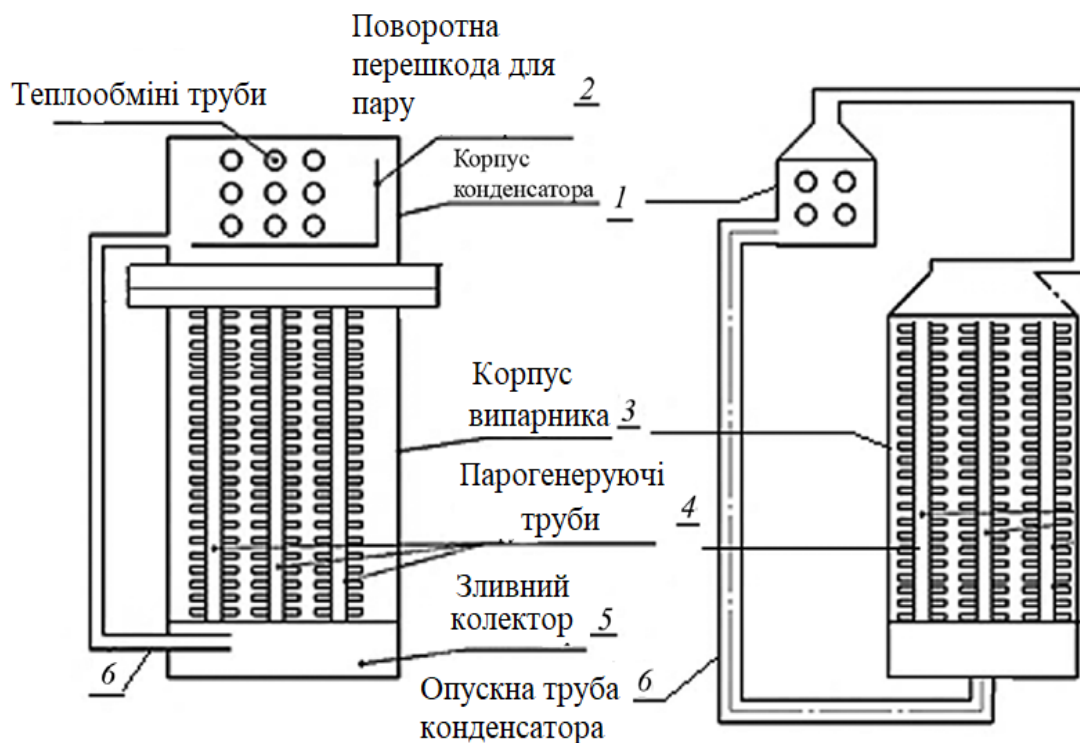


Рис. 2.2 Котел-утилізатор з термосифоном, виконаний у вигляді моноблоку (а) та з роздільними зонами випаровування та конденсації (б)

Випарник складається з пучка плоских ореброваних зовні труб 4, що є основними елементами, у яких відбувається передача теплоти від димових газів, що обтікають трубки зовні, до робочої рідини (воді) через стінку, внаслідок чого всередині трубок відбувається фазовий перехід.

Пар надходить в конденсатор 1, в якому розміщен пучок гладких труб, всередині яких до потрібної температури, наприклад температури гарячого водопостачання, нагрівається вода за рахунок конденсації пари, що надходить із трубок термосифона.

Трубки термосифона виконані зі штирькового ребра для інтенсифікації процесу теплообміну димових газів зі стінками трубки. Штирі розташовані у шаховому порядку, їх довжина 10 мм, діаметр - 5 мм. Трубки випарника та конденсатора закріплюються у трубних решітках. [28,29].

Конденсат через опускні труби 6 надходить у зливний колектор 5, звідки природним шляхом за різниці тисків подається в трубки термосифона 4. Таким чином, здійснюється циркуляція робочої рідини.

Теплове навантаження, тобто продуктивність, і температура пари при кипінні та конденсації рідини описаної вище конструкції залежать від величин поверхонь та інтенсивності теплопередачі в зонах випаровування та конденсації, температур і витрат горячого і холодного теплоносія.

Наявність одночасного перебігу процесів теплоперенесення, що мають різні механізми (конвекція, теплопровідність, кипіння та конденсація), вимагає постановки завдання розрахунку параметрів призначення - теплове навантаження Q , температура пари ТП - у сполученій інтерпретації.

Процес перенесення теплоти від горячого до холодного теплоносія може бути представлений у вигляді послідовного перенесення через ділянки, що відрізняються геометрією чи механізмом теплоперенесення, як схематично трансформована теплова модель, показана на рис. 2.3 [30].

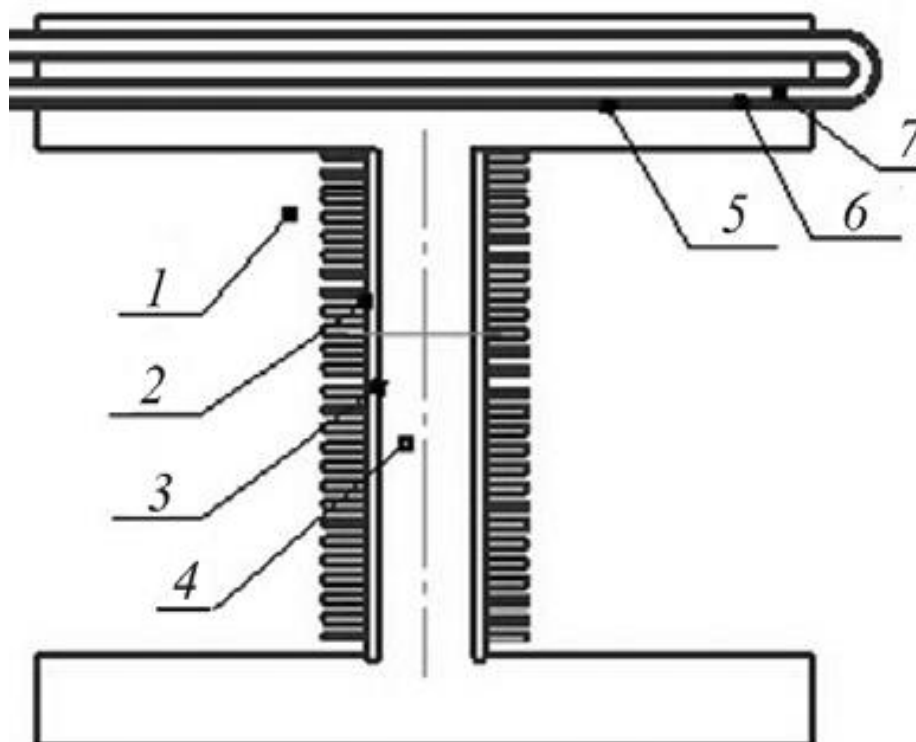


Рис.2.3 Узагальнена теплова модель ДЗТ

Гідравлічний діаметр, що входить визначається діаметром штирів, а швидкість руху газу у вузькому перерізі пучка труб - розміром проточного осередку, зображеного на рис. 2.4, та розташуванням труб у пучку.

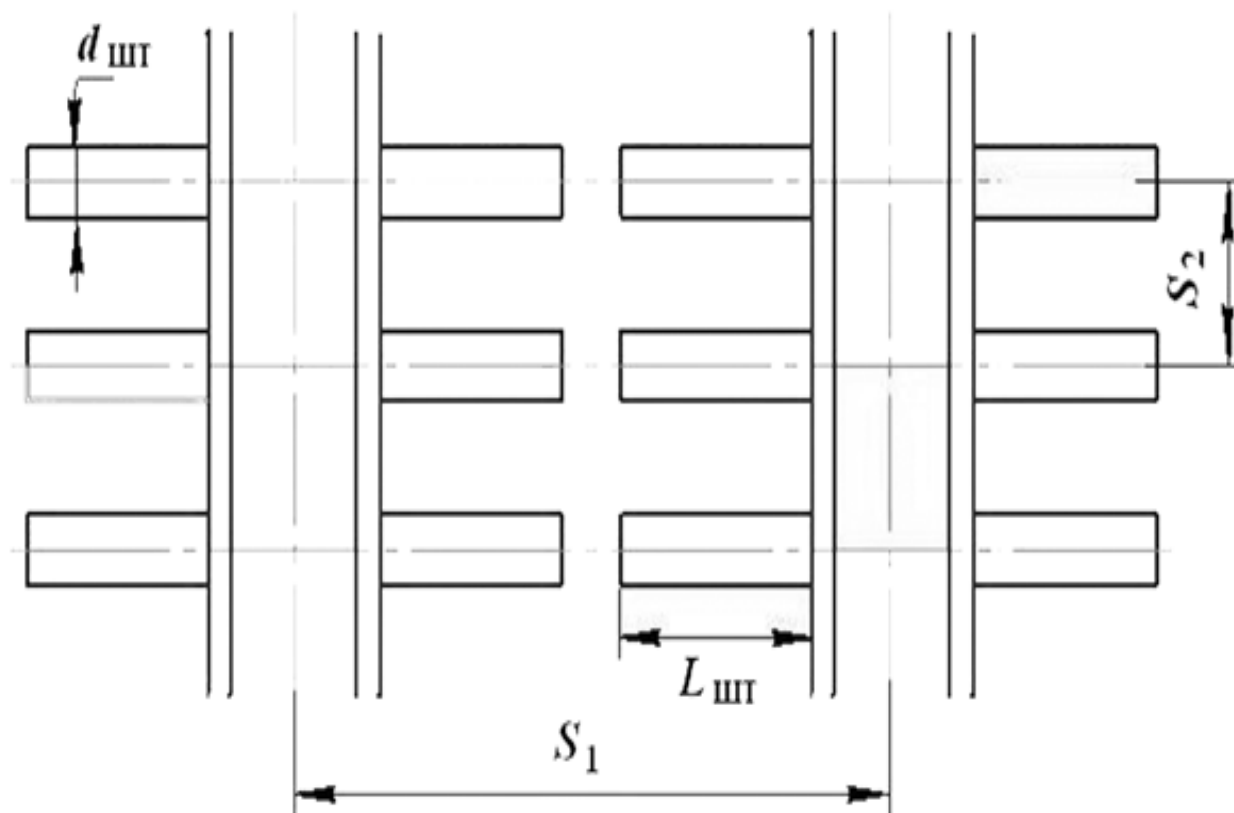


Рис.2.4 Схема проточного осередку для димових газів

Оскільки конструкційним матеріалом котла- утилізатора є проста сталь, можливо корозійне газовиділення у всіх елементах системи. [31].

