

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

**Інститут Навчально-науковий інженерно-технічний інститут**  
ім. акад. І.С.Гулого

**Кафедра** теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»

Директор інституту

\_\_\_\_\_ Сергій БЛАЖЕНКО  
(підпис) (ім'я та прізвище)

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Валентин ПЕТРЕНКО  
(підпис) (ім'я та прізвище)

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

зі спеціальності \_\_\_\_\_ 144 Теплоенергетика \_\_\_\_\_  
(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_ Теплоенергетика та енергоефективні технології \_\_\_\_\_

на тему: Підвищення ефективності біопаливної котельні при застосування утилізатора теплоти відхідних газів

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ТЕ-2-9М

\_\_\_\_\_ Шумовський Дмитро Олександрович \_\_\_\_\_  
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник \_\_\_\_\_ Бойко Володимир Олександрович \_\_\_\_\_  
(прізвище, ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_ \_\_\_\_\_  
(ім'я та прізвище) (підпис)

Я, як здобувач Національного університету харчових технологій, розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав і не одержував недозволеної допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідні джерела

Здобувач \_\_\_\_\_  
(підпис)

Київ – 2024 р.

# НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад.І.С.Гулого  
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 144 Теплоенергетика  
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Теплоенергетика та енергоефективні технології

## ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри **ТЕХТ**

проф. Петренко В.П.

“20” листопада 2023 року

## ЗАВДАННЯ

### НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Шумовського Дмитра Олександровича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення ефективності біопаливної котельні при застосуванні утилізатора теплоти відхідних газів

керівник роботи: к.т.н., доц. Бойко Володимир Олександрович

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від “20”11.2023 року № 940-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 06.02.2024 року

3. Вихідні дані до роботи:

матеріали переддипломної практики

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

Вступ

1. Літературний огляд способів підвищення ефективності котелень на біопаливі

2. Теплова схема біопаливної котельні

3. Тепловий розрахунок системи «котел-економайзер» та її елементів

Висновки

Список використаної літератури

5. Перелік графічного матеріалу

презентація Power Point (слайди)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання

	консультанта		прийняв

7. Дата видачі завдання: 11.11.2023

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	<b>ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД СПОСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОТЕЛЕНЬ НА БІОПАЛИВІ</b>	11.11-21.11.23	Виконано
2	<b>ТЕПЛОВА СХЕМА БІОПАЛИВНОЇ КОТЕЛЬНІ</b>	22.11-05.12.23	Виконано
3	<b>ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ «КОТЕЛ-ЕКОНОМАЙЗЕР» ТА ЇЇ ЕЛЕМЕНТІВ</b>	06.12.23-10.01.24	Виконано
4	Оформлення кваліфікаційної роботи	30.12-28.01.24	Виконано
5	Оформлення презентації в середовищі Power Point	29.01-06.02.24	Виконано

**Здобувач**

\_\_\_\_\_

(підпис)

**Дмитро ШУМОВСЬКИЙ**

(ім'я та прізвище)

**Керівник роботи**

\_\_\_\_\_

(підпис)

**Володимир БОЙКО**

(прізвище та ініціали)

## ЗМІСТ

<b>ІНФОРМАЦІЙНИЙ БЛОК</b>		5
<b>АНОТАЦІЯ</b>		7
<b>ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ</b>		8
<b>ВСТУП</b>		9
1.	<b>ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД СПОСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОТЕЛЕНЬ НА БІОПАЛИВІ</b>	12
1.1.	Сучасний стан та перспективи розвитку біоенергетики в Україні	12
1.2.	Загальна характеристика теплоутилізаційних технологій біопаливних котелень	15
1.3.	Способи підвищення екологічної ефективності котелень	16
1.4.	Вартісна оцінка системи очистки продуктів згорання біомаси	21
2.	<b>ТЕПЛОВА СХЕМА КОТЕЛЬНІ НА БІОПАЛИВІ</b>	23
2.1.	Опис теплової схеми	23
2.2.	Розрахунок горіння дерев'яної тріски	26
2.3.	Визначення параметрів димових газів на виході з котлів – вході в економайзер	33
2.4.	Розрахунок температури точки роси димових газів на вході в економайзер	37
3.	<b>ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ «КОТЕЛ-ЕКОНОМАЙЗЕР» ТА ЇЇ ЕЛЕМЕНТІВ</b>	41
3.1.	Методика розрахунків теплового балансу системи «котел-економайзер» та її елементів	41
3.2.	Розрахунок теплового балансу котлоагрегату	45
3.3.	Розрахунок теплового балансу системи «котел-економайзер»	49
3.4.	Енергетична ефективність від встановлення економайзера	52
<b>Висновки</b>		57
<b>Список використаних літератури</b>		58

## **ІНФОРМАЦІЙНИЙ БЛОК**

### **Актуальність дослідження.**

Багато існуючих водогрійних котлів мають значний потенціал. Його використання дозволить підвищити енергоефективність водогрійних котлів та зменшити споживання палива і викиди CO<sub>2</sub> на одиницю теплової енергії.

