

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут
Кафедра експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетика

«Допущений до захисту»

В.о. завідувача кафедри ЕСЕУ та ТЕ

 Личко Б.М.

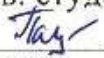
“ ” 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти МАГІСТР

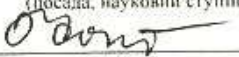
на тему: Дослідження робочих процесів та розробка конструкції
термосифонного економайзера для котлів малої потужності

Виконав: студент групи 6241м

 Пащук О.А.
(підпис)

Керівник роботи

канд.техн.наук, доцент кафедри ЕСЕУ та ТЕ
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

 Бондаренко М.С.
(підпис)

Миколаїв 2024 р.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут
Кафедра експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетика

Ступінь
Галузь знань
Спеціальність
Освітня програма

магістр
14 «Електрична інженерія»
144 «Теплоенергетика»
«Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри ЕСЕУ та ТЕ

Личко Б.М.

“ ” 2024 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти МАГІСТР

Студенту Пацурковському Олексію Анатолійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження робочих процесів та розробка конструкції термосифонного економайзера для котлів малої потужності

(проект, реконструкція, модернізація енергетичної установки, енергетичних систем та ін. з розробкою конструктивного елемента об'єкту)

керівник роботи Бондаренко Микола Степанович, канд.техн.наук, доцент кафедри ЕСЕУ та ТЕ

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

затверджені наказом ректора № _____ від “ ” 2024 року

2. Термін подання роботи _____

3. Вихідні дані по роботі _____

(призначення, умови експлуатації, технічні дані з потреб в енергії чи енергоносіях)

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів)

Вступ (Обґрунтування актуальності теми роботи. Мета роботи. Об'єкт і предмет дослідження).

Перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів (за необхідності).

1. Загальний розділ (Обґрунтування актуальності дослідження).

2. Аналітичний розділ (Літературний аналіз щодо конструкцій економайзерів котельних агрегатів малої потужності. Постановка задач дослідження).

3. Дослідницький розділ. Експериментальні дослідження працездатності й теплової ефективності двофазних гравітаційних термосифонів (Вибір теплоносія й елементів конструкції термосифону. Експериментальна установка для дослідження термосифонів. Методика вимірювань та обробки дослідних даних. Результати візуального дослідження робочих процесів у термосифонах. Аналіз результатів дослідження тепловіддачі одиничних термосифонів. Висновки).

4. Розрахунковий розділ (Методика розрахунку термосифонних економайзерів. Розрахунок теплового потоку та поля температур. Конструктивний розрахунок теплообмінника. Розрахунок зовнішнього термічного опору. Розрахунок зовнішнього термічного опору. Розрахунок граничного теплового потоку).
5. Конструкторський розділ (Розробка конструкції та розрахунок термосифонного економайзера. Конструкція котельного агрегату Е-1/9-1. Особливості теплового розрахунку термосифонних економайзерів. Розрахунок термосифонного економайзера. Розробка конструкції термосифонного економайзера).
6. Заключний розділ (Техніко-економічне обґрунтування встановлення термосифонного економайзера за котловим агрегатом малої продуктивності. Висновки та заключення по роботі).

5. Перелік презентаційних матеріалів

(Актуальність та мета дослідження. Загальна характеристика об'єкта. Конструкцій економайзерів котельних агрегатів. Принцип роботи термосифона. Вибір теплоносія для термосифонів. Експериментальний стенд для дослідження робочих процесів у термосифоні. Візуалізація робочих процесів у термосифоні. Результати експериментальних досліджень. Розрахунок термічних опорів та критичного теплового потоку. Конструкція та характеристики термосифонного економайзера.

6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Отримання завдань у керівника та консультантів	I-II	
2.	Вступ	III	
3.	Загальний розділ	IV	
4.	Аналітичний розділ	V- VI	
5.	Розрахунковий розділ	VII-X	
6.	Дослідницький розділ	X-XII	
7.	Конструкторський розділ	XIII-XIV	
8.	Заключний розділ	XV	
9.	Графічна частина	XVI	
10.	Підпис у керівника. Розглядання роботи на кафедрі	XVII	
11.	Захист роботи перед ЕК	XVIII	

Студент

Гач
(підпис)

Пацурковський О.А.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

Бондаренко
(підпис)

Бондаренко М.С.
(прізвище та ініціали)

Анотація

Тема кваліфікаційної роботи: «Дослідження робочих процесів та розробка конструкції термосифонного економайзера для котлів малої потужності».

Кваліфікаційна робота присвячена актуальній для сучасної України проблемі – енергозбереженню. В роботі досліджено конструкції та виявлено недоліки хвостових поверхонь нагріву, зокрема економайзерів і повітропідігрівників, які використовуються в котлах малої потужності типу ДКВР, КЕ, ДЕ. При цьому котельні агрегати типу Е-1/9 та інші з паропродуктивністю менше 2,0 т/год, як правило, не оснащені такими поверхнями нагріву, що обмежує їхній ККД до 86 %, а температура відхідних газів сягає 250...350 °С.

Актуальною є задача розробки економайзерів, які б вирізнялися високою тепловою ефективністю, надійністю, простотою конструкції та технологічністю виготовлення. У зв'язку з цим, в роботі запропоновано використання двофазних гравітаційних термосифонів як теплопередавальних поверхонь нагріву для економайзерів. Метою роботи є дослідження працездатності та теплової ефективності термосифонів.

В дослідницькій лабораторії кафедри ТТ і СПУ проведено експериментальні дослідження на стендах, які дозволяли оцінити працездатність та теплову ефективність одиничного термосифона в умовах, характерних для роботи економайзерів котельних агрегатів. Один стенд забезпечував візуальний контроль гідродинамічних процесів у порожнині термосифона, інший дозволяв вимірювати тепловий потік, що передається.

На основі отриманих результатів розроблено методику теплового розрахунку термосифонного економайзера та його конструктивну схему. Показано, що термосифонні економайзери мають низку переваг перед традиційними конструкціями економайзерів для котлів малої потужності.

Виконано економічний аналіз доцільності впровадження економайзерів термосифонного типу.

					КР.144.6241м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Робота складається з 6 розділів на сторінках, вміщує 5 таблиць і 19 рисунків. Кількість використаних джерел літератури – 36.

Ключові слова: термосифон, економайзер, котельний агрегат, енергоефективність.

					КР.144.6241м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Abstract

Master's thesis topic: "Investigation of Operating Processes and Development of a Thermosyphon Economizer Design for Low-Power Boilers".

The master's thesis addresses a pressing issue for modern Ukraine – energy conservation. The study examines the designs and identifies the shortcomings of tail heat transfer surfaces, specifically economizers and air preheaters, used in low-power boilers such as DKVR, KE, and DE. At the same time, boiler units like E-1/9 and others with a steam capacity of less than 2.0 t/h are generally not equipped with such heating surfaces, which limits their efficiency to 86%, while the exhaust gas temperature reaches 250–350 °C.

The development of economizers that combine high thermal efficiency, reliability, simplicity of design, and manufacturability is a relevant challenge. In this context, the thesis proposes the use of two-phase gravitational thermosyphons as heat transfer surfaces for economizers. The study aims to investigate the performance and thermal efficiency of thermosyphons.

Experimental research was conducted in the laboratory of the TT and SGU department using test benches designed to evaluate the performance and thermal efficiency of a single thermosyphon under conditions typical for economizers in boiler units. One test bench allowed visual observation of hydrodynamic processes within the thermosyphon, while the other measured the heat flux transferred by the thermosyphon. Based on the research results, a methodology for thermal calculation of thermosyphon economizers and their design has been developed. The findings demonstrate that thermosyphon economizers offer several advantages over traditional economizer designs for low-power boilers. An economic analysis of the feasibility of implementing thermosyphon-type economizers was also performed.

The thesis consists of 6 chapters across pages, includes 5 tables and 19 figures, and references 36 sources.

Keywords: thermosyphon, economizer, boiler unit, energy efficiency.

					КР.144.6241М.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Анотація.

Вступ.

Розділ 1. Загальний розділ. Обґрунтування актуальності дослідження

Розділ 2. Аналітичний розділ. Літературний аналіз щодо конструкцій економайзерів котельних агрегатів малої потужності. Постановка задачі досліджень.

2.1. Літературний аналіз щодо конструкцій економайзерів котельних агрегатів

2.2. Аналіз конструкцій термосифонних теплообмінників

Розділ 3. Дослідницький розділ. Експериментальні дослідження працездатності й теплової ефективності двофазних гравітаційних термосифонів

3.1 Вибір теплоносія й елементів конструкції термосифону

3.2 Експериментальна установка для дослідження термосифонів

3.3 Методика вимірювань та обробки дослідних даних

3.3.1 Методика вимірювань

3.3.2. Методика обробки дослідних даних

3.3.3. Оцінка похибки вимірювань

3.4. Результати візуального дослідження робочих процесів у термосифонах

3.5. Аналіз результатів дослідження тепловіддачі одиничних термосифонів

3.6. Висновки

Розділ 4. Розрахунковий розділ. Методика розрахунку термосифонних економайзерів

4.1 Розрахунок теплового потоку та поля температур

4.2 Конструктивний розрахунок теплообмінника

4.3 Розрахунок зовнішнього термічного опору

4.4 Розрахунок внутрішнього термічного опору

4.5 Розрахунок граничного теплового потоку

4.6 Граничні теплові потоки в термосифонах

					КР.144.6241м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розділ 5. Конструкторський розділ. Розробка конструкції та розрахунок термосифонного економайзера

5.1 Конструкція котельного агрегату Е – 1/9

5.2 Особливості теплового розрахунку термосифонних економайзерів

5.3 Розрахунок термосифонного економайзера

5.4 Розробка конструкції термосифонного економайзера

Розділ 6. Заключний розділ. Техніко-економічне обґрунтування встановлення термосифонного економайзера за котловим агрегатом малої продуктивності

6.1 Загальні принципи оцінки прийнятих рішень

6.2 Особливості розрахунків при модернізації об'єктів теплопостачання

6.3 Загальні відомості з оцінки ефективності інвестиційних проектів

6.4 Укрупнена оцінка ефективності інвестиційних проектів при техніко-економічних розрахунках

Висновки

Література

Додатки

					КР.144.6241м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВСТУП

Проблема економного та раціонального використання палива для промисловості та господарства в цілому є першочерговим завданням. Враховуючи високу ціну на паливо та енергетичну залежність від іноземних держав постає необхідність у максимальному використанню вторинних енергоресурсів, які забезпечують охорону навколишнього середовища. В рамках цього актуальною задачею є створення сучасного вискоєфективного теплообмінного устаткування.

За останні роки все більше застосування отримують теплообмінники, поверхня нагріву яких виконана з теплових труб. Достатньо висока теплова ефективність і надійність роботи теплових труб, простота виготовлення, здатність передавати високі теплові потоки, у тому числі на відстань, герметичність, а отже можливість використання теплоносія, який найбільш повно задовольняє умовам теплообміну, відкривають перспективу їх широкого застосування у різних галузях техніки.

В якості використання вторинних енергоресурсів є утилізація теплоти відхідних димових газів за котлом для підігріву живильної води, що надходить до барабану котла. У зв'язку з цим актуальним є дослідження та розробка експериментального зразка утилізаційного теплообмінника (економайзера з термосифонною поверхнею нагріву), що власне є ключовою частиною робіт з утворення сучасного комплексу теплоенергетичного обладнання для перетворення та раціонального використання теплової енергії.

Дослідження та розробки, що наведено в роботі, охоплюють результати експериментальних досліджень, які приведено з метою перевірки працездатності й визначення теплової ефективності термосифонів та встановлення за котельним агрегатом малої потужності для визначення величини підвищення коефіцієнта корисної дії. Дослідження виконувалися на експериментальному стенді, що моделює робочі процеси, які мають місце в економайзері з термосифонною поверхнею нагріву.

При проектуванні економайзерів з поверхнею нагріву, виконаною з двофазних гравітаційних термосифонів, постає задача оптимізації, яка має

					КР.144.6241м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

враховувати інтервал робочих температур теплоносіїв, швидкість руху відносно поверхні термосифонів, погіршення робочих показників в результаті експлуатації та внаслідок забруднення поверхні теплообміну, накопичення газів, що не конденсуються всередині термосифонів тощо. Удосконалення технології виготовлення термосифонних економайзерів визначає їх конкурентну спроможність у порівнянні зі сталевими та чавунним економайзерами.

Задачами дипломного проекту є:

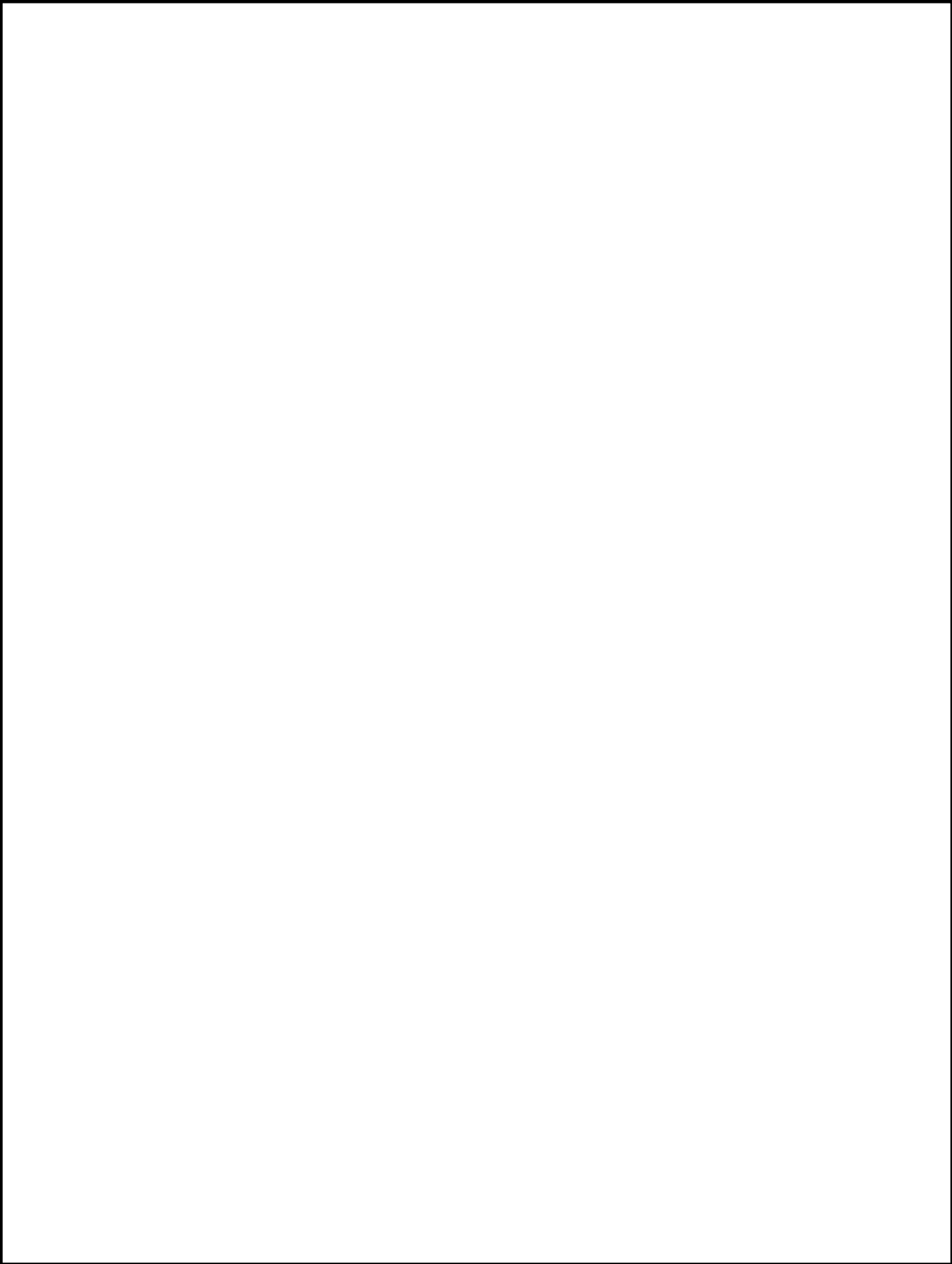
- 1) виконати дослідження працездатності двофазних гравітаційних термосифонів і їх теплової ефективності відповідно до умов роботи котельних агрегатів малої потужності;
- 2) розробити конструкцію енергоефективного термосифонного економайзера;
- 3) розробити методику розрахунку термосифонного економайзера.

Мета дослідження. Підвищення енергетичної ефективності котельних агрегатів шляхом дослідження працездатності та теплової ефективності термосифонного економайзера в умовах роботи котельних агрегатів малої потужності.

Об'єкт дослідження: процеси теплообміну, що відбуваються в термосифонному економайзері.

Предмет дослідження: параметри та характеристики процесу теплообміну в термосифонному економайзері.

					КР.144.6241м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



					КР.144.6241м.08.01.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Загальний розділ					Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Пацурковський О.											
Керівник	Бондаренко М.С											
										НУК		

Розділ 1 Загальний розділ

Обґрунтування актуальності дослідження

Актуальність кваліфікаційної роботи на тему «Дослідження робочих процесів та розробка конструкції термосифонного економайзера для котлів малої потужності» є очевидною з огляду на сучасні виклики енергетичної безпеки, екологічної ситуації та економічні вимоги щодо раціонального використання енергоресурсів. В умовах постійного зростання цін на енергоносії, підвищення вартості природного газу, вугілля та електроенергії, а також загострення проблеми глобального потепління, ефективне використання палива стає пріоритетом для багатьох секторів економіки. Це особливо актуально для опалювальних систем малої потужності, які часто використовуються в приватних домогосподарствах, малому та середньому бізнесі, у комунальних установах та в невеликих виробничих приміщеннях.

Одним із найбільш перспективних напрямків енергозбереження є оптимізація теплових процесів у котельному обладнанні. Важливим компонентом для зниження втрат тепла є економайзери – пристрої, які використовують тепло відхідних газів для підігріву живильної води чи повітря. У порівнянні зі стандартними економайзерами, термосифонні економайзери, що ґрунтуються на принципі термосифонного ефекту, мають ряд переваг: вони є простими у конструкції, не потребують додаткових насосів чи складного електронного управління, а також демонструють високу надійність в експлуатації. Така конструкція дозволяє зменшити експлуатаційні витрати на обслуговування, що є суттєвим фактором для малопотужних котлів.

Економайзери з термосифонним принципом передачі тепла можуть значно підвищити ефективність роботи малопотужних котлів, оскільки дозволяють використовувати додаткове тепло, що викидається в атмосферу разом з відхідними газами. У багатьох котлах ці втрати можуть досягати до 30% від загальної кількості споживаного тепла. Застосування термосифонного економайзера дозволяє повернути частину цієї енергії в систему, що сприяє

					КР.144.6241м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

зниженню витрат на паливо, підвищенню коефіцієнта корисної дії (ККД) та загальному зменшенню витрат на експлуатацію котельного обладнання.

Окрім економічних переваг, впровадження термосифонного економайзера дозволяє досягти екологічних цілей. Скорочення обсягів споживаного палива призводить до зниження кількості викидів шкідливих речовин, зокрема, вуглекислого газу (CO_2), оксидів азоту (NO_x) та твердих часток. Це відповідає сучасним екологічним стандартам та вимогам щодо обмеження парникових газів, що сприяє боротьбі з глобальним потеплінням та покращенню якості повітря.

Таким чином, розробка конструкції термосифонного економайзера для котлів малої потужності є актуальною як з точки зору зниження економічних витрат для приватних споживачів і підприємств, так і з позиції виконання сучасних екологічних вимог. Успішне дослідження і впровадження таких технологій сприятиме підвищенню енергоефективності та екологічності вітчизняних теплогенеруючих установок, що є важливим кроком на шляху до сталого розвитку та раціонального використання енергетичних ресурсів.

					КР.144.6241м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Аналітичний розділ				Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Пацурковський О.										
Керівник	Бондаренко М.С								НУК		

Розділ 2 Літературний аналіз щодо конструкцій економайзерів котельних агрегатів малої потужності. Постановка задачі досліджень

Конструкції економайзерів для котельних агрегатів можуть класифікуватися за кількома критеріями. Зазвичай основними критеріями виступають наступні: тип теплоносія, метод передачі теплоти, матеріал виготовлення, принцип роботи, тип циркуляції та конструктивні особливості. Розглянемо ці критерії більш детально.

1. За типом теплоносія:

- Водяні економайзери – використовують воду як теплоносій. Їхня основна мета – нагрівання живильної води перед її подачею в котел, що дозволяє знизити витрати палива на нагрівання води.
- Повітряні економайзери – нагрівають повітря, що подається в зону горіння. Вони покращують процес горіння палива, підвищуючи його ефективність.
- Комбіновані економайзери – здатні нагрівати одночасно і воду, і повітря, що підвищує загальну ефективність котельного агрегату.

2. За методом передачі теплоти:

- Рекуперативні економайзери – здійснюють передачу тепла за допомогою прямого контакту між нагрітою поверхнею та робочим середовищем. Найчастіше такі економайзери складаються з трубок, через які проходить вода або повітря, нагріваючись від гарячих димових газів.
- Регенеративні економайзери – здійснюють періодичну передачу тепла. Такі економайзери нагрівають накопичувальний матеріал (наприклад, керамічний), який пізніше передає тепло робочому середовищу. Зазвичай використовується в установках з великою кількістю димових газів.

3. За матеріалом виготовлення:

- Сталеві економайзери – виготовляються зі сталевих труб, які мають високу теплопровідність та стійкість до корозії.
- Чавунні економайзери – виготовляються з чавунних труб, стійких до зношування. Вони частіше використовуються в умовах агресивного середовища.

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

- Комбіновані матеріали – для підвищення стійкості та теплопровідності можуть використовуватися різні сплави, що поєднують у собі властивості кількох матеріалів.

4. За типом циркуляції:

- Примусової циркуляції – оснащені насосами, які забезпечують рух теплоносія, що підвищує ефективність передачі тепла.
- Природної циркуляції – використовують гравітаційні сили або різницю температур, що забезпечує циркуляцію теплоносія без додаткового обладнання. Такі економайзери зазвичай використовуються у невеликих системах через нижчу ефективність.

5. За конструктивними особливостями:

- Ламельні економайзери – складаються з труб з ребрами (ламелями), що збільшує площу теплопередачі. Зазвичай використовуються для нагрівання повітря.
- Спиральні економайзери – містять трубки, закручені в спіраль, що дозволяє ефективніше використовувати обмежений простір і підвищити теплопередачу.
- Трубчасті економайзери – найпоширеніша конструкція, яка включає систему трубок, розташованих в потоці димових газів. Вода або повітря, проходячи через ці трубки, нагрівається від димових газів.
- Секційні економайзери – складаються з окремих секцій, які можуть бути легко замінені або реконструйовані, що зручно для обслуговування великих котельних установок.

6. За принципом роботи:

- Термосифонні економайзери – використовують природну циркуляцію теплоносія без необхідності додаткового обладнання. Вони працюють за рахунок різниці густини нагрітого і холодного теплоносія. Зазвичай використовуються в установках малої потужності.

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

- Теплообмінники з примусовою подачею – застосовують додаткові насоси для забезпечення циркуляції теплоносія, що дозволяє інтенсифікувати процес теплопередачі.

7. За призначенням:

- Конденсаційні економайзери – використовуються для конденсації пари, яка присутня у відхідних газах, і для додаткового вилучення тепла в процесі конденсації.
- Безконденсаційні економайзери – працюють в умовах, де конденсація не відбувається, нагріваючи теплоносії лише до певного рівня.

Кожна конструкція економайзера має свої переваги та обмеження, які визначають сферу її застосування та ефективність у різних типах котельних установок.

Враховуючи тематику магістерської роботи, основний інтерес фокусується саме на водяних економайзерах, оскільки вони призначені для підігріву живильної води, яка надходить до котла, теплотою відхідних димових газів. Водяні економайзери відносяться до хвостових поверхонь нагріву. Збільшення цих поверхонь нагріву сприяє передачі більшої кількості теплоти воді. Завдяки цьому знижується температура відхідних газів з котла, підвищується ККД котельної установки і, отже, зменшується витрата палива. Підігрів води в економайзері на 1 °С спричиняє охолодження відхідних газів на 2,5...3 °С. Крім цього, підвищення температури живильної води дозволяє скоротити розміри паротвірної поверхні нагріву котла [1].

Водяний економайзер у сучасному котельному агрегаті сприймає 12...18 % загальної кількості отриманого ним теплоти [2].

За котлами малої потужності з тиском до 2,4 МПа зазвичай використовують чавунні ребристі економайзери некиплячого типу. Сталеві гладкотрубні і ребристі змішані економайзери киплячого та некиплячого типів установлюють в котельних агрегатах будь-якої продуктивності й тиску. Найбільшого розповсюдження вони набули у котельних агрегатах середньої та великої потужності тиском 4,0 МПа і вище.

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

У котельних агрегатах горизонтальної орієнтації з розвиненими конвективними поверхнями типу ДКВР, ДЕ і КЕ паропродуктивністю до 25 т/год обмежуються установленням тільки водяного економайзера, частіше чавунного. В таких котлах підігрівання дуттьового повітря для інтенсифікації процесу горіння палива не потрібне. У котельних агрегатах вертикальної орієнтації паропродуктивністю більше 25 т/год після сталевих водяного економайзера киплячого або некиплячого типів завжди встановлюють повітропідігрівник. Якщо температура підігрівання повітря більше 250...300 °С, застосовується двоступінчасте компонування водяного економайзера і повітропідігрівника.

Чавунні економайзери конструкції ВТІ (рис. 1.1а) являють собою систему стандартних чавунних ребристих труб 1, які збирають на місці монтажу в колонку [3]. Колонка складається з кількох горизонтальних рядів. Кількість труб у горизонтальному ряду та їх довжина вибираються з умови отримання потрібної швидкості руху продуктів згоряння (6...9 м/с при номінальному навантаженні). Кількість горизонтальних рядів визначається з умови отримання потрібної поверхні нагріву економайзера. Якщо неможливо здійснити компонування в одну колонку, труби економайзера розміщують у дві колонки, які послідовно омиваються газами.