У водонагрівальній частині, пов'язаній із системою опалення, видалення газу неконденсується може бути здійснено деаератором основної системи, а в замкнутому термосифонному контурі необхідно передбачити спеціальну систему газовидалення, наприклад, шляхом встановлення запобіжного клапана у нижній частині корпусу конденсатора, де скопиться газ що зконцентрується і підвищує тиск у контурі по відношенню до розрахункового.

Також у термосифонному контурі є необхідність поєднання процесів тепло- та масопереносу по рівності теплових навантажень випарника та конденсатора. [32].

2.3 Вплив газів що неконденсуються на теплообмін при конденсації.

За наявності в парі повітря або інших газів, що не конденсуються за даним деяких авторів [39, 40] тепловіддача при конденсації сильно знижується. Це відбувається тому, що на холодній стінці конденсується лише пара, а повітря лишається. За відсутності конвекції з часом повітря накопичується біля стінки і чинить значну перешкоду просування пари до стіни.

Отримані висновки зроблено на підставі закону Дальтона, який говорить про те, що загальний тиск суміші P_0 складається з парціальних тисків пари P_n та повітря $P_в$, тобто $P_0 = P_n + P_в$. Внаслідок конденсації пара P_n у стінки менше, ніж у іншому обсязі. Тому у напрямку до стінки P_n безперервно падає, і що ближче до стінки, то швидше, а $P_в$, навпаки, зростає (рисунок 2.5). Отже, у стінки виходить зона з підвищеним вмістом повітря, через яку молекули пари проникають лише шляхом дифузії. Наслідком цього є зниження температурного напору, оскільки через зменшення парціального тиску пари біля поверхні плівки температура насичення завжди нижча температури насичення при тиску P_0 . [33].

Досвідчена крива зміни відносного коефіцієнта тепловіддачі залежно від концентрації повітря в парі, за даними [37], наведено на рисунку 2.6. Тут по осі абсцис нанесено значення масової концентрації повітря у парі а по осі ординат – ставлення $\alpha_в/\alpha$, де $m_в$ - маса повітря, кг; $m_п$ - маса пари, кг, що містяться в одиниці об'єму суміші. Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_в$ віднесено до різниці температур $t_п - t_c$, де $t_п$ - температура пароповітряної суміші далеко від поверхні.

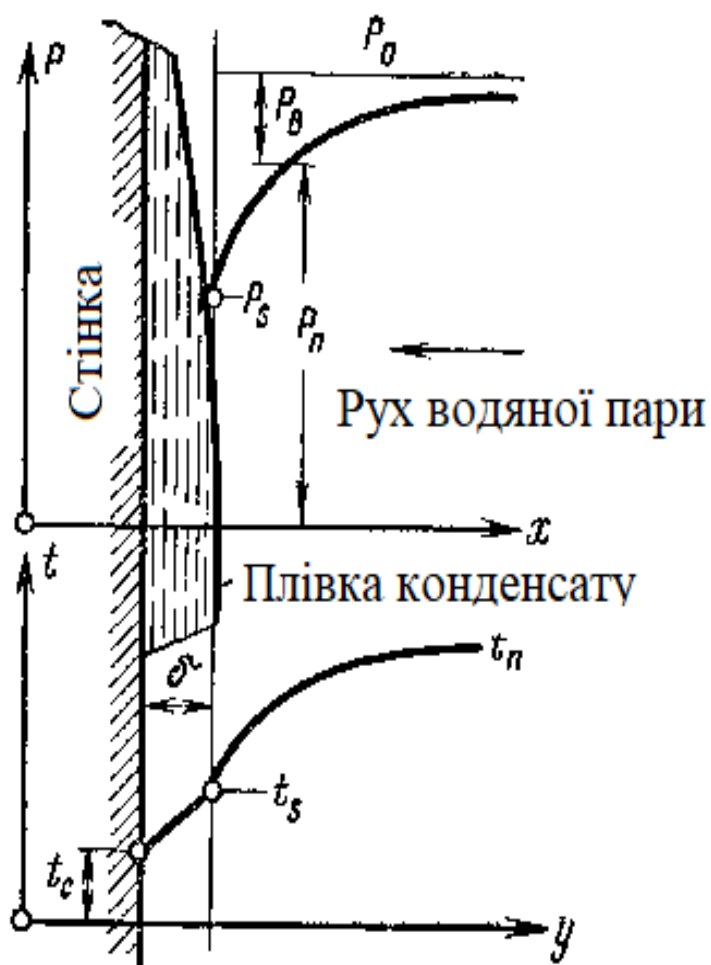


Рис. 2.5 Характер зміни парціальних тисків пари та повітря, а також температури пари.

На рисунку 2.6 наведено експериментальні дані вчених Гудемчука, Лангена та Отмера. Досліди проводились на горизонтальних $\chi = m_s/m_n$ %, трубах при ламінарному перебігу плівки конденсату за температури насичення 50–115 °С. Отримані дані фактично охоплюють понад 150 дослідів. Як видно з рисунку 3.5, при вмісті у парі навіть 1% повітря коефіцієнт тепловіддачі знижується на 60%. [34].

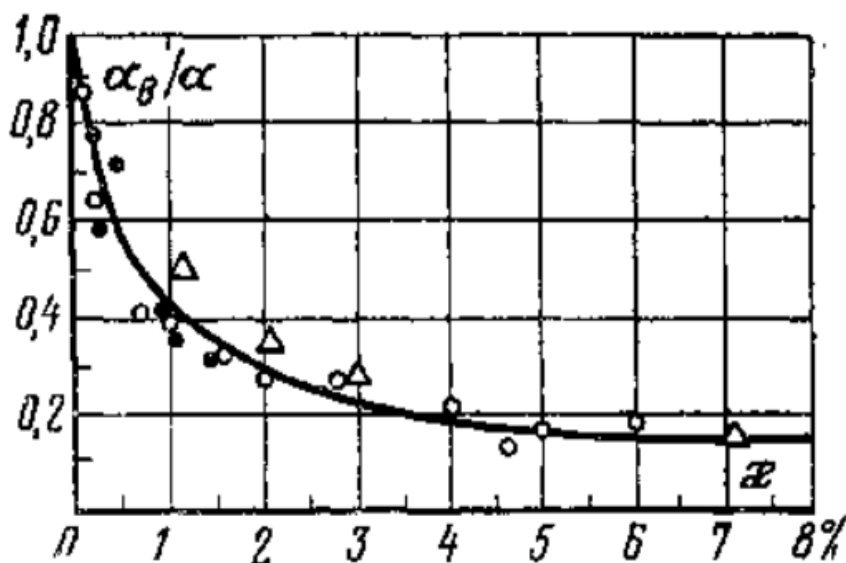


Рис. 2.6 Залежність відносного коефіцієнта тепловіддачі від концентрації повітря у парі

На рисунку 2.7 показано досліди І. В. Мазюкевича щодо конденсації парів аміаку на горизонтальній трубі $D=16$ мм, у присутності домішок повітря. Даний рисунок ілюструє зміну залежності α від q при підвищенні концентрації нейтрального газу в паро-газовій суміші. [35].

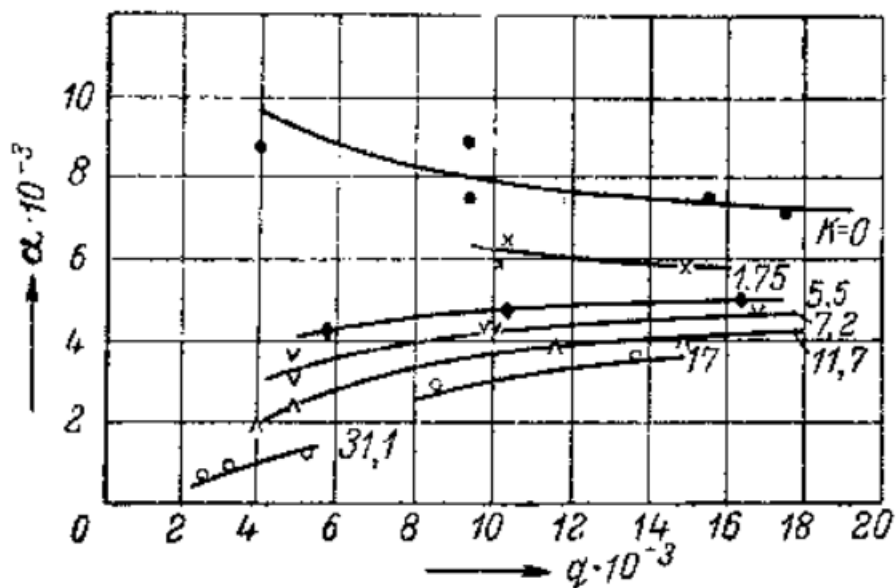


Рис.2.7 Залежність α від теплового потоку під час конденсації парів аміаку із суміші з повітрям за Мазюкевичем: $p=7$ ата, k – об'ємна концентрація повітря.

Проте існують роботи, у яких дослідним шляхом отримано результати, відмінні від вищевикладених.

Автор [47] досліджував теплообмін в повітропідігрівачі з проміжним теплоносієм. Лабораторні дослідження процесу теплообміну всередині труб повітропідігрівача показали, що вираз для коефіцієнта теплопередачі аналізованого повітропідігрівача має вигляд:

$$k = \frac{\varphi_v}{\left(\frac{1}{\alpha_r} + \varepsilon\right) \frac{H}{H_c} + \frac{1}{\alpha_e} \frac{H}{H_e}},$$

де φ_e – коефіцієнт що враховує погіршення роботи поверхні внаслідок наявності в трубах газів, що не конденсуються.

Цей коефіцієнт був отриманий дослідним шляхом залежно від температури стінки що обігривається. Дослідження проводилися в діапазон температур від 80 до 200 °С. В результаті було отримано, що коефіцієнт φ_v знаходився в межах від 0,75 до 0,96. Це говорить про те, що вплив газу, що не конденсується – повітря – не настільки великий, як це описувалося раніше.

У рамках проведених досліджень автором було проведено оцінку [41] впливу газів, що не конденсуються, на процеси конденсації водяної пари з парогазової суміші за фактичних умов роботи термосифона.

Спираючись на досвід розробки математичних моделей впливу неконденсованих газів на процеси тепло- та масообміну [43-46] отримано залежності (рисунок 2.8). Вплив НКГ на коефіцієнт тепловіддачі від пари, що конденсується визначалося за нижченаведеною формулою:

$$\alpha = 0,56 \cdot \alpha_0 \cdot \varepsilon^{-0,05}$$

де α_0 – середнє значення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації водяної пари в горизонтальному трубному пучку для $\varepsilon = 0,005-0,02$ % та враховує неоднорідність розподілу швидкостей та основних параметрів конденсується ПГС;

ε - масова концентрація повітря в ПГС.