### **Зв'язок дослідження роботи з науковими програмами.**

Робота виконана у відповідності плану НДР кафедри теплоенергетики та холодильної техніки НУХТ на 2024 р.

### **Мета дослідження.**

Аналіз енергетичної і екологічної ефективності роботи біопаливної котельні.

### **Завдання дослідження.**

Визначення ступеня, в якій використання конденсаційного теплоутилізатора димових газів підвищує ефективність водогрійних котлів. Визначення факторів, що обмежують та підвищують ефективність використання котлів-утилізаторів.

### **Об'єкт дослідження.**

Біопаливна котельня аеропорту «Бориспіль».

### **Предмет дослідження.**

Ефективність теплоутилізаторів димових газів водогрійних котлів.

### **Практичне значення отриманих результатів.**

Одержані результати можуть бути використанні при проектуванні та модернізації водогрійних котельнь з метою встановлення утилізаторів димових газів водогрійних котлів.

### **Особистий внесок магістранта.**

Магістрант:

- здійснив аналітичний огляд літературних публікацій з питань дослідження в області використання теплоти конденсації з димових газів:

- визначив показники енергетичної та економічної ефективності застосування утилізаторів димових газів водогрійних котлів.

### **Публікації.**

За матеріалами магістерського дослідження публікації автора роботи на момент її захисту – відсутні.

### **Структура магістерської роботи.**

Магістерська робота складається із вступу та 3 розділів, висновків. Повний осяг роботи становить 52 стор. Робота містить 10 таблиць та 11 рисунки.

## АНОТАЦІЯ

В даній магістерській кваліфікаційній роботі роаналізовано сучасний стан та перспективи розвитку сектору біоенергетики в Україні та основні способи підвищення екологічної ефективності роботи біопаливних котелень.

Визначено параметри димових газів на вході та виході з економайзера; встановлені залежності нижчої теплоти згоряння тріски та теоретично-максимального підвищення ККД системи «котелекономайзер» за рахунок утилізації теплоти димових газів від вологості палива; визначено значення температури точки роси димових газів. Виконано розрахунок теплової схеми біопаливної котельні аеропорту «Бориспіль», в результаті якого визначено показники енергетичної ефективності котла та системи «котелекономайзер». Встановлено залежності ККД котла, ККД системи «котел-економайзер», витрати палива від різної вологості палива. Визначено, що за рахунок встановлення економайзера втрати теплоти з димовими газами зменшуються на 14,6%; ККД котельні збільшується на 13,6% (з 86,1% до 99,7% за нижчою теплою згоряння). Встановлено вплив вологості палива на ККД котла, витрату палива в котлі, ККД системи «котел-економайзер».

**Ключові слова:** водогрійний котел, біопаливна котельня, біопаливо, дерев'яна тріска, димові гази, економайзер, теплові втрати, валові викиди.

## ANNOTATION

In this master's qualification work, the current state and prospects for the development of the bioenergy sector in Ukraine and the main methods of increasing the environmental efficiency of the operation of biofuel boiler plants are analyzed.

The parameters of flue gases at the inlet and outlet of the economizer were determined; established dependences of the lower heat of combustion of wood chips and the theoretical maximum increase in the efficiency of the "boiler economizer" system due to the utilization of the heat of flue gases from the humidity of the fuel; the value of the dew point temperature of flue gases is determined.

The calculation of the thermal scheme of the biofuel boiler house of the airport "Boryspil" was performed, as a result of which the indicators of the energy efficiency of the boiler and the "boiler economizer" system were determined. The dependence of boiler efficiency, efficiency of the "boiler-economizer" system, fuel consumption on different fuel moisture levels was established. It was determined that due to the installation of the economizer, heat losses with flue gases are reduced by 14.6%; The efficiency of the boiler room increases by 13.6% (from 86.1% to 99.7% due to lower combustion heat). The effect of fuel humidity on the efficiency of the boiler, fuel consumption in the boiler, efficiency of the "boiler-economizer" system was established.

**Key words: water heating boiler, biofuel boiler house, biofuel, wood chips, flue gases, economizer, heat losses, gross emissions.**

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

<p>Позначення:</p> <p>Q – теплова потужність;</p> <p>B – витрата палива;</p> <p>V – об’ємна витрата;</p> <p>G – масова витрата;</p> <p>P – гідравлічний або аеродинамічний опір;</p> <p>t – температура;</p> <p>t – температурний перепад;</p> <p>p – густина;</p> <p>c – теплоємність;</p> <p>– ККД;</p> <p>I – ентальпія;</p> <p>F – площа;</p>	<p>– коефіцієнт збереження тепла</p> <p>– коефіцієнт тепловіддачі;</p> <p>d – вологовміст;</p> <p>E – масовий викид забруднюючої речовини;</p> <p>q – Втрати теплоти з відхідними газами;</p> <p>k – показник емісії;</p> <p>l – довжина;</p> <p>h – висота;</p> <p>Ц – ціна;</p> <p>K – капіталовкладення;</p> <p>n – кількість діб;</p> <p>Z – термін окупності.</p>
<p>Індекси нижні:</p> <p>п – парціальний;</p> <p>вх – на вході;</p> <p>г – димові гази;</p> <p>д – дійсний;</p> <p>с – сухі;</p> <p>пов – повітря;</p> <p>пр. зг – продукти згоряння;</p>	<p>Індекси верхні:</p> <p>н – навколишня;</p> <p>к – котел;</p> <p>вх – на вході;</p> <p>вих – на виході;</p> <p>пр. зг. – продукти згоряння;</p> <p>г – димові гази;</p> <p>с.г. – сухі димові гази.</p>