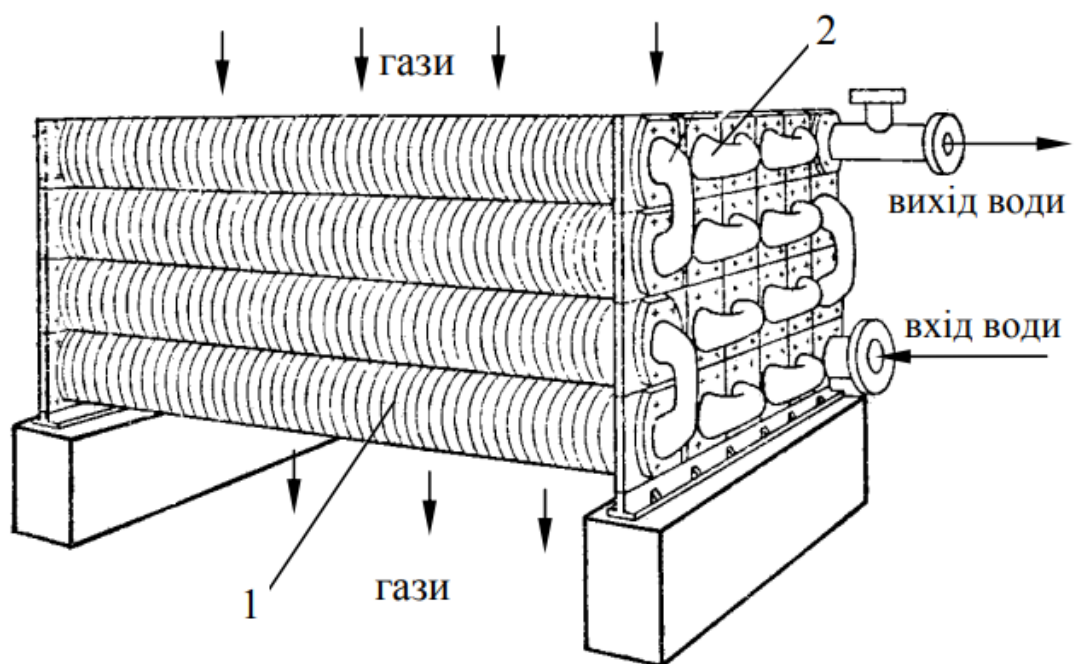


Рис.1.1а. Конструкція чавунного ребристого водяного економайзера ВТІ

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

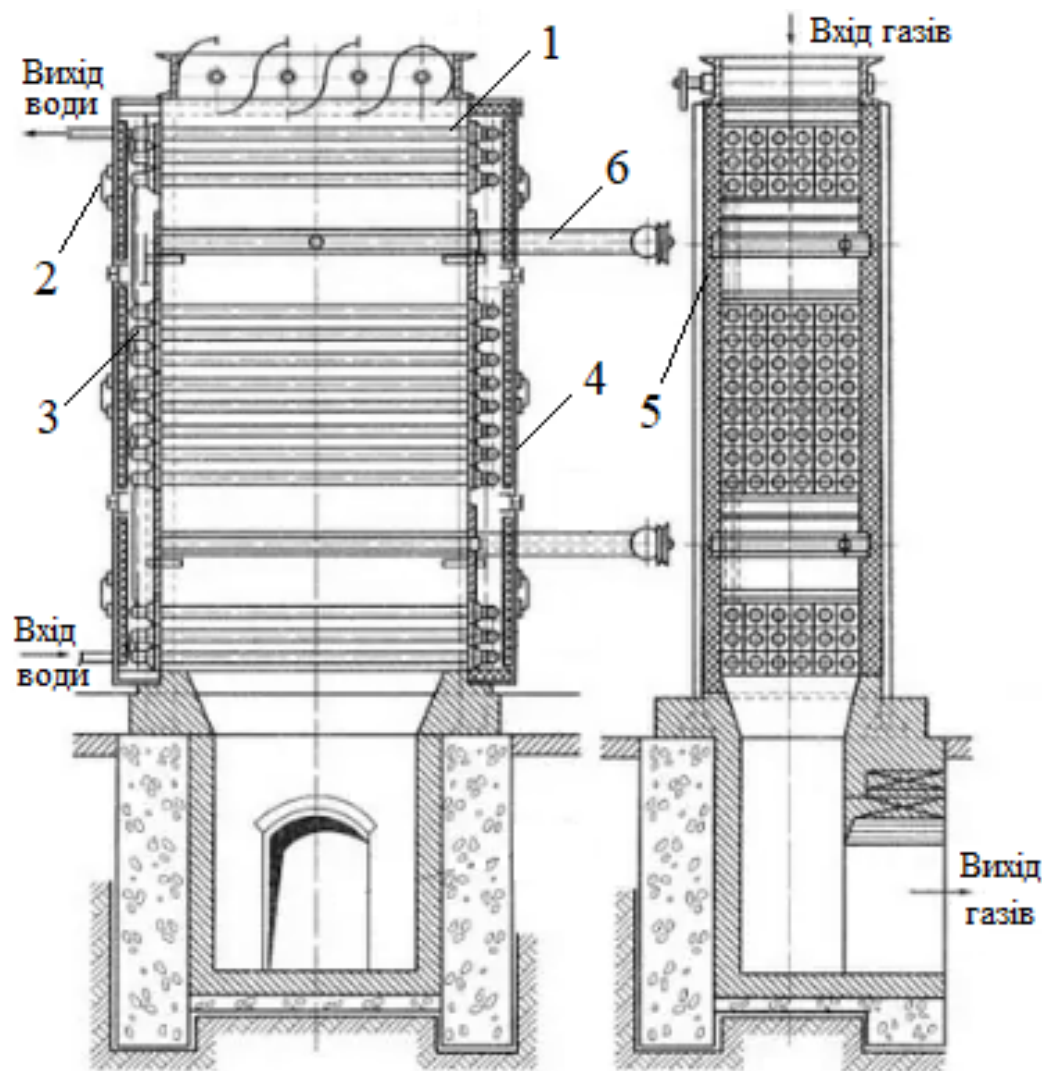


Рис.1.1б. Чавунний ребристий водяний економайзер ВТІ

Стандартні ребристі труби 1 (рис. 1.1б) мають довжину 2,0 і 3,0 м. Зовнішній діаметр несучої труби, на якій розташовані поперечні ребра квадратної форми розміром 146×146 мм з кроком 25 мм, становить 76 мм. З кінців ребристі труби мають квадратні фланці 2 розміром 150×150 мм з канавками. Ці фланці після складання економайзера утворюють дві суцільні металеві стінки, які закривають знімними щитами 4. Присоси повітря крізь щілини між фланцями усувають закладенням азбестового шнура до канавок. Газохід економайзера відокремлюється від оточуючого середовища з двох боків металевими стінками із фланців труб, а з двох інших боків – цегляною обмурівкою 5 або обшивкою. Фланцями труби опираються на горизонтальні балки, які зв'язані з колонами каркаса. Економайзерні труби з'єднуються чавунними деталями – калачами 3, які

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

приєднуються до труб фланцями [3]. Конструктивні характеристики ребристих труб наведені у табл. 1.1 [4].

Таблиця 1.1. Конструктивні характеристики труб чавунних економайзерів

Характеристика однієї труби	Довжина труби, мм	
	2000	3000
Внутрішній діаметр і товщина стінки, мм	60 × 8	
Розміри, мм:		
ребер	146 × 146	
фланців	150 × 150	
Поверхня нагріву з газової сторони, м ²	2,95	4,49
Живий переріз для проходження газів, м ²	0,120	0,184

В одноколонковому економайзері вода з живильної лінії подається до однієї з крайніх нижніх труб економайзера (рис. 1.2). Послідовно проходить через усі труби нижнього ряду, потім переходить до сусіднього верхнього ряду і так далі аж до крайнього верхнього ряду. Звідти вона спрямовується до пароводяного барабана котла або під час розпалювання котла до живильного бака чи деаератора через спеціальний трубопровід. При установленні двоколонкових економайзерів живильну воду слід подавати до другої (за рухом газів) колонки. Напрямок потоку води – знизу вгору в обох колонках. Застосування описаної схеми руху води знизу вгору забезпечує змивання зі стінок труб бульбашок повітря, які виділяються з води при її нагріванні і можуть спричинити внутрішню корозію металу труб економайзера. Швидкість води в економайзері має бути у межах від 0,5 до 1,0 м/с. Рух води зверху вниз не допускається для запобігання виникненню гідравлічних ударів та у зв'язку з ускладненням винесення бульбашок повітря [5]. Продукти згоряння в економайзері доцільно спрямовувати зверху вниз для організації протитечійної схеми руху і покращення умов теплообміну. У результаті цього знижується температура димових газів за водяним економайзером [6].

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

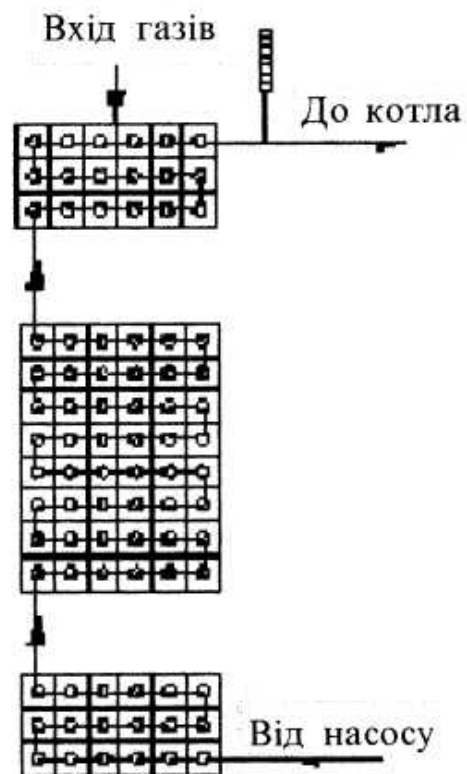


Рис. 1.2. Схема руху води в чавунному економайзері

Температура води при вході до економайзера повинна перевищувати температуру точки роси димових газів не менше ніж на 10 °С. Це виключає можливість конденсації водяних парів, які входять до складу димових газів, і осадження вологи на трубах економайзера. Кінцева температура води, що підігріта у чавунному водяному економайзері, при установленні його до котлів з безперервним живленням, повинна бути нижче температури насичення при даному тиску не менше ніж на 20 °С. Це запобігає пароутворенню в економайзері та гідравлічним ударам. У всіх інших випадках кінцева температура води повинна бути нижче температури насичення при даному тиску не менше ніж на 40 °С [7].

Для очищення зовнішньої поверхні труб економайзера від золи та сажі їх обдувають паром або стисненим повітрям за допомогою спеціальних стаціонарних обдувних пристроїв 6 (рис. 1.1б). Сопловий апарат пристроїв забезпечує ефективне очищення до чотирьох рядів по вертикалі вгору та вниз. Тому кількість горизонтальних рядів труб приймають не більше восьми. Якщо

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

кількість горизонтальних рядів труб більше, економайзер розділяють на окремі групи по 4...8 рядів. Між ними залишають розриви близько 700 мм для розміщення обдувних пристроїв.

Для котлоагрегатів малої потужності (ДКВР, ДЕ, КЕ) з тиском до 2,4 МПа розроблена серія нормалізованих блочних чавунних водяних економайзерів системи ВТІ. Їх основні характеристики наведено у табл. 1.2 [8]. Блочні економайзери компонуються з чавунних ребристих труб довжиною 2,0 м і 3,0 м у полегшеній обмурівці з металевою обшивкою. Постачаються вони заводами у зібраному вигляді транспортабельними блоками. Такі економайзери випускаються двох типів – одноколонкові та двоколонкові [8].

Таблиця 1.2. Технічні характеристики блочних чавунних економайзерів системи ВТІ

Показник	Типорозмір економайзера					
	ЭП2- 94	ЭП2 –142	ЭП2 –236	ЭП1–330	ЭП1-646	ЭП1-808
Поверхня нагріву, м ²	94,4	141,6	236,0	330,4	646,0	808,0
Кількість колонок	2	2	2	1	1	1
Довжина труб, мм	2000	2000	2000	2000	3000	3000
Кількість рядів труб	16	16	16	16	16	20
Кількість труб у ряді	2	3	5	7	9	9

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Показник	Типорозмір економайзера					
	ЭП2 - 94	ЭП2-142	ЭП2 - 236	ЭП1- 330	ЭП1-646	ЭП1-808
Габаритні розміри, мм:						
довжина a	2530	2530	2530	2530	3530	3530
ширина b	850	1150	1750	1290	1590	1590
висота h	1970	1970	1970	3665	3665	4585
Маса, кг	3700	4800	7660	10770	19550	24260
Марка котла	ДЕ – 4,0 КЕ – 2,5 ДКВР– 2,5	ДЕ – 6,5 КЕ – 4,0 ДКВР- 2,0	ДЕ – 10 КЕ – 6,5 ДКВР-6,5	ДЕ – 16 КЕ – 10 ДКВР-10	КЕ–25 ДКВР- 20	ДЕ–25 ДКВР -20

У двоколонкових економайзерах між колонками установлюють сталеву перегородку. Бокові стінки економайзера мають подвійну обшивку, усередині якої укладають теплоізоляційні матеріали. Труби економайзера з'єднані калачами таким чином, що живильна вода проходить крізь них послідовно знизу вгору. Рух води і газів в одноколонковому економайзері протитечійний, а у двоколонковому – послідовно-змішаний. Блочні економайзери обладнують стаціонарними обдувними апаратами. Необхідна арматура та гарнітура постачаються в комплекті з економайзером [8]. Економічно вигідні швидкості димових газів у блочних економайзерах 6...8 м/с. Для багатозольних палив швидкість газів слід підвищити до 9...10 м/с через небезпеку занесення золою поверхні нагріву [9].

Сталеві гладкотрубні водяні економайзери киплячого та некиплячого типів виконують у вигляді зміювиків із зовнішнім діаметром труб $d = 28...38$ мм (товщина стінки 3,0...3,5 мм) з шаховим розташуванням (рис. 1.3). Такі розміри забезпечують більшу ефективність теплообміну і зменшення габаритів економайзера. Поперечний крок між трубами зміювика s_1 вибирається з

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

урахуванням розміщення між ними підвісів та опор і приймається рівним $(0,2...0,3)d$. Поздовжній крок s_2 у напрямку газового потоку становить $(1,0...1,5)d$. Радіус згину труб приймають у межах $(1,5...2,0)d$ [7]. Верхні й нижні кінці змійовиків приварюють до циліндричних колекторів. Змійовики економайзерів розташовують перпендикулярно і паралельно до фронту котла. У першому випадку довжина змійовика невелика, що полегшує їх кріплення. У другому випадку різко зменшується число паралельно включених змійовиків, але ускладнюється їх кріплення. У котлах невеликої потужності застосовують одностороннє розташування колекторів. У котлах з розвинутим фронтом економайзери встановлюють двосторонніми, симетричними, з розташуванням колекторів з двох боків конвективної шахти [1].

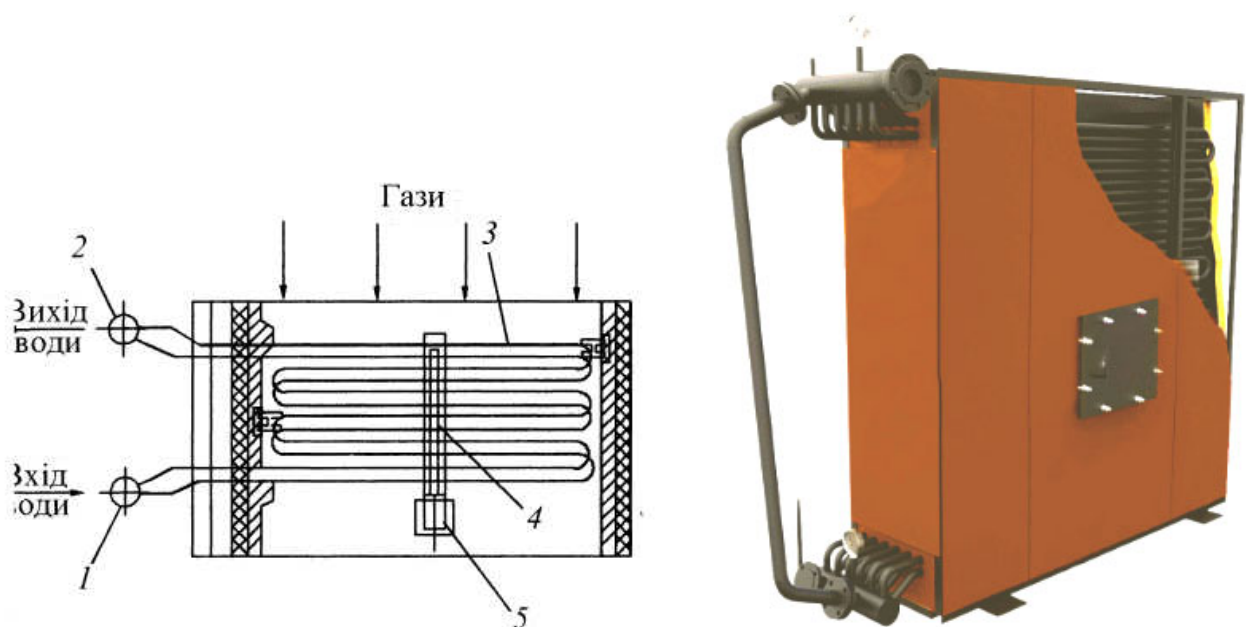


Рис. 1.3. Сталевий гладкотрубний водяний економайзер

Живильна вода надходить до нижнього колектора 1 економайзера, а нагріта вода виходить з верхнього колектора 2 і спрямовується до барабана котла. Змійовики 3 прикріплюють до балок каркаса 5 за допомогою спеціальних опорних стояків 4 або підвісів. Рух продуктів згоряння (зверху-вниз) і води (знизу-вверх) в економайзері відбувається протитечією. В економайзерах живильна вода може підводитися також за схемою прямотоку. У цьому випадку рух сходження води дозволяє виключити утворення в трубах застійних парових пробок. Поверхню нагріву сталевих водяних економайзерів для зручності

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

монтажу, ремонту та очищення розділяють на пакети висотою 900...1200 мм розривом між пакетами не менше 700 мм. Для економайзерів доцільно використовувати сталеві труби з плавниками або оребренням з метою підвищення ефективності теплообміну. Ребристі та плавникові економайзери дозволяють завдяки більш інтенсивній тепловіддачі від газів до поверхні нагріву економайзерів зменшити розміри останніх у порівнянні з економайзерами гладкотрубними. Однак гладкотрубні економайзери дешевше у виготовленні, зазнають меншого забруднення золою, сажею та надійніше в експлуатації.

Мінімальну швидкість продуктів згоряння у сталевому економайзері при спалюванні твердого палива приймають не нижче 6 м/с з умови запобігання занесенню леткою золою. Верхня границя швидкості визначається з умови золового зносу і обмежується значеннями 9...10 м/с при номінальній продуктивності. При спалюванні газу та мазуту оптимальна швидкість газів 8...10 м/с. Швидкість води приймають у некиплячих економайзерах не менше 0,4 м/с для запобігання кисневій корозії. У киплячих – не менше 0,8 м/с для запобігання перегріву металу труб внаслідок розшарування пароводяної суміші [1, 7]. При малій швидкості води кисень, який в ній залишається, затримується в місцях шорсткості верхньої твірної трубок і викликає виразкову корозію. Корозія поширюється на велику товщину стінки трубки до утворення дутлини. Розшарування пароводяної суміші при малій швидкості потоку також сприяє погіршенню умов їх охолодження та перегріванню металу трубок [10]. Величина гідравлічного опору сталевго економайзера для котлоагрегатів середнього тиску має становити не більше 8 % від тиску в барабані котлоагрегату. Паровміст на виході з киплячого економайзера не повинен перевищувати 30 %. У некиплячому економайзері вода має бути недогрітою до температури кипіння не менше ніж на 40...50 °С при всіх можливих режимах роботи котлоагрегату [3]. Масова швидкість води в економайзері при висхідному його потоці повинна бути вибрана з урахуванням характеристики робочого середовища й умов теплообміну. Це забезпечує надійне охолодження трубок економайзера.

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Чавунні економайзери надійні в роботі, через більшу товщину стінки труб більш довговічні, ніж сталеві, навіть при наявності зовнішньої та внутрішньої корозії труб. Тому вони набули поширення в котельних агрегатах малої потужності. Основними недоліками чавунних економайзерів є великі питомі габарити та маса, що зумовлено невисокими значеннями коефіцієнтів теплопередачі; вони дорожчі за гладкотрубні сталеві та зазнають більш інтенсивного забруднення золою [3].

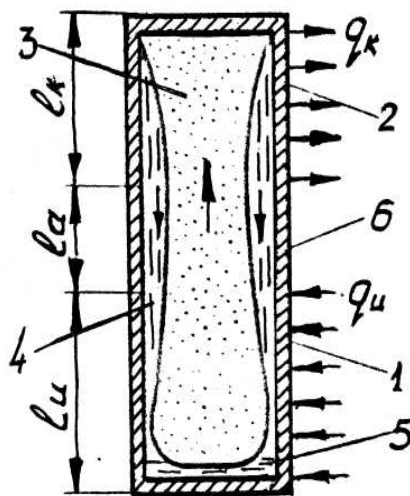
Сталеві економайзери встановлюють за котлами малої продуктивності, які працюють на газоподібному паливі, що не вміщує сірки.

Підвищення надійності роботи економайзерів, зменшення їх малогабаритних показників та вартості можна досягти застосуванням в якості теплообмінної поверхні двофазних гравітаційних термосифонів.

2.2. Аналіз конструкцій термосифонних теплообмінників

Останнім часом у різних галузях техніки широко використовуються теплопередавальні пристрої – теплові труби. Одним з найбільш ефективних різновидів теплових труб є **двофазні гравітаційні термосифони** [11-14].

Термосифон являє собою замкнену порожнину, наприклад, трубу з днищем (рис. 1.4), частково заповнену робочим тілом (теплоносієм). В ньому здійснюється замкнений випарно-конденсаційний цикл з умовою підвода та відведення теплоти на частинах поверхні нагріву.



					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Рис. 1.4. Робочі процеси у двофазному гравітаційному термосифоні

Умовно поверхню нагріву термосифона можна розділити на три зони: випарну (В), адіабатну або транспортну (А), і конденсаційну (К). При розміщенні випарника в середовищі, температура якої вище температури насичення при робочому тиску, теплоносії кипить. Пара, що утворюється, транспортується вгору до конденсаційної частини, де теплота відводиться та пара конденсується. Конденсат, що утворюється, стікає вниз під дією сили тяжіння. Таким чином, цикл “випарювання-конденсація” теплоносія повторюється. Питома теплота конденсації велика, і навіть при дуже малій різниці температур між кінцями термосифону він може передавати значний тепловий потік.

Важливим фактором, що впливає на роботу термосифона, є ступінь масового заповнення. У залежності від ступеня масового заповнення розрізняють режими нормальної ізотермічної роботи (оптимальне заповнення), а також недостатнього та надлишкового заповнення (рис. 1.5). Недостатнє та надлишкове заповнення (рис. 1.5, б, в) погіршують роботу термосифона. З’являються ділянки, на яких теплообмін здійснюється до однофазного середовища (до рідини або пари), де відвід теплоти погіршений. При недостатньому заповненні тепловий режим термосифона характеризується несталістю через можливе зменшення змоченої поверхні випарника та утворення внаслідок цього потоків і “сухих” плям. У термосифоні з надлишковим заповненням може виникнути такий тепловий режим, при якому потік пари витискає велику кількість рідини до конденсатора та утримує її там. Частина поверхні конденсатора таким чином “виключається” з роботи. Недоліком надлишкового заповнення є також низька ефективність при малих теплових потоках, що не забезпечують розвинуте бульбашкове кипіння. Негерметичність термосифона (особливо при його вертикальному положенні) зростає.

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

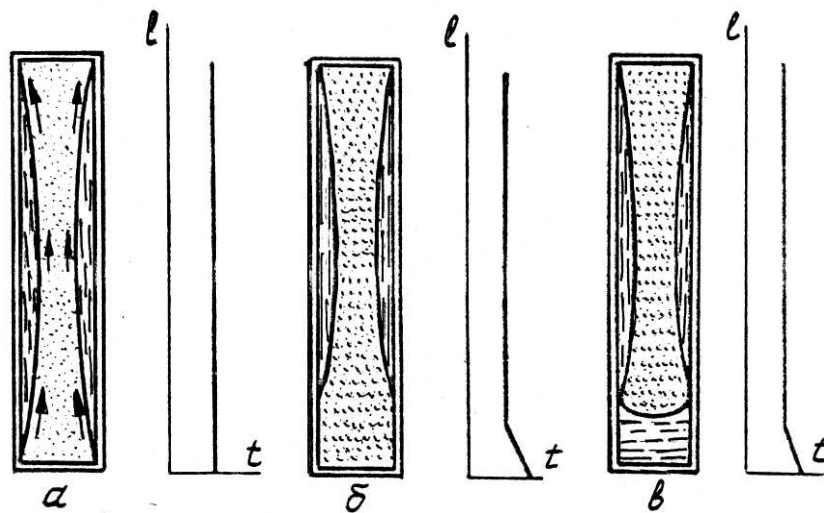


Рис. 1.5. Режими роботи двофазного термосифону.

а – нормальна робота; б – недостатнє заповнення; в – надлишковий тиск

Порушення теплового режиму, що спостерігаються при роботі термосифона, у літературі отримали назву кризи теплопереносу. Причинами криз можуть бути перевищення граничних для кипіння значень густини теплового потоку (перехід до плівкового кипіння), поява снарядного режиму кипіння. Досягнення паром місцевої швидкості звуку і внаслідок цього запирання парового каналу та неможливість зростання теплового потоку також приводить до кризи теплопереносу [6, 9, 10-12].

Одному й тому самому температурному діапазону використання термосифонів можуть задовольняти одразу декілька теплоносіїв, тому вибір теплоносія є важливим етапом проектування теплообмінного апарату з термосифонами.

За даними, що приведені в літературі [15], вода має явну перевагу завдяки високим значенням прихованої теплоти пароутворення й поверхневого натягу в порівнянні з усіма іншими органічними рідинами, такими як ацетон і спирт. Умовам застосування в термосифонах води відповідають також такі фактори, як дешевизна та доступність.

При остаточному виборі роду теплоносія окрім фактора якості та вартості слід враховувати також його сумісність з матеріалом стінки термосифону,

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

прийнятне значення точки затвердіння тощо. За цими факторами вода поступається багатом органічним теплоносіям.

У залежності від конструктивних особливостей та за умовами експлуатації термосифони можуть мати різну орієнтацію в просторі. Найбільший вплив на тепловіддачу в зоні конденсації чинить саме просторове положення термосифона. Цей вплив вивчався в роботі [14]: зростання тепловіддачі в зоні конденсації зі зменшенням куту нахилу пояснюється покращенням умов стоку конденсату зі зменшенням середньої товщини плівки конденсату.

При наявності 2,5 % повітря по об'єму термосифону, що заповнений аміаком, приводить до зниження теплового потоку в 4 рази [10]. Це так звана «пробкова» модель, коли гази, що неконденсуються, відтискуються паровим потоком в верхню частину конденсаційної ділянки й існує більш-менш чітка границя між парою та газом.

Задача встановлення впливу газів, що неконденсуються, на теплопередачу в конденсаторі ускладнюється також тією обставиною, що їх вміст у порожнині термосифона може змінюватися з часом (як правило, збільшується). Тому надійні кількісні залежності теплообміну в зоні конденсації термосифону практично відсутні. Особливо це стосується діапазону високих теплових навантажень, наприклад, при температурі газів до 1000 °С. Крім інтенсифікуючого впливу на тепловіддачу й зменшення висоти газової “пробки”, а відповідно, довжини конденсатора, початкове вакуумування сприяє зниженню робочого тиску в термосифоні, підвищує надійність.