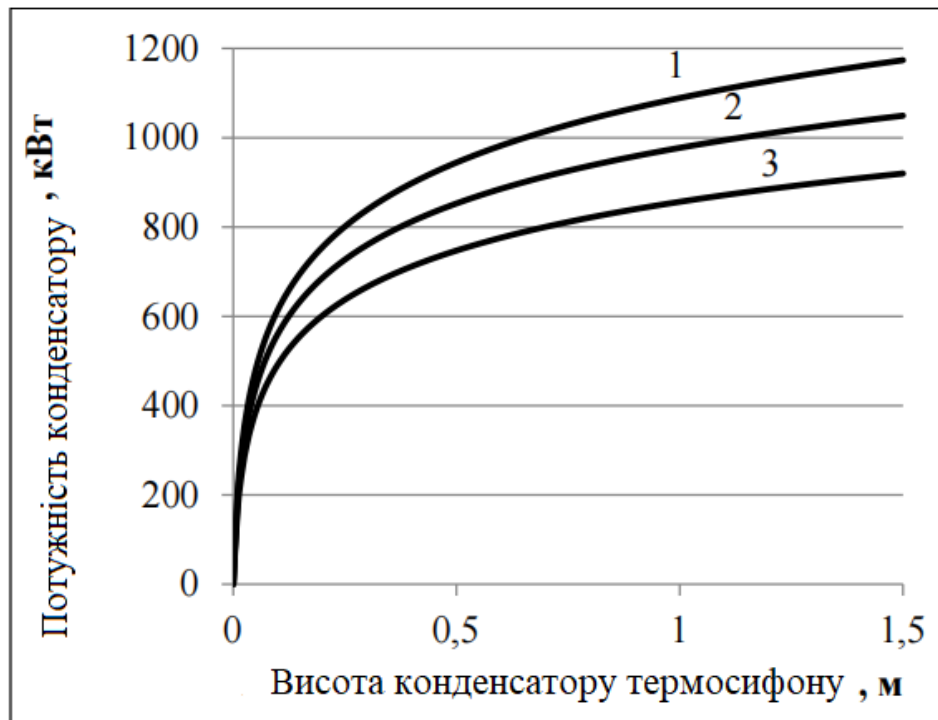


Рис.2.8 Зміна потужності конденсатора термосифона залежно від концентрації повітря в ПГС: 1 – при концентрації повітря у ПГС 0%; 2 – при концентрації повітря в ПГС 20%; 3 – при концентрації повітря в ПГС 50%

При скороченні вмісту повітря в ПГС з 50% до 0% потужність конденсатора ТЗ збільшується на $\Delta Q=205,0$ кВт (для NH_4 $\Delta Q=240,2$ кВт, для CO_2 $\Delta Q=336,2$ кВт). Неважко помітити, що інтенсивність конденсації зростає з висотою конденсатора термосифона. Цей факт свідчить про нерівномірність розподілу неконденсованих газів по довжині теплообмінного апарату, який накопичується у більшій ступені у верхній частині порожнини ТС і, перемішуючись з парою, розподіляється за його висотою залежно від режиму кипіння та щільності теплового потоку. [38].

Результати дослідження показали, що при видаленні НКГ із порожнини ТЗ, можливо досягнуто річної економії для кожного ТС за рахунок збільшення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації пари всередині ТЗ і, як наслідок, підвищення продуктивності установки по пару.

З рисунку 3.8 видно, що навіть при дуже низьких концентраціях межі від 0 до 1% спостерігається різке падіння коефіцієнта тепловіддачі при

конденсації (приблизно 30-35 %). З рівнянь теплового балансу був розрахований потенціал теплової потужності окремого термосифону, рівний 23 кВт, досягти який можливо за рахунок видалення газів, що не конденсуються з його порожнини. [39].

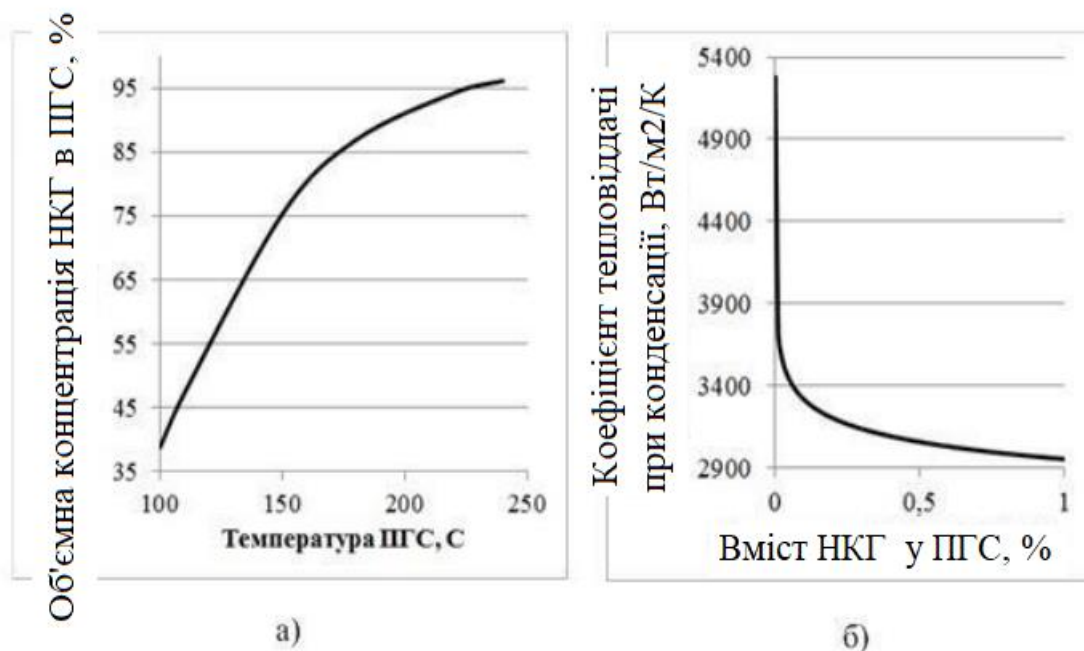


Рис.2.9 а) – залежність об'ємної концентрації НКГ у ПГС від температури ПГС; б) – залежність коефіцієнта тепловіддачі при конденсації від вмісту НКГ у ПГС.

В даний час на підприємствах, що експлуатують теплоутилізаційні установки з термосифонами, вже відпрацьована та реалізується методика видалення НКГ із порожнини ТС при їх заповненні по двом варіантам:

1. Витіснення НКГ із порожнини термосифонів парами теплоносія;
2. Ваккумування термосифонів.

2.4 висновки до розділу 2.

1. Альтернативою використанню традиційних змійникових поверхонь нагріву може стати встановлення термосифонів. Це досить новий вид теплообмінного обладнання, який вимагає апробації у промислових умовах.

2. Температурні режими котлів-утилізаторів безпосередньо залежать від роботи основного устаткування, у якому утворюються гарячі гази різного хімічного складу.

3. Теплове навантаження, тобто продуктивність, і температура пари при кипінні та конденсації рідини описаної в розділі конструкції залежать від величин поверхонь та інтенсивності теплопередачі в зонах випаровування та конденсації, температур і витрат горячого і холодного теплоносія.

4. В даний час на підприємствах, що експлуатують теплоутилізаційні установки з термосифонами, вже відпрацьована та реалізується методика видалення НКГ із порожнини ТС при їх заповненні по двом варіантам:

1. Витіснення НКГ із порожнини термосифонів парами теплоносія;

2. Ваккумування термосифонів.

5. Теплообмінники на теплових трубах і термосифонах мають переваги у порівнянні з теплообмінними апаратами інших типів: високу ефективність утилізації тепла внаслідок малого термічного опору, здатністю працювати при малих температурних тисках; підвищена експлуатаційна надійність, оскільки

розгерметизація однієї або кількох теплових труб не призводить до втрати працездатності всієї системи; відсутністю необхідності у засобах для забезпечення циркуляції проміжного теплоносія через автономність пристроїв з замкнутим випарно-конденсаційним циклом; компактність.

РОЗДІЛ 3

ЗАКОНОМІРНОСТІ ПРОЦЕСІВ ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕРМОСИФОНІВ ПРИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОВИХ ВІДХОДІВ

3.1 Розрахунок термосифонів.

Ефективність теплопередачі теплообмінних апаратів та поверхонь нагріву котлів-утилізаторів із термосифонами залежить від багатьох факторів, що ускладнює уніфікацію підходів при їх проектуванні та конструюванні.

Описані у літературі розрахункові моделі [21, 24, 37] призначені для визначення теплопередаючих здібностей пристроїв. Однією з найважливіших характеристик при цьому є термічний опір R , що визначається як відношення між різницею середніх температур випарника і конденсатора до щільності потоку, що передається:

$$R = \frac{\bar{T}_{ev} - \bar{T}_c}{q} = \frac{\Delta T}{q}$$

Повний термічний опір складається з локальних складових, що утворюють контур. При роботі пристрою в стаціонарному режимі на шляху теплового потоку, що передається 10 окремих термічних опорів, які схематично зображені рисунку 3.1.[22]

З урахуванням усіх опорів контуру повний термічний опір може бути виражений наступним чином:

$$R = R_1 + \left[(R_2 + R_3 + R_5 + R_7 + R_8)^{-1} + R_{10}^{-1} \right]^{-1} + R_9$$

Зазвичай R_1 значно більше за інші термічні опори контуру. Оскільки він паралельний ланцюжку опорів від R_2 до R_8 , він може бути видалений із загального виразу. R_5 , навпаки, дуже малий і також може бути виключений. Опірами R_4 і R_5 , пов'язаними з кривизною менісків на кордоні рідина – пара і з перепадом тисків, через їх незначні величини їми також можна знехтувати.