Скорочення:

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ГВП – гаряче водопостачання;

ТЕ – теплова енергія;

НПДВЕ – Національний план дій з відновлюваної енергетики;

ТКЕ – теплокомуненерго;

ВДЕ – відновлювальні джерела енергії

## ВСТУП

Згідно Енергетичної стратегії України до 2035 року [1], Україна має намір скоротити споживання викопного палива та збільшити частку відновлюваних джерел енергії з 4% (у 2016 р.) до 25% (у 2035 р.) від загального обсягу постачання первинної енергії. В Україні, в останні роки, частка біомаси від усіх відновлюваних джерел енергії становить 81%, і згідно [2], ця частка залишиться основною і в майбутньому. Отже, проекти, що заміщують викопне паливо (вугілля, природний газ) біомасою є актуальними в Україні зараз і їх кількість буде збільшуватися в майбутньому.

Проблеми енергозбереження та покращення умов довкілля стали пріоритетними в світовій енергетичній практиці. Основними напрямками вирішення цих нагальних проблем, зокрема в малій енергетиці, є покращення екологічності котельних установок та підвищення ефективності використання в них палива. Актуальність наукових завдань за вказаними напрямками зростає у зв'язку з неуклінним дорожчанням палива та посиленням вимог щодо зменшення забруднення навколишнього середовища такими тепловими установками.

Одним з найбільших актуальних завдань, що стоять перед державою останніми роками, є скорочення споживання імпортного палива – природного газу, а також збільшення частки використання відновлювальних джерел енергії. У зв'язку з вирівнюванням тарифів на природний газ та підняттям тарифів на теплову енергію економічна доцільність заміщення газу біомасою постійно зростає. Основною можливістю залучення біомаси в енергосектор, на сьогодні, полягають у використанні у якості палива при виробництві теплової енергії для забезпечення потреб споживачів в опаленні та гарячому водопостачанні.

В Україні актуальним на сьогодні є питання розробки та впровадження енергозберігаючих технологій у секторі виробництва теплової енергії з біомаси, що дозволить знизити рівень енергоспоживання на одиницю національного валового продукту.

Однією з таких теплотехнологій є утилізація теплоти димових газів за рахунок глибокого охолодження продуктів згорання.

В роботі передбачається проаналізувати роботу водогрійної опалювальної котельні, в якій встановлено водогрійний твердопаливний котел виробництва

корпорації ІНКА (Харків), тепловою потужністю 5000 кВт та економайзер для глибинного охолодження димових газів групи компаній Enerstena (Литва), тепловою потужністю 1000 кВт.

# 1. ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД СПОСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОТЕЛЕНЬ НА БІОПАЛИВІ

## 1.1. Сучасний стан та перспективи розвитку біоенергетики в Україні

Біомаса є перспективним джерелом енергії у світі. За останні роки в Україні зростає кількість об'єктів для виробництва теплової та електричної енергії з біомаси.

Згідно даних енергетичного балансу України [2] частка відновлюваних джерел енергії (ВДЕ) у загальному кінцевому енергопостачанні у 2016 р. склала 5,8% (у 2015 р. ця доля склала 4,9%). Такий темп зростання відповідає європейським показникам річного росту сектору ВДЕ.



Рисунок 1.1 — Частка відновлюваних джерел енергії у загальному кінцевому енергоспоживанні в Україні у 2010-2016 роках [3]

Як і у попередньому році, у структурі виробництва енергії з ВДЕ у 2016 р. найвагомішу частку займали біопаливо та відходи – 81%. Наведені дані показують черговий значний крок у розвитку сектору біоенергетики України. Так, обсяг «виробництва біопалив та відходів» становив 3348 тис. т н.е. у 2016 р. (проти 2606 тис. т н.е. у 2015 р.), а обсяг «загального постачання первинної енергії з біопалив та відходів» – 2832 тис. т н.е. у 2016 р. (проти 2102 тис. т н.е. у 2015 р.) (рис. 1.2). Різниця між зазначеними показниками відповідає експорту біопалив – 553 тис. т н.е. у 2016 р. (539 тис. т н.е. у 2015 р.). Постачання первинної енергії з біопалив та відходів в обсязі 2832 тис. т н.е. еквівалентно заміщенню близько 3,5 млрд. м<sup>3</sup>

природного газу у 2016 році.