Одна з перших конструкцій теплообмінника з використанням термосифонів була розроблена котельним відділом ВТІ [8-10]. Повітропідігрівник з проміжним теплоносієм складається з двох суміжних каналів, один призначений для відводу продуктів згоряння, інший – для подачі повітря, що нагрівається. Канали розділені трубною дошкою, до якої з невеликим нахилом до сторони газоходу встановлені термосифони. Вони частково заповнені водою. Застосування теплообмінника з проміжним теплоносієм дозволило значно підвищити термін дії в умовах низькотемпературної корозії. Вихід з ладу частини термосифонів не

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

порушує щільності газоходу та повітроводу. У теплообміннику була передбачена оперативна заміна термосифонів. Іншу конструкцію котла представлено на рис 1.6. В газоході 1 встановлено поверхню нагріву у вигляді термосифонів 2, верхні кінці яких розташовані у горизонтальному колекторі. Колектор виконаний у вигляді з'єднаних вертикальними трубами 3 вхідній 4 і вихідній 5 камер. Верхні кінці термосифону, що розташовані в трубах 3 мають довжину, яка зменшується в напрямку руху газів.

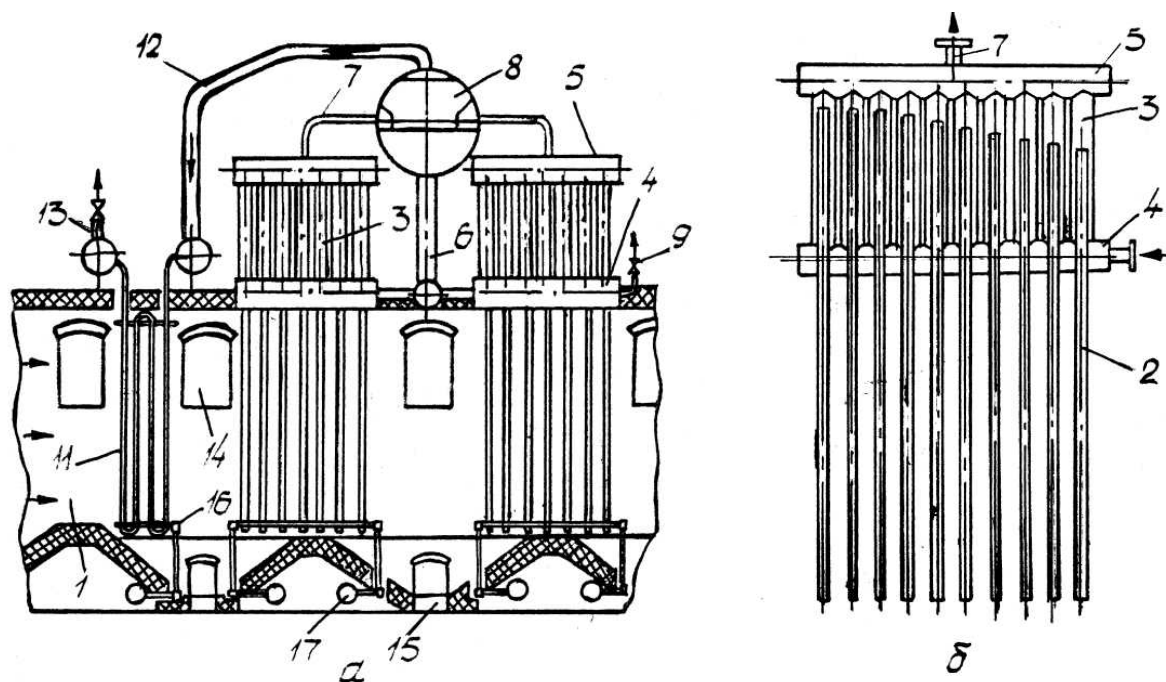


Рис. 1.6. Утилізаційний котел з термосифонною поверхнею нагріву:

а – загальний вид котла; б – уніфікована секція

Камери 4 і 5 випарної поверхні котлу підключені відповідно до опускних 6 і підвідних 7 труб пароводяного колектора 8. Камери економайзера підключені до джерела живильної води за допомогою патрубків 9 і до пароводяного колектора трубами 10. Котел має також змійковий пароперегрівник 11, підключений до колектора 8 і до споживачів трубами 12 і 13.

Виконання парогенеруючого контуру у вигляді секцій інтенсифікує теплообмін за рахунок рівномірного обтікання термосифонів середовищем, що нагрівається. Це дозволяє знизити масу, габарити та металомісткість котла. Однак, розташування секцій по ходу газів викликає нерівномірність

Зм					КР.144.6241м.08.02.ПЗ		Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата			

теплосприйняття по термосифонах однієї секції та різноманітну довжину термосифонів.

Секції термосифонів можна розміщувати поперек газоходу 2, а вертикальні труби 3 виконувати з довжинами, що зменшуються у відповідності з довжинами конденсаційних ділянок термосифонів 1 (рис. 1.7). Така конструктивна схема забезпечує зниження металомісткості котла. Недоліком даної конструкції є неможливість уніфікації елементів поверхні нагріву, так як кожний наступний по ходу газів ряд має зменшуюся довжину конденсаційної ділянки.

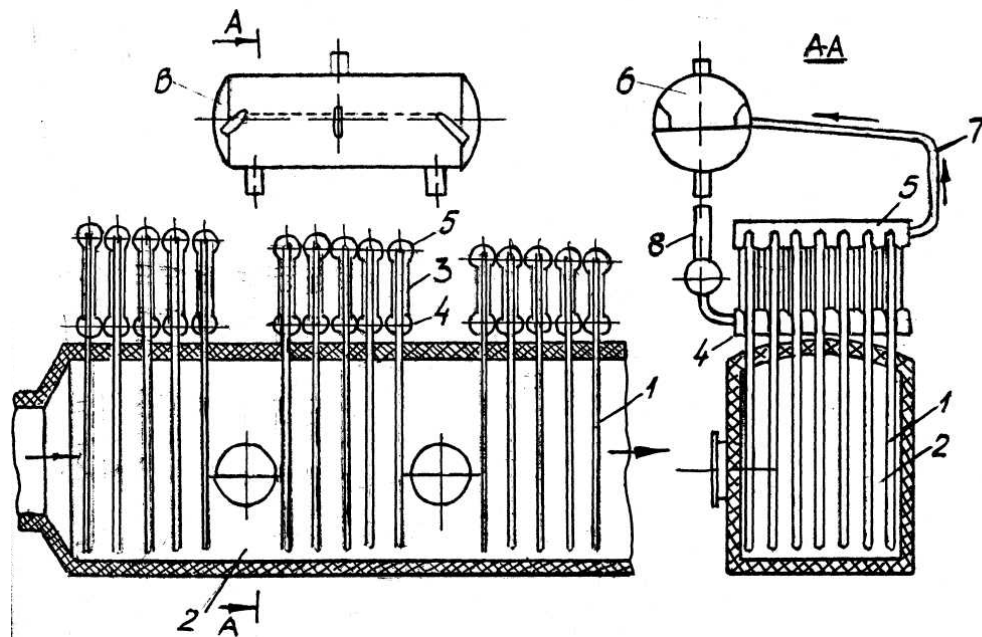


Рис. 1.7. Парогенератор з ширмами з термосифонів

Устаткування (рис. 1.8) складається з водогрійних поверхонь 1 і 2, що виконані у вигляді термосифонів, які заповнені дистильованою водою, і горизонтальний трубчастий повітропідігрівник. Корпус 4 устаткування виконаний з балок коробчатого перерізу та швелерів, обшитих сталевими листами. Всередині корпус футерований вогнетривкою цеглою 5. Термосифони одного ряду приварюються до швелера, утворюючи панель; таких панелей п'ять. У верхній частині термосифони одного ряду об'єднуються двома колекторами, що з'єднані між собою вертикальними трубами. Труби утворюють загальну порожнину для контуру охолодження. Колектори панелей з'єднані між собою перепускними трубами 6.

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

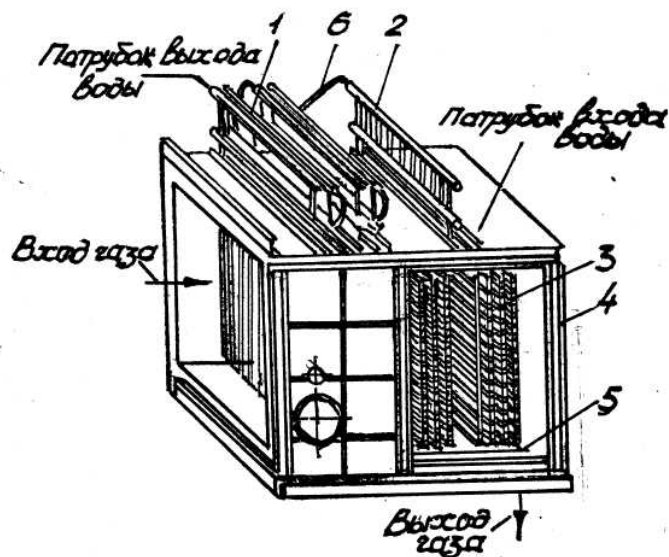


Рис. 1.8. Устаткування для утилізації теплоти відхідних газів

При температурі димових газів $800\text{ }^{\circ}\text{C}$ устаткування утилізує 1700 кВт , з яких на повітропідігрівник припадає 1160 кВт . Температура газів за устаткуванням $150\text{ }^{\circ}\text{C}$. При зачиненій системі мережна вода з температурою $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ підігрівається до $130\text{ }^{\circ}\text{C}$. Аеродинамічний опір устаткування 660 Па .

Теплоутилізатор призначений для підігріву води й повітря, що надходить до нагрівальної печі на горіння. Конструкція устаткування дозволяє також його використання в режимі генерації пари.

Досліджена працездатність моделі котла, яка складається з п'яти секцій. Кожна секція виконана з п'ятнадцяти термосифонів, виготовлених з труб $44,5 \times 3,5\text{ мм}$ довжиною 2000 мм . Нижні й верхні колектори виконані з труб $104 \times 8\text{ мм}$ і з'єднані між собою патрубками з труб $80 \times 3,5\text{ мм}$. Термосифони на глибину $1,5\text{ м}$ занурені в середовище димових газів. Конденсаційні ділянки термосифонів розміщено в теплообмінник-охолоджувач. Термосифони на $1/3$ об'єму заповнені дистильованою водою й герметизовані засобом, що був запропонований ВТІ [8].

Модель котла розміщено в лежку печі в умовах сильно запилених агресивних димових газів, які мають температуру до $650\text{ }^{\circ}\text{C}$. Досліди підтвердили високу надійність й ефективність роботи термосифонів. Теплове навантаження, що передавалось, складало $160 - 180\text{ кВт}$.

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Для інтенсифікації процесів кипіння та конденсації виконують кільцеві канавки всередині термосифону. Утворена таким чином капілярна структура (гніт) сприяє рівномірному розподілу плівки конденсату по периметру термосифону. Також запобігає можливим розривам в плівці й оголення частини випарної поверхні, а отже, місцевий перепад стінки термосифону. З зовнішньої сторони випарні ділянки термосифонів для інтенсифікації конвективного теплообміну ребрені. У залежності від умов роботи пропонується декілька типів ребрення, в тому числі з суцільними та сегментними ребрами.

Розміщення конденсаційних ділянок термосифонів безпосередньо у пароводяному колекторі дозволяє утворювати дуже компактний пристрій з можливістю заміни індивідуальних термосифонів. Однак при цьому ускладнюється задача кріплення труб в трубній дошці пароводяного колектора. Для цієї мети може використовуватися масивна пластина, що приварена до нижньої частини колектора. При цьому погіршується рівномірність відведення теплоти від конденсаційних ділянок. При розташуванні термосифонів з нахилом їх максимальна теплопередавальна здатність знижується.

У 80-х роках попереднього століття в інституті технічної теплофізики АН України були розроблені дві конструкції вибухобезпечних модульних термосифонних котлів. В конструкції застосовані вибухобезпечні двофазні термосифони з резервним баком, який працює при атмосферному тиску.

Модульний теплообмінник працює наступним чином. Гарячі відхідні гази при проходженні між рядами випарників термосифонів віддають теплоту теплоносію першого контуру. У якості теплоносія використовується вода. Теплоносій кипить, пара піднімається до бойлерної частини котла, яка виконана у вигляді кожухотрубного теплообмінника з пучком сталевих конденсаційних труб. Труби приварено до трубних дощок. Вода, що нагрівається (теплоносій другого контуру), рухається по трубах теплообмінника. Пара теплоносія конденсується з зовнішньої поверхні труб, утворений конденсат стікає до випарників термосифонів. Для більш рівномірного розподілення теплоносія по рядах випарників термосифонів і зниження металомісткості конструкції всі

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

термосифони мають загальну бойлерну частину. Нижні кінці випарників з'єднані загальним колектором.

Котел забезпечений регулятором тиску. Він складається з підживлювального баку і клапана, через який частина теплоносія першого контуру переливається до баку при підвищенні тиску в порожнині термосифонів. Котел обладнаний запобіжним клапаном.

Чистка котла здійснюється ззовні газоходу шляхом підйому модуля за допомогою електролебідки. При цьому вантажний кронштейн, з'єднаний з механічною системою, автоматично відмикає модуль від водопровідної мережі. Вода, що нагрівається, подається до модуля й відводиться з нього через два самоущільнювальних рознімача. Для фіксації модуля служить упор і рама.

Досвід експлуатації теплообмінника довів його достатню надійність та теплову ефективність. Об'єднання випарників термосифонів у загальний колектор знижує надійність роботи модуля, так як вихід з ладу одного термосифона потребує заміни або ремонту всього модуля.

На рис 1.9 приведена конструкція теплообмінника, яка була розроблена в Херсонському індустріальному інституті. Теплообмінник складається з двох камер 1 і 2 для тепловіддавального та теплосприймаючого середовищ, які розділені складеною трубною решіткою з двома роз'ємними частинами 3 і 4. У решітці закріплений пакет термосифонів 5 з можливістю осьового переміщення за допомогою приводу 6. У камері 2 термосифони 5 жорстко з'єднані між собою напрямними перегородками.

Особливістю конструкції у порівнянні від попередніх є можливість регулювання величини випарної поверхні в залежності від навантаження за рахунок переміщення пакету термосифонів з камери 2 в камеру 1 і навпаки. Однак така конструкція виявляється ненадійною, так як доволі важко забезпечити герметичність рухомого з'єднання в трубних решітках 3 і 4 пучка термосифонів.

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

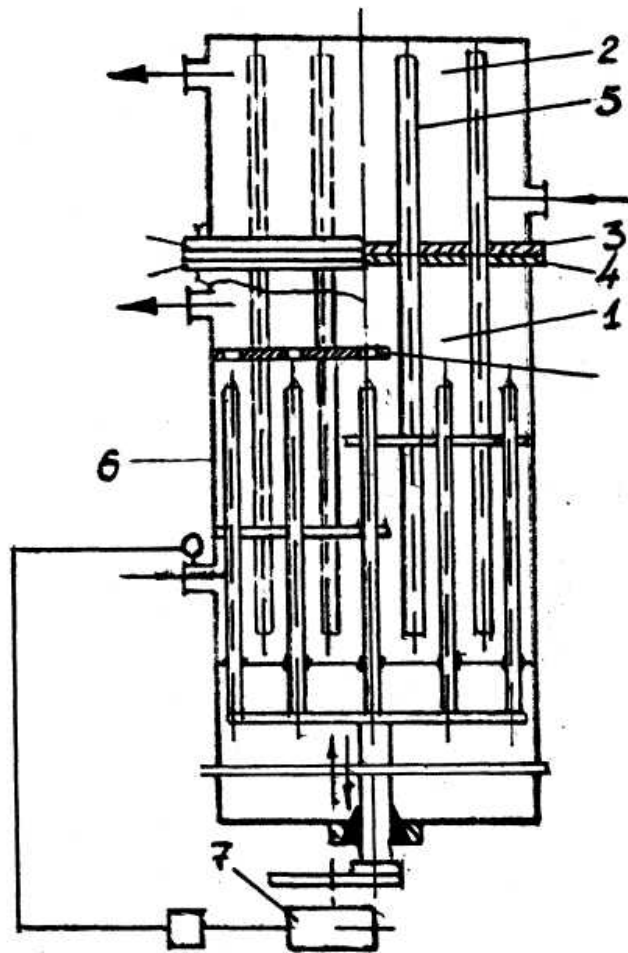


Рис. 1.9. Теплообмінник з термосифонною поверхнею нагріву

Застосування термосифонів у теплообмінних апаратах вивчалися в роботах А.Ф. Гаврилова і В.Я. Ляха, І.Л. Піоро, Д. Рея і П. Дана, Л.Л. Васильєва та інших [5, 6, 9, 10-14, 16-19].

Аналіз конструкцій термосифонних теплообмінників, а також досвід вчених, отриманий при дослідженнях секційного котла, дозволяє зробити наступні висновки:

- застосування термосифонів у конструкції теплообмінників дозволяє створити надійний, з великим ресурсом роботи і простий у виготовленні пристрій з високим ступенем ремонтпригодності;
- у зв'язку з тим, що термосифони є автономними не пов'язаними між собою теплопередавальними пристроями, вихід з ладу одного або декількох термосифонів є лише частковою відмовою, яка не призводить до припинення експлуатації всього пристрою;

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

- застосування проміжного теплоносія дозволяє підвищити температуру стінки термосифону та знизити інтенсивність її корозійного руйнування внаслідок низькотемпературної корозії;
- встановлення термосифонів у трубній дошці за допомогою роз'ємних з'єднань дозволяє легко проводити їх заміну;
- консольне в одній точці кріплення термосифонів (у звичайних теплообмінниках труби кріпляться у двох трубних дошках) у трубній дошці дозволяє виключити термічні напруження внаслідок температурних розширень.

Для проектування економайзерів з термосифонами необхідно знати їх теплопередавальні характеристики й, перш за все, тепловий потік, що передається. Дані, які мають у літературі, не охоплюють повністю діапазон вимірювання режимних параметрів, що характерні для котельних устатковин. Це пояснюється великою кількістю незалежних параметрів, які впливають на роботу термосифонів: роду та кількості теплоносія, ступінь масового заповнення термосифону, сумісність теплоносія з стінкою термосифону тощо. Його сумісність з стінками термосифону, одночасності протікання процесів в замкненій порожнині, орієнтація в просторі. Це значно ускладнює можливість аналітичного розв'язання задачі розрахунку теплопередавальної здатності термосифону при конкретних умовах тепловіддачі.

Враховуючи наведену вище інформацію та особливості термосифонів виникають наступні задачі:

- 1) виконати дослідження працездатності двофазних гравітаційних термосифонів і їх теплової ефективності відповідно до умов роботи котельних агрегатів малої потужності;
- 2) розробити конструкцію енергоефективного термосифонного економайзера;
- 3) розробити методику розрахунку термосифонного економайзера.

					КР.144.6241м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

					КР.144.6241м.08.03.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Дослідницький розділ	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Пацурковський О.							
Керівник	Бондаренко М.С					НУК		

Розділ 3 Експериментальні дослідження працездатності й теплової ефективності двофазних гравітаційних термосифонів

3.1. Вибір теплоносія й елементів конструкції термосифону

До елементів конструкції термосифонів відносяться корпус, покриття внутрішньої поверхні термосифону, робоча рідина. Корпус термосифону є герметичною оболонкою. В ньому організований замкнений випарно-конденсаційний цикл, який здійснює безперервну передачу теплоти з однієї зони до іншої. Він повинен витримувати перепад тисків, що дорівнює різниці зовнішнього тиску та тиску парів робочої рідини в порожнині термосифону.

При виборі матеріалу корпусу враховується наступне:

- несумісність матеріалу корпусу з робочою рідиною приводить до його корозії та викликає виділення в порожнині газу, що не конденсується, який погіршує теплопередавальні характеристики термосифону;
- вибір матеріалу корпусу з низькою теплопровідністю збільшує загальний термічний опір термосифону, у результаті чого ефективність теплообмінника зменшується;
- проникність корпусу для повітря та парів робочої рідини повинна бути мінімальною, щоб запобігти їх витік з порожнини термосифону або попадання в неї газів, що неконденсуються;
- вибір матеріалу корпусу визначає технологічність виготовлення термосифонів.

Основною перевагою замкненого випарного термосифону, який має гладку внутрішню поверхню, є простота виготовлення.

Ефективна робота теплообмінників термосифонного типу в значній мірі залежить від властивостей теплоносія. Від правильного вибору теплоносія залежить не тільки тепла ефективність термосифону, а і його термін дії, металомісткість тощо.

					КР.144.6241м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Вибір теплоносія повинен проводитися на основі аналізу його фізичних властивостей. Основні вимоги до теплоносіїв наступні [1, 9, 10, 13]:

1. Сумісність із матеріалом корпусу. Теплоносій має бути хімічно сумісним із матеріалом корпусу термосифону, що забезпечує його надійну роботу, стабільність характеристик і тривалий термін служби. Несумісні речовини можуть викликати корозію чи небажані реакції, що негативно впливає на функціонування обладнання.
2. Діапазон робочих температур. Температурний діапазон теплоносія має знаходитися між його потрійною і критичною точками, щоб забезпечити стабільні фазові переходи для ефективного випаровування і конденсації під час роботи термосифону.
3. Термічна стабільність. Теплоносій повинен залишатися термічно стабільним у межах робочих температур та на весь період експлуатації. Це запобігає розкладу чи випаровуванню, які можуть знижувати ефективність теплопередачі.
4. Висока теплота пароутворення. Висока теплота пароутворення сприяє зниженню витрат теплоносія, що дозволяє зменшити падіння тиску вздовж термосифону. Це підвищує ефективність передачі тепла та знижує теплові втрати.
5. Висока теплопровідність. Теплопровідність теплоносія має бути достатньо високою для зниження температурного градієнта в зонах випаровування і конденсації, що забезпечує ефективну передачу тепла.
6. Оптимальний тиск насичення. Тиск насичення теплоносія має бути збалансованим, оскільки низький тиск викликає надмірну швидкість руху пари, що веде до великого перепаду температур і тиску, а високий тиск вимагає товстостінних труб, підвищуючи витрати на матеріали.
7. Низька в'язкість. Теплоносій з низькою в'язкістю зменшує гідравлічний опір, що мінімізує перепад температури вздовж термосифону та сприяє ефективній циркуляції.

					КР.144.6241м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

8. Добра змочуваність і значний поверхневий натяг. Теплоносій повинен мати добру здатність змочування та високий поверхневий натяг, що запобігає руйнуванню плівки у випарній зоні, забезпечуючи безперервний процес теплопередачі.

З аналізу теплофізичних властивостей, наведених вище, найкращим теплоносієм за багатьма параметрами є вода. Перш за все, вода забезпечує найбільший теплоперенос з усіх відомих теплоносіїв, за виключенням рідких металів. Вода як теплоносій дешева, загальнодоступна, пожежо- і вибухобезпечна. Не дивлячись на значні переваги, для води характерні деякі недоліки: висока температура плавлення (замерзання), можливість реагувати з речовинами (наприклад, лужні метали) з виділенням водню.

Існує кілька комплексів для оцінки різних теплоносіїв, які використовуються в термосифонах. Розглянемо основні з них.

Для оцінки теплофізичних властивостей теплоносія рекомендовано використовувати фактор переносу рідини:

$$N = \frac{\sigma \cdot r \cdot \rho}{\mu} \quad (3.1)$$

де σ - поверхневий натяг, Н/м;

r - прихована теплота пароутворення, кДж/кг;

ρ - густина рідини, кг/м³;

μ - динамічна в'язкість рідини, Па·с.

Однак фактор переносу N отримано як коефіцієнт пропорційності в рівнянні максимального теплопереносу для горизонтально розташованої теплової труби і використання його при виборі теплоносія для вертикально розташованих термосифонів теоретично недоцільно.

У роботі [20, 21] при виборі теплоносія для термосифонів запропоновано фактор теплопереносу (або так званий комплекс Мерріта), який отримано з умов мінімального падіння температури за довжиною термосифону, і має вид:

					КР.144.6241м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$N = \frac{\lambda \cdot r^{1/3} \cdot \rho^{2/3}}{\mu^{1/3}} \quad (3.2)$$

де λ - коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К).

В Додатку 1 представлені значення фактора теплопереносу за (3.2) для найбільш розповсюджених теплоносіїв у діапазоні робочих температур 0...100 °С. Численне значення фактору N для води практично у всьому діапазоні температур на порядок перевищує фактор теплопереносу фреону. Внаслідок цього в якості теплоносія в гравітаційних двофазних термосифонах доречно використовувати воду.

3.2. Експериментальна установка для дослідження термосифонів

Для дослідження робочих процесів, що протікають у двофазних гравітаційних термосифонах при застосуванні їх для утилізації теплоти в економайзерах, було виготовлено робочі ділянки. Термосифони, що досліджуються, виготовлено з труб 29 × 2,5 мм (матеріал – Ст20). Загальний вигляд термосифона зображений на рис. 3.1. Труба термосифону з обох боків глушилася приварними денцями. Нижнє виконувалось з технологічним отвором під гвинт 8 М6×10, необхідний для герметизації та заповнення термосифону. Конденсаційну ділянку термосифону виконано з герметичною порожниною охолодження, яка утворена кільцевим зазором між термосифоном й корпусом, виробленого з труби 57 × 3,0 мм (матеріал – Ст20). Корпус приварено до термосифону за допомогою кільця та глухого денця. Для подачі та відведення охолоджуючої води на корпусі закріплювалися патрубки, які було виконано з труб 18 × 3,0 мм. Заповнення внутрішньої порожнини термосифону теплоносієм (дистильованою водою) здійснювалося через технологічний отвір. Довжина термосифону 1 м (довжина зони випаровування 0,8 м, зони конденсації – 0,2 м).

Кількість теплоносія в дослідах змінювалася, а його середнє значення складало приблизно 0,12 кг. Вакуумування термосифону здійснювалося перед приварюванням корпусу конденсаційної ділянки шляхом розміщення частини поверхні труби в зону з високою температурою (полум'я газового пальника).

					КР.144.6241м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Після з'явлення стійкого струменя пари, що витікає з отвору денця, воно глушилося гвинтом М6×10 мм та обварювалося. Технологія, що використовувалась, забезпечувала вакуум у внутрішній порожнині термосифону близько 0,004 МПа.



Рис. 3.1. Загальний вигляд термосифона

					КР.144.6241м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Робочі ділянки з гладкою поверхнею нагріву відрізнялись загальною довжиною, а також довжиною конденсаційних ділянок.