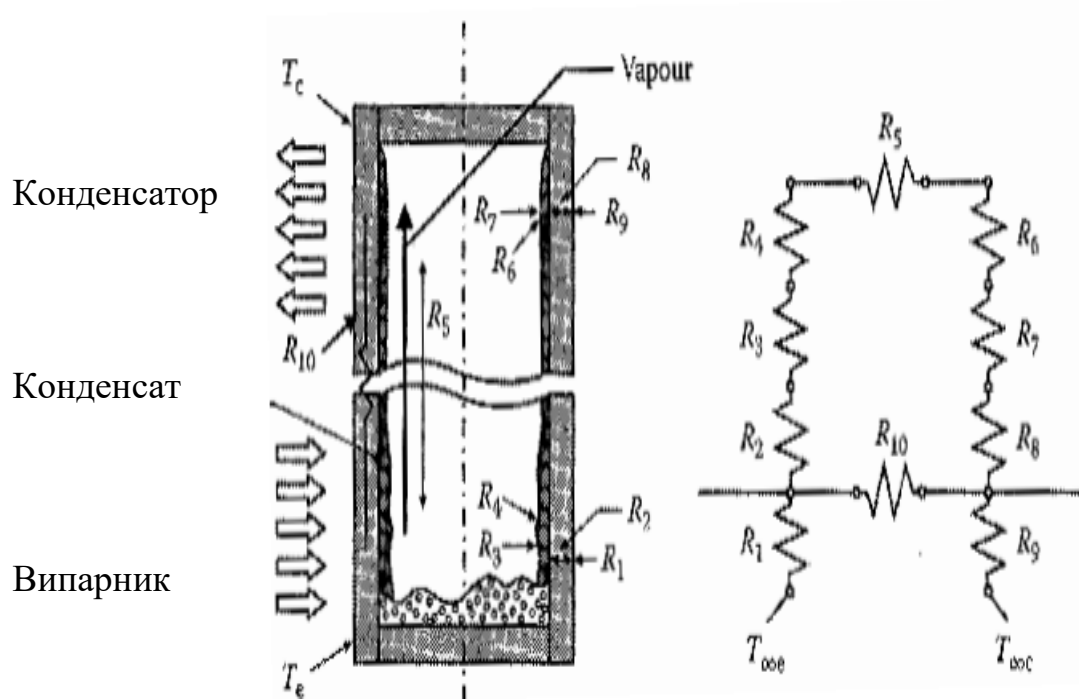


Рис.3.1 Контур термічних опорів термосифона

Таким чином, оцінюючи повний термічний опір термосифона котла-утилізатора, зазвичай беруть до уваги такі складові:

- зовнішній опір випарника R_1 ;
- опір стінки випарника R_2 ;
- опір, пов'язаний з випаровуванням, R_3 ;
- опір, пов'язаний з процесом конденсації, R_7 ;
- опір стінки конденсатора, R_8 ;
- зовнішній опір конденсатора (випаровування котлової води), R_9 .

Таким чином,

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_7 + R_8 + R_9$$

У більшості випадків визначальними є зовнішні опори R_1 та R_9 , величини яких перевищують інші. [41].

Крім визначення повного термічного опору, розрахунок термосифону передбачає також визначення умов його працездатності, зокрема, критичних теплових потоків, при яких можливе пересихання поверхні випарника, або тиск і температура всередині корпусу досягають таких величин, при яких може

існувати лише одна фаза – пара чи рідина.

3.2 Теплообмін у послідовно розташованих рядах термосифонів під час кипіння

В цілому при досить розвиненому кипінні, коли поблизу поверхні нагрівання об'ємний парозміст стає значним, висока інтенсивність тепловіддачі при кипінні визначається малим термічним опором тонкого рідинного прошарку, що залишається на самій поверхні нагрівання. Наявність такого прошарку у всій області бульбашкового кипіння підтверджується результатами ряду експериментальних робіт, пов'язаних із вивченням механізму кипіння.

Перенесення теплоти через цей пристінний шар рідини внаслідок його малої товщини здійснюється, переважно, теплопровідністю.

При аналізі та обробці дослідницьких даних автори [34] рекомендують

врахувати, що коефіцієнт тепловіддачі при бульбашковому кипінні залежить від щільності теплового потоку слабше, ніж від температурного напору. Це впливає з виразу $q = \alpha \Delta t$, відповідно якщо $\alpha \sim q^n$, то $\alpha \sim \Delta t^m$, $m = \frac{n}{1-n}$.

де

Тому залежність, побудована в координатах (α, q) більш плавно і точніше описує процес. За даними Міхеєва М. А., для розрахунку тепловіддачі при пухирцевому кипінні може бути рекомендована наступна залежність:

$$\alpha = b \left(\frac{\lambda^2}{\nu \sigma T_s} \right)^{1/3} q^{2/3},$$

де b – коефіцієнт:

$$b = 0,075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right)^{2/3} \right]$$

Усі фізичні властивості у цій формулі слід вибирати за температурі насичення.

З загального рівняння кожної рідини автором [35] були отримані простіші вирази, у тому числі для води:

$$\alpha = \frac{3,4 p_s^{0,18}}{1 - 0,0045 p_s} q^{2/3},$$

де p_s – бар;

q – Вт/м².

Формула застосовується в діапазоні тисків від 1 до 200 бар. [35].

Авторами [36] було проведено дослідження інтенсивності теплообміну при кипінні рідин у широкому діапазоні зміни геометричних, режимних та фізичних параметрів. Термосифони були виконані з труб із нержавіючої сталі з розмірами $d_{зов} / d_{вн} = 22/20, 32/30, 40/38$ мм; довжина ділянки нагрівання змінювалася від 0.2 до 0.4 м.

Отримані дослідним шляхом дані узагальнені за допомогою формули:

$$Nu = 0,21 Re^{1/3}$$

Однак у більшості випадків при обробці експериментального матеріалу рекомендується використовувати наступну залежність для кипіння у великому обсязі [36]:

$$\alpha = 38,7 \cdot \Delta t^{2,33} \cdot p_s^{0,5}$$

Усі вищеописані залежності відбивають лише якийсь середній рівень тепловіддачі. Відхилення даних різних дослідників у даній області в основному пояснюються не похибками вимірів, а різницею у поверхневих умовах. Ці відхилення лежать у межах $\pm 35\%$.

На початковому етапі розрахунку розглядається перший щодо набігаючого потоку газу ряд термосифонів у теплообміннику. У цьому випадку, як вказувалося раніше, необхідно коригувати величину коефіцієнта конвективного теплообміну між газом та поверхнею випарника термосифону. Якщо рахувати умови теплообміну для всіх термосифонів в ряду однаковими, то сумарний тепловий, потік що знімається з першого ряду дорівнює [37]

$$Q_{\Sigma 1} = \eta_1 Q_1$$

Оскільки температура води, що охолоджує, вважається постійною, то весь тепловий потік, що знімається з ряду термосифонів, витрачається на пароутворення в потоці та поява його двофазності.

Об'ємна витрата пари на виході з першого ряду термосифонів теплообмінника визначається як

$$G_v = \frac{Q_{\Sigma 1}}{\rho_l r},$$

а пароміст потоку охолоджувальної води

$$y_v = \frac{G_v}{G_v + G_{l1}},$$

де G_{l1} – витрата охолоджуючої води через один ряд термосифонів теплообмінника.

При проходженні першого ряду термосифонів газ віддає тепло та охолоджується. Середня температура газу після виходу з першого ряду дорівнює

$$t_{gout1} = t_{gin} - \frac{Q_{\Sigma 1}}{c_{pg} G_g}$$

Величини c_{pg} та G_g вимірюються в об'ємних величинах.

Для наступних рядів порядок розрахунку такий самий, як і для першого ряду. Необхідно врахувати зміну коефіцієнта конвективного теплообміну потоку газу із поверхнями випарників за температуру набігаючого потоку газу береться величина, t_{gin1} визначена $t_{gin2} = t_{gout1}$, [17].

Далі визначаються величини Q для однієї теплової труби, $Q_{\Sigma 2}$ для всього ряду, і паровміст потоку, що виходить з цього ряду охолоджувальної води.

Під час переходу до наступного ряду теплообмінника процедура розрахунку не змінюється, тобто, $t_{gin3} = t_{gout2}$, та обчислюються всі необхідні параметри.

Сумарний вміст потоку вихідної води визначається як середнє від паровмісту по окремих рядах теплообмінника. Сумарна теплова потужність, що знімається з теплообмінника, визначається як сума потужностей, що знімаються з окремих рядів.

$$Q_{\Sigma} = \sum_{n=1}^n Q_{\Sigma i}$$

Загальний вигляд конструкції, основні розміри та схема установки датчиків температури в термосифоні наведено рисунку 3.2.

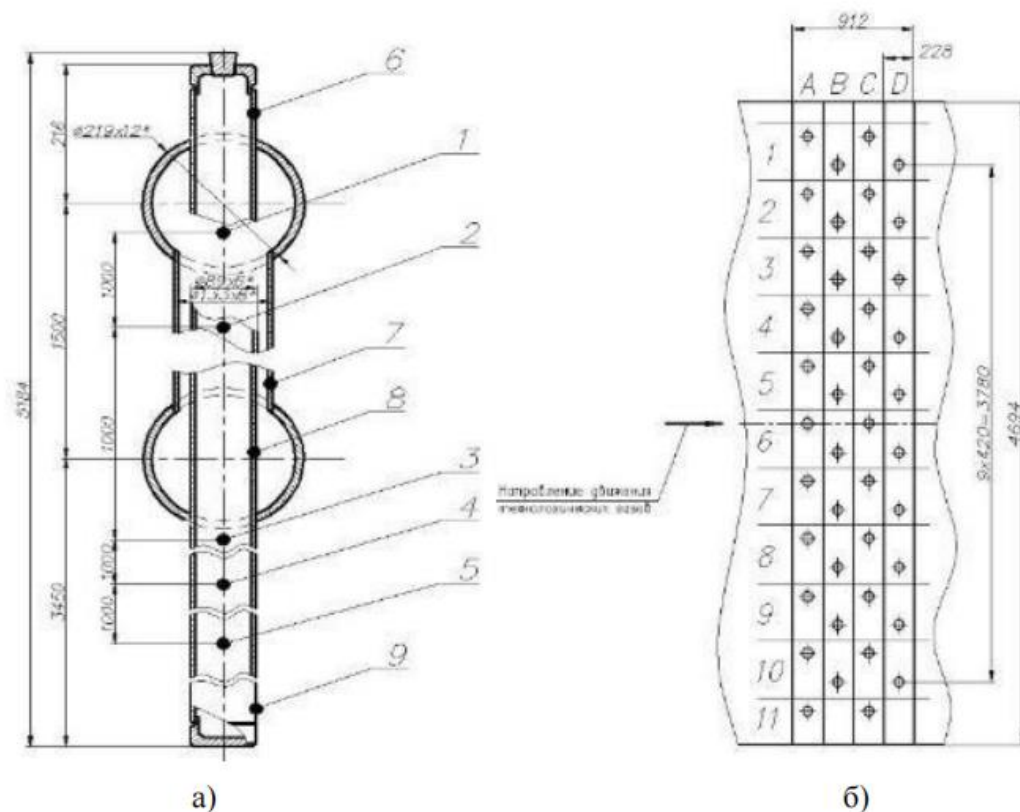


Рис.3.2 а) Розріз термосифона з точками, у яких вимірювалася (точки 1-7, 9) та розраховувалася температура; б) Схема експериментальної групи термосифонів, що складається з чотирьох блоків [50].