Аналіз аналогічних даних за період 2010-2016 р.р. (рис 1.2) свідчить про те, що середній темп росту сектору біоенергетики в Україні складає 45% на рік за показником «виробництво біопалив та відходів» і 35% на рік за показником «загальне постачання первинної енергії з біопалив та відходів». Такі темпи розвитку вказують на високу ймовірність виконання цілей по виробництву теплової енергії з біомаси, зазначених в Національному плану дій з відновлюваної енергетики на період до 2020 року (НПДВЕ), Урядом.

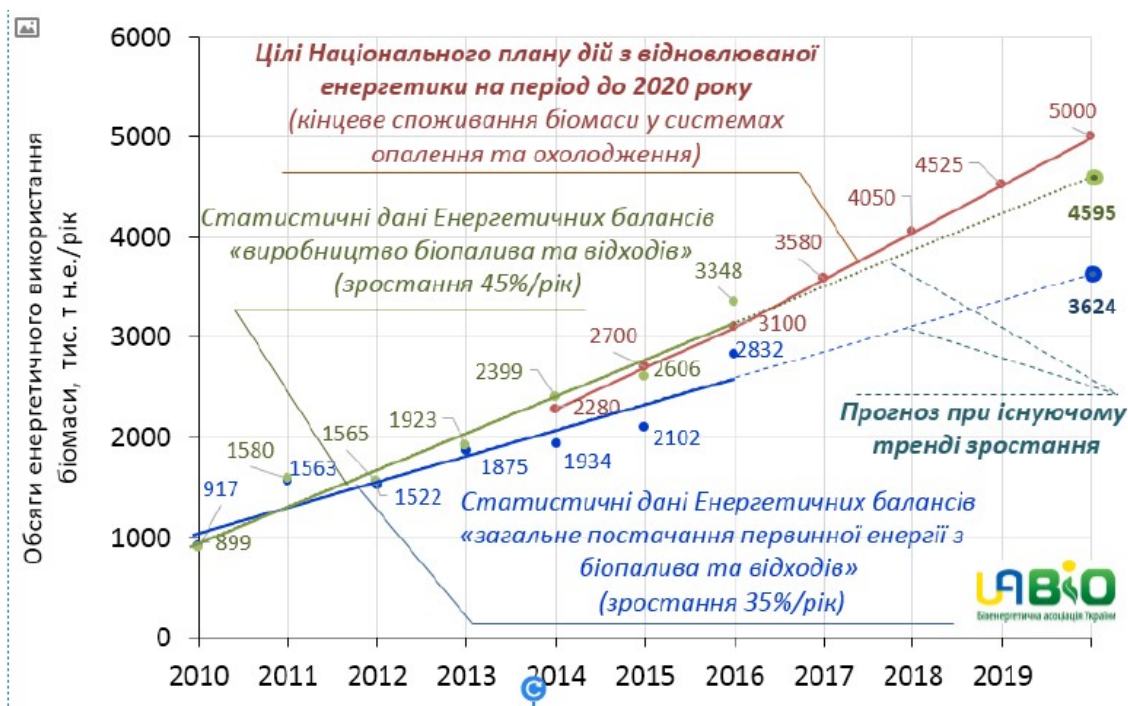


Рисунок 1.2 — Зростання виробництва енергії з біопалив в Україні протягом 2010-2016 рр., індикативні цілі НПДВЕ по виробництву теплової енергії з біомаси та прогноз до 2020 р.

Таблиця 1.1

**Прогнози баланс загального постачання первинної енергії на період до 2035 року [1]**

<b>Показники</b>	<b>2015</b>	<b>2020</b>	<b>2025</b>	<b>2030</b>	<b>2035</b>
Постачання енергії □ (всього), млн т н.е.	90,1	82,3	87	91	96
Біомаса, біопаливо та відходи, млн т н.е.	2	4	6	8	11
Частка біомаси та відходів, %	2,2	4,9	6,8	8,8	11,5
Частка ВДЕ у постачанні первинних ресурсів, %	4	8	12	17	25
Частка місцевих альтернативних видів палива в місцевих паливно-енергетичних балансах, % до загального споживання	-	10	15	18	20



Рис. 1.3. Частка відновлюваних джерел енергії у кінцевому споживанні за секторами в Україні у 2010-2016 роках [5]



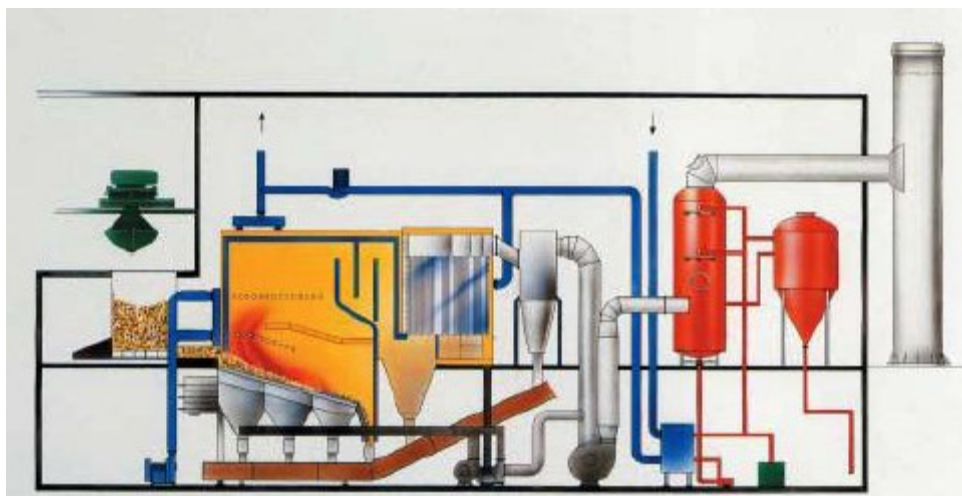
Рис. 1.4. Структура виробництва та відпуску теплової енергії в Україні у 2016 році