Принципова схема робочої ділянки для вивчення працездатності термосифонів зображена на рис. 3.2. На зовнішній поверхні термосифону 1 закріплювалися термопари 3, які було виконано з хромель-копелевих термоелектродів $\varnothing 0,3$ мм кожний у подвійній ізоляції. Для закладання термопар на поверхні труби було зроблено кільцеві проточки перерізом $1,0 \times 0,5$ мм, в які укладались термоелектроди. Далі термопари виводилися до кормової зони термосифону, де по поздовжньому пазу виводилися до верхньої частини конденсаційної ділянки термосифону. Місця закладання термопар було покрито замазкою, до складу якої входять жаротривкий лак, мідні ошурки, магнезія. Термопари 4, розташовані на конденсаційній ділянці термосифону, виводилися через трубки $\varnothing 6$ мм з нержавіючої сталі, які було закріплено на зовнішній поверхні термосифону.

Температура теплоносія всередині термосифону вимірювалася за допомогою трьох хромель-копелевих термопар, що розміщено в зонді. Зонд було виготовлено з трубки $\varnothing 6,0$ мм. Злоти термопар виводилися через отвори в зонді, а в місцях їх проходження герметизувалися. Зонд кріпився всередині термосифону за допомогою штуцера 7 з прокладкою.

До верхньої частини термосифону приварювався патрубок 8 зі штуцером, на який встановлювалася трьохходова пробка 9, до одного з каналів якої було приєднано зразковий вакуумметр 10. За його показаннями контролювалося вимірювання температури насичення в верхній порожнині термосифону.

					КР.144.6241м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

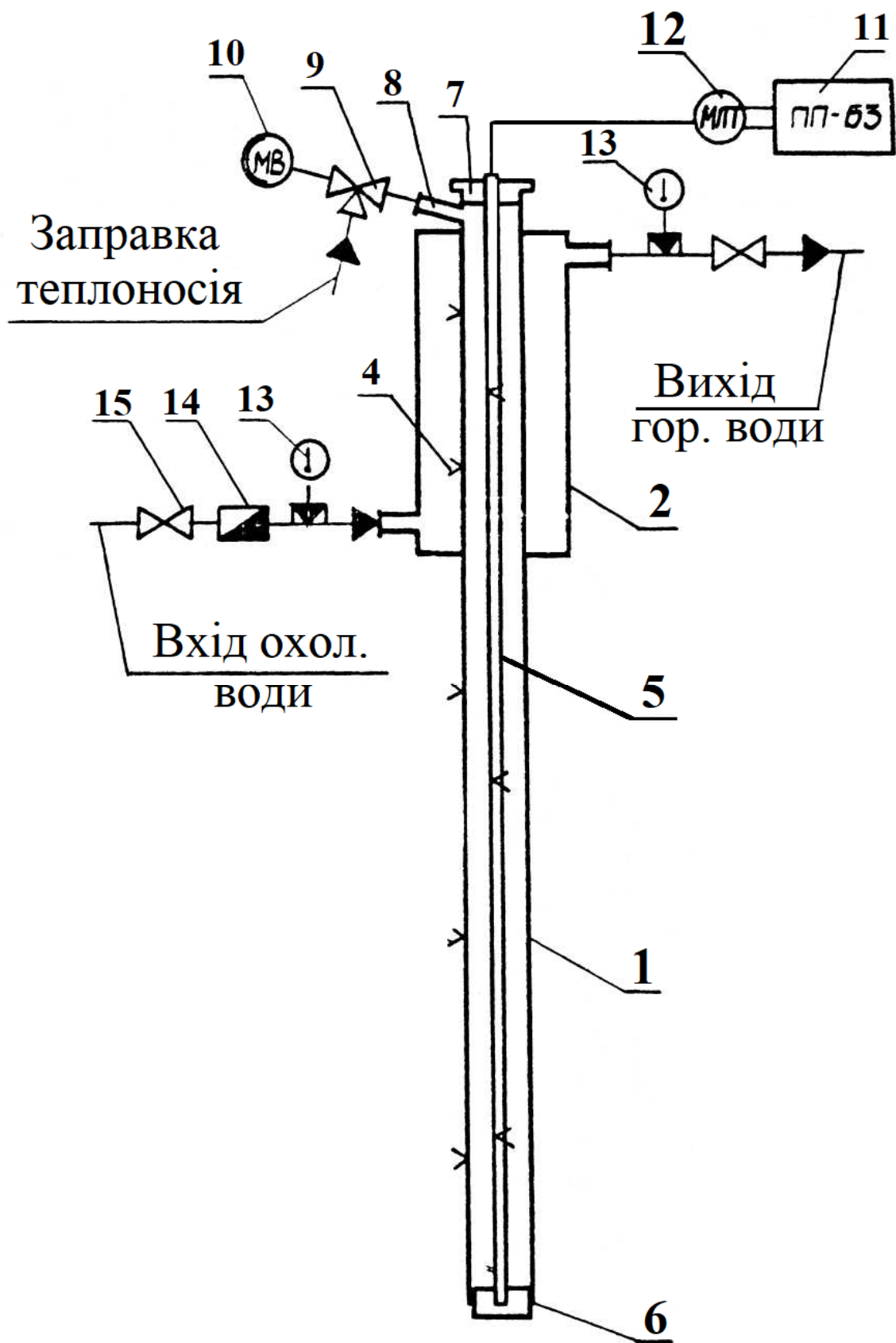


Рис.3.2 Принципова схема робочої ділянки для дослідження
працездатності термосифонів

					КР.144.6241м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

3.3. Методика вимірювань та обробки дослідних даних

3.3.1. Методика вимірювань

Принципова схема вимірювань приведена на рис. 3.2.

ТермоЕРС термопар вимірюється компенсаційним методом за допомогою цифрового вольтметра 11 типу В - 37 (клас точності 0,05). Термoeлектроди до потенціометра були підключені по багатопровідній схемі, перемикання здійснювалися за допомогою дванадцятиточкового перемикача термопар 12 типу МПТЦ-12.

Температура води, що охолоджує, вимірювалася за допомогою ртутних термометрів 13 типу ТЛ-4 з ціною ділення 0,1 °С, що розміщені в гільзах безпосередньо на вхідному та вихідному патрубках корпусу термосифону 2.

Витрата води, що охолоджує, визначається по показниках витратоміру постійного перепаду тиску – ротаметра 14, який встановлений перед вхідним патрубком. Регулювання витрати здійснювалося вентилем 15.

Дослідження робочих ділянок виконувалися на стендах галузевої лабораторії теплообміну Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова. Обігрів досліджуваних ділянок здійснювався газовим пальником. Параметри димових газів: температура, тиск, витрата чи швидкість та газовий склад, визначалися по показниках штатних контрольно-вимірювальних приладів, які розміщено на експериментальному стенді. Температура газів визначалася по показниках хромель-копелевих та хромель-алюмелевих термопар, їх швидкість визначалась пневматичним методом за допомогою комбінованої насадки типу Піто-Прандтля. Тепловміст газів визначався розрахунковим методом за параметрами повітря, що вимірювалися, і палива, яке подавалося на спалювання.

3.3.2. Методика обробки дослідних даних

Тепловий потік, що сприймається термосифоном, визначався за тепловою, яка передавалася від конденсаційної ділянки охолоджуючій воді:

					КР.144.6241м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$Q = G_w \cdot c_{p.w} \cdot (t_w^{eux} - t_w^{ex}), \text{ Вт} \quad (3.3)$$

де G_w - витрата води, що охолоджується, кг/с;

t_w^{ex}, t_w^{eux} - температура води, що охолоджується на вході та виході з конденсаційної ділянки, К;

$c_{p.w}$ - середня масова теплоємність води, Дж/(кг·К).

Коефіцієнт тепловіддачі (середній або місцевий) визначається з рівняння:

$$\alpha = \frac{Q}{(t_s - t_{cm}) \cdot F}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (3.4)$$

де F – поверхня теплообміну (випарної або конденсаційної ділянок), м²;

t_{cm} – температура стінки (середня або місцева), °С.

Для визначення повного термічного опору термосифону використовувалася залежність:

$$R = \frac{\bar{t}_f - \bar{t}_w}{Q}, \text{ м/Вт} \quad (3.5)$$

де $\bar{t}_f$ і $\bar{t}_w$ - відповідно середні температури середовищ, що охолоджуються та нагріваються.

3.3.3. Оцінка похибки вимірювань

Вірогідність вимірювань визначається точністю вимірювальних засобів й методів вимірювання.

У загальному випадку абсолютна похибка опосередкованих вимірювань може визначатися з наступного виразу [22]:

$$\Delta y = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \right)^2 \cdot \Delta x_i^2}, \quad (3.6)$$

де $\frac{\partial y}{\partial x_i}$ - коефіцієнт впливу величини x_i на y ;

Δx_i – абсолютна похибка прямих вимірювань величини x_i .

Відносна похибка визначається з виразу:

					КР.144.6241м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$\delta_y = \frac{\Delta y}{y} = \pm \sqrt{\sum \left(\frac{1}{y} \cdot \frac{\partial y}{\partial x_i} \cdot \Delta x_i \right)^2} \quad (3.7)$$

З рівняння (2.1), за яким визначається тепловий потік, з урахуванням (3.7) можна знайти наступні значення похибки теплового потоку:

$$\delta Q = \pm \left[\left(\frac{\Delta G_w}{G_w} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t_w^{ex}}{t_w^{ex} - t_w^{ex}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t_w^{ex}}{t_w^{ex} - t_w^{ex}} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (3.8)$$

Абсолютні похибки вимірювання величин, що входять до формули (3.8), дорівнюють: $\Delta t_w^{ex} = \Delta t_w^{ex} = \pm 0,2 \text{ К}$; $\Delta G_w = \pm 0.03 \cdot G_1$.

Постановка численних значень величин, які входять до рівняння (3.8) і його вирішення дає значення відносної похибки, що не перевищує $\pm 7,5 \%$ для мінімальних значень величин і $\pm 3,5 \%$ для максимальних.

Коефіцієнт тепловіддачі, що визначається з виразу (3.4), має вигляд:

$$\alpha = \frac{G_w \cdot c_{p.w} \cdot (t_w^{ex} - t_w^{ex})}{\pi \cdot d_{mc} \cdot l \cdot (t_s - t_{cm})} \quad (3.9)$$

де d_{mc} - діаметр термосифону;

l - довжина термосифону.

Відносна похибка визначення величини α дорівнює:

$$\delta \alpha = \pm \left[\left(\frac{\Delta G_w}{G_w} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t_w^{ex}}{t_w^{ex} - t_w^{ex}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t_w^{ex}}{t_w^{ex} - t_w^{ex}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta d_{mc}}{d_{mc}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta l}{l} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t_s}{t_s - t_{cm}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t_{cm}}{t_s - t_{cm}} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (3.10)$$

					КР.144.6241м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Похибки вимірювання величин, що входять до рівняння (3.6), дорівнюють:
 $\Delta G_w = \pm 0,03 \cdot G_w$; $\Delta t_w^{6ux} = \Delta t_w^{6x} = \pm 0,2$ К; $\Delta t_s = \Delta t_{cm} = \pm 0,5$ К; $\Delta l = \pm 1 \cdot 10^{-3}$ м;
 $\Delta d_{mc} = \pm 0,2 \cdot 10^{-3}$ м.

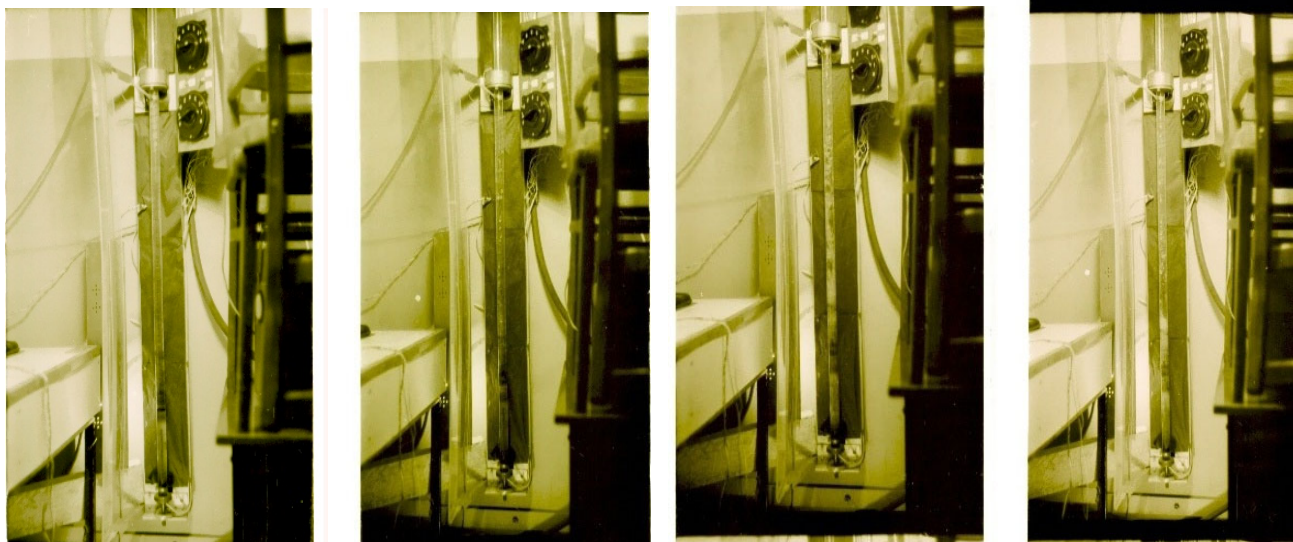
Вирішення рівняння (3.10) за цими даними дає значення відносної похибки у визначенні коефіцієнту тепловіддачі, що дорівнюють $\pm 4\%$ і $\pm 9,5\%$ при максимальних і мінімальних значеннях величин, які входять до рівняння (3.10) відповідно.

3.4. Результати візуального дослідження робочих процесів у термосифонах

Візуальні спостереження проведено на пристрої (Додаток 2) у діапазоні теплових навантажень $q = (1,0 - 12,0)$ кВт/м², що характерні для роботи термосифонів у складі економайзера. Ступінь заповнення зони випаровування термосифону складав від 10 до 35 %. Густина теплового потоку визначено як відношення теплової потужності термосифону до площі поверхні зони випаровування. Теплову потужність термосифону визначено за витратою охолоджуючої води та зміною її температури. Тиск насичення змінювався в діапазоні $P_s = (0,3 - 1,45) \cdot 10^5$ Па.

На рис. 3.3 представлено фотографії кипіння у скляному термосифоні ($l/d = 100$) при послідовному збільшенні теплового навантаження. Ступінь заповнення зони випаровування 22 %. Рівень теплоносія у термосифоні представлено на рис. 3.3, а (темна смуга в нижній частині термосифону) при нульовому тепловому навантаженні.

					КР.144.6241м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		



а)

б)

в)

г)

Рис. 3.3. Візуалізація кипіння в скляному термосифоні

а – рівень теплоносія при $q = 0$ кВт/м²; б – безпульсаційний режим ($q < 3$ кВт/м²); в – пульсаційний режим ($q > 3$ кВт/м²); г – пульсаційний режим (період мовчання)

При малих густинах теплового потоку $q = 1,0 - 3,0$ кВт/м² у зоні випаровування термосифону спостерігається безпульсаційний режим бульбашкового кипіння (рис. 3.3, б). Рівень рідини в термосифоні у зв'язку з появою у стовпі рідини парової фази незначно підвищувався (на рис. 3.3, б замість темної смуги розмита біла пляма). При таких густинах теплового потоку концентрація бульбашок у киплячій рідині була невелика, тому зіткнення та злиття бульбашок не виникало. Викиди рідини з киплячого стовпа теплоносія не спостерігалися. В адіабатній зоні існувала стійка плівка конденсату, яка покриває всю поверхню. Безпосередньо на вході до зони випаровування відбувалося стягування плівки в окремі струмки, які в зоні випаровування розпадалися на окремі краплі. Рух конденсату в зоні випаровування відбувався у вигляді окремих крапель. Деякі краплі випаровувалися, не досягнувши киплячого стовпа рідини.

При збільшенні теплової потужності більше 3,0 кВт/м² відбувається перехід до пульсаційного режиму кипіння (рис. 3.3, в, г). Обмежені розміри дзеркала випаровування (поперечний перетин термосифону) є причиною того, що не всі

					КР.144.6241м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

бульбашки встигали вийти на вільну поверхню й зруйнуватися. У киплячому стовпі рідини відбувалося зливання бульбашок пари у великі бульбашки, розміри яких порівняні з внутрішнім діаметром термосифону. При руйнуванні бульбашок спостерігався викид теплоносія (рис. 3.3, в), при поверненні якого частина стінки випарника вкривалася плівкою, що випарюється. Через деякий проміжок часу викид повторювався, тобто процес кипіння прийняв пульсаційний характер. Викиди чергувалися з періодами “мовчання” (рис. 3.3, г). Характер руху конденсату в зоні випаровування при зростанні теплового навантаження не змінювався: конденсат стікає в киплячий стовп рідини у вигляді окремих крапель. У верхній частині випарника видимі струмки конденсату, що розпадаються на окремі краплі, стікають з адіабатної зони. Також спостерігається викид теплоносія з стовпа рідини.

Таким чином, на основі візуальних спостережень можна зробити висновок, що в залежності від теплового навантаження в зоні випаровування термосифону існує два режими кипіння: при $q = 1,0 - 3,0 \text{ кВт/м}^2$ безпульсаційний режим; при $q = 3,0 - 12,0 \text{ кВт/м}^2$ – пульсаційний режим бульбашкового кипіння в стовпі рідини.

Поряд з якісною картиною процесів у зоні випаровування на основі візуальних спостережень можна дати рекомендації з ступеня заповнення зони випаровування. Враховуючи викид теплоносія в зону конденсації, що є небажаним (закид теплоносія в зону конденсації знижає інтенсивність теплообміну через збільшення товщини плівки) можна рекомендувати ступінь заповнення випарника в границях від 20 до 30 % при теплових навантаженнях до $12,0 \text{ кВт/м}^2$.

3.5. Аналіз результатів дослідження тепловіддачі одиничних термосифонів

Експериментальні дослідження теплової ефективності одиничних термосифонів виконувалися на модельному середовищі. Діапазон робочих

					КР.144.6241м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

температур гріючого теплоносія у дослідях змінювався від 100 до 350 °С, тобто в цілому охоплював і навіть перевищував вимоги за технічним завданням.

Протокол випробувань одиночних термосифонів представлено в табл. 2.1.

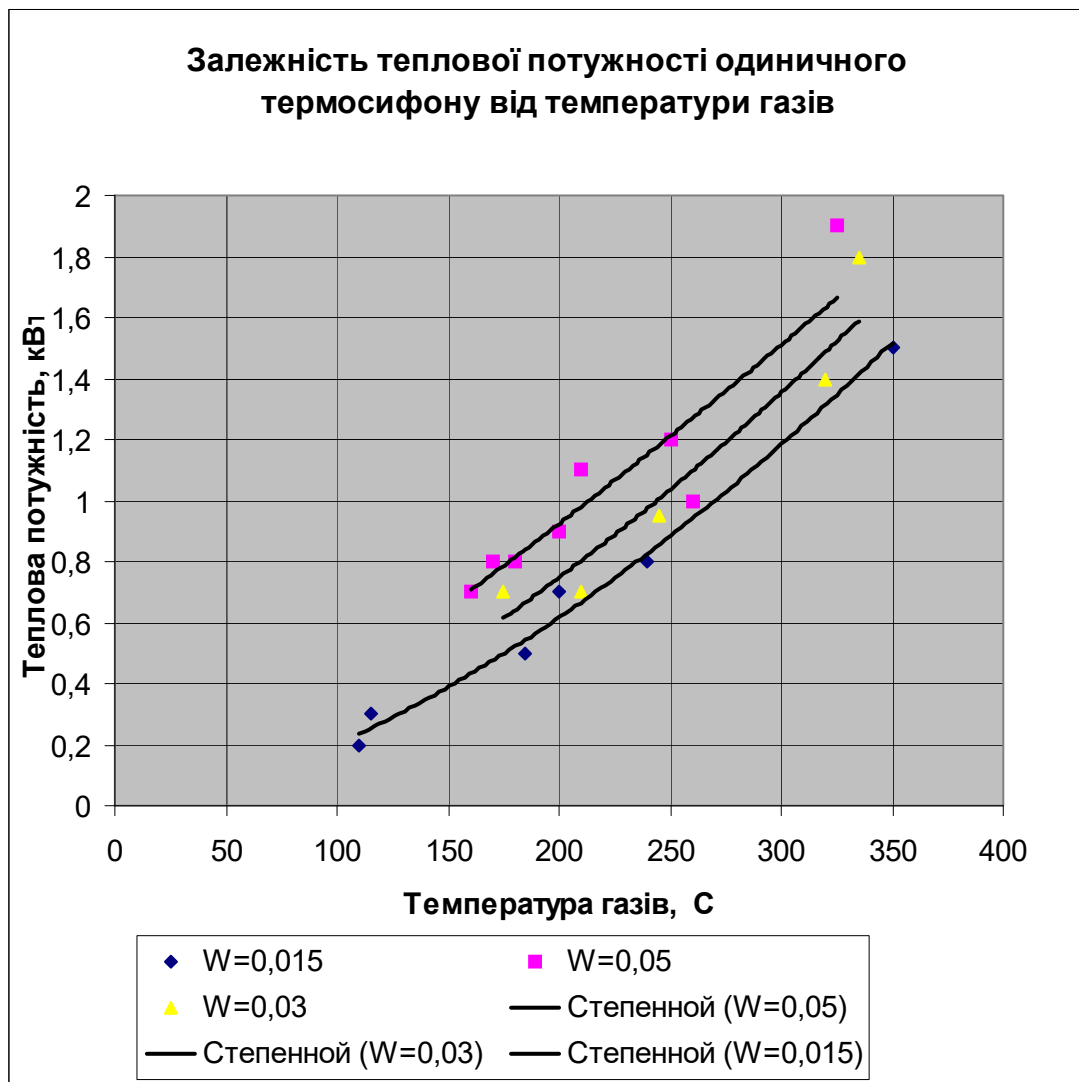
Таблиця 2.1. Протокол випробувань одиночних термосифонів

№	Температура димових газів, °С	Температура води на вході, °С	Температура води на виході, °С	Витрата теплоносія кг/с	Час заповнення вимірювальної посудини, с	Температура навколишнього середовища, °С
1	200	11,8	21,5	10	620	15,3
2	201	11,8	14,1	10	98	15,3
3	200	11,8	14,0	10	104	15,3
4	202	11,8	13,8	10	126	15,3
5	202	11,8	16,2	10	455	15,2
6	184	11,8	17,0	10	450	17,6
7	183	11,8	17,5	10	448	17,6
8	183	11,8	13,7	10	138	17,6
9	183	11,8	13,7	10	145	17,6
10	240	12,0	35,0	10	1575	16,0
11	242	12,0	19,0	10	375	16,0
12	242	12,0	16,8	10	349	16,0
13	230	9,0	17,5	10	430	17,0
14	230	9,0	17,4	9,8	435	17,0
15	220	12,0	17,0	9,8	495	14,2

У дослідях вимірювався тепловий потік. Теплових потік у дослідях змінювався в діапазоні 0,1 – 2 кВт (відповідно густина теплового потоку – від $1,5 \cdot 10^3$ до $3 \cdot 10^3$ Вт/м²). В умовах експерименту верхні значення густини теплового потоку наближалися до граничних, які розраховувалися за даними [9,

					КР.144.6241м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

24]. Кризових явищ в роботі не спостерігалось, а тепловий потік, що передається, мав тенденцію до зростання. Тиск всередині термосифону на режимах з максимальним тепловим навантаженням не перевищував 0,5 МПа.



Крім температури газів суттєвий вплив на ефективність теплопереносу має режим охолодження конденсаційної ділянки, а саме витрата (або швидкість) охолоджуючої води. Конструкція конденсаційної ділянки забезпечувала швидкість руху води в дослідях 0,015...0,05 м/с. При таких швидкостях вимушеного руху в економайзерах котлів, спостерігається суттєвий вплив режиму охолодження конденсаційної ділянки на температуру термосифонів. Однак при збільшенні цього фактора ступінь його впливу на теплопередачу знижується.

3.6. Висновки

На основі аналізу виконано вибір теплоносія та елементів конструкції термосифону. За багатьма параметрами найкращім теплоносієм є вода.

Проведено візуалізацію процесу кипіння рідини всередині термосифону. Встановлено, що при тепловому навантаженні $q < 3 \text{ кВт/м}^2$, спостерігається безпульсаційний режим кипіння. При $q > 3 \text{ кВт/м}^2$ - пульсаційний. На основі досліджень рекомендовано ступінь заповнення термосифонів 20...30 %.

Досліджено працездатність та теплову ефективність одиночного термосифону. Встановлено, що тепловий потік у дослідах змінювався в діапазоні 0,2 – 1,8 кВт в діапазоні температур димових газів 100...350 °С.

Наведено методику обробки дослідних даних, в якій представлено залежності для визначення ключових характеристик термосифона (тепловий потік, коефіцієнт тепловіддачі, повний термічний опір).

					КР.144.6241м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

					КР.144.6241м.08.04.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Розрахунковий розділ	Літ.	Арк.
Студент	Пацурковський О.						Аркушів
Керівник	Бондаренко М.С						
.						НУК	

Розділ 4 Методика розрахунку термосифонних економайзерів

Особливістю конструкції термосифонного економайзера є утворення його з окремого уніфікованого елементу – термосифону. Отже, при розробці оптимальної конструкції такого теплообмінника необхідно знати тепловий потік, який передається кожним термосифоном, мати інформацію про температурні умови його роботи. Для цього необхідні розрахункові співвідношення, за допомогою яких можна встановити зв'язок інтегральних характеристик теплообмінника з параметрами окремого термосифону [23-25].

4.1. Розрахунок теплового потоку та поля температур

Для вибору конструкції термосифону необхідно знати розподіл теплового потоку й робочих температур між рядами труб при відомій конструкції власне теплообмінника. Для отримання розрахункових співвідношень запишемо рівняння теплопередачі та теплового балансу для кожного ряду. Враховуючи, що середня температура теплоносіїв і температура поверхні термосифонів у випарній і конденсаційній зонах постійні. Введемо наступні позначення: температуру повітря й поверхні термосифонів в каналі нагрітого теплоносія позначимо через T , а в каналі холодного теплоносія – через t . Температуру поверхні термосифонів в ряду з номером k позначимо через T_{2k} і t_{2k} . Середню температуру газів між k і $k+1$ рядами позначимо через T_{2k+1} і t_{2k+1} . Отже температура нагрітого теплоносія на вході в теплообмінник буде T_1 , а холодного теплоносія на виході з теплообмінника t_1 . При умові, що в теплообміннику всього n рядів термосифонів, то температура нагрітого теплоносія на виході з теплообмінника матиме значення T_{2n+1} , а холодного теплоносія на вході t_{2n+1} .