Одним із завдань досліджень було визначення робочих параметрів теплообмінника за різних умов, порівняння розрахункових характеристик теплообміну (передусім, робочих температур і теплових потоків).

На рисунку 3.3 наведено приклад порівняння розрахункових та експериментально отриманих температур пари в термосифонах теплообмінника, розподілених по рядах у напрямку перебігу гарячого газу. Передбачається, що всі термосифони в кожному ряду знаходяться в однакових умовах.

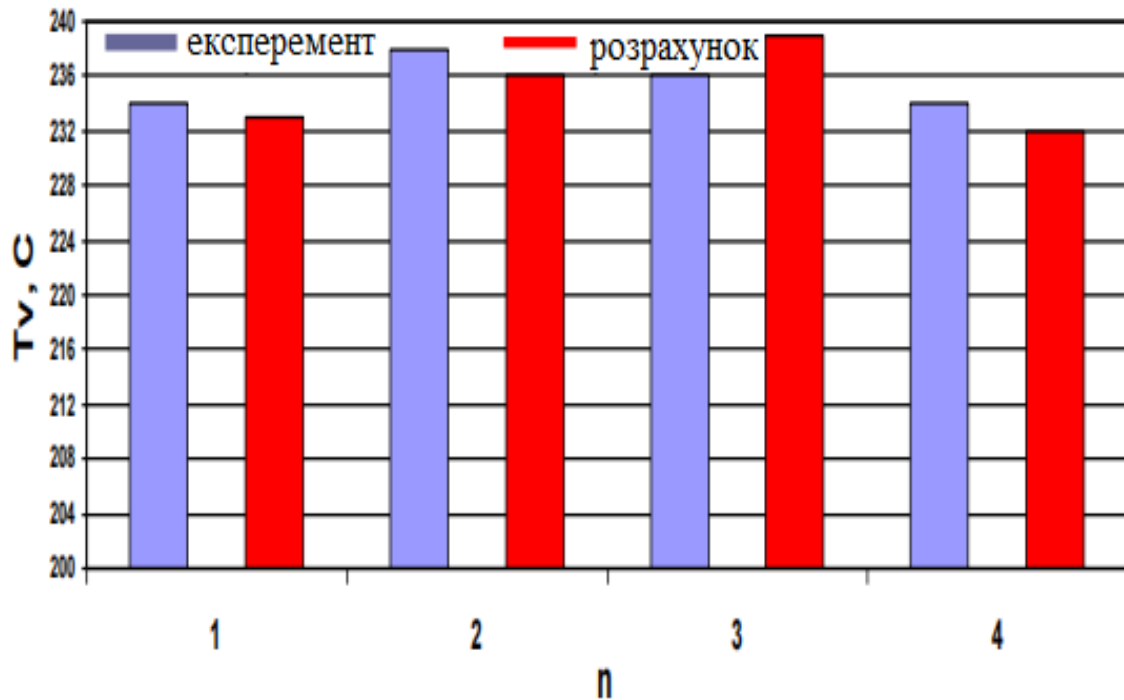


Рис.3.3 Порівняння розрахункових та експериментальних даних по температурі пари в термосифонах теплообмінника Температура вхідного технологічного газу – 9240°C. Витрата технологічного газу - 93000 м³/година n – номер ряду термосифонів у теплообміннику [51].

Таблиця 3.1 – Характеристики плівки конденсату у нижній частині конденсатора термосифона [37]

Q, Вт	1000	10000	20000	50000	70000	100000
δ , м	5.13e-5	1.1e-4	1.39e-4	1.89e-4	2.11e-4	2.38e-4
S, м ²	1.24e-5	2.68e-5	3.37e-5	4.58e-5	5.12e-5	5.77e-5
V, м/с	0,058	0,268	0,425	0,783	0,98	1,24

Q – тепловий потік, що передається, δ – товщина плівки конденсату в нижній частині конденсатора термосифона, S – площа перерізу плівки

конденсату в нижній частині конденсатора термосифона, V – середня швидкість течії плівки конденсату в нижній частини конденсатора термосифону

Таблиця 3.2 - Типові значення величин термічних опорів (К/Вт) для різних ділянок теплообміну у термосифоні у складі теплообмінника [39]

R_g	R_{we}	R_e	R_c	R_{wc}	R_{out}
10^{-2}	$1,75 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^{-5}$	$4 \cdot 10^{-4}$	$3,4 \cdot 10^{-4}$	$1,3 \cdot 10^{-4}$

R_g – від газу до стінки випарника, R_{we} – стінки випарника, R_e – випаровування (кипіння), R_c – конденсації, R_{wc} – стінки конденсатора, R_{out} – від стінки конденсатора до охолоджувальній воді

3.3 Висновки до розділу 3.

1. Ефективність теплопередачі теплообмінних апаратів та поверхонь нагріву котлів-утилізаторів із термосифонами залежить від багатьох факторів, що ускладнює уніфікацію підходів при їх проектуванні та конструюванні.

2. Беручи до уваги умови компонування термосифонів у котлах-утилізатори металургійних печей, функції передачі теплового потоку гарячого газового середовища об'єкту, що нагрівається, технологічність та вартість виготовлення, можна зробити висновок, що найбільш прийнятною є вертикальна конструкція термосифона.

3. Повний термічний опір складається з локальних складових, що утворюють контур. При роботі пристрою в стаціонарному режимі на шляху теплового потоку, що передається 10 окремих термічних опорів.

4. Розрахунок термосифону передбачає визначення умов його працездатності, зокрема, критичних теплових потоків, при яких можливе пересихання поверхні випарника, або тиск і температура всередині корпусу досягають таких величин, при яких може існувати лише одна фаза – пара чи рідина.

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ З ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕРМОСИФОНІВ ПРИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОВИХ ВІДХОДІВ

4.1 Рекомендації по експлуатації термосифонів теплоутилізаційної установки.

Важливим фактором під час впровадження в експлуатацію термосифонів теплоутилізаційної установки є етап заповнення термосифонів, послідовність якого така:

1. Видалити дерев'яну пробку з термосифона, не допускаючи попадання шматків дерева у його порожнину;
2. Залити термосифон воду на одну третину від внутрішнього об'єму термосифону температурою 80-90 °С, рівномірно розігрів або газовими пальниками, або газами з печі до закипання води та виходу пари через заливний отвір;
3. Провести установку та заварювання пробок;
4. Після перерахованих вище робіт блок термосифонів вважається готовим до експлуатації.

Спільно із співробітниками підприємств були зазначені такі недоліки існуючого порядку заповнення:

1. Втрата частини об'єму теплоносія, що заливається в термосифон. Вода у кількості одна третина від внутрішнього об'єму термосифону, надходячи з мірного бака, дотикається до гарячих стінок конденсаційної частини термосифона, після чого починає інтенсивно випаровуватися та «фонтанувати» назовні (рисунок 4.1). Середня тривалість випарів – 30-50 секунд. Об'єм втраченого при цьому теплоносія важко оцінити, а його компенсація відбувається на розсуд виконавців. Таким чином, існують суб'єктивні фактори, що впливають на рівень заповнення термосифонів, що призводить до нерівномірності заповнення термосифонів один до одного та позначається на їх подальшій роботі в режимі високі температури.



Рис.4.1 Неконтрольовані втрати теплоносія під час заповнення термосифонів.

2. Відсутність інтенсивного кипіння після того, як теплоносій попадає на дно термосифона. Це пов'язано, перш за все, з тим, що термосифони практично ніколи не підігрівають газовими переносними паливниками у зв'язку з важкодоступністю зони випаровування або графіком запуску металургійних печей (як правило, в період заливання термосифонів, піч вже стоїть на «розігріві») і температура в газоході варіюється від 20 до 250

° С, залежно від витрати природного газу на пальниковий пристрій та рівня підняття шибера за аптейком печі). Враховуючи великий прохідний перетин газоходу, потік продуктів згоряння розшаровується та утворює нерівномірне температурне розподілення по висоті. У зв'язку з чим також виникає нерівномірність нагрівання термосифона за висотою. При заповненні термосифонів теплоносієм за допомогою пірометра фіксуються значення температури стінки термосифонів у випарній частині на рівні 90- 92°С. Тобто, закипання теплоносія на дні термосифона не відбувається і, як наслідок, відсутнє витіснення НКГ (неконденсованих газів) із порожнини ТС. Таким чином, переваги заливки термосифонів на працюючому («гарячому») газоході не досягаються.

В даному випадку без будь-яких конструкційних змін та застосування додаткових пристроїв, запропоновано використовувати такі рекомендації:

1. Здійснювати заповнення термосифонів на «холодному» газоході до пуску металургійної печі. Ця рекомендація обумовлена тим, що ефект витіснення НКГ із порожнини ТС не досягається при чинному порядку заповнення ТС на працюючому газоході. За такого підходу буде досягнуто необхідна точність заповнення термосифонів та відсутність процедури заповнення ТС до графіка запуску металургійної печі та встановлення випарного охолодження в експлуатацію.

2. Використовувати для подачі теплоносія в порожнину ТС подовжений шланг з меншим діаметром, ніж отвір денця термосифона. Дану рекомендацію слід застосовувати при працюючій утилізаційній установці (коли температура стінок зони конденсації термосифонів знаходиться на рівні температури насичення, що відповідає тиску в барабані-сепараторі УВО). Використання шланга меншого діаметра дозволить помістити його на рівень зони випаровування ТС і після цього приступити до його заповнення. Це рішення також дозволить уникнути втрат теплоносія, описаних вище.

Основною причиною заповнення ТС на працюючому газоході є можливість організації зовнішнього розігріву ТС, що викликає закипання теплоносія (води), що призводить до витіснення НКГ (повітря), що знаходиться у порожнині ТС. Ефективне видалення НКГ із порожнини ТС дозволяє підвищити коефіцієнт тепловіддачі при конденсації водяної пари у з.к. термосифону та збільшити тепловий потік, що передається ТС на 20-25% [48]. Це також дозволить збільшити граничні теплопередаючі здатності ТС, термін його служби, розширити діапазон теплових навантажень термосифонів та підвищити безпеку при їх експлуатації. [52].