Отже, частка ВДЕ у загальному кінцевому енергопостачанні у 2016 р. в Україні склала 5,8%, з яких 4,6% склала доля біопалива та відходів. Середній темп росту сектору біоенергетики в Україні складає 45% на рік за показником «виробництво біопалив та відходів» та індикативна ціль частки біомаси та відходів у 2035 році, ни до 2035 року», становить 11,5%. Найбільший ріст частки ВДЕ відбувається в секторі тепlopостачання, де існує невичерпаний потенціал

виробництва енергії з біопалив в системах централізованого теплопостачання. Отже, дослідження роботи біопаливних котелень централізованого теплопостачання – є актуальним питанням.

## 1.2. Загальна характеристика теплоутилізаційних технологій біопаливних котелень

Практика утилізації теплоти димових газів широко розповсюджена в Литві, Данії та інших зарубіжних країнах. Наприклад більшість станцій централізованого теплопостачання, що спалюють деревну тріску в Данії були обладнані системами конденсації димових газів або вже мали ці системи при будівництві котельні. У Тюборен (Thyborøn), Данія централізоване теплопостачання здійснюється біопаливною котельнею, з котлом потужністю 4 МВт, що спалює деревну тріску. Система конденсації димових газів виробляє додатково 0,8 МВт тепла при вологості деревної тріски 50% (рис 1.5).



**Рис. 1.5.Схема біопаливної котельні з утилізатором теплоти відхідних газів**

1 – біопаливний котел; 2 – економайзер; 3 – мультициклон; 4 – димова труба

Системи конденсації димових газів можуть використовуватися на теплових станціях і котельнях, що працюють на біопаливі. Технологія утилізації теплоти димових газів дозволяє очистити димові гази від твердих часток майже до рівня тканинних фільтрів і, в той же час, збільшити ККД котельні. Як і більшість інших палив, деревина містить водень. Разом з киснем повітря водень при спалюванні перетворюється в пари води, які складають частину димових газів поряд з іншими

продуктами згоряння. Більш того, деревна тріска, яка використовується на станціях централізованого теплопостачання, зазвичай має вологість 40-55% від загальної ваги. При спалюванні ця волога також перетворюється на водяну пару в димових газах.

Слід зазначити, що в Україні і в інших країнах проблемою глибокої утилізації теплоти відхідних газів займаються вже понад 50 років. Ця проблема досить глибоко вивчена, розроблені і впроваджені у виробництво високоефективні утилізаційні установки та конденсаційні котли. Проте, такі розробки переважно пов'язані з котельними працюючими на природному газі. Це пов'язано з історичною дешевизною і високою доступністю природного газу і мазуту, з недостатньою зацікавленістю підприємств енергетики і промисловості в економії палива, з відсутністю необхідних коштів на розробку, виробництво і впровадження теплоутилізаційного обладнання для біопаливних котелень. В умовах все більш зростаючого дефіциту традиційного енергетичного палива становище з впровадженням високоефективних теплоутилізаційних технологій для біопаливних котелень повинно докорінно змінитися.

Отже, в Україні актуальним на сьогодні питанням – є розробка та впровадження енергозберігаючих теплотехнологій у секторі з біомаси.

### **1.3. Способи підвищення екологічної ефективності котелень**

#### **1.3.1 Характеристика основних викидів біопаливних котелень**

Основними забруднюючими речовинами, що утворюються в процесі енергетичного використання біомаси, є оксиди азоту ( $\text{NO}_x$ ), оксид вуглецю ( $\text{CO}$ ), оксиди сірки ( $\text{SO}_x$ ), сполуки хлору та тверді частки.

Перелік основних забруднюючих речовини в продуктах згоряння та їх вплив на клімат, навколишнє середовище та здоров'я людей наведений у таблиці 1.2.

З метою недопущення значного забруднення атмосферного повітря продуктами згоряння, необхідно здійснювати постійний контроль за викидами забруднюючих речовин, вживати заходи і застосовувати пристрої для їх ефективного вловлювання, знешкодження та утилізації, що дозволить дотримуватися встановлених санітарних нормативів допустимого вмісту забруднюючих речовин в атмосферному повітрі .