При використаних позначеннях рівняння балансу теплоти для кожного ряду термосифонів мають вигляд:

1) для кількості теплоти, що передається нагрітим теплоносієм термосифонам при проходженні k -го ряду:

$$G_n \cdot c_{pn} \cdot (T_{2k+1} - T_{2k-1}) = -\alpha_k^H \cdot F_k^H \cdot m \cdot \left(T_{2k} - \frac{T_{2k+1} + T_{2k-1}}{2} \right); \quad (4.1)$$

					КР.144.6241м.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

2) для кількості теплоти, яка отримується холодним теплоносієм від термосифонів у k -му ряді:

$$G_x \cdot c_{px} \cdot (t_{2k+1} - t_{2k-1}) = \alpha_k^x \cdot F_k^x \cdot m \cdot \left(t_{2k} - \frac{t_{2k+1} + t_{2k-1}}{2} \right); \quad (4.2)$$

3) для кількості теплоти, що передається від k -го ряду термосифонів з перепадом температури на їх зовнішній поверхні $T_{2k} - t_{2k}$:

$$\frac{T_{2k} - t_{2k}}{R_{mc}} = \alpha_k^h \cdot F_k^h \cdot \left(T_{2k} - \frac{T_{2k+1} + T_{2k-1}}{2} \right); \quad (4.3)$$

$$\frac{T_{2k} - t_{2k}}{R_{mc}} = \alpha_k^x \cdot F_k^x \cdot \left(t_{2k} - \frac{t_{2k+1} - t_{2k-1}}{2} \right); \quad (4.4)$$

Рівняння (4.1) – (4.4) відповідають процесам передачі теплоти по всіх рядах теплообмінника, тобто $k = 1, 2, \dots, n$. Таким чином маємо $4n$ рівнянь, стільки ж величин з цієї системи необхідно знайти. Це $t_2, t_3, t_4, \dots, t_{2n+1}, T_1, T_2, T_3, \dots, T_{2n}$. Величини t_1 і T_{2n+1} є вихідними, як площа випарної й конденсаційної зон термосифону та водяні еквіваленти теплоносіїв. Результатом розв'язання отриманої системи алгебраїчних рівнянь є розподіл температури поверхні термосифонів і теплоносіїв по рядах теплообмінника. Враховуючи це, загальний тепловий потік, що передається теплообмінником, визначається так:

$$Q = G_h \cdot c_h \cdot (T_1 - T_{2n+1}) = G_x \cdot c_{hx} \cdot (t_{2n+1} - t_1), \quad (4.5)$$

а тепловий потік, що передається окремим рядом термосифонів:

$$Q_k = G_h \cdot c_{ph} \cdot (T_{2k-1} - T_{2k+1}). \quad (4.6)$$

					КР.144.6241м.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

4.2. Конструктивний розрахунок теплообмінника

Для конструктивного розрахунку необхідно отримати співвідношення, які дадуть однозначний зв'язок теплопередавальних характеристик теплообмінника з параметрами окремого термосифону. На прикладі окремого термосифону, який здійснює передачу теплоти між двома середовищами, що рухаються, з температурами T і t , розглянемо утворення співвідношень (рис. 4.1).

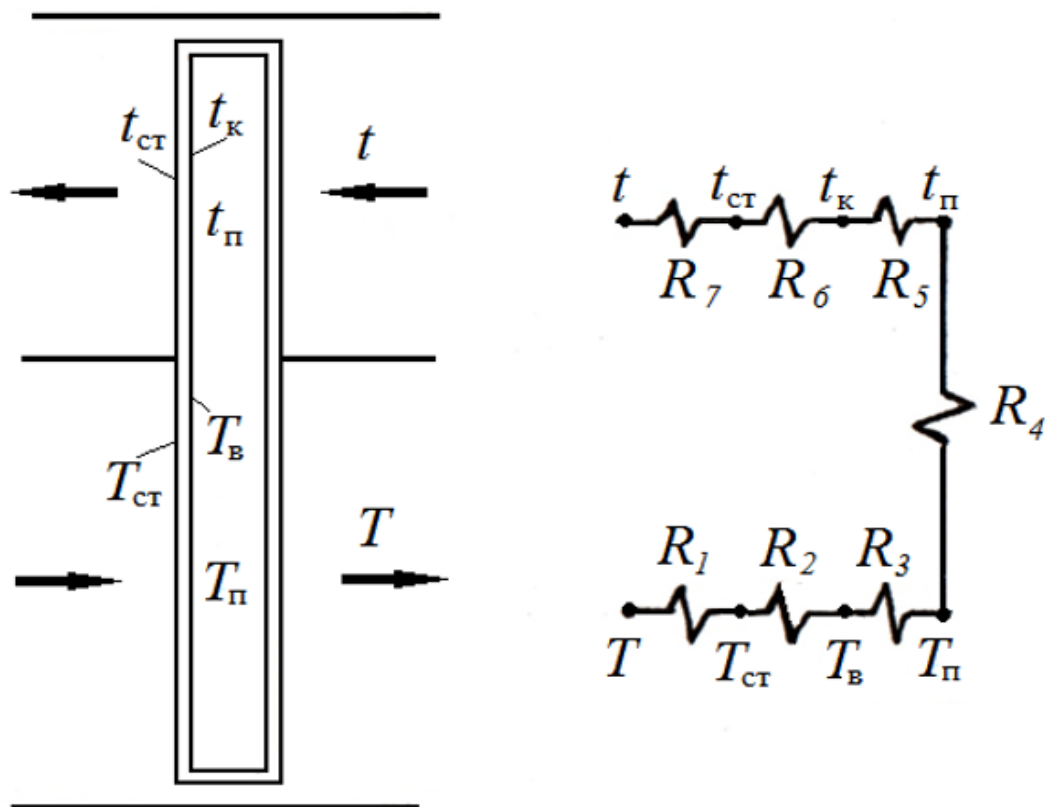


Рис. 4.1. Схема термічних опорів термосифону

Тепло від середовища з температурою T послідовно передається спочатку до зовнішньої поверхні випарника теплової труби з $T_{\text{СТ}}$, потім теплопровідністю по стінці до внутрішньої поверхні, що має температуру $T_{\text{В}}$. На внутрішній поверхні випарюється або кипить робоча рідина термосифону, при чому здійснюється передача теплової енергії парі з $T_{\text{П}}$ за рахунок прихованої теплоти пароутворення. Пари робочої рідини з зони, що омивається середовищем з температурою T , переносяться до зони термосифону, що омивається середовищем з температурою t . Температура пари в зоні теплопередачі $t_{\text{П}}$ буде менше $T_{\text{П}}$ внаслідок перепаду тиску в паровому каналі термосифону, коли фазові переходи

протікають на лінії насичення при наявності переносів парів. У цій зоні теплота від пари при його конденсації віддається внутрішній поверхні термосифону, температура якої t_k . Потім здійснюється перенос теплоти до зовнішньої поверхні з t_{cm} і середовища, що нагрівається [23].

Визначимо термічний опір кожного елементу в схемі передачі теплоти між двома середовищами, що рухаються:

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= \frac{1}{\pi \cdot \alpha_n \cdot l_e \cdot d \cdot \varepsilon}; R_2 = \frac{\ln\left(\frac{d}{d_{en}}\right)}{\pi \cdot l_e \cdot \lambda} \\ R_3 &= \frac{1}{\pi \cdot l_e \cdot \alpha_e \cdot d_{en}}; R_4 = f(\alpha_e, \alpha_k, Q) \\ R_5 &= \frac{1}{\pi \cdot \alpha_k \cdot l_k \cdot d_{en}}; R_6 = \frac{\ln\left(\frac{d_{en}}{d}\right)}{\pi \cdot l_k \cdot \lambda} \\ R_7 &= \frac{1}{\pi \cdot \alpha_k \cdot l_k \cdot d \cdot \varepsilon} \end{aligned} \right\} \quad (4.7)$$

Тепловий потік, який передається одним термосифоном, визначається з співвідношення:

$$Q = \frac{T - t}{R}, \quad (4.8)$$

де $R = \sum_{i=1}^7 R_i$.

Визначимо температурну ефективність однорядного теплообмінника, який складається з m теплових труб:

$$\eta = \frac{Q}{w_{\min} \cdot (T_{ex} - t_{ex})} \quad (4.9)$$

Для однорядного теплообмінника справедливі наступні співвідношення:

					КР.144.6241м.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$Q = w_H \cdot (T_{ex} - T_{вux}) = w_x \cdot (t_{вux} - t_{ex}) \quad (4.10)$$

$$\left. \begin{aligned} T &= \frac{(T_{ex} + T_{вux})}{2} \\ t &= \frac{(t_{ex} + t_{вux})}{2} \end{aligned} \right\} \quad (4.11)$$

При умові, що термічні опори всіх термосифонів однакові у випадку противотоку, який реалізований в теплообмінниках на термосифонах, з (4.9) з (4.8) після виключення температур отримаємо:

$$\eta_0 = \frac{2 \cdot M \cdot m}{2 \cdot R \cdot M \cdot w_{\min} + m \cdot (M + 1)} \quad (4.12)$$

Якщо водяні еквіваленти теплоносіїв однакові, (4.12) спрощується:

$$\eta_0 = \frac{m}{(R \cdot w + m)} \quad (4.13)$$

Співвідношення (4.12) та (4.13) дозволяють визначити ефективність окремого ряду термосифонів теплообмінника, якщо відомі їх термічні опори.

Знайдемо ефективність теплообмінника, який складається з n рядів. Для цього теплообмінник роздивимось, як конструкцію, зібрану з двох елементів, наприклад з двох рядів термосифонів. Ефективність такого теплообмінника

$$\eta = \frac{Q_1 + Q_2}{w_{\min} \cdot (T_{ex} - t_{ex})} \quad (4.14)$$

Визначимо ефективність його елементів:

$$\eta_1 = \frac{Q_1}{w_{\min} \cdot (T - t_{ex})} = \frac{w_x \cdot (t - t_{ex})}{w_{\min} \cdot (T - t_{ex})} \quad (4.15)$$

$$\eta_2 = \frac{Q_2}{w_{\min} \cdot (T_{ex} - t)} = \frac{w_H \cdot (T_{ex} - T)}{w_{\min} \cdot (T_{ex} - t)}, \quad (4.16)$$

					КР.144.6241м.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

де T, t – відповідно температури нагрітого і холодного середовища між елементами.

Після перетворень маємо:

$$\eta = \frac{M \cdot (\eta_1 + \eta_2) - (M - 1) \cdot \eta_1 \cdot \eta_2}{M - \eta_1 \cdot \eta_2} \quad (4.16)$$

З отриманого співвідношення видно, що ефективність теплообмінника, який складається з n рядів термосифонів, визначається послідовним розрахунком з (4.17) ефективності теплообмінників з числом рядів 2, 3, ..., n . При виконанні таких розрахунків будемо вважати, що ефективність одного з двох елементів дорівнює ефективності теплообмінника, яку визначено в попередньому розрахунку. Ефективність іншого елемента дорівнює ефективності ряду термосифонів, що додається. Для проведення розрахунків ефективності теплообмінника за формулою (4.17) необхідно попередньо з (4.12) або (4.13) визначити ефективність кожного його ряду.

При умові рівності термічних опорів усіх термосифонів теплообмінника, його ефективність може бути знайдено без проведення послідовних розрахунків з виразу:

$$\eta = 1 - \left\{ M^{n-1} \cdot (1 - \eta_0)^n \right\} \cdot \left\{ (M - \eta_0)^{n-2} \cdot (M - \eta_0^2) + \eta_0 \cdot \left[\sum_{i=1}^{n-2} M^i \cdot (M - \eta_0)^{n-i-2} \cdot (1 - \eta_0)^{i+1} \right] \right\}^{-1} \quad (4.18)$$

Формула (4.18) спрощується при умові рівності водяних еквівалентів. Тоді отримуємо:

$$\eta = \frac{n \cdot \eta_0}{1 + (n - 1) \cdot \eta_0} \quad (4.19)$$

З усіх приведених співвідношень видно, що для розрахунків теплопередавальних характеристик теплообмінника за методом ефективності у зальному вигляді можна записати:

$$\eta = f(M, w_{min}, R, m, n) \quad (4.20)$$

					КР.144.6241м.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Вибір конструкції теплообмінника на термосифонах здійснюється, якщо відомі умови його експлуатації. Вони визначають вимоги не тільки до ефективності, але й до величини допустимого перепаду тиску при русі теплоносія через теплообмінну решітку. У загальному вигляді для втрат тиску запишемо:

$$\Delta P = f(w, s, d, \delta, h, m, n). \quad (4.21)$$

З (4.20) і (4.21) зрозуміло, що ефективність теплообмінника та втрати тиску на його трубній решітці при заданому термічному опорі термосифону залежать від числа труб в ряду та кількості рядів. В якості параметра, що характеризує окремий термосифон, використовується її загальний термічний опір. Визначення величини його параметру достатньо для теплотехнічних характеристик усього теплообмінника.

За співвідношенням (4.7) загальний термічний опір термосифону визначається двома процесами: конвективним теплообміном середовища з поверхнею термосифону й тепловіддачею при фазових перетвореннях робочої рідини. У загальному термічному опорі термосифону можна виділити дві основні складові: зовнішній та внутрішній термічні опори.

При конструктивному розрахунку теплообмінника його ефективність та допустимий перепад тиску на трубній решітці є вихідними величинами. Об'єднаємо систему двох рівнянь з співвідношень (4.20) і (4.21). Їх вирішення відносно невідомих (m/l) і n дозволяє знайти необхідну кількість термосифонів з обраними параметрами та геометричними розмірами, визначити компонування їх у теплообміннику.

Отримані для конструктивного розрахунку теплообмінника співвідношення використовуються також при розрахунку розподілу температури теплоносіїв між рядами і на поверхні термосифонів. Попередньо необхідно визначити ефективність окремого ряду термосифонів і теплообмінника в цілому. Тоді значення температури теплоносіїв на виході з теплообмінника будуть дорівнювати:

					КР.144.6241м.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$t_{\text{вух}} = t_{\text{ex}} + \frac{w_{\text{min}} \cdot \eta}{w_x} \cdot (T_{\text{ex}} - t_{\text{ex}}) \quad (4.22)$$

$$T_{\text{вух}} = T_{\text{ex}} - \frac{w_{\text{min}} \cdot \eta}{w_H} \cdot (T_{\text{ex}} - t_{\text{ex}}), \quad (4.23)$$

а після проходження k -го ряду:

$$t_k = \frac{\eta_k \cdot w_{\text{min}} \cdot T_{k-1} \cdot w_x \cdot t_{k-1}}{w_x - \eta_k \cdot w_{\text{min}}} \quad (4.24)$$

$$T_k = T_{k-1} \cdot \left(1 - \frac{w_{\text{min}} \cdot \eta}{w_H} \right) + \frac{w_{\text{min}} \cdot \eta}{w_H} \cdot t_k \quad (4.25)$$

Розподіл температури на поверхні термосифонів для випарної зони може бути знайдено з співвідношення:

$$T_{mc} = \frac{T_k + T_{k-1}}{2} - \frac{(T_k + T_{k-1} - t_{k-1}) \cdot R_1}{2 \cdot R}, \quad (4.26)$$

а для зони конденсації :

$$t_{mc} = \frac{t_k + t_{k-1}}{2} - \frac{(T_k - T_{k-1} - t_k - t_{k-1}) \cdot R_7}{2 \cdot R}, \quad (4.27)$$

Таким чином, отримані співвідношення дозволяють повести конструктивний розрахунок теплообмінника, який включає визначення компонування термосифонів у решітці та розподіл температури по теплообмінній поверхні. Для цього необхідно задатися термічним опором термосифону, який залежить від внутрішнього та зовнішнього термічних опорів [9].

4.3. Розрахунок зовнішнього термічного опору

Інтенсивність зовнішнього теплообміну поверхні термосифону з теплоносієм залежить від її вигляду, компонування термосифонів в пучок, а також

					КР.144.6241м.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

від теплофізичних властивостей теплоносія. Складність процесів передачі теплоти між поверхнею термосифону та теплоносієм не дозволяє з достатньою точністю описати їх аналітично. Основою співвідношень, які описують процеси зовнішнього теплообміну, є експериментальні дослідження. Узагальнення їх результатів проводять при врахуванні теорії подібності.

Для випадку теплообміну при вимушеному русі теплоносія узагальнення результатів експериментальних досліджень за визначенням коефіцієнтів тепловіддачі та опорів проводять за допомогою рівнянь подібності наступного вигляду:

$$Nu = c_1 \cdot c_2 \cdot Re^m \cdot Pr^n ; \quad (4.28)$$

$$Eu = B \cdot Re^{-r} , \quad (4.29)$$

де Nu – число Нусельта,

Re – число Рейнольда,

Pr - число Прандтля,

Eu – число Ейлера,

c_1, c_2, B, m, n, r – змінні коефіцієнти.

Таким чином, необхідні умови подібності фізичних явищ при русі й теплообміні теплоносіїв з зовнішньою поверхнею термосифонів різної геометрії встановлюються за допомогою чисел подібності.

Коефіцієнти теплообміну й опорів пучків з гладких труб розраховуються з наступних співвідношень [10]:

для шахового розташування труб:

при $1,6 < Re < 40$

$$Nu = 1,04 \cdot Re^{0,4} \cdot Pr^{0,36} ; \quad (4.30)$$

при $40 < Re < 10^3$

$$Nu = 0,71 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,36} ; \quad (4.31)$$

при $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5, a/b < 2$

$$Nu = 0,35 \cdot (a/b)^{0,2} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} ; \quad (4.32)$$

при $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5, a/b > 2$

					КР.144.6241м.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$Nu = 0,4 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36}; \quad (4.33)$$

при $Re > 2 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,031 \cdot (a/b)^{0,2} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}. \quad (4.34)$$

Для коридорного розташування труб маємо:

при $1,6 < Re < 40$

$$Nu = 0,9 \cdot Re^{0,4} \cdot Pr^{0,36}; \quad (4.35)$$

при $10^2 < Re < 10^3$

$$Nu = 0,52 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,36}; \quad (4.36)$$

при $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,27 \cdot Re^{0,63} \cdot Pr^{0,36}; \quad (4.37)$$

при $Re > 2 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,033 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (4.38)$$

при $6 \cdot 10^2 < Re < 7 \cdot 10^3$

$$Eu = 0,71 \cdot (a-1)^{-0,33} \cdot Re^{-0,15}. \quad (4.39)$$

Наведені співвідношення можна використовувати для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі в глибинних рядах термосифонів. Середня тепловіддача термосифону в пучку залежить від її положення по глибині та для більшості пучків стабілізується з третього-четвертого рядів. За визначаючу температуру слід вважати середню температуру потоку теплоносія по глибині, за визначаючу швидкість – середню швидкість у найменшому прохідному перерізі пучка, за визначаючий розмір – діаметр термосифону.

4.4. Розрахунок зовнішнього термічного опору

Внутрішній термічний опір за співвідношенням (4.7) залежить від інтенсивності процесів тепловіддачі при фазових переходах робочої рідини в зонах підведення та відведення теплоти.

Процеси тепло- и масопереносу в замкнених випарно-конденсаційних термосифонах складні. Характер процесів залежить від ступеня заповнення

					КР.144.6241м.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

термосифонів робочою рідиною, геометричних розмірів, орієнтації в полі тяжіння, робочої температури та теплового потоку, що передається.

При малих потоках залежність теплового потоку від різниці середніх температур внутрішньої поверхні в зонах випаровування й конденсації матиме вигляд:

$$Q = A \cdot (T_{cm} - t_{cm})^{0,75}, \quad (4.40)$$

$$A = 0,56 \cdot \pi \cdot d_{вн} \cdot \mu \cdot l_{mc}^{0,75} \cdot A^*; \quad (4.41)$$

$$A^* = \left[\frac{L \cdot \rho_p^2 \cdot \lambda_p^3 \cdot g}{\mu_p} \right]^{0,25}; \quad (4.42)$$

$$\mu = \frac{2 \cdot l_{\epsilon}}{l_{\epsilon} + l_{\kappa}} \cdot \left[\frac{l_{\epsilon} + l_{\kappa}}{l_{\epsilon}} - \frac{l_{\kappa}}{l_{\epsilon}} \right]^{0,5}. \quad (4.43)$$

Останнє співвідношення визначає поправний коефіцієнт, який враховує різницю по довжинах зон випарювання та конденсації. Такий підхід до визначення процесів теплопередачі в термосифоні дозволяє отримати вираз для внутрішнього термічного опору:

$$R_{mc} = Q^{0,333} / A^{1,333}. \quad (4.44)$$

Експериментальна перевірка, яка застосована на термосифонах з внутрішнім діаметром 0,024 м, загальною довжиною 0,5, 1 і 2 м для води, етанолу, даутерма-А та діфенила в якості робочих рідин, підтвердила можливість використання наведених співвідношення для розрахунку теплообмінників з невеликими температурними напорами [9].

У загальному випадку процеси тепловіддачі в зоні тепловідведення термосифону мають більш складну картину в режимі випаровування. Ці процеси не можуть бути описані на підставі моделі, яка передбачає передачу теплового потоку крізь плівку рідини теплопровідністю. Стійка плівка конденсату, що

					КР.144.6241м.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

покриває внутрішню поверхню термосифону, існує тільки в конденсаційній і адіабатичній зонах. У зоні теплопідведення процеси тепловіддачі залежать від ступеня заповнення термосифону. При малих ступенях заповнення (1...40 % від об'єму випарника) плівка конденсату при вході в зону розпадається на окремі течії. На внутрішній поверхні з'являються сухі плями. При цьому в залежності від густини теплового потоку здійснюється випаровування робочої рідини з течій ($q_{\text{с}} = 0,16 \cdot 10^3 \dots 15 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$) або її кипіння з викидом крапель на поверхню сухих плям ($q_{\text{с}} = 2 \cdot 10^3 \dots 50 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$).

При узагальненні експериментальних даних для вертикально розташованих термосифонів були отримані наступні критеріальні залежності [10]:

для випарного режиму, $P = (0,3 \cdot 10^5 \dots 3,5 \cdot 10^5) \text{ Па}$, $l/d_{\text{вн}} = (2 \dots 60)$, фреону 11, фреону 13, фреону 142, ацетону, етанолу

$$Nu = 3050 \cdot Re^{-0,33} \cdot Pr^{-0,9} \cdot (l/d_{\text{вн}})^{0,75}; \quad (4.45)$$

для тих самих робочих рідин у режимі кипіння при $P = (0,8 \cdot 10^5 \dots 12 \cdot 10^5) \text{ Па}$,

$$l/d_{\text{вн}} = (2 \dots 60)$$

$$Nu_* = 0,009 \cdot Pe_*^{0,7} \cdot Pr^{-1,0} \cdot Kp^{0,6}, \quad (4.46)$$

де $Pe_* = Re_* \cdot Pr$;

$$Re_* = \frac{q}{L \cdot \rho_n \cdot \mu} \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_p - \rho_n)}};$$

$$Kp = \frac{P}{\sqrt{\sigma_g \cdot (\rho_p - \rho_n)}};$$

$$Re = \frac{4 \cdot q \cdot l_{\text{с}}}{L \cdot \nu}.$$

При дослідженнях встановлена наступна залежність коефіцієнту тепловіддачі від кута похилу термосифону:

					КР.144.6241м.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$\alpha_{\epsilon} = \alpha_{\text{верт}} \cdot 0,61 \cdot e^{0,5 \cdot \sin^4 \varphi} \quad (4.47)$$

При заповненні більше 40 % від об'єму випарника характер процесів тепловіддачі в зоні теплопідведення змінюється. При малих густинах теплового потоку ($q_{\epsilon} = 2000 \text{ Вт/м}^2$) в об'ємі рідини має місце вільно-конвективний теплообмін, який характеризується значним перепадом температури. При $q_{\epsilon} > 2000 \text{ Вт/м}^2$ починається кипіння робочої рідини, інтенсивність якого збільшується з підвищенням густини теплового потоку. Отже, термосифони з великим ступенем заповнення можуть використовуватися в теплообмінниках, що розраховані на передавання великих теплових потоків. У цьому випадку для розрахунку коефіцієнту тепловіддачі у випарнику справедлива залежність

$$Nu_* = 0,0123 \cdot Re_*^{0,5} \cdot Pr^{0,35} \cdot Kp^{0,54} \cdot \left(\frac{d_{\text{вн}}}{d_n} \right)^{0,17} \quad (4.48)$$

Залежність отримано при узагальненні експериментальних даних у діапазоні зміни тиску парів робочої рідини від $0,1 \cdot 10^5$ до $15 \cdot 10^5 \text{ Па}$ й внутрішнього діаметру термосифону від 6 до 24 мм. Коефіцієнти тепловіддачі при кипінні робочої рідини в термосифонах з великим ступенем заповнення не залежать від кута нахилу у полі тяжіння.

У зоні теплопідведення матиме місце плівкова конденсація, якщо внутрішня поверхня термосифону змочується робочою рідиною. Коефіцієнт тепловіддачі при якій визначається з відомого співвідношення:

$$\alpha_{\kappa} = 0,925 \cdot \lambda_{\text{жс}} \cdot \left[\frac{g \cdot \left(1 - \frac{\rho_n}{\rho_p} \right)}{v_p \cdot Re_p} \right]^{1/3}, \quad (4.49)$$

$$\text{де } Re_p = \frac{q \cdot l_{\kappa}}{L \cdot \mu}.$$

Однак, це співвідношення коректно при малих значеннях Re_p і відносно великих тисках парів робочої рідини в термосифоні. При низьких тисках і

					КР.144.6241м.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

більших числах Re_p плин плівки має хвильовий характер. А дослідні дані добре погоджуються з розрахунком за формулою

$$\alpha_k = 1,18 \cdot \lambda_p \cdot \left[\frac{g \cdot \left(1 - \frac{\rho_n}{\rho_p} \right)}{v_p \cdot Re_p} \right]^{1/3} \quad (4.50)$$

Значення критичних чисел Re , відповідно перехід від одного режиму плин плівки до іншого, знаходяться від 16 до 70.

4.5. Розрахунок граничного теплового потоку

З співвідношень для розрахунку теплообмінників на термосифонах, що наведені вище, можна визначити тепловий потік, який передається окремим рядом термосифонів:

$$Q_k = \frac{(T_k - t_k)}{R}. \quad (4.51)$$

Цей вираз визначає, що з ростом перепаду температури безмежно збільшується тепловий потік, який передається пристроєм. Але при перевищенні граничної величини теплового потоку різко збільшується термічний опір теплопередавального пристрою. Отже, якщо тепловий потік окремого термосифону хоча б в одному з рядів термосифонів перевищує гранично допустиме значення, то очікуване значення ефективності теплообмінника не буде досягнуте при його експлуатації.

4.6. Граничні теплові потоки в термосифонах

Складний характер протікання процесів теплопереносу в порожнині термосифону пов'язаний з неорганізованим рухом рідинної та парової фаз. Особливості руху визначаються робочою рідиною, температурою, геометричними

					КР.144.6241м.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

розмірами й орієнтацією теплопередавального пристрою. Від них залежать кризові явища, що призводять до різкого зниження інтенсивності тепловіддачі в зоні підведення теплоти.