Як уже було зазначено вище, використання переносних газових пальників для підігріву зони випаровування термосифонів теоретично можливо застосовується для витіснення НКГ. Однак, на більшості котлів-утилізаторів така операція важко здійснити через конструктивні особливості і тривалий часу нагріву металу. Витрати на природний газ та додаткові трудовитрати персоналу для таких робіт зіставляються з ефектом від видалення НКГ. Найбільш доцільним та обґрунтованим з точки зору енергетичної ефективності є рішення щодо використання технології вакуумування термосифонів. У рамках проведення обґрунтувань щодо необхідності апробації та підбору способів вакуумування було розраховано вплив НКГ на процес теплопередачі всередині термосифону.

4.2 Розрахунок втрат теплоносія при застосуванні технології вакуумування термосифону.

Вихідні дані для розрахунку: зовнішній діаметр термосифона $d=89$ мм; товщина стінки термосифону; $\delta=6$ мм; довжина випарної частини $l_i = 3,5$ м; довжина конденсатної частини $l_k = 1,9$ м; висота стовпа води у термосифоні $l_w=1,7$ м; температура зовнішнього повітря $t_w = 20$ ° С; розрядження у термосифоні (абсолютне) $P=1,3$ кПа;

Розрахунок:

Температура насичення при тиску термосифоні $t_n=100^\circ\text{C}$, щільність води $\rho=1000 \text{ кг/м}^3$. Маса води в термосифоні:

$$m_B = \rho_B \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l_B = 1000 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,077^2}{4} \cdot 1,7 = 7,92$$

Теплоємність сталі $c_c=0,5 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$, теплоємність води $c_B=4,19 \text{ кДж/(кг K)}$. Маса сталі в зоні випаровування:

$$m_c = \rho_c \cdot \pi \cdot d \cdot l_H = 7850 \cdot 3,14 \cdot 0,089 \cdot 0,006 \cdot 3,5 = 46,1 \text{ кг}$$

Теплота пароутворення при 0°C : $r=2500 \text{ кДж/кг}$. Кількість теплоти, яку треба витратити на охолодження води та стінки термосифона від t_B до t_n :

$$Q = (m_c \cdot c_c + m_B \cdot c_B) \cdot (t_B - t_n) = (46,1 \cdot 0,5 + 7,92 \cdot 4,19) \cdot (20 - 10,9) = 529 \text{ кДж}$$

Кількість води, яка випарується для зниження температури води в термосифоні:

$$M_1 = \frac{Q}{r} = \frac{529}{2500} = 0,21 \text{ кг}$$

Площа бічної поверхні термосифона в зоні випаровування:

$$F_6 = \pi \cdot d \cdot l_H = 3,14 \cdot 0,089 \cdot 3,5 = 0,98 \text{ м}^2$$

Теплофізичні властивості повітря за середньої температури в прикордонному шарі рівної $[(20+10,9)/2=15,45^\circ\text{C}]$:

- коефіцієнт теплопровідності $\lambda=0,025 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu=1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$,
- число Прандтля $Pr=0,696$;

- коефіцієнт об'ємного розширення $\beta=1/T=1/(273+20)=3,4 \cdot 10^{-3}$;
- визначальний розмір: діаметр труби термосифона;
- Число Грасгофа:

$$G_r = \frac{g \cdot B \cdot d_{TC}^3 \cdot (t_B - t_H)}{\nu^2} = \frac{9,81 \cdot 3,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,089^3 \cdot (20 - 10,5)}{1,5^2 \cdot 10^{-10}} = 9,93 \cdot 10^7$$

Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі при природній конвекції:

$$Nu = 0,5 \cdot (G_r \cdot Pr)^{0,25} = 0,5 \cdot (9,93 \cdot 10^7 \cdot 0,696)^{0,25} = 91,18$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{ln} = \frac{91,18 \cdot 0,025}{3,5} = 0,65 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Тепловий потік до стінки термосифона за рахунок природної конвекції при коефіцієнт тепловіддачі дорівнює $\alpha=0,65 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$Q_{\text{конв}} = \alpha \cdot F_b \cdot (t_e - t_H) \cdot 10^{-3} = 0,65 \cdot 0,98 \cdot (20 - 10,9) \cdot 10^{-3} = 0,64 \text{ кВт}$$

Витрата води, що випаровується за рахунок теплоти, що підводиться через стінку термосифона в процесі вакуумування:

$$M_i = \frac{Q_{\text{конв}}}{r} = \frac{0,64}{2500} = 0,26 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с} = 15,6 \text{ г/хв}$$

В умовах застосування вакуумного насосу тиск у термосифоні при вакуумуванні може бути від 9,8 до 29,4 кПа. А тривалість вакуумування знаходилася в межах 40- 50 секунд. Таким чином, при використанні

технології вакуумування термосифона в розглянутих умовах, втрати теплоносія практично відсутні.

4.3 Рекомендації по вакуумуванню термосифонів теплоутилізаційної установки.

Рекомендовано кілька способів вакуумування, зокрема із внесенням змін до конструкції денця термосифона. Опис основних з них наведено нижче.

Підведення води на заливку термосифона у кількості Одна третина від внутрішнього об'єму термосифону здійснюється через дозувальну ємність, (рисунок 4.2, а). Налив води в термосифони проходить за допомогою рукава гумового напірного класу ВГ(III), (рисунок 4.2 б). Після заливання термосифонів проводилося вакуумування за допомогою вакуумного насоса.

Перший спосіб вакуумування передбачає застосування захисних «склянок» (рисунок 5.2, д). Порядок операцій виглядав так:

1. У термосифон вмонтовують ніпель Ду25, кульовий кран та штуцер.
2. Через дозувальну ємність заливається теплоносій.
3. Після заливки кран на термосифоні залишається у відкритому положенні.
4. Від'єднується шланг подачі теплоносія.
5. До штуцера термосифона приєднується рукав, що з'єднується з вакуумним насосом.
6. Перед насосом встановлюється манометр для вимірювання залишкового тиску.
7. Вмикається вакуумний насос. По досягненню необхідних показань манометра кульовий кран закривається, а вакуумний насос вимикається.
8. Кран від'єднується від термосифона, після чого на нього приварюється «склянка» із заглушкою (рисунок 4.2, б-г).
9. Трубопроводи та деталі зварюються суцільним швом по периметру

примикання деталей катетом, що дорівнює найменшій товщині вварюваних елементів.

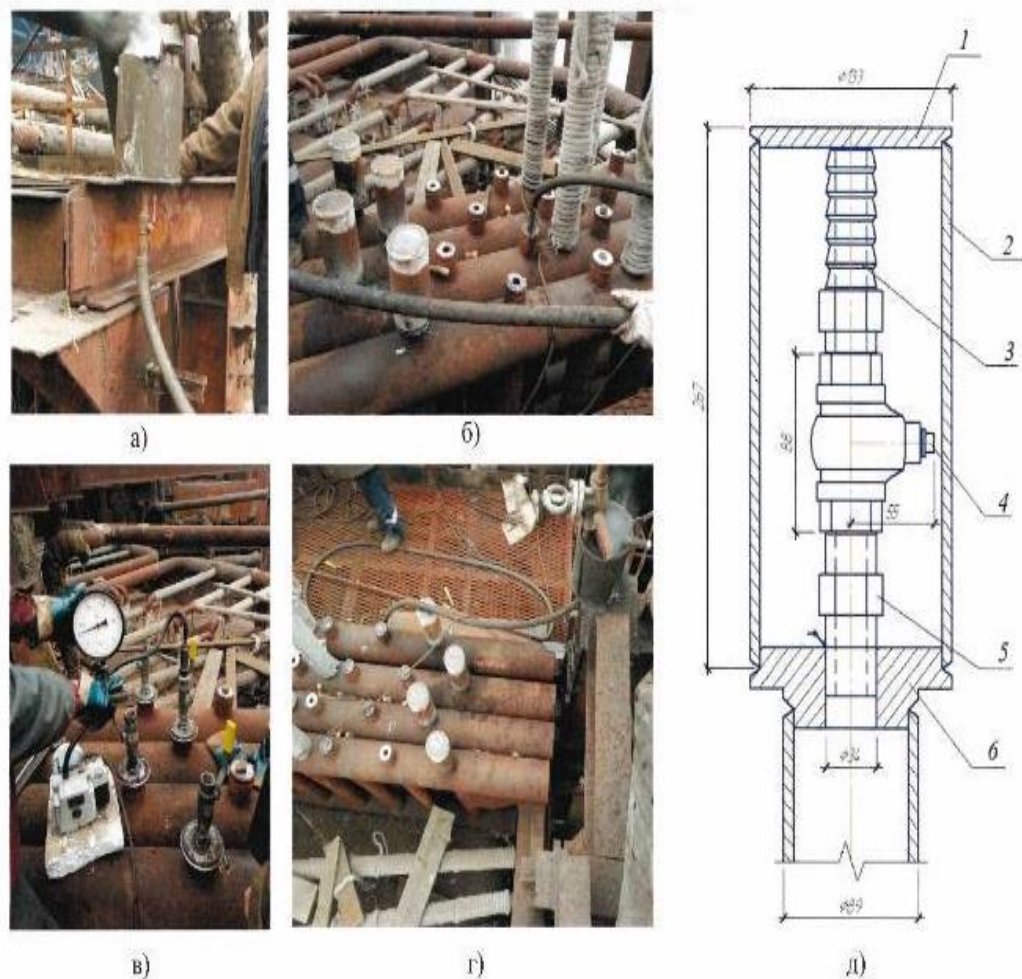


Рис. 4.2 Вакуумування термосифонів із використанням захисних склянок: а) –заправка ємності, що дозує; б) - заливання теплоносія; в) – проведення вимірів залишкового тиску; г) – вид зверху (праворуч – дозувальна ємність, по центру – частина заварених термосифонів); д) – склянка з термосифоном, у збиранні (позиції: 1 – заглушка, 2 –"склянка", 3 - штуцер; 4 – кран кульовий; 5 – ніпель; 6 – денце термосифона)

Другий спосіб вакуумування відрізняється від першого конструкцією денця та пробки термосифона. На рисунку 4.3,(а-в) наведено креслення денця термосифона із застосуванням пробки з різьбовим з'єднанням та заглушки болтового з'єднання М8. Як альтернатива замість пробки з

різьбленням може бути використаний болт М24, довжиною 55 мм, див. рисунок 4.3, г).