Таблиця 1.2

**Основні компоненти продуктів згоряння біомаси та їх вплив на клімат,  
навколишнє середовище та здоров'я людей**

Компонент	Джерело утворення	Екологічний вплив
Оксид вуглецю (CO)	Неповне згорання біомаси	Клімат: Газ непрямої парникової дії (ГНПД), впливає на утворення озону Здоров'я: Може викликати напади задухи у разі накопичення в закритих приміщеннях
Тверді частки	Сажа та конденсат важких вуглеводнів (дьоготь), що утворюються при неповному згорянні усіх видів паливної біомаси. Золіві частки	
Оксиди азоту (NO <sub>x</sub> = NO + NO <sub>2</sub> )		
Оксиди сірки (SO <sub>x</sub> = SO <sub>2</sub> + SO <sub>3</sub> )	Побічний продукт згорання всіх видів паливної біомаси, що містять сірку	Клімат і навколишнє середовище: Зворотний парниковий ефект через утворення аерозолу. Кислотні опади. Призводить до загибелі рослинності. Утворення смогу Здоров'я: Негативний вплив на систему органів дихання людини, викликають астму

Діючі нормативи [6] гранично допустимих викидів забруднюючих речовин для існуючих та нових джерел обмежують масову концентрацію забруднюючих речовин в організованих викидах. При цьому необхідно враховувати клас небезпеки кожної речовини, не перевищуючи встановлених значень нормативів гранично допустимих викидів для даного класу небезпеки (таблиця 1.3).

Таблиця 1.3

**Коди, клас небезпечності, гранично допустимі концентрації, орієнтовні безпечні рівні діяння та гранично допустимі викиди основних забруднюючих речовин [6]**

Код	Речовина	Клас	ГДК, мг/м <sup>3</sup>	Масова витрата, г/год	Гранично допустимі викиди, мг/м <sup>3</sup>
301	Азоту оксиди NO <sub>x</sub>	3	0,2	≥ 5000	500
330	Ангідрид сірчистий SO <sub>2</sub>	3	0,5	≥ 5000	500
337	Вуглецю оксид CO	4	5	≥ 5000	250
2902	Тверді частки, не диференційовані за складом	3	0,5	≤ 500	150
				> 500	50

Як видно з таблиці 1.3, гранично допустимі викиди встановлюються лише для тих котелень, масова витрата на яких перевищує нормативні значення, за виключенням викидів твердих часток, які завжди мають відповідати тим чи іншим гранично допустимим нормам.

Оксиди азоту (NO<sub>x</sub>) утворюються переважно шляхом окислення азотовмісних сполук, наявних у паливі, а також внаслідок окислення атмосферного азоту в умовах високої температури в топці котла. Для зменшення їх кількості, в першу чергу, застосовують первинні методи, що пов'язані з належною підготовкою палива, зменшенням температури в камері згорання, оптимізацією коефіцієнта надлишку повітря, рециркуляцією продуктів згорання, вприскуванням води та багатоступеневою подачею повітря, з яких останній є найбільш поширеним

Наявність оксиду вуглецю (CO) в продуктах згорання вказує на неповне згорання палива в топці котла. Зменшення викидів оксиду вуглецю, як і інших продуктів хімічного недопалу біомаси (сажі, вуглеводневих сполук), також можливо здійснювати первинними методами, які зазвичай включають оптимізацію конструкції топки та режиму горіння. Розділення потоку дуттьового повітря на первинний та вторинний із подачею вторинного повітря в зону догорання палива, позонне регулювання кількості повітря, оптимізація розмірів колосникової

решітки та способу подачі палива, його подрібнення, попереднє підсушування до вологості 15-20% і запобігання перевантаженню топки – все це дає можливість скоротити викиди продуктів хімічного недопалу біомаси. Зокрема, правильне налаштування подачі повітря з розподілом його вздовж решітки відповідно до розподілу палива дозволяє значно покращити ефективність згоряння та знизити викиди оксиду вуглецю (CO) в котлах.

Для очистки продуктів згоряння від твердих часток застосовують вторинні методи, які передбачають використання систем газоочистки, таких як циклони та мультициклони, скрубери, рукавні фільтри та електрофільтри.

Циклони являють собою механічні сепаратори, в яких у результаті дії відцентрової сили тверді частки відокремлюються від потоку димових газів внаслідок їх швидкого обертання в апараті. Серії циклонів, що працюють паралельно, об'єднують у мультициклони, що дозволяє зменшувати розміри апаратів та підвищувати ефективність очистки. Зокрема, якщо ефективність очистки для циклонів становить близько 65%, то для мультициклонів її значення може досягати 95%.

Основним недоліком циклонів та мультициклонів є незадовільний рівень очищення димових газів, зокрема для дрібних фракцій розміром менше 1 мкм. Для уловлювання та видалення цих часток ефективнішими є мокрі скрубери, в яких використовують водяну плівку, що стікає по стінках апарата та здатна зв'язувати дрібні фракції. Певним аналогом цієї технології є економайзери, які не лише здатні видаляти дрібні фракції з потоку димових газів, а й підвищувати ККД котла внаслідок повернення скидного тепла. Варто зауважити, що використання цих апаратів повинне супроводжуватись організацією зворотного водопостачання та очищення зворотної води від твердих часток. Крім енергетичного ефекту, економайзер також працює як мокрий скрубер, забезпечуючи вловлювання твердих часток із димових газів, які потрапляють у конденсат. В свою чергу, забруднений конденсат передається в систему очистки, де насамперед відбувається нейтралізація його рівня рН із наступною обробкою коагулянтном, що дозволяє зв'язати дрібні частки. Далі оброблений конденсат піддають флоатації та очищенню в механічних фільтрах із подальшим скиданням в систему каналізації.