У залежності від ступеня заповнення виділяють два режими роботи термосифону. Режим стікаючої плівки, для якого характерний розподіл усієї рідкої фази по внутрішній поверхні пристрою, і режим двофазної суміші, при якому порожнина випарника повністю або частково заповнена робочою рідиною.

Для першого режиму інтенсивність повернення робочої рідини визначається товщиною плівки і залежить від ступеня заповнення термосифону. Для обраного ступеня заповнення граничне значення теплового потоку, що передається через одиницю поперечного перетину термосифону, визначається з наступних співвідношень:

для ламінарно-хвильового режиму плин плівки

$$q = 0,026 \cdot \frac{d_n^2 \cdot g \cdot L \cdot \rho_p \cdot \xi^3}{v_p}; \quad (4.52)$$

для турбулентного режиму

$$q = 0,883 \cdot \frac{d_n \cdot g^{2/3} \cdot L \cdot \rho_p \cdot \xi^2}{v_p}. \quad (4.53)$$

Якщо між плівкою та потоком пари виникає сильна взаємодія, то тепловий потік визначається наступним чином:

$$q = C_\kappa^2 \cdot L \cdot [\rho_p^{-1/4} - \rho_n^{-1/4}]^2 \cdot [g \cdot \sigma \cdot (\rho_p - \rho_n)]^{1/4}. \quad (4.54)$$

Для режиму двофазної суміші характерне утворення бульбашок пари в порожнині випарника двофазного шару з їх відносно рівномірним розподілом за перетином. Такий шар характеризується середнім значенням паровмісту, яке визначається з наступного співвідношення:

$$\bar{\varphi} = 1 - \frac{h_p}{h_{\text{дійсн}}}, \quad (4.55)$$

					КР.144.6241м.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

де h_p – ваговий рівень шару; $h_{\text{дійсн}}$ – дійсний рівень двофазної суміші.

Параметр φ залежить головним чином від наведеної швидкості парової фази на виході з зони нагріву:

$$W_0^* = \frac{4 \cdot q_{\varepsilon} \cdot l_{\varepsilon}}{d \cdot L \cdot \rho_n}. \quad (4.56)$$

Дана залежність має вигляд

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{1 + \frac{W_0}{W_0^*} \cdot \psi}, \quad (4.57)$$

де $W_0 = c \cdot Kp^n$; $c = 8,2$; $n = -0,17$ при $Kp \leq 4 \cdot 10^4$; $c = 1,35$; $n = 0$ при $Kp > 4 \cdot 10^4$; $\psi = 110 \cdot Ar^{-0,25}$ при $Bo \leq 18$; $\psi = 3,78$ при $Bo > 30$.

При густині теплового потоку

$$q = L \cdot \rho_n \cdot \sqrt{g \cdot \delta} \cdot \left(\frac{\rho_p - \rho_n}{\rho_p} \right)^{0.5} \cdot c \cdot Kp^n \cdot \psi \cdot \frac{1 - \xi}{\xi}, \quad (4.58)$$

де $\delta = \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_p - \rho_n)}}$, має місце перехід від режиму стікаючої плівки, до режиму двофазної суміші.

Відомо, що кризові явища обумовлені кризою кипіння робочої рідини на внутрішній поверхні зони підводу теплоти, насиченням двофазного шару паровою фазою, обмеженням швидкості підйому бульбашок, взаємодією протилежно направлених потоків пари та рідини, викидом робочої рідини в конденсатор [25].

					КР.144.6241м.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

					КР.144.6241м.08.05.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Конструкторський розділ	Літ.	Арк.
Студент	Пацурковський О.						Аркушів
Керівник	Бондаренко М.С						
						НУК	

Розділ 5 Розробка конструкції та розрахунок термосифонного економайзера

5.1. Конструкція котельного агрегату Е-1/9-1

Котли Е-1/9-1, Е-1/9-1М, Е-1/9-1Г об'єднані загальною конструктивною схемою. Котли цієї групи (паропродуктивністю 1000 кг/год) розраховані для роботи на твердому (антрацит АС і АМ) паливі, мазуті М100 та природному газі відповідно. Призначені для задовільнення потреб підприємств у насиченій парі вологістю до 3 % для покривання технологічних і теплофікаційних навантажень.

Паровий котел Е-1/9-1 складається з верхнього та нижнього барабанів, що розташовані на одній вертикальній вісі (рис. 5.1). Барабани об'єднані між собою пучком труб (11 рядів по 14 труб у кожному) і утворюють конвективну поверхню нагріву. Топкова камера екранована двома боковими настінними екранами та стельовим екраном. Бокові екрани виконані з прямих труб, які об'єднані верхніми й нижніми колекторами. Колектори приварено до верхнього та нижнього барабанів відповідно. Стельовий екран частково охоплює фронт котла, який утворено фронтним колектором і ввареним до нього пакетом зігнутих труб. Ці труби повторюють контур фронту та стелі топкової камери і приєднані зварюванням безпосередньо до верхнього барабану. Вода з верхнього барабану котла до нижнього надходить по останніх рядах труб конвективного пучка, що розташовані в зоні знижених температур продуктів згоряння палива.

Живлення бокових екранів водою здійснюється з нижнього барабану котла по нижніх колекторах. Стельовий екран живиться від фронтного колектора, до якого вода надходить по з'єднувальним трубам з нижніх колекторів бокових екранів. Характерною особливістю циркуляційної схеми котла є відсутність живильних і відвідних труб екранів, які не обігріваються.

Ввід живильної води виконано до верхнього барабану котла, усередині якого встановлено розподільчу трубу. Продувка котла передбачається через штуцери у нижньому барабані, у нижніх колекторах бокового екрану та у фронтному колекторі.

					КР.144.6241м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

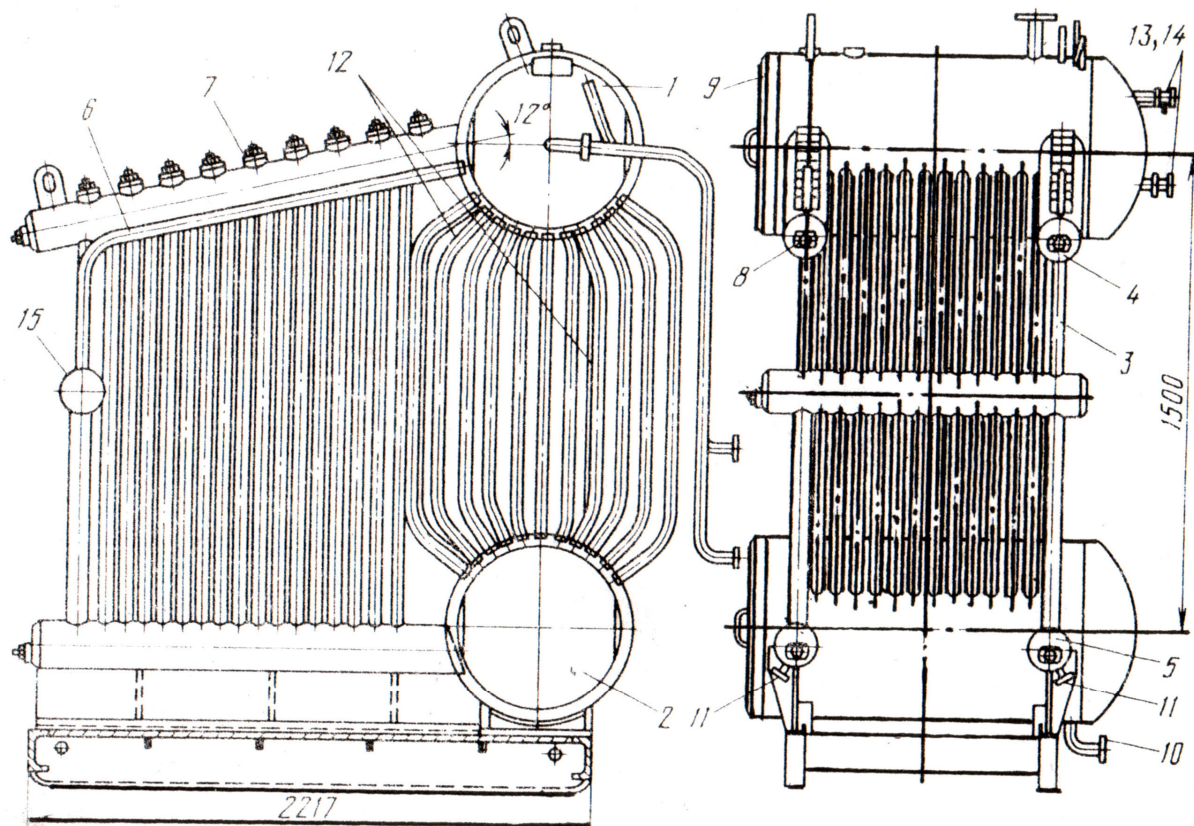


Рис. 5.1. Котел Е-1/9-1:

1 – верхній барабан; 2 – нижній барабан; 3 – боковий (правий) топковий екран; 4 – верхній колектор бокового екрану; 5 – нижній колектор бокового екрану; 6 – стельовий екран; 7 – люки для очищення екранних труб; 8 – торцеві люки колекторів; 9 – люк верхнього барабану; 10 – штуцер продувки нижнього барабану; 11 – штуцери продувки нижніх колекторів бокових екранів; 12 – газові переділи; 13, 14 – штуцери для підключення водовказівних приборів; 15 – фронтний колектор.

3D модель та зовнішній вигляд котла Е-1/9-1 показано на рис. 5.2 та 5.3 відповідно [26].

					КР.144.6241м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

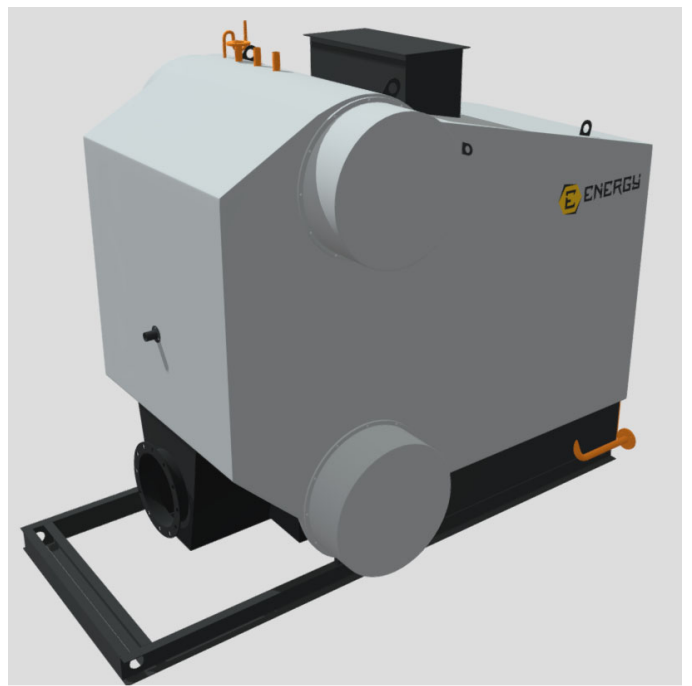
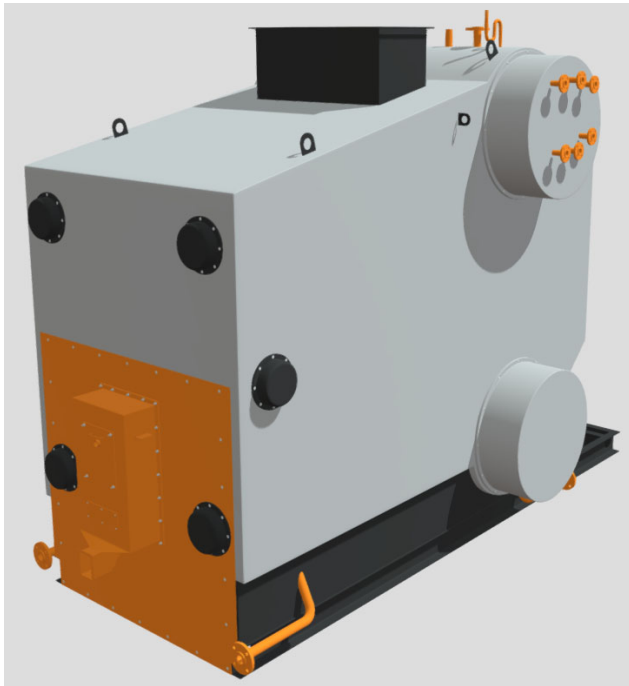


Рис. 5.2. 3D модель котла Е–1/9-1



Рис. 5.3. Зовнішній вигляд котла Е–1/9-1

					КР.144.6241м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

На рис. 5.4 представлено схему циркуляції у двобарабанних водотрубних котлах Е-1/9-1. На цьому ж рисунку показано лінії продувки нижнього барабану й колекторів екранів.

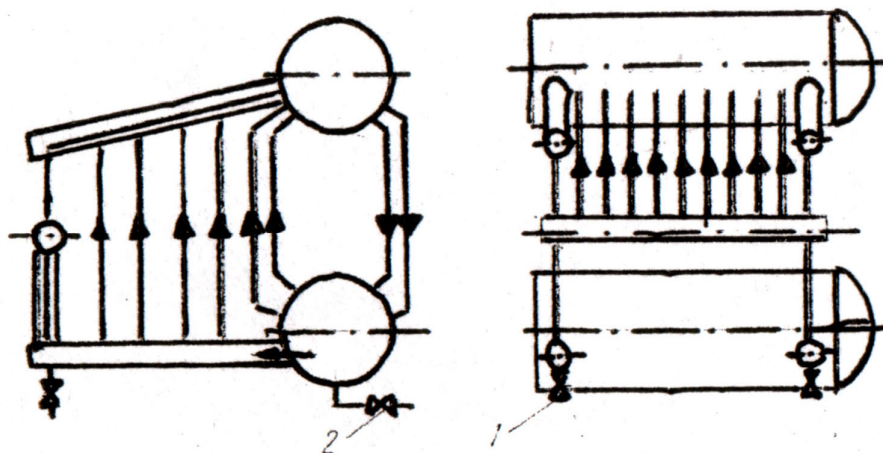


Рис. 5.4. Схема циркуляції води в котлі Е-1/9-1:

1 – лінія продувки колекторів екранів; 2 – лінія продувки нижнього барабану (стрілками показано напрямки руху води)

Для забезпечення стійкої циркуляції та рівномірного прогрівання елементів котла при розпаленні з холодного стану передбачено підвід пари від стороннього джерела до нижнього барабану.

Пароводяна емульсія з топкових екранів і конвективного пучка надходить до верхнього барабану, де від пари відокремлюються частинки води. Необхідна сухість пари забезпечується сепараційними пристроями, що встановлені у верхньому барабані. На днищі верхнього барабану розташовані патрубки для приєднання водовказних приборів і рівнемірної колонки сигналізатора граничних рівнів і автоматики безпеки.

По верхній твірній верхнього барабану розміщено два пружинних запобіжних клапани.

Верхній і нижній барабани обладнані круглими люками, які забезпечують доступ для огляду й очищення внутрішньої поверхні барабанів і труб

					КР.144.6241м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

конвективного пучка. Для забезпечення доступу при огляді та очищенні внутрішній поверхонь усі колектори обладнані в торцевій частині люками.

Топкова камера котла – прямокутної форми, що дозволяє застосовувати різноманітні механічні топкові пристрої. Поперечне омивання труб конвективного пучка топковими газами з необхідною швидкістю досягається встановленням у ньому двох газових переділів з жаростійкої сталі.

Обмурівка котлів для газоподібного палива характеризується наявністю поду, який знаходиться в зоні високих температур. Через це під виконують з двох шарів: у перший укладають діатомову цеглу, у другий – вогнетривкий.

Зовнішню поверхню котла покрито декоративною обшивкою з тонколистової сталі, яку закріплюють до спеціального каркасу виготовленого з кутка. Крім покращення естетичного вигляду, обшивка запобігає руйнуванню поверхні обмурівки й ізоляції та підвищує газову щільність котла.

Топковий об'єм котлів, що працюють на газоподібному паливі, обмежується подом топки, боковими та стельовими екранами й переднім рядом конвективного пучка.

5.2. Особливості теплового розрахунку термосифонних економайзерів

Економайзер, поверхню нагріву якого виконано з двофазних гравітаційних термосифонів, можна віднести до теплообмінників типу газ-рідина. У ньому передача теплоти від гарячого теплоносія (димових газів) до холодного (нагрівній воді) здійснюється за допомогою автономних теплопередавальних пристроїв – термосифонів. У них одночасно в замкненому об'ємі протікають процеси кипіння і конденсації проміжного теплоносія. Температура насичення всередині термосифону невідома і залежить від багатьох параметрів.

Особливість теплового розрахунку термосифонних економайзерів полягає в необхідності визначення температури насичення проміжного теплоносія. Метою

					КР.144.6241м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

теплового розрахунку є визначення площі випарної та конденсаційної поверхонь нагріву економайзера, що забезпечують задане теплове навантаження.

Графоаналітичний метод включає попередній і уточнюючий розрахунки термосифонного економайзера. Особливість заключається в наступному: попередньо задаємося трьома значеннями температури насичення в порожнині термосифону t_s . При кожній температурі розраховується тепловий потік, який сприймається в зоні випаровування Q_v і передається в зоні конденсації Q_k . Будуються графіки $Q_v = f(t_s)$ і $Q_k = f(t_s)$. Точка перетину цих графіків – є шукана температура насичення. За знайденою t_s ведеться уточнюючий розрахунок.

Для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні рекомендується використовувати наступне рівняння:

$$\alpha_{\text{кип}} = 2,35 \cdot \alpha_{\text{в.о}} \cdot \left(\frac{P_s}{P_{\text{кр}}} \right)^{0,14} \quad (5.1)$$

де $\alpha_{\text{в.о}}$ - коефіцієнт тепловіддачі при кипінні у великому об'ємі, Вт/(м²·К);

P_s - тиск насичення, Па (для води складає 22,12 МПа);

$P_{\text{кр}}$ - критичний тиск теплоносія, Па.

Це співвідношення враховує збільшення інтенсивності теплообміну в термосифоні у порівнянні з кипінням у великому об'ємі за рахунок турбулізації пристінного шару і всього об'єму рідини, що хаотично рухаються.

Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації розраховується за формулою Нусельта з урахуванням поправок на хвильову течію плівки конденсату. Також визначаються поправки, що враховують залежність теплофізичних властивостей від температури конденсату.

5.3 Розрахунок термосифонного економайзера

Розрахунок термосифонного економайзера виконувався згідно методики представленої в розділі 3. Розрахунок проводився в програмному пакеті MathCad.

					КР.144.6241м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Тепловий розрахунок термосифонного економайзера для котельного агрегату Е-1/9-1

Вихідні дані:

діаметр термосифону, м $d_{\text{тер}} := 0.029$

довжина зони випарювання термосифону, м $l_{\text{в}} := 1.8$

довжина зони конденсації, м $l_{\text{к}} := 0.45$

діаметр газоходу, м $d_{\text{г}} := 0.4$

число термосифонів (прийняте з ескізу), шт $n_{\text{тер}} := 37$

шаг термосифонів у трубній дошці, м $s := 0.055$

температура газів за котлом, С $\theta_{\text{ек.1}} := 280$

ентальпія газів за котлом, кДж/м³ $H_{\text{г.п}}(280) = 4.967 \times 10^3$

$$H_{\text{ек.1.}} := H_{\text{г.п}}(\theta_{\text{ек.1}}) \qquad H_{\text{ек.1.}} = 4.967 \times 10^3$$

температура газів за економайзером, С $\theta_{\text{ек.2}} := 180$

ентальпія газів за економайзером, кДж/м³

$$H_{\text{ек.2.}} := H_{\text{г.п}}(\theta_{\text{ек.2}}) \qquad H_{\text{ек.2.}} = 3.152 \times 10^3$$

Сумарний об'єм продуктів згоряння, м³/м³ $\alpha_{\text{ек}} := 1.2$

$$V_{\text{г}} := V_{\text{RO2}} + V_{\text{N2.o}} + (\alpha_{\text{ек}} - 1) \cdot V_{\text{п.o}} + V_{\text{H2O.o}} + 0.0161 \cdot (\alpha_{\text{ек}} - 1) \cdot V_{\text{п.o}}$$

$$V_{\text{г}} = 13.139$$

температура води на вході в економайзер, С $t_{\text{ек.1}} := 100$

витрата палива розрахункова (з теплового балансу котельного агрегату), м³/с

$$B := 0.02$$

					КР.144.6241м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

паропродуктивність котла, м³/с $D := \frac{1000}{3600}$ $D = 0.278$

1. Ентальпія води на виході з економайзера, кДж/кг

Знаходиться з рівняння теплового балансу з газової сторони та з водяної сторони

Витрата пари на безперервну продувку, м³/с

$$D_{\text{пр}} := 0.03 \cdot D \quad D_{\text{пр}} = 8.333 \times 10^{-3}$$

$$h_{\text{в.2}} := 4.19 \cdot t_{\text{ек.1}} + B \cdot \frac{H_{\text{ек.1}} - H_{\text{ек.2}}}{D + D_{\text{пр}}} \quad h_{\text{в.2}} = 545.865$$

2. Швидкість потоку газів в економайзері, м/с

Враховуючи переважну роль поперечного руху газів, при розрахунку живого перерізу використовується тільки ця складова

Для гексагонального розташування труб

$\chi := 0.743$ при геометричних розмірах економайзера, мм

$$b := 0.20 \quad \frac{l}{\sqrt{w}} := 0.440$$

----- площа живого перерізу при поперечному тоці, м² -----

$$f_{\text{поп}} := d_{\text{г}} \cdot l \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{\text{тер}}}{s} \right) \right]$$

Площа живого перерізу для проходження газів, мм²

$$f := f_{\text{поп}} \cdot \sqrt{\chi} \quad f = 0.072$$

Швидкість руху газів складає

$$w_{\text{г.ек}} := \frac{B \cdot V_{\text{г}} \cdot \left[\left(\frac{\theta_{\text{ек.1}} + \theta_{\text{ек.2}}}{2} \right) + 273 \right]}{273 \cdot f} \quad w_{\text{г.ек}} = 6.751$$

					КР.144.6241М.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

3. Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки термосифону, Вт/(м²*К)

Поздовжний крок труб, м

$$s_2 := 0.048$$

Відносний поперечний крок

$$\sigma_{1.} := \frac{s}{d_{\text{тер}}}$$

$$\sigma_{1.} = 1.897$$

Відносний поздовжний крок

$$\sigma_{2.} := \frac{s_2}{d_{\text{тер}}}$$

$$\sigma_{2.} = 1.655$$

Відносний діагональний крок

$$\Omega_{1.} := \sqrt{\sigma_{2.}^2 + \frac{\sigma_{1.}^2}{4}}$$

$$\Omega_{1.} = 1.908$$

$$\phi_{\sigma 1.} := \frac{\sigma_{1.} - 1}{\Omega_{1.} - 1}$$

$$\phi_{\sigma 1.} = 0.988$$

Поправка на компо⁺нування пучка

при $0.1 < \phi_{\sigma 1.} < 1.7$

$$C_{s.} := 0.34 \cdot \phi_{\sigma 1.}^{0.1}$$

$$C_{s.} = 0.34$$

Поправка на кількість рядів труб за рухом газів

$C_{z.} := 1$ при числі рядів більше 10

Фізичні характеристики продуктів згоряння

Коефіцієнт теплопроводності, Вт/(м*К)

$$\lambda_{1.} := 4.372 \cdot 10^{-2}$$

Кінематична в'язкість, м²/с

$$\nu_{1.} := 35.91 \cdot 10^{-6}$$

Число Прандтля

$$Pr_1 := 0.657$$

Число Рейнольдса

$$Re_{.} := \frac{w_{\text{г.ек}} \cdot d_{\text{тер}}}{\nu_{1.}}$$

$$Re_{.} = 5.452 \times 10^3 \quad -$$

					КР.144.6241м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$\alpha_{1.} := C_{s.} \cdot C_{z.} \cdot \frac{\lambda_{1.}}{d_{\text{тер}}} \cdot \text{Re}^{0.6} \cdot \text{Pr}_1^{0.33} \quad \alpha_{1.} = 77.796$$

4. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до киплячої води термосифону, Вт/(м²*К)

4.1. Температура насичення в термосифоні, С

$$t_{s.1} := 120 \quad t_{s.2} := 130 \quad t_{s.3} := 140$$

4.2. Густина теплового потоку, Вт/м²

$$q_{\text{п}} := \frac{(H_{\text{ек.1.}} - H_{\text{ек.2.}}) \cdot B \cdot 1000}{n_{\text{тер}} \cdot \pi \cdot d_{\text{тер}} \cdot l_{\text{в}}} \quad q_{\text{п}} = 5.982 \times 10^3$$

4.3. Коефіцієнт забруднення поверхні (прийнято) $\epsilon := 0.002$

4.5. Температура стінки термосифону (конденсаційна ділянка), С

температура води на виході з економайзера, С

$$t_{\text{ек.2}} := \frac{h_{\text{в.2}}}{4.19} \quad t_{\text{ек.2}} = 130.278$$

середня температура води, С

$$t_{\text{ек.сеп}} := \frac{t_{\text{ек.1}} + t_{\text{ек.2}}}{2} \quad t_{\text{ек.сеп}} = 115.139$$

$$t_{\text{ст.к.1}} := \frac{t_{s.1} + t_{\text{ек.сеп}}}{2} \quad t_{\text{ст.к.1}} = 117.57$$

$$t_{\text{ст.к.2}} := \frac{t_{s.2} + t_{\text{ек.сеп}}}{2} \quad t_{\text{ст.к.2}} = 122.57$$

$$t_{\text{ст.к.3}} := \frac{t_{s.3} + t_{\text{ек.сеп}}}{2} \quad t_{\text{ст.к.3}} = 127.57$$

4.6. Коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м

$$\sigma_{\text{п.1}} := 548.4 \cdot 10^{-4} \quad \sigma_{\text{п.2}} := 528.8 \cdot 10^{-4} \quad \sigma_{\text{п.3}} := 507.2 \cdot 10^{-4}$$