Середня тривалість операції з заливання, вакуумування та герметизації термосифона для першого способу становить 9,5 хвилин, для другого методу – близько– 4,5 хвилини. Перевагою останнього також є менша кількість зварних з'єднань, що знижує можливість розгерметизації. Досвід промислової експлуатації термосифонів, вакуумованих цим способом, показав свою ефективність мінімізувавши вихід з ладу термосифонів.

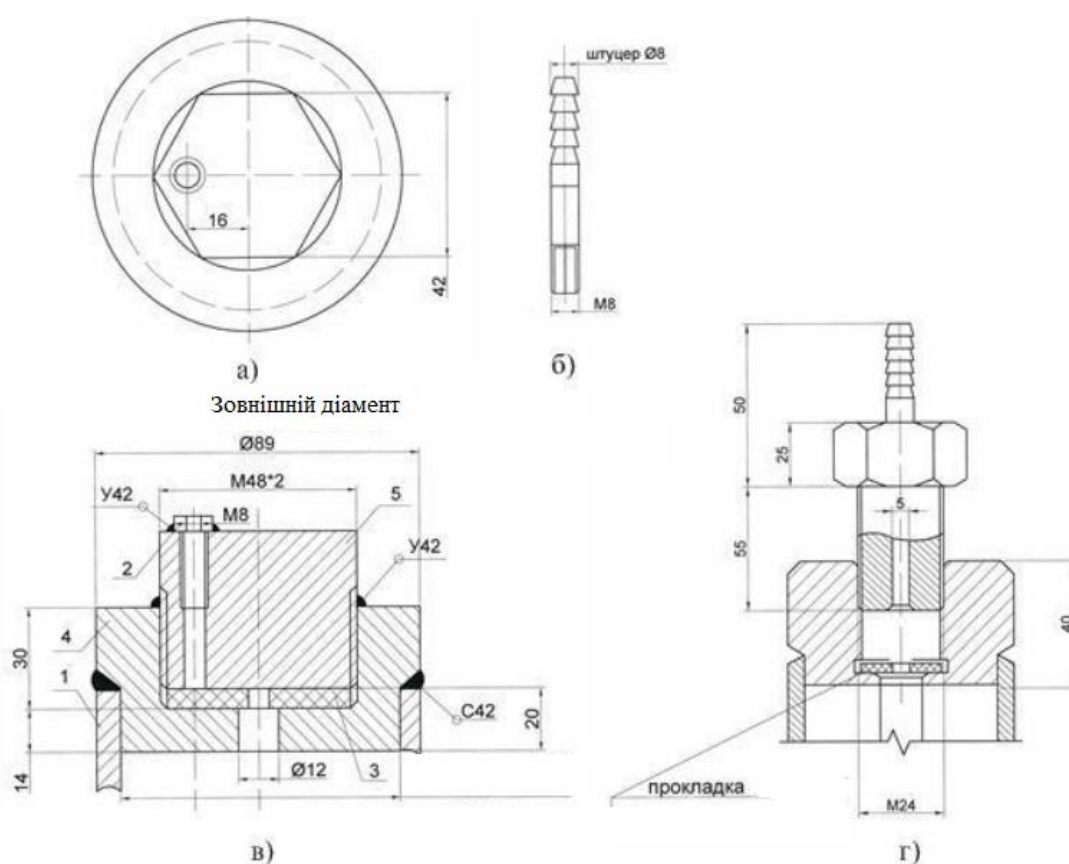


Рис. 4.3 – Конструкція денця термосифона із пробкою «на різьбленні»:
 а) –вид зверху на конструкцію; б) - ніпель-йорж; в) – конструкція пробки та денце в розрізі, поз. 1 – труба термосифона, 2 – болт (заглушка) М8, 3 - прокладка паронітова, 4 – денце термосифона, 5 – пробка термосифона, з різьбленням М48; г) - конструкція з болтом М24

В даний час з усіх апробованих способів вакуумування найбільш підходящим та виправданим з економічного погляду є другий спосіб з використанням пробки з різьбленням.

4.4. Висновки до розділу 4.

1. У цьому розділі наведено опис ряду технічних рішень, які дозволять підвищити ефективність роботи термосифонів, як у частині збільшення теплосприйняття, так і в частині зниження кількості виходу з ладу.

2. Запропоновано декілька способів вакуумування термосифонів, а також сформульовано послідовність операцій при вакуумуванні термосифонів різними способами.

3. Найбільш практичним та обґрунтованим з економічного погляду є спосіб, при якому змінена конструкція денця термосифона, застосована пробка з різьбленням, паронітова прокладка та ніпель-йорж. У цьому разі передбачається застосування оптимальної кількості комплектуючих деталей, різьбових з'єднань та зварних стиків.

ВИСНОВКИ

У результаті проведення дослідження шляхів підвищення теплової ефективності термосифонів при утилізації теплових відходів отримано нове рішення актуальних наукових завдань. На основі цього можна зробити висновки:

1. Котли-утилізатори з термосифонами унікальні з погляду конструкторських рішень. Це пов'язано, перш за все, з необхідністю на етапі проектування вбудувати установку у вже діюче виробництво, враховуючи габарити цеху, розташування джерел ВЕР та іншого обладнання, характер технологічного процесу.

2. Термосифони є перспективними теплопередаючими елементами в різних системах, що потребують підвищеної надійності. Термосифони мають малий термічний опір, прості і автономні в роботі і не вимагають додаткових витрат енергії на перекачування теплоносія.

3. Для підвищення ефективності омивання поверхні термосифонів гарячими газами в котлах тунельного типу встановлюють спеціальні перегородки, а у котлах П-подібного типу наварюють на окремий блок термосифони так звані «плавники», що служать природною перешкодою для проходження газів між трубами блоку.

4. Для збільшення надійності природної циркуляції в котлах утилізаторах екрани газоходів та блоки термосифонів розбиваються на кілька незалежних циркуляційних контурів.

5. Унікальні властивості теплових труб та термосифонів сприяють їх активному застосуванню, проте для створення ефективних пристроїв даного виду та успішного їх застосування потрібне наукове забезпечення.

6. Основною характеристикою термосифона є його граничні теплопередаючі здібності (критична потужність), при перевищенні якої починають проявляти себе кризові явища теплообміну.

7. Альтернативою використанню традиційних змійникових поверхонь нагріву може стати встановлення термосифонів. Це досить новий вид теплообмінного обладнання, який вимагає апробації у промислових умовах.

8. Температурні режими котлів-утилізаторів безпосередньо залежать від роботи основного устаткування, у якому утворюються гарячі гази різного хімічного складу.

9. Теплове навантаження, тобто продуктивність, і температура пари при кипінні та конденсації рідини описаної в розділі конструкції залежать від величин поверхонь та інтенсивності теплопередачі в зонах випаровування та конденсації, температур і витрат горячого і холодного теплоносія.

10. В даний час на підприємствах, що експлуатують теплоутилізаційні установки з термосифонами, вже відпрацьована та реалізується методика видалення НКГ із порожнини ТС при їх заповненні по двом варіантам:

1. Витіснення НКГ із порожнини термосифонів парами теплоносія;
2. Ваккуумування термосифонів.

11. Теплообмінники на теплових трубах і термосифонах мають переваги у порівнянні з теплообмінними апаратами інших типів: високу ефективність утилізації тепла внаслідок малого термічного опору, здатністю працювати при малих температурних тисках; підвищена експлуатаційна надійність, оскільки розгерметизація однієї або кількох теплових труб не призводить до втрати працездатності всієї системи; відсутністю необхідності у засобах для забезпечення циркуляції проміжного теплоносія через автономність пристроїв з замкнутим випарно-конденсаційним циклом; компактність.

12. Ефективність теплопередачі теплообмінних апаратів та поверхонь нагріву котлів-утилізаторів із термосифонами залежить від багатьох факторів, що ускладнює уніфікацію підходів при їх проектуванні та конструюванні.

13. Беручи до уваги умови компоновання термосифонів у котлах-утилізатори металургійних печей, функції передачі теплового потоку гарячого газового середовища об'єкту, що нагрівається, технологічність та вартість виготовлення, можна зробити висновок, що найбільш прийнятною є вертикальна конструкція термосифона.

14. Повний термічний опір складається з локальних складових, що утворюють контур. При роботі пристрою в стаціонарному режимі на шляху теплового потоку, що передається 10 окремих термічних опорів.

15. Розрахунок термосифону передбачає визначення умов його працездатності, зокрема, критичних теплових потоків, при яких можливе пересихання поверхні випарника, або тиск і температура всередині корпусу досягають таких величин, при яких може існувати лише одна фаза – пара чи рідина.

16. Запропоновано декілька способів вакуумування термосифонів, а також сформульовано послідовність операцій при вакуумуванні термосифонів різними способами.

17. Найбільш практичним та обґрунтованим з економічного погляду є спосіб, при якому змінена конструкція денця термосифона, застосована пробка з різьбленням, паронітова прокладка та ніпель-йорж. У цьому разі передбачається застосування оптимальної кількості комплектуючих деталей, різьбових з'єднань та зварних стиків.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ЗАКОН УКРАЇНИ Про енергетичну ефективність (Відомості Верховної Ради України (ВВР), 2022, № 2, ст.8), Документ 1818-ІХ, чинний, поточна редакція — Редакція від 27.07.2023, підстава - 3220-ІХ. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1818-20#Text>
2. Звіт про проведення стратегічної оцінки модернізації муніципальних тепломереж і ТЕЦ в Україні /[Електронний ресурс] URL: http://escoecosys.narod.ru/2011_6/art133.pdf
3. Енергетична стратегія України на період до 2030 року. // Інформаційно – аналітичний бюлетень «Відомості Міністерства палива та енергетики України». Спеціальний випуск. – 2006. – 113с.
4. Микитенко В.В. Енергоефективність промислового виробництва. Монографія. – Київ: Об'єднаний інститут економіки НАН України, 2004. – 282 с
5. Мунц, Ст. А. Моделювання процесу конденсації водяної пари з парогазової суміші в порожнині термосифону/В. А. Мунц, А І. Папченков // Енергетик. - 2014. - № 8. - С. 45-47.
6. Теорія теплопровідності: підручник: підручник. для студ. спец. 105 «Прикладна фізика та наноматеріали» / А. В. Гільчук, А. А. Халатов, Т. В. Доник; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 131 с
7. Безродний М.К., Волков С.С., Мокляк В.Ф. Двофазні термосифони в промислової теплотехніки -К: Вища шк. -1991. - 75 с
8. Співак, О. Ю. Тепломасообмін. Частина I : навчальний посібник / О. Ю. Співак, Н. В. Резидент. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 113 с. ISBN 978-966-641-841-1