Досвід експлуатації рукавних фільтрів показує, що є ризик загоряння тканини від незгорілих частинок, які можуть попадати у фільтр. Незважаючи на можливість контролювати ризик займання, на великих котлах це майже не застосовується через відсутність штатних співробітників протягом усього часу експлуатації установки. Крім того, існує ризик забивання чи зношення фільтрувальної тканини, а тому ці апарати вимагають постійного контролю та обслуговування. Із вказаних вище причин тканинні фільтри не рекомендуються для використання в невеликих котлах на біомасі.

Альтернативою рукавних фільтрів є електрофільтри, у яких тверді частинки відділяються від потоку димових газів в електричному полі коронного розряду. Процес вилучення твердих частинок відбувається шляхом створення на поверхні частинки електричного заряду за допомогою коронуючого електрода з наступним її осадженням на заземленому електроді з протилежним зарядом.

Дані апарати газоочистки є надзвичайно ефективним (98-99,5%), причому їх ефективність майже так само висока для частинок розміром від 1 мкм та менше. За ступенем уловлювання електрофільтр відповідає кращим рукавним фільтрам, а його аеродинамічний опір є досить низьким порівняно з останніми. Суттєвими недоліками електрофільтрів є значні капітальні витрати та складність експлуатації. Тому установка цих газоочисних систем є економічно доцільною для котлів на біомасі потужністю 5 МВт і більше.

Таким чином, влаштування системи газоочистки є складним та відповідальним інженерним заходом, що визначає екологічність та надійність роботи котельної установки. Вибір типу та характеристик системи газоочистки визначається на основі масової витрати димових газів (м<sup>3</sup>/год) та початкової і кінцевої концентрації твердих часток (мг/м<sup>3</sup>), що мають задовольняти значенням гранично допустимих викидів забруднюючих речовин в атмосферу.

Отже, економайзер підвищує екологічну ефективність роботи котельні, так як крім енергетичного ефекту, економайзер також працює як мокрий скруббер, забезпечуючи вловлювання твердих часток із димових газів, які потрапляють у конденсат.

### 1.3.2 Конденсат

Конденсат, що вприскується в димові гази в утилізаторі, складається з води з малою кількістю частинок пилу і органічних сполук від неповного згорання. Присутній також невелика кількість мінеральних сполук і сполук важких металів, а також хлор і сірка з деревини.

Величина рН конденсату сильно змінюється в різних системах і залежить також від робочих параметрів. Типове значення складає рН 6-7, проте, були виміряні значення рН від 2.7 до значень перевищують 8. Частинки пилу, що містяться в конденсаті, сильно впливають на величину рН. Високі значення рН пов'язані з великим вмістом частинок, тобто летюча зола виявляється лужним середовищем, і більша її частина добре розчиняється в конденсаті. Нерозчинні частинки складають тільки 10%.

Конденсат повинен бути очищений перед зливом. Мінерали і важкі метали, що містяться в деревині, такі як кадмій, який абсорбується під час росту дерев в лісі, концентрується в конденсаті. Їх концентрація може досягти величин, що перевищують гранично допустимі значення для зливу. Дослідження показали, що велика кількість кадмію знаходиться в твердих частинках конденсату, а не в розчинній формі в воді конденсату. Частинки можуть бути видалені з рідини конденсату шляхом фільтрації, так що вміст кадмію знижується нижче допустимих значень для зливу. Після обробки і нейтралізації конденсат зазвичай зливається в каналізаційну систему.

#### **1.4. Вартісна оцінка системи очистки продуктів згорання біомаси**

Впровадження відповідних заходів та встановлення системи очистки димових газів призводять до зростання вартості як самого котла, так і котельні в цілому. Ціна котла визначається переважно заводом-виробником залежно від конструктивних особливостей, використаних матеріалів та оснащеності. До складу ціни котла також входять первинні заходи зі зниження викидів забруднюючих речовин в атмосферу. Тому, як правило, дорожчі котли характеризуються кращими екологічними показниками.

Витрати на додаткові системи очистки визначаються в залежності від обсягу утворення димових газів та питомої вартості газоочисного обладнання. Обсяг утворення димових газів при спалюванні різних видів біомаси в умовах, що

наближені до нормальних (6%-O<sub>2</sub>,  $\alpha=1,4$ ), та температурі відхідних газів 200°C складає 3-3,5 м<sup>3</sup>/год/кВт. Типова вартість газоочисного обладнання складає приблизно: 275 євро/тис. м<sup>3</sup> (діапазон 250-300 євро/тис. м<sup>3</sup>) для циклонів; 550 євро/тис. м<sup>3</sup> (діапазон 500-600 євро/тис. м<sup>3</sup>) для мультициклонів; 6 000 євро/тис. м<sup>3</sup> (діапазон 4000-7000 євро/тис. м<sup>3</sup>) для рукавних фільтрів; 10 000 євро/тис. м<sup>3</sup> (діапазон 7000-12000 євро/тис. м<sup>3</sup>) для електрофільтрів. При цьому залежно від обсягів утворення димових газів та потужності викиду (масової витрати забруднюючої речовини) можуть застосовуватись багатоступеневі газоочисні системи, в яких на першому ступені встановлюється циклон чи мультициклон, а на другому – більш ефективний пристрій (рукавний фільтр або електрофільтр).

В таблиці 1.4 наведені усереднені розрахунки обсягів викидів димових газів від котлів різної потужності, що працюють на деревній трісці. Для кожного діапазону потужностей котлів вказано рекомендоване газоочисне обладнання та виконана оцінка його вартості відносно діапазону цін котла, який визначений на основі збору та аналізу комерційних пропозицій.

Видно, що малі установки, масова витрата забруднюючих речовин від яких не перевищує нормативну, можуть бути оснащені відносно недорогими системами очистки, вартість яких становить не більше 10% від вартості котла. Однак для більш потужних установок зі значними масовими витратами димових газів, викиди забруднюючих речовин від яких повинні відповідати суворим гранично допустимим нормам, слід застосовувати комплексні та дорожчі системи очистки, вартість яких у середньому може сягати до 50% і більше від вартості котла.

Таблиця 1.4

**Рекомендоване газоочисне обладнання та середня вартість системи  
очистки димових газів для котелень на деревній трісці**

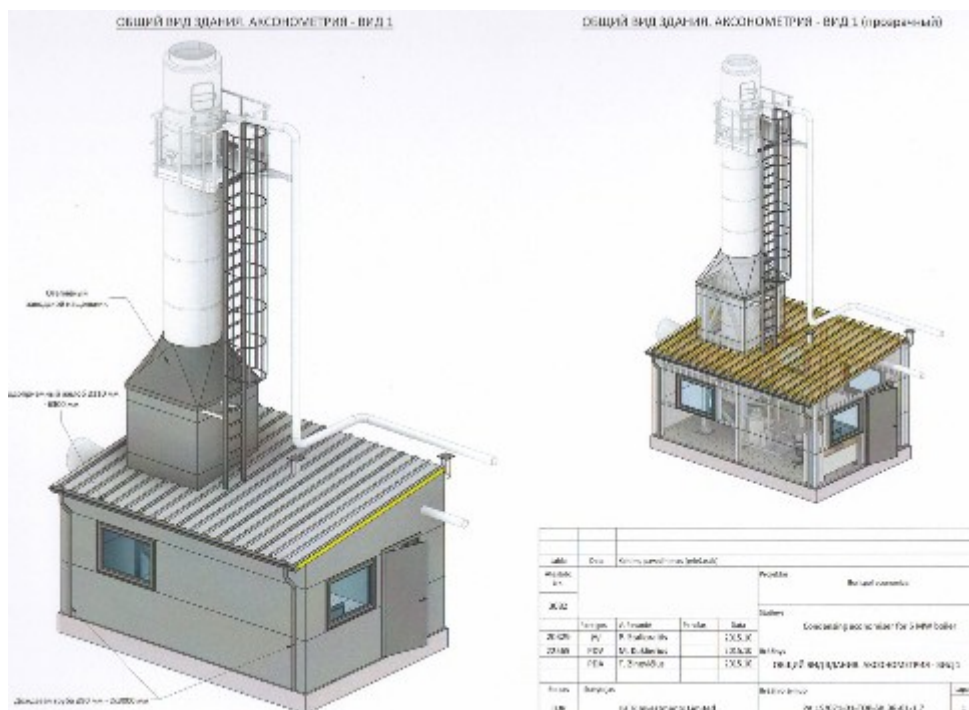
Потужність котла, кВт	Обсяг утворення димових газів при $\alpha=1,4$ , $T=200^{\circ}\text{C}$ , тис. м <sup>3</sup> /год	Рекомендоване газоочисне обладнання	Вартість котла, тис. євро	Вартість системи очистки, тис. євро	Частка від вартості котла, %
500	1,6	циклон	9,4-22,1	0,4	2-4
1 000	3,3	мультициклон	19,7-170,5	1,8	1-9
1 500	4,9	мультициклон	27,0-330,0	2,7	1-10
2 000	6,5	мультициклон	30,2-376,0	3,6	1-12
4 000	13,0	економайзер	226,1-564,0	70,0	12-30
8 000	23,0	мультициклон+ рукавний фільтр	584,5-891,0	12,6+138,0	17-25
10 000	32,5	мультициклон+ електрофільтр	730,5-950,0	33,1+325,0	40-50

## 2. ТЕПЛОВА СХЕМА БІОПАЛИВНОЇ КОТЕЛЬНОЇ

### 2.1. Опис теплової схеми