					КР.144.6241М.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

4.7. Густина води при температурі t_s , кг/м³

$$\rho_1 := 943.1$$

$$\rho_2 := 934.6$$

$$\rho_3 := 926.1$$

4.8. Густина насиченої пари, кг/м³

$$\rho_{11} := 1.121$$

$$\rho_{22} := 1.496$$

$$\rho_{33} := 1.966$$

4.9. Визначаючий розмір при кипінні (діаметр відриву бульбашки пари), м

$$l_1 := \sqrt{\frac{\sigma_{п.1}}{9.81 \cdot (\rho_1 - \rho_{11})}}$$

$$l_1 = 2.436 \times 10^{-3}$$

$$l_2 := \sqrt{\frac{\sigma_{п.2}}{9.81 \cdot (\rho_2 - \rho_{22})}}$$

$$l_2 = 2.404 \times 10^{-3}$$

$$l_3 := \sqrt{\frac{\sigma_{п.3}}{9.81 \cdot (\rho_3 - \rho_{33})}}$$

$$l_3 = 2.365 \times 10^{-3}$$

4.10. Коефіцієнт теплопроводності води, Вт/(м*К)

$$\lambda_{11} := 68.6 \cdot 10^{-2}$$

$$\lambda_{22} := 68.6 \cdot 10^{-2}$$

$$\lambda_{33} := 68.5 \cdot 10^{-2}$$

4.11. Динамічна в'язкість води, Па*с

$$\mu_1 := 237.4 \cdot 10^{-6}$$

$$\mu_2 := 217.8 \cdot 10^{-6}$$

$$\mu_3 := 201.1 \cdot 10^{-6}$$

4.12. Теплота пароутворення, кДж/кг

$$r_1 := 2202.8$$

$$r_2 := 2174.3$$

$$r_3 := 2145.0$$

4.13. Критерій Прандтля

$$Pr_{11} := 1.09$$

$$Pr_{22} := 1.11$$

$$Pr_{33} := 1.12$$

Коефіцієнт тепловіддачі до киплячої води, Вт/(м²*К)

$$\alpha_{в.1} := \left(\frac{q_{п.1}}{\mu_1 \cdot r_1 \cdot 10^3} \right)^{0.667} \cdot \frac{1 \cdot \lambda_{11} \cdot Pr_{11}^{-0.7}}{0.006 \cdot l_1} \quad \alpha_{в.1} = 4.057 \times 10^3$$

					КР.144.6241М.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$\alpha_{в.2} := \left(\frac{q_{п} \cdot l_2}{\mu_2 \cdot r_2 \cdot 10^3} \right)^{0.667} \cdot \frac{1 \cdot \lambda_{22} \cdot Pr_{22}^{-0.7}}{0.006 \cdot l_2} \quad \alpha_{в.2} = 4.298 \times 10^3$$

$$\alpha_{в.3} := \left(\frac{q_{п} \cdot l_3}{\mu_3 \cdot r_3 \cdot 10^3} \right)^{0.667} \cdot \frac{1 \cdot \lambda_{33} \cdot Pr_{33}^{-0.7}}{0.006 \cdot l_3} \quad \alpha_{в.3} = 4.564 \times 10^3$$

5. Коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки конденсаційної ділянки термосифону, Вт/(м²*К)

5.1. Різниця температур між плівкою та стінкою, С

$$\Delta t_{1.} := |t_{s.1} - t_{ст.к.1}| \quad \Delta t_{1.} = 2.43$$

$$\Delta t_{2.} := |t_{s.2} - t_{ст.к.2}| \quad \Delta t_{2.} = 7.43$$

$$\Delta t_{3.} := |t_{s.3} - t_{ст.к.3}| \quad \Delta t_{3.} = 12.43$$

$$\alpha_{к.1.} := 1.13 \cdot \sqrt[4]{\frac{9.81 \cdot \lambda_{11}^3 \cdot \rho_1^2 \cdot r_1 \cdot 10^3}{\mu_1 \cdot \Delta t_{1.} \cdot l_k}} \quad \alpha_{к.1.} = 1.405 \times 10^4$$

$$\alpha_{к.2.} := 1.13 \cdot \sqrt[4]{\frac{9.81 \cdot \lambda_{22}^3 \cdot \rho_2^2 \cdot r_2 \cdot 10^3}{\mu_2 \cdot \Delta t_{2.} \cdot l_k}} \quad \alpha_{к.2.} = 1.077 \times 10^4$$

$$\alpha_{к.3.} := 1.13 \cdot \sqrt[4]{\frac{9.81 \cdot \lambda_{33}^3 \cdot \rho_3^2 \cdot r_3 \cdot 10^3}{\mu_3 \cdot \Delta t_{3.} \cdot l_k}} \quad \alpha_{к.3.} = 9.576 \times 10^3$$

6. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки термосифону до води (конденсаційна частина), Вт/(м²*К)

$$6.1. \text{ Кінематична в'язкість води, м}^2/\text{с} \quad \nu_w := 0.262 \cdot 10^{-6}$$

$$6.2. \text{ Теплопровідність води, Вт/(м*К)} \quad \lambda_w := 68.55 \cdot 10^{-2}$$

$$6.3. \text{ Густина води, кг/м}^3 \quad \rho_w := 947.05$$

					КР.144.6241М.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

6.4. Число Прандтля

$$Pr_w := 1.535$$

6.5. Площа живого перерізу, м²

$$d_{\text{внут}} := 0.032$$

$$f_w := \left(\frac{\pi \cdot d_{\text{внут}}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{\text{тер}}^2}{4} \right) \cdot n_{\text{тер}} \quad f_w = 5.318 \times 10^{-3}$$

6.6. Швидкість води, м/с

$$W_w := \frac{D + 0.03 \cdot D}{\rho_w \cdot f_w}$$

$$W_w = 0.057$$

$$d_{\text{ек}} := d_{\text{внут}} - d_{\text{тер}}$$

$$d_{\text{ек}} = 3 \times 10^{-3}$$

$$\alpha_2 := 0.023 \frac{\lambda_w}{d_{\text{ек}}} \cdot \left(\frac{W_w \cdot d_{\text{ек}}}{\nu_w} \right)^{0.8} \cdot Pr_w^{0.4} \quad \alpha_2 = 1.111 \times 10^3$$

7. Коефіцієнти теплопередачі, Вт/(м²*К)

7.1. Випарної частини термосифону

$$k_{\text{в.1}} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{1.}} \right) + \varepsilon + \left(\frac{1}{\alpha_{\text{в.1}}} \right)}$$

$$k_{\text{в.1}} = 66.222$$

$$k_{\text{в.2}} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{1.}} \right) + \varepsilon + \left(\frac{1}{\alpha_{\text{в.2}}} \right)}$$

$$k_{\text{в.2}} = 66.283$$

$$k_{\text{в.3}} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{1.}} \right) + \varepsilon + \left(\frac{1}{\alpha_{\text{в.3}}} \right)}$$

$$k_{\text{в.3}} = 66.343$$

7.2. Конденсаційної частини термосифону

товщина стінки труби, м

$$\delta_{\text{ст}} := 0.0025$$

коефіцієнт теплопроводності для сталі, Вт/(м*К)

$$\lambda_{\text{ст}} := 45$$

					КР.144.6241М.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$k_{k.1} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{k.1}}\right) + \left(\frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_2}\right)} \quad k_{k.1} = 973.75$$

$$k_{k.2} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{k.2}}\right) + \left(\frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_2}\right)} \quad k_{k.2} = 953.642$$

$$k_{k.3} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{k.3}}\right) + \left(\frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_2}\right)} \quad k_{k.3} = 943.208$$

8. Температурний напір, С

8.1. Випарної частини

$$\theta_{сер} := \frac{\theta_{ек.1} + \theta_{ек.2}}{2} \quad \theta_{сер} = 230$$

$$\Delta t_{сер.в.1} := \theta_{сер} - t_{s.1} \quad \Delta t_{сер.в.1} = 110$$

$$\Delta t_{сер.в.2} := \theta_{сер} - t_{s.2} \quad \Delta t_{сер.в.2} = 100$$

$$\Delta t_{сер.в.3} := \theta_{сер} - t_{s.3} \quad \Delta t_{сер.в.3} = 90$$

8.2. Конденсаційної частини

$$\Delta t_{сер.к.1} := |t_{s.1} - t_{ек.сер}| \quad \Delta t_{сер.к.1} = 4.861$$

$$\Delta t_{сер.к.2} := |t_{s.2} - t_{ек.сер}| \quad \Delta t_{сер.к.2} = 14.861$$

$$\Delta t_{сер.к.3} := |t_{s.3} - t_{ек.сер}| \quad \Delta t_{сер.к.3} = 24.861$$

9. Теплосприйняття пучком термосифонів, Вт

9.1. Випарною частиною

$$Q_{в.1} := k_{в.1} \cdot \Delta t_{сер.в.1} \cdot \pi \cdot d_{тер} \cdot l_{в} \cdot n_{тер} \quad Q_{в.1} = 4.42 \times 10^4$$

$$Q_{в.2} := k_{в.2} \cdot \Delta t_{сер.в.2} \cdot \pi \cdot d_{тер} \cdot l_{в} \cdot n_{тер} \quad Q_{в.2} = 4.022 \times 10^4$$

$$Q_{в.3} := k_{в.3} \cdot \Delta t_{сер.в.3} \cdot \pi \cdot d_{тер} \cdot l_{в} \cdot n_{тер} \quad Q_{в.3} = 3.623 \times 10^4$$

9.2. Конденсаційною частиною

$$Q_{k.1} := k_{k.1} \cdot \Delta t_{\text{сер.к.1}} \cdot \pi \cdot d_{\text{тер}} \cdot n_{\text{тер}} \cdot l_k \quad Q_{k.1} = 7.18 \times 10^3$$

$$Q_{k.2} := k_{k.2} \cdot \Delta t_{\text{сер.к.2}} \cdot \pi \cdot d_{\text{тер}} \cdot n_{\text{тер}} \cdot l_k \quad Q_{k.2} = 2.15 \times 10^4$$

$$Q_{k.3} := k_{k.3} \cdot \Delta t_{\text{сер.к.3}} \cdot \pi \cdot d_{\text{тер}} \cdot n_{\text{тер}} \cdot l_k \quad Q_{k.3} = 3.557 \times 10^4$$

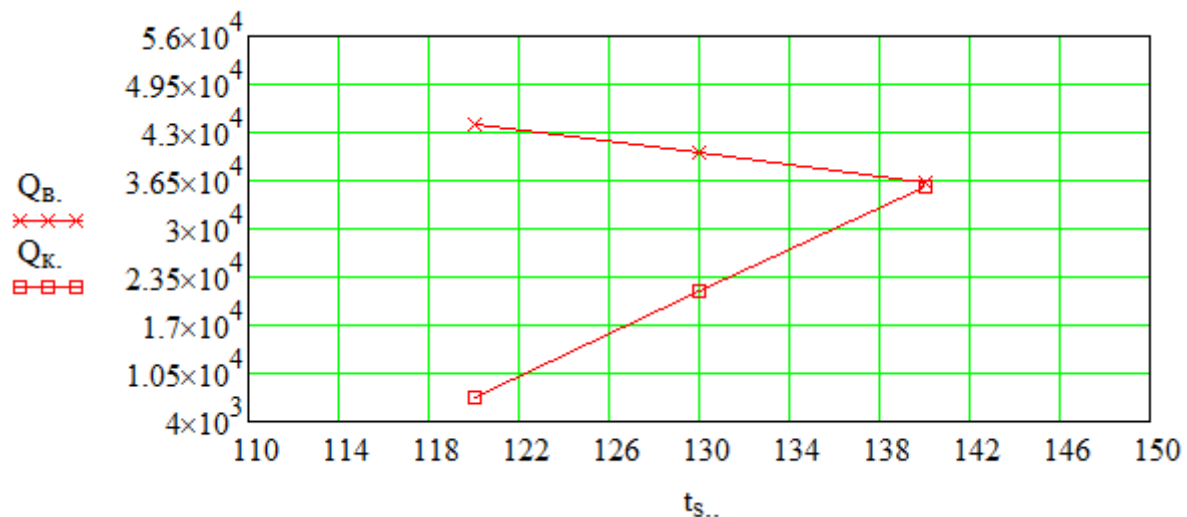


Рис. 5.5. Залежність теплосприйняття пучками термосифонів (випарною Q_v , конденсаційною Q_k) від температури насичення

10. Уточнений розрахунок

10.1. Температура насичення в термосифоні, С

$$t_{s,y} := 140.4$$

10.2. Температура стінки термосифону (випарна частина), С

$$t_{\text{ст.в.у}} := t_{s,y} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{1.}} \right) \cdot q_{\text{п}} \quad t_{\text{ст.в.у}} = 229.259$$

10.3. Температура стінки термосифону (конденсаційна ділянка), С

$$t_{\text{ст.к.у}} := \frac{t_{s,y} + t_{\text{ек.сер}}}{2} \quad t_{\text{ст.к.у}} = 127.77$$

10.4. Коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м

$$\sigma_{\text{п.у}} := 537.04 \cdot 10^{-4}$$

10.5. Густина води при температурі t_s , кг/м³

$$\rho_y := 938$$

10.6. Густина насиченої пари, кг/м³

$$\rho_{1y} := 1.346$$

10.7. Визначаючий розмір при кипінні (діаметр відриву бульбашки пари), м

$$l_y := \sqrt{\frac{\sigma_{п.у}}{9.81 \cdot (\rho_y - \rho_{1y})}} \quad l_y = 2.418 \times 10^{-3}$$

10.8. Коефіцієнт теплопроводності води, Вт/(м*К)

$$\lambda_{1y} := 68.6 \cdot 10^{-2}$$

10.9. Динамічна в'язкість води, Па*с

$$\mu_y := 225.64 \cdot 10^{-6}$$

10.10. Теплота пароутворення, кДж/кг

$$r_y := 2185.7$$

10.11. Критерій Прандтля

$$Pr_{1y} := 1.1$$

Коефіцієнт тепловіддачі до киплячої води, Вт/(м²*К)

$$\alpha_{в.у} := \left(\frac{q_{п.у} \cdot l_y}{\mu_y \cdot r_y \cdot 10^3} \right)^{0.667} \cdot \frac{1 \cdot \lambda_{1y} \cdot Pr_{1y}^{-0.7}}{0.006 \cdot l_y} \quad \alpha_{в.у} = 4.202 \times 10^3$$

10.12. Коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки конденсаційної ділянки термосифону, Вт/(м²*К)

10.13. Різниця температур між плівкою та стінкою, С

$$\Delta t_y := |t_{s.y} - t_{ст.к.y}| \quad \Delta t_y = 12.63$$

$$\alpha_{к.у} := 1.13 \cdot \sqrt[4]{\frac{9.81 \cdot \lambda_{1y}^3 \cdot \rho_y^2 \cdot r_y \cdot 10^3}{\mu_y \cdot \Delta t_y \cdot l_k}} \quad \alpha_{к.у} = 9.38 \times 10^3$$

					КР.144.6241м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

10.14 Коефіцієнти теплопередачі, Вт/(м²*К)

10.15. Випарної частини термосифону

$$k_{в.у} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{1.}}\right) + \varepsilon + \left(\frac{1}{\alpha_{в.у}}\right)} \quad k_{в.у} = 66.26$$

10.16. Конденсаційної частини термосифону

$$k_{к.у} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{к.у}}\right) + \left(\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_2}\right)} \quad k_{к.у} = 941.278$$

10.17. Температурний напір, С

Випарної частини

$$\Delta t_{сер.в.у} := \theta_{сер} - t_{с.у} \quad \Delta t_{сер.в.у} = 89.6$$

Конденсаційної частини

$$\Delta t_{сер.к.у} := |t_{с.у} - t_{ек.сер}| \quad \Delta t_{сер.к.у} = 25.261$$

10.18. Теплосприйняття пучком термосифонів, Вт

Випарною частиною

$$Q_{в.у} := k_{в.у} \cdot \Delta t_{сер.в.у} \cdot \pi \cdot d_{тер} \cdot l_{в} \cdot n_{тер} \quad Q_{в.у} = 3.602 \times 10^4$$

Конденсаційною частиною

$$Q_{к.у} := k_{к.у} \cdot \Delta t_{сер.к.у} \cdot \pi \cdot d_{тер} \cdot n_{тер} \cdot l_{к} \quad Q_{к.у} = 3.607 \times 10^4$$

11. Відхил розрахунку, %

Теплова потужність з газової сторони, кВт

$$Q_{ек} := (H_{ек.1.} - H_{ек.2.}) \cdot B \quad Q_{ек} = 36.297$$

$$\Delta_{роз} := \frac{(Q_{в.у} - Q_{ек} \cdot 10^3) \cdot 100}{Q_{в.у}} \quad \Delta_{роз} = -0.762$$

					КР.144.6241М.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$F_B := \pi \cdot d_{\text{тер}} \cdot l_B \cdot n_{\text{тер}}$$

$$F_B = 6.068$$

$$F_K := \pi \cdot d_{\text{тер}} \cdot n_{\text{тер}} \cdot l_K$$

$$F_K = 1.517$$

Сталевий економайзер

Середнє значення швидкості газів, м/с, (прийнято з [3])

$$w_T := 6.751$$

Діаметр труб зовнішній (прийнято), м,

$$d_{3M} := 0.029$$

Крок труб поперечний, м, (прийнято)

$$s_{1.} := 0.044$$

Крок труб поздовжній, м, (прийнято)

$$s_{2.} := 0.044$$

Коефіцієнт вільного проходу газів

$$\omega_{\text{ек}} := \frac{s_{1.} - d_{3M}}{s_{1.}}$$

$$\omega_{\text{ек}} = 0.341$$

Середня температура газів, С,

$$\theta_c := 0.5(\theta_{\text{ек.1}} + \theta_{\text{ек.2}})$$

$$\theta_c = 230$$

Площа живого перерізу для проходу газів, м2,

$$F_{\text{гек}} := \frac{B \cdot V_T \cdot (\theta_c + 273)}{273 \cdot w_T}$$

$$F_{\text{гек}} = 0.072$$

Ширина (довжина) газоходу (поперечний переріз приймається квадратної форми), м,

$$b_{\text{ек}} := \sqrt{\frac{F_{\text{гек}}}{\omega_{\text{ек}}}}$$

$$b_{\text{ек}} = 0.459$$

Кількість труб одного ряду

$$z_1 := \frac{b_{\text{ек}}}{s_{1.}}$$

$$z_1 = 10.424$$

Прийнята кількість труб одного ряду

$$z_{1\text{пр}} := 11$$

Площа поверхні нагріву одного ряду, м2,

$$F_p := \pi \cdot d_{3M} \cdot b_{\text{ек}} \cdot z_{1\text{пр}}$$

$$F_p = 0.46$$

Розміщення труб у пучку (прийнято)

шахове

					КР.144.6241м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Відносний крок:

поперечний $\sigma_{1ек} := \frac{s_1}{d_{3M}} \quad \sigma_{1ек} = 1.517$

поздовжній $\sigma_{2ек} := \frac{s_2}{d_{3M}} \quad \sigma_{2ек} = 1.517$

Відносний діагональний крок:

$$\sigma_{2д.} := \sqrt{\sigma_{1ек}^2 \cdot 0.25 + \sigma_{2ек}^2} \quad \sigma_{2д.} = 1.696$$

Параметр $\phi_{\sigma.} := \frac{\sigma_{1ек} - 1}{\sigma_{2д.} - 1} \quad \phi_{\sigma.} = 0.743$

Поправка на компонування пучка:

$$C_s := 0.34 \cdot \phi_{\sigma.}^{0.1} \quad C_s = 0.33$$

Поправка на кількість рядів (приймається попередньо для $z2$ більше 10):

$$C_z := 1$$

Фізичні характеристики газів при середній температурі з табл. 6.2 [1]:

коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м*К), $\lambda := 0.048$

коефіцієнт кінематичної в'язкості, м2/с, $\nu := 4.3 \times 10^{-5}$

критерій Прандтля $Pr := 0.65$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до стінки труб, Вт/(м2*К):

$$\alpha_{кек} := \frac{\lambda}{d_{3M}} \left(w_r \cdot \frac{d_{3M}}{\nu} \right)^{0.6} Pr^{0.33} C_s \cdot C_z \quad \alpha_{кек} = 74.242$$

Коефіцієнт теплової ефективності з табл. 6.1 [1]: $\psi := 0.85$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м2*К),

$$k_{ек} := \psi \cdot \alpha_{кек} \quad k_{ек} = 63.106$$

Температурний напір газів на вході до пучка, С

$$\Delta t_6 := \theta_{ек.1} - t_{ек.2} \quad \Delta t_6 = 149.722$$

Температурний напір газів на виході з пучка, С

$$\Delta t_M := \theta_{ек.2} - t_{ек.1} \quad \Delta t_M = 80$$

					КР.144.6241М.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Середній температурний напір пучку, С

$$\Delta t_{\text{ек}} := \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2.3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}\right)} \quad \Delta t_{\text{ек}} = 111.368$$

Теплова потужність з газової сторони, кВт

$$Q_{\text{ек.}} := (H_{\text{ек.1.}} - H_{\text{ек.2.}}) \cdot B \quad Q_{\text{ек}} = 36.297$$

Площа поверхні нагріву, м2:

$$F_{\text{ек}} := \frac{Q_{\text{ек.}} \cdot 10^3}{k_{\text{ек}} \cdot \Delta t_{\text{ек}}} \quad F_{\text{ек}} = 5.165$$

Кількість рядів труб

$$z_{2\text{ек}} := \frac{F_{\text{ек}}}{F_p} \quad z_{2\text{ек}} = 11.236$$

Прийнята кількість рядів труб

$$z_{2\text{пр}} := 12$$

Прийнята площа поверхні нагріву, м2,

$$F_{\text{пр}} := F_p \cdot z_{2\text{пр}} \quad F_{\text{пр}} = 5.516$$

5.4 Розробка конструкції термосифонного економайзера

На базі результатів випробувань одиночних термосифонів спроектований економайзер з поверхнею нагріву, яка виконана з термосифонів. Креслення розрахованої та спроектованої конструкції термосифонного економайзера показано на рис 5.6. Загальний вигляд дослідного зразка термосифонного економайзера представлено на рис 5.7.

Термосифонний економайзер призначений для підігріву води, яка надходить до барабану котла, за рахунок теплоти димових газів. Його основними елементами є поверхня теплообміну, утворена з 37 термосифонів 6, кожух 5, трубна дошка 3 і водяний колектор 2.

					КР.144.6241м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

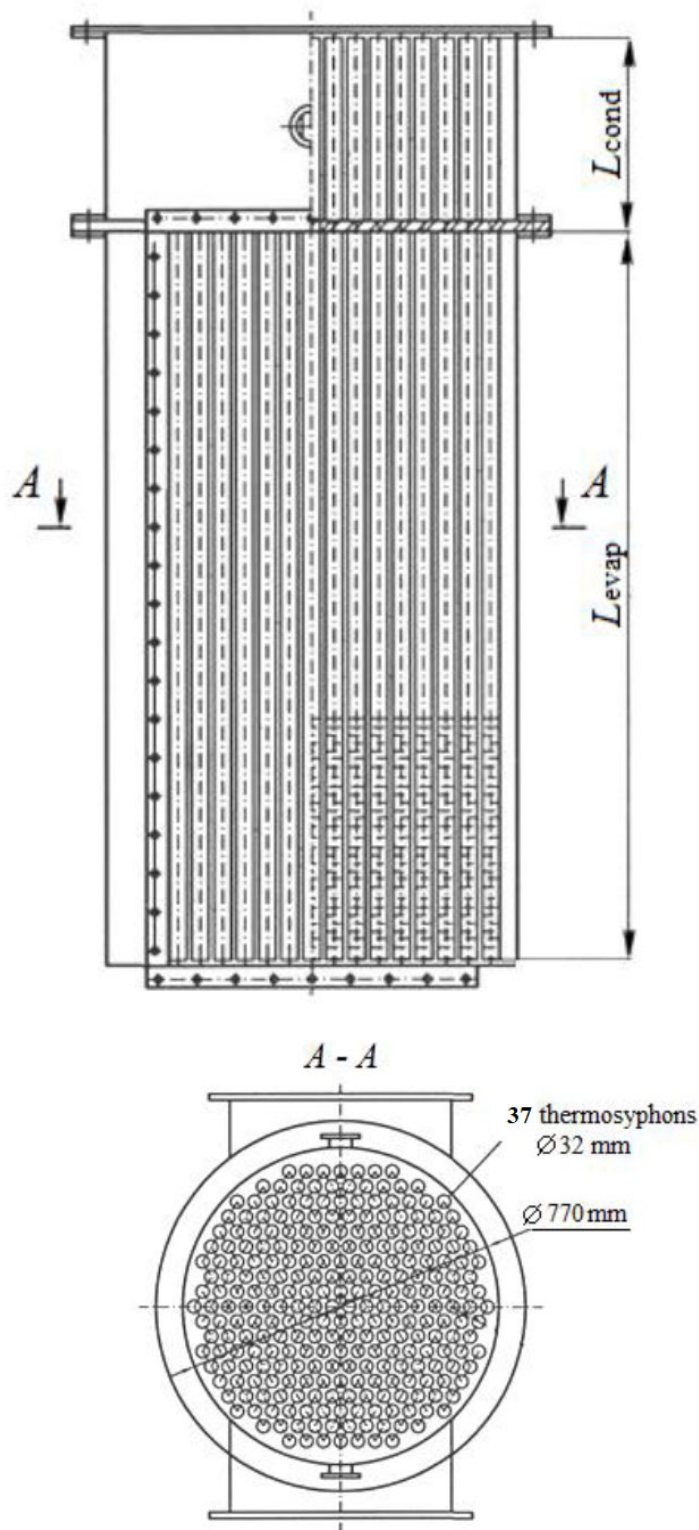


Рис.5.6. Конструкція термосифонного економайзера

Двофазні термосифони є засобом передачі теплоти від потоку гарячих газів до води. Термосифон виготовлено з труби $29 \times 2,5$ мм загальною довжиною 2000 мм з матеріалу Ст10 та 45ХМ. На одну третю від об'єму випарної ділянки термосифон заповнений теплоносієм – дистильованою водою. Перед

					КР.144.6241м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

заповненням усі термосифони випробовувались на щільність нагнітанням у внутрішню порожнину стисненого повітря тиском 0,5 МПа через технологічний штуцер, що знаходиться в днищі труби. До особливостей конструкції можна віднести спосіб кріплення термосифонів у трубній дошці за допомогою втулок з різьбою. Це дозволяє легко виконувати заміну термосифонів, які вийшли з ладу. Ущільнення різьбового з'єднання термосифонів з трубою дошкою здійснено прокладками: паронітовими з газової сторони та гумовими – з водяної.

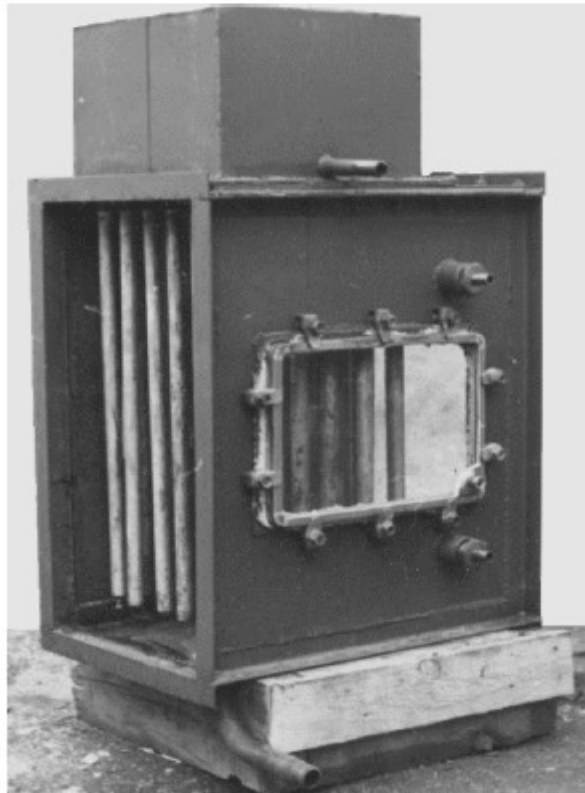


Рис.5.7. Загальний вигляд дослідного зразка термосифонного економайзера

Термосифони всередині економайзера розташовані за сторонами правильного шестикутника з шагом 55 мм у поперечному напрямку.