9. Лабай В. Й. Тепломасообмін / Лабай В. Й. – Львів : Триада Плюс, 2004. –258 с
10. Погорелов А. І. Тепломасообмін / Погорелов А. І. – Львів : Новий Світ, 2006. – 144 с.
11. Васильєв, Л. Л. Термосифон та їх застосування в техніці/Л. Л. Васильєв, А. І. Папченків, Л. П. Гракович Л. Л. Васильєв мол. // Теплові процеси в техніці - 2015. - Т. 7, № 1. - С. 11-23.
12. Маляренко В.А., Лисак Л.В. Енергетика, довкілля, енергозбереження: Монографія / Під ред. проф. В.А. Маляренка. – Х.: Рубікон, 2004. – 368 с.
13. ДСТУ 3273-95. Безпечність промислових підприємств.
14. Ang, B.W. and N. Liu: Energy Decomposition Analysis: IEA model versus other methods // Energy Policy. – Volume 35, Issue 3. – March 2007. – pp.1426-1432.
15. Камендерс А., Вілкане Л., Індзере З., Блумберга Д. Зміна попиту на тепло та балансу енергетичних ресурсів у Латвії. Energy Procedia 2017;113:411–416.
16. Мунц, Ст. А. Особливості експлуатації та методи розрахунку процесів теплообміну в термосифонах при охолодженні технологічних газів/В. А.Мунц, О. І. Папченків, М. А. Шахлін // Підсумки науки. Т. 1. - Вибрані праці Міжнародного симпозіуму з фундаментальних та прикладних проблем науки. - 2013. - С. 73-92
17. Гончарук В.В. Основи теплотехніки: навчальний посібник*. Київ: Вища школа.- 2012.
18. Білоцерківський О.Б. Аналіз економіко-математичних моделей оптимізаційних задач у теплоенергетиці та їх удосконалення // Кримський економічний вісник. – Крим: ТОВ «Видавничий дім «Гельветика». – 2014. - №3 (10) червень 2014. – С. 6-9.

19. Energy Efficiency Indicators Methodology Booklet. De la Rue du Can, Stephane, Jayant A. Sathaye, Lynn K. Price, and Michael A. McNeil / Berkeley: Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory. – 2010. – 70 p.
20. Фецишин Б.П. Економіка енергетики: навч. посіб. для студентів енергетичних спеціальностей ВНЗ. – Тернопіль: Астон, 2003. – 160 с.
21. Константинов С.М., Панов Є.М.** "Теоретичні основи теплотехніки" – Підручник, Київ: Золоті Ворота, 2012, 592 с.
22. Безродний М.К. Процеси переносу в двофазних термосифонних системах /М.К. Безродний, І.Л. Піоро, Т.О. Костюк. Теорія і практика – 2-е видання доповнене і перероблене. – Київ: Факт, 2005. – 704 с
23. Піоро Л. С. Двофазні термосифони та їх застосування у промисловості. К.: Наукова думка, 1988. 136 с.
24. Бондаренко Б.І., Морару В.М., Сидоренко С.В., Комиш Д.В. // Нанорідини для енергетики: Екстрене охолодження перегрітих поверхонь теплообміну. Листи в ЖТФ, 2016, Vol. 42, No. 13, pp. 32–43
25. Reay D.A. Heat Pipes: Theory, Design, and Applications [Текст] / D.A. Reay, P.A. Kew. – Oxford: Butterworth-Heinemann, 2006. – 377 p
26. Рассамкін Б. М. Розробка та дослідження теплових труб нового профілю для сонячних колекторів з використанням селективного покриття поглинаючої поверхні /Б. М. Рассамкін, С. М. Хайрнасов, В. К. Заріпов, А. Н. Баранік:Звіт з НДР / «КПІ ім. Ігоря Сікорського» – 2434 – п; Номер держреєстрації теми – 0111U000567. – К., 2012
27. Розенгарт, Ю.А. Теплоенергетика металургійних заводів [Текст] / Ю.А. Розенгарт. - М: Металургія, 1985. - 305 с.
28. Даковскі М. Про енергетику для споживачів та скептиків / М. Даковскі, С. Вяницькі. – Львів : ЕКОінформ, 2007. – 212 с.
29. Екологізація енергетики / [В. Я. Шевчук, Ю. М. Білявський, Ю. М. Саталкін, В. М. Навроцький]. – К.: Вища освіта, 2002. – 111 с.

30. Максимова Н. А. Енергозберігаючі системи на основі абсорбційних термотрансформаторів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.23.03 "Вентиляція, освітлення і теплогазопостачання" / Н. А. Максимова. – Макіївка, 2007. – 19 с.

31. Лабай В.Й. Тепломасообмін: Підручник для ВНЗ. – Львів: Тріада Плюс, 2004. – 260 с.

32. Вплив умов приєднання пористих структур до суцільних поверхонь на двофазний теплообмін та контактний термічний опір / А. А. Шаповал, Є. М. Панов, К. І. Скрипка, Ю. В. Сауліна (Ю. В. Стрельцова), Арт. А. Шаповал // Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. 2012. №1 (19). С. 5—9.

33. Контактний термічний опір капілярних структур і теплообмін у теплових трубах та термосифонах / А. А. Шаповал, Є. М. Панов, К. І. Скрипка, Ю. В. Сауліна (Ю. В. Стрельцова), Арт. А. Шаповал // Ресурсоенергоєфективні процеси, технології та обладнання хімічних виробництв і підприємств будівельних матеріалів: Наук.- практ. конф.: тез. докл. и сообщ. Київ, 2012. С. 40—42.

34. Коефіцієнти тепловіддачі при кипінні води і органічних рідин на пористих поверхнях в умовах, типових для теплових труб низькотемпературного діапазону / А. А. Шаповал, Є. М. Панов, Ю. В. Сауліна (Стрельцова), О. М. Левківська, Б. В. Романчук, Арт. А. Шаповал // Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. 2014. № 2. С. 44—49.

35. Шаповал А. А., Панов Є. М., Стрельцова Ю. В. Закипання води на пористих поверхнях: експерименти та інженерні розрахунки // Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. 2016. № 1. С. 50—54.

36. Kannan M., Natarajan E. Thermal performance of a two phase closed thermosiphon for waste heat recovery system. J. of Appl. Sciences. – 2010. – V. 10 – No. 5 – pp.413–418

37. Л.П. Грес, С.А.Карпенко, А.Е. Миленина. Теплообменники доменных печей. - Днепропетровск, Пороги, 2012, с. 177- 188

38. До розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі в зонах нагрівання теплових труб і термосифонів з металевими високопроникними капілярними структурами / А. А. Шаповал, Є. М. Панов, Ю. В. Сауліна (Ю. В. Стрельцова), О. М. Левківська, Б. В. Романчук, Арт. А. Шаповал // Ресурсоенергоєфективні процеси, технології та обладнання хімічних виробництв і підприємств будівельних матеріалів: наук.-практ. конф.: тез. доп. і повід. Київ, 2014. С. 5—6.

39. Патент 52985А України, МПК F24 J3/00, Ю. С. Потапов., С. Ю. Потапов., Л. П. Фоминский. Пристрій для нагрівання рідини. Бюл № 1, 2003

40. Визначення теплопровідності металоволокнистих матеріалів, призначених для хімічного та енергетичного обладнання / А. А. Шаповал, Є. М. Панов, Ю. В. Сауліна (Стрельцова), О. М. Левківська, Б. В. Романчук, Арт. А. Шаповал // Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. 2013. № 1. С. 22—26.

41. Теплотрубний обігрівач: пат. на корисну модель 116040 України. № у 2016 10197; заявл. 07.10.2016, опубл. 10.05.2017, Бюл. № 9. 4 с

42. Шаповал А. А., Сауліна Ю. В. (Стрельцова Ю. В.) Капілярно-пористі матеріали для ефективних двофазних теплопередавальних пристроїв // Тенденції та перспективи розвитку науки і освіти в умовах глобалізації: І Міжнар. наук.-практ. конф.: тез. доп. і повід. Переяслав-Хмельницький, 2015. С. 435—438.

43. Г.Б. Варламов, Г.М. Любчик, В.А. Маляренко. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії. Підручник. – К.: «Політехніка», 2003. – 232с.

44. В.А. Маляренко, Л.В. Лисак. Енергетика, довкілля, енергозбереження: Монографія / Під ред. проф. В.А. Маляренка. – Харків: «Рубікон», 2004. – 368 с

45. Качан Ю.Г. Основы энергосбережения: Конспект лекций для студентов всех форм обучения специальности 8.000007 “Энергетический менеджмент”. – Запорожье: ЗГИА, 2014. – 183 с.

46. Маляренко В.А. Енергетичні установки. Загальний курс: Навч. посібник. 2-е видання – Харків: «Видавництво САГА», 2008. – 320 с
47. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., АНІПКО О.Б., МАЛЯРЕНКО В.А., АБРАМОВ Ю.О., КРИВЦОВА В.І., КАПУСТЕНКО П.О. Основи енерготехнології промисловості: Підручник для студентів не теплоенергетичних спеціальностей. Харків: НТУ «ХПІ», 2002. – 436 с.
48. Піоро Л.С., Піоро І.Л. Двофазні термосифони та їх застосування в промисловості-К.: Наукова думка. - 1988. - 136с.
49. Shankar K. S., Kumar B.S, Nandhakumar A., Narendhar C. Thermal performance of anodised two phase closed thermosyphon (TPCT) using aluminium oxide (Al_2O_3) as nanofluid. *Int. J. of Chem. Tech Research CODEN (USA)* – 2016. –V.9 – No.04 – pp 239–247
50. Gandal Yo.S., Kale V.M. Comparative study of two phase closed thermosyphon with different fluids and fill volume ratio *IOSR. J. of Mechanical and Civil Engineering*. – 2014. – V. 11. – Iss. 6. – pp. 82–92.
51. Kusada H., Imura H. Boiling heat transfer in an open thermosyphon. *Bul. JSME* – 1973. – vol.101. – pp. 1734–1740.
52. Srimuang S., Rittidech S., Bubphachot B. Heat transfer characteristics of a vertical flat thermosyphon (VFT). *J. of Mechanical Science and Technology* – 2009. – V.23 – pp. 2548–2554.
53. Emami M.R.S., Noie S.H., Khoshnoodi M. Effect of aspect ratio and filling ratio on thermal performance of an inclined two-phase closed thermosyphon. *Iranian Journal of Science & Technology, Transaction B, Engineering*, – 2008. – V.32 – No. B1 – pp 39–51.