До трубної дошки зверху прикріплено фланець водяного колектора. Водяний колектор складається з верхньої та нижньої камер діаметром 400 мм та висотою 40 мм кожна (матеріал Ст3), які з'єднані між собою вертикальними вставками з труб $38 \times 3,0$ мм (матеріал Ст10). Вертикальні вставки та конденсаційні ділянки термосифонів утворюють кільцеві зазори для проходження води, яка підігрівається. На кришці 1 водяного колектора встановлено запобіжний

					КР.144.6241м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

клапан та клапан випуску повітря. Водяний колектор випробувано на міцність та щільність тиском 0,45 МПа.

Трубну дошку встановлено на верхньому фланці кожуха економайзера. Кожух має круглий переріз, обладнаний монтажними фланцями для встановлення в газоході котла. На бокових стінках кожуха встановлено оглядові віконця розміром 50 × 25 мм для спостереження за процесами горіння та очищення поверхні економайзера. Очищення здійснювалося подачею води через дві перфоровані труби, які розташовані перед пучком.

Каркас кожуха виконано з листа оцинкованого заліза товщиною 2 мм. Для відведення конденсату, який утворюється на поверхні термосифонів і на стінках газоходу, до днища приварено зливний патрубок. Він сполучений з гідравлічним затвором.

Загальні габаритні розміри економайзера: висота 2200 мм, діаметр 500 мм. Його маса 350 кг. Зовнішні поверхні економайзера для зменшення теплових втрат ізольовані азботканиною товщиною 50 мм.

Основні характеристики термосифонного економайзера приведено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1. Основні характеристики термосифонного економайзера

№	Характеристика	Значення
1	Теплова потужність, кВт	36,3
2	Температура живильної води, °С	100
3	Температура газів на вході, °С	280
4	Кількість термосифонів	37
5	Діаметр термосифонів, мм	29
6	Довжина зони випаровування, мм	1800
7	Довжина зони конденсації, мм	450
8	Поверхня зони випаровування, м ²	6,07
9	Поверхня зони конденсації, м ²	1,52

					КР.144.6241м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

10	Аеродинамічний опір, Па	168
11	Маса, кг	618

					КР.144.6241м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

					КР.144.6241м.08.06.ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
					Заклучний розділ				Літ.	Арк.	Аркушів
Студент		Пацурковский О.									
Керівник		Бондаренко М.С									
									НУК		

Розділ 6 Техніко-економічне обґрунтування встановлення термосифонного економайзера за котловим агрегатом малої продуктивності

6.1. Загальні принципи оцінки прийнятих рішень

Проблема підвищення економічної ефективності нової техніки і технології є найважливішою частиною проблеми підвищення ефективності суспільного виробництва, що визначається зіставленням результатів виробництва (ефекту) з витратами або використаними ресурсами.

Економічний ефект нової техніки характеризується покращенням масо-габаритних показників і підвищенням якості вироблених засобів виробництва і предметів споживання, економією усіх видів ресурсів, зниженням собівартості продукції, що випускається, зростанням одержуваного прибутку, поліпшенням інших показників діяльності підприємств або об'єднань.

При порівнянні різних варіантів здійснення будь-якого заходу зіставляються по варіантах загальні і питомі капітальні вкладення, собівартість одиниці продукції, продуктивність праці. У багатьох випадках досить провести зіставлення цих показників, щоб виявити найбільш економічний варіант. Він характеризується найменшими капітальними вкладеннями і мінімальною собівартістю одиниці продукції.

При оцінці економічної ефективності нової техніки важливою умовою її правильності є обов'язкове врахування фактора часу [34, 35]. Механізм дії останнього виявляється у тому, що витрати та результати виробництва по новій техніці, що робляться та отримуються у різні моменти часу, мають неоднакову суспільну цінність. Суспільству в цілому завжди більш вигідне витрати проводити як можна пізніше, а результати отримувати якомога раніше. Через безперервне зростання продуктивності праці вкладення коштів у створення та освоєння випуску нової техніки за своєю віддачею у продовж часу становляться більш ефективними. Від тривалості періоду створення та освоєння виробництва нової техніки та розподілу витрат по роках цього періоду залежить загальна величина “заморожування” коштів до отримання реального ефекту (результату), та, відповідно, рівень останнього.

					КР.144.6241м.08.06.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

6.2. Особливості розрахунків при модернізації об'єктів теплопостачання

В якості показника ефективності при проведенні техніко-економічного аналізу приймається економія палива у зв'язку з встановленням економайзера. В якості бази для порівняння приймається котлоагрегат Е-1/9-1, за яким встановлюється термосифонний економайзер.

У відповідності до рекомендацій [34], техніко-економічний аналіз проектних рішень проводиться у наступній послідовності.

6.2.1. Витрати на паливо:

$$B_n = B_p \cdot C_n, \quad (6.1)$$

де B_p – річна витрата палива, м³/рік (т/рік), яка розраховується як

$$B_p = B_{розр} \cdot 3600 \cdot T_{роб}, \quad (6.2)$$

де $B_{розр}$ – розрахункова витрата палива, м³/с (кг/с);

$T_{роб}$ – кількість робочих годин в рік, год/рік, приймається не більше 7000...7500 год/рік;

C_n – ціна палива, грн/1000м³ (грн/т), для газоподібного палива можна приймати C_n у межах 32000...34000 грн/1000м³ [36].

6.2.2 Витрати на заробітну платню

Якщо відомий штатний розклад котельної, річні витрати на заробітну платню можна розрахувати як

$$B_{з.п.} = n \cdot Z_{ср} \cdot 12, \quad (6.3)$$

де n – штатний розклад котельної, чол.;

$Z_{ср}$ – середньомісячна заробітна платня з відповідними нарахуваннями, приймається у межах 10000...12000 грн.

Якщо штатний розклад котельної відсутній, річні витрати на заробітну платню можна оцінити як

$$B_{з.п.} = k_{шт} \cdot Q_{кот} \cdot Z_{ср} \cdot 12 \quad (6.4)$$

					КР.144.6241м.08.06.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

де $k_{шт}$ – орієнтовний штатний коефіцієнт, чол./МВт, визначається за Додатком 3;

$Q_{кот}$ – потужність котельної, МВт.

6.2.3. Амортизаційні відрахування

У відповідності до рекомендацій [34], річні амортизаційні відрахування визначаються як сума відрахувань від вартості загальнобудівельних робіт та від вартості обладнання з монтажем як

$$B_{ам} = \frac{a_m^{буд}}{100} K_{буд} + \frac{a_m^{об}}{100} K_{об}, \quad (6.5)$$

де $a_m^{буд}$ – середня норма амортизаційних відрахувань загальнобудівельних робіт та будівель, в укрупнених розрахунках може бути прийнята у межах 3...5,5%;

$a_m^{об}$ – норма амортизації обладнання з монтажем, приймається 7,5...9% при спалюванні газу;

$K_{буд}$ – вартість загальнобудівельних робіт і будівель, грн;

$K_{об}$ – вартість обладнання з монтажем.

Вартості загальнобудівельних робіт і обладнання з монтажем визначаються як:

$$K_{буд} = K_{кот} \alpha_{буд}, \quad (6.6)$$

$$K_{об} = K_{кот} \alpha_{об}, \quad (6.7)$$

де $\alpha_{буд}$, $\alpha_{об}$ – доля вартості загальнобудівельних робіт і обладнання з монтажем від загальної вартості котельної $K_{кот}$ (Додаток 4).

6.2.4. Витрати на поточний ремонт

У відповідності до рекомендацій [34] витрати на поточний ремонт розраховуються як

$$B_{п.р.} = 0.2 \cdot B_{ам} \quad (6.8)$$

6.2.5. Загальнокотельні та інші витрати

Річні експлуатаційні витрати розраховуються як

					КР.144.6241м.08.06.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$B_{рік}=1,03 \cdot (B_n + B_{з.п.} + B_{ам} + B_{п.р.}) \quad (6.9)$$

Розрахунки проводились с програмному пакеті MathCad. Результати наведено нижче.

Розрахункова витрата палива мЗ/с:

$$B_{розр} := 0.02$$

Кількість робочих годин в рік:

$$T_{роб} := 7500 \text{ год}$$

Річна витрата палива мЗ/рік:

$$B_p := 3600 B_{розр} \cdot T_{роб}$$

$$B_p = 5.4 \times 10^5 \text{ мЗ/рік}$$

Ціна палива, грн/мЗ:

+

$$C_p := 35$$

Витрати на паливо

$$B_{п} := B_p \cdot C_p$$

$$B_{п} = 1.89 \times 10^7 \text{ грн}$$

$$K_{шт} := 4.9$$

$$Q_{кот} := 2 \text{ МВт}$$

$$З_{ср} := 10000 \text{ грн}$$

Витрати на заробітну платню:

$$B_{зп} := K_{шт} \cdot Q_{кот} \cdot З_{ср} \cdot 12$$

$$B_{зп} = 1.176 \times 10^6 \text{ грн}$$

Амортизаційні відрахування:

$$B_{ам} := \frac{A_{м.буд} \cdot K_{буд}}{100} + \frac{A_{м.об} \cdot K_{об}}{100}$$

$$B_{ам} = 4.2 \times 10^4 \text{ грн}$$

Вартості загальнобудівельних робіт та будівель:

$$K_{буд} := 520000 \text{ грн}$$

$$K_{об} := 700000 \text{ грн}$$

Витрати на поточний ремонт:

$$B_{пр} := 0.2 B_{ам}$$

$$B_{пр} = 8.4 \times 10^3 \text{ грн}$$

Річні експлуатаційні витрати:

$$B_{річ} := 1.03 \cdot (B_{п} + B_{зп} + B_{ам} + B_{пр})$$

$$B_{річ} = 2.073 \times 10^7 \text{ грн}$$

					КР.144.6241м.08.06.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

6.3. Загальні відомості з оцінки ефективності інвестиційних проектів

Інвестиціями називають довгострокові вкладення грошових коштів у підприємницьку діяльність з метою отримання прибутку.

Будь-яка модернізація виробництва неможлива без інвестування у цей процес, частіше за все, значних сум коштів. Джерелами такого фінансування можуть бути :

- власні кошти підприємств у вигляді використання частини нерозподіленого прибутку, доходів від реалізації цінних паперів;
- довгострокові кредити банків;
- використання іноземних інвестицій та створення спільних підприємств;
- кошти державного бюджету.

У сучасній економічній ситуації найбільш реальний шлях отримання інвестицій це отримання їх вигляді довгострокових кредитів банків під визначений процент на визначений термін. Це викликає необхідність повернення кредиту та виплати банківських процентів.

6.4. Укрупнена оцінка ефективності інвестиційних проектів при техніко-економічних розрахунках

Проведемо оцінку ефективності реалізації інвестиційного проекту модернізації котлового агрегату.

Розрахунок ефективності здійснення інвестиційного проекту виконується у два етапи: на першому етапі виконується укрупнене техніко-економічне обґрунтування проектного рішення, на другому етапі розраховується рух коштів у процесі повернення кредиту на реконструкцію.

Вихідними даними для розрахунку є:

- ставка банківського проценту, виходячи з аналізу ринку банківських позик на Україні, у межах 18...25%;
- сума річних експлуатаційних витрат (без амортизаційних відрахувань) за результатами експертних оцінок;
- амортизаційні відрахування розраховуються за рекомендаціями [10];

					КР.144.6241м.08.06.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

– в якості річного економічного ефекту приймається вартість збереженого за рік роботи установки палива.

Згідно розрахункових оцінок економія витрати палива за рахунок встановлення термосифонного економайзера складає 3%. Враховуючи ці дані виконано розрахунок терміну окупності капіталовкладень. Результати розрахунку приведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1. Результати розрахунку терміну окупності

Умови Показник	Без врахування повернення кредиту	За умов повернення кредиту (з урахуванням інфляції)	За умов повернення кредиту рівними частками протягом усього життєвого циклу проекту
Термін окупності, рік	2,7	4,8	6,2

Розрахунок проводився в такий спосіб.

Рух грошових коштів без обліку повернення кредиту.

Балансовий прибуток визначався як різниця між річним економічним ефектом, експлуатаційними витратами й амортизаційними відрахуваннями. Податок на прибуток розраховувався по ставці 30%. Чистий прибуток визначався як різниця між балансовим прибутком і податком на нього. Оскільки амортизаційні відрахування залишаються в розпорядженні підприємства, чистий доход визначався як сума амортизаційних відрахувань і чистого прибутку. Кумулятивний грошовий потік розраховувався як різниця між сумою капіталовкладень і грошовим потоком. Кумулятивний дисконтований грошовий потік визначався як добуток дисконтованого грошового потоку на коефіцієнт дисконтування.

Рух грошових коштів з урахуванням повернення кредиту.

Порядок повернення банківського кредиту розглядався двома способами: за рахунок повного доходу і рівних часток протягом усього життєвого циклу

проекту. В обох випадках враховувалося погашення банківського відсотка. Для другого і далі року експлуатації, погашення банківського відсотка розраховується як добуток ставки на залишок позичених коштів.

При розрахунку погашення кредиту за рахунок повного чистого доходу, доки показник залишку позичених коштів не стане дорівнювати нулю, кумулятивний грошовий потік також дорівнює нулю.

Отримані результати показують, що врахування зміни вартості грошей у часі збільшує строки окупності проекту з 2,7 до 4,8 років.

Крім того, необхідність повернення банківських відсотків збільшує цей показник до 6,2 роки.

					КР.144.6241м.08.06.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В результаті виконання кваліфікаційної роботи проаналізовано конструкції та виявлено недоліки хвостових поверхонь нагріву, зокрема економайзерів і повітропідігрівників, які використовуються в котлах малої потужності. Показано, що термосифонні економайзери мають низку переваг перед традиційними конструкціями економайзерів для котлів малої потужності. Для котельного агрегату типу Е-1/9 спроектовано та розроблено конструкцію термосифонного економайзера. На основі аналізу виконано вибір теплоносія та елементів конструкції термосифону. За багатьма параметрами найкращім теплоносієм є вода.

На експериментальному стенді в лабораторії кафедри Технічної теплофізики і суднових паровиробних установок проведено дослідження працездатності та теплової ефективності одиничного термосифона в умовах, характерних для роботи економайзерів котельних агрегатів малої потужності.

За результатами досліджень представлено візуалізацію процесу кипіння рідини всередині термосифону. Встановлено, що при тепловому навантаженні $q < 3 \text{ кВт/м}^2$, спостерігається безпульсаційний режим кипіння. При $q > 3 \text{ кВт/м}^2$ - пульсаційний. На основі досліджень рекомендовано ступінь заповнення термосифонів 20...30 %.

Досліджено працездатність та теплову ефективність одиничного термосифону в температурних умовах відпрацьованих газів ДВЗ. Встановлено, що в діапазоні температур газів 100...350 °С тепла потужність термосифона знадиться в діапазоні 0,2...1,8 кВт.

Розроблено методику теплового розрахунку термосифонного економайзера та його конструктивну схему.

Модернізація котельного агрегату типу Е-1/9 шляхом впровадження високоефективного термосифонного економайзера дозволяє досягти економії палива в розмірі 3%. Строк окупності розробленої установки складає 6,2 року з урахуванням сучасного темпу інфляції. Модернізація сучасних котелень малої потужності встановленням термосифонних економайзерів є економічно доцільною.

					КР.144.6241м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Література

1. Епіфанов О.А. Тепловий розрахунок котельних агрегатів малої потужності. – Миколаїв: НУК, 2004. – 152 с.
2. Епіфанов О.А. Конструкції суднових котлів : навчальний посібник / О.А. Єпіфанов. – Миколаїв : НУК, 2016. – 198 с.
3. Степанов Д.В., Корженко Є.С., Боднар Л.А. Котельні установки промислових підприємств: : навчальний посібник. – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 120 с.
4. Хряпчекнов А. С. Судовые вспомогательные и утилизационные котлы. – Л.: Судостроение, 1988. – 296 р.
5. Faghri A. Heat Pipe. Science and Technology. – London. 1995. – 874 p.
6. Reay D., Kew, P. Heat Pipes: Theory, Design and Applications. Butterworth Heinemann, Oxford, Fifth Edition, 2006. – 378 p.
7. Kuznetsov N.V., Mitor V.V., Dubovskiy I.Ye., Karasina E.S. Thermal calculation of boiler units (Normative method)]. Moscow, 1973. – 296 p.
8. Економайзер блочний чавунний ЕБЧ. Електронний ресурс: <https://kotel-energy.com.ua/index.php/uk/about-2/vspomagatelnoe-oborudovaniya/103-ekonomajzer-blochnyj-chugunnyj-ebch>
9. Пиоро И. Л. Эффективные теплообменники с двухфазными термосифонами. – Киев: Наукова думка, 1991. – 248 р.
10. Безродный М. К., Пиоро И. Л., Костюк Т. О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика. Монография. – 2-е изд., доп. и перераб. – Киев: Факт, 2005. – 704 с. – ISBN 966-359-045-9.
11. Безродный М.К. Двухфазные термосифоны в промышленной теплотехнике / М.К.Безродный, С.С.Волков, В.Ф.Мокляк. – К: Вища школа. – 1991. – 75 с.
12. Кравец В.Ю. Влияние режимных факторов на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов / В.Ю. Кравец, Е.Н. Письменный, В.И. Коньшин // Збірник наук. праць СНУЯЕ та П, Севастополь. – 2010. – Вип. 4(36) – с. 41 – 49.

					КР.144.6241м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

13. Smith K. Two-Phase Flow and Heat Transfer in Reflux Thermosyphons. A thesis of Doctor in Philosophy. – 2016. – 170 p.
14. Smith K., Siedel S., Robinson J.A., Kempers R. The effects of bend angle and fill ratio on the performance of a naturally aspirated thermosyphon. Applied Thermal Engineering, Volume 101, 2016 PP. 455-467.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.024>.
15. Димо Б.В. Практикум з тепломасообміну. Навчальний посібник / Миколаїв, УДМТУ, 2003 – 136 с.
16. Vapordynamic thermosyphon – heat transfer two-phase device for wide application / L. L. Vasiliev [et al.] // Archives of Thermodynamics. – 2015. – Vol. 36, No. 4. – P. 65–76.
17. Использование возобновляемых источников энергии и вторичных энергоресурсов с помощью тепловых труб / Л. Л. Васильев [и др.] // Энергоэффективность. – 2016. – № 11 (228). – С. 28–31.
18. Васильев, Л. Л. Утилизация возобновляемых и вторичных энергоресурсов с помощью тепловых труб и термосифонов / Л. Л. Васильев, А. С. Журавлев // Энергетика и ТЭК. – 2017. – Т. 167, № 2. – С. 20–22.
19. Использование теплообменников на тепловых трубах для кондиционирования, в области пищевой промышленности и холодильной техники / Л. Л. Васильев [и др.] // Весці НАН Беларусі. Сер. фізіка-тэхн. навук. – 2014. – № 3. – С. 85–90.
20. Бехмард Г. Теплопередаючі характеристики мініатюрних двофазних термосифонів стосовно охолодження елементів радіоелектронної апаратури. Дис. канд. техн. наук. – Київ, 2021. – 156 с.
21. Кравец В.Ю. Теплообмен при кипении жидкостей на микроповерхностях в большом объеме применительно к охлаждению элементов радиоэлектронной аппаратуры: - автореф. дис. на соиск. научн. ст. канд. техн. наук: спец. 01.04.14 "Теплофизика" – Киев. – 1984. – 16с.

					КР.144.6241м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

22. Димо Б.В., Язловецький А.В., Пацурковський П.А., Шахов В.І. Основи теплотехнічних вимірювань. Навчальний посібник. – Миколаїв : видавець Торубара В.В., 2021. – 136 с.
23. Dolganov Y. A., Epifanov A. A. Experimental Research of Internal Thermal Resistance in Two-phase Gravity Thermosyphons. *European Researcher*, 2013, Vol. (43), № 3-1. – pp. 539–542.
24. Васильев Л.Л. Теплообменники на тепловых трубах. Минск: Наука и техника, 1981. – 143 с.
25. Епифанов А.А., Дымо Б.В., Долганов Ю.А., Анастасенко С.Н. Экспериментальное исследование двухфазных закрытых термосифонов для экономайзеров котлов. *PROBLEMELE ENERGETICII REGIONALE* 2 (46), 2020. – Р. 65-78.
26. Парові котли серії Е. https://kotel-energy.com.ua/index.php/ru/?option=com_content&view=article&id=32.
27. Кузнецов В. В., Кузнецова С. А., Мовчан С. М., Соломонюк Д. М. Утилізаційні котли газотурбінних установок : навчальний посібник. – Миколаїв : Видавництво НУК, 2011. – 248 с.
28. Ривкин С. Л. и Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. – М., «Энергия», 1975. – 80 с.
29. Закон України “Про охорону навколишнього природного середовища” від 26.06.91.
30. Закон України “Про охорону атмосферного повітря” від 16.10.92.
31. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 328 с.
32. Боженко М.Ф. Энергобережения в теплоснабжении: навч. посіб. / М.Ф. Боженко, В.П. Сало. – К.: НТУУ «КПІ», 2008. – 268 с.
33. Дымо Б.В., Лейбович Л.И. Современные энергоберегающие установки / Николаев, НУК, 2013. – 112 с.

					КР.144.6241м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

34. Герасимчук В. Г. Економіка підприємства. Навч. посібник / За заг. ред. В. Г. Герасимчука, А. Е. Розенплентера – К: ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2003. – 264 с.

35. Дружиніна В. В., Ноженко В. Ю., Луценко Г. П., Клімов Е. С., Клімов О. Е. Вимірювання ефективності технічних рішень промислових підприємств. Ефективна економіка №4, 2022. DOI: 10.32702/2307-2105-2022.4.2.

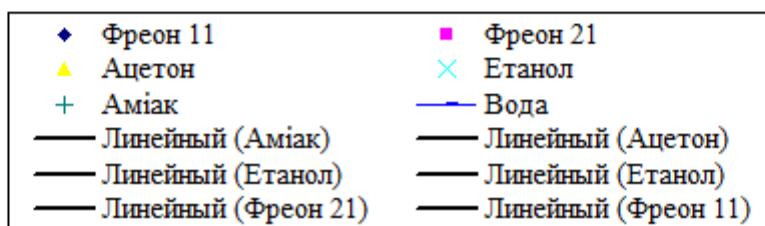
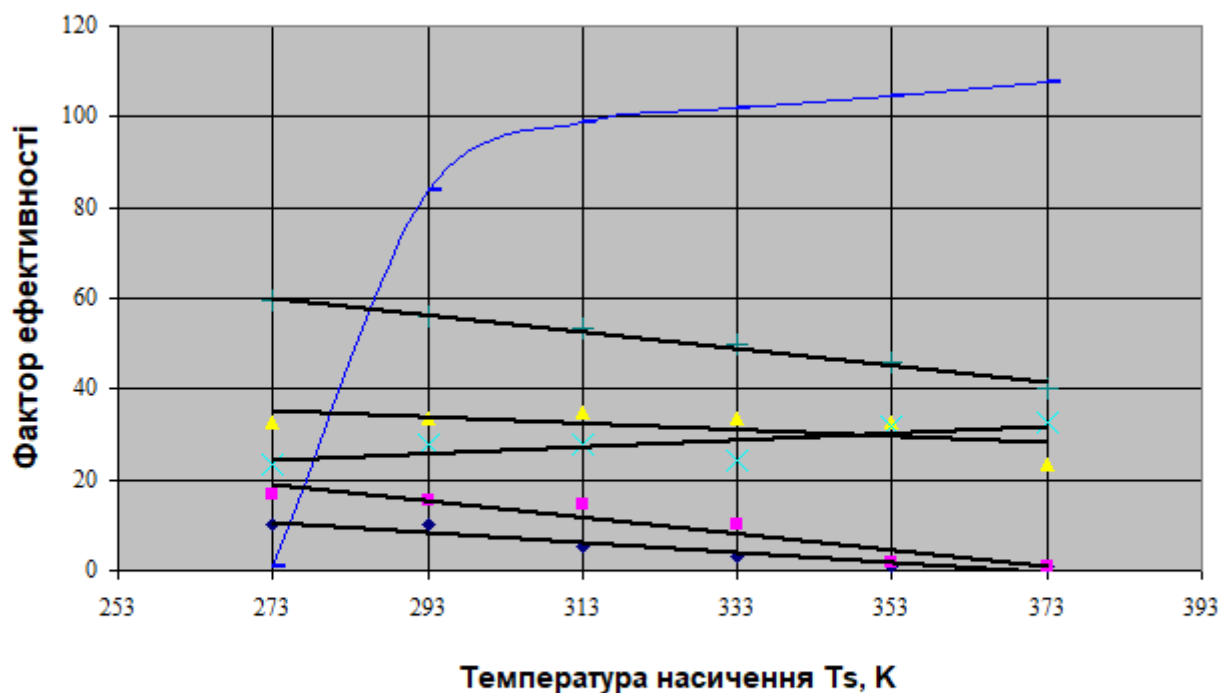
36. Ціни на природний газ.
<https://index.minfin.com.ua/ua/tariff/gas/dealer/glaskomerc/>

					КР.144.6241м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

					КР.144.6241м.08.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Залежність фактора ефективності теплоносія від температури насичення



*a**б**в*

Візуалізація робочих процесів в термосифоні:

a – безпульсаційний режим ($q < 3 \text{ кВт/м}^2$);

б – пульсаційний режим ($q > 3 \text{ кВт/м}^2$, зливання бульбашок пари);

в – пульсаційний режим ($q > 3 \text{ кВт/м}^2$, викид теплоносія).

					КР.144.6241м.08.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Орієнтовні значення штатних коефіцієнтів для котельних

Паливо	Штатний коефіцієнт, чол./МВт, при потужності котельної МВт							
	До 5	5–15	15–30	30–50	50 – 100	100 – 200	200 – 300	Більше 300
Тверде	5,5	4,0	2,6	1,2	0,9	0,7	0,5	0,4
Газо- мазутне	4,9	3,3	2,0	0,9	0,6	0,4	0,3	0,25

					КР.144.6241м.08.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Орієнтовні структура капітальних витрат на будівництво котельних, %

Вид котельної	Паливо	Загальнобудівельні роботи і будівлі	Обладнання	Монтажні роботи
Виробнича	Тверде	40	45	15
	Газомазутне	28	52	20
Опалювально-виробнича	Тверде	42	42	16
	Газомазутне	30	52	18
Водогрійна	Тверде	35	48	17
	Газомазутне	35	45	20

					КР.144.6241м.08.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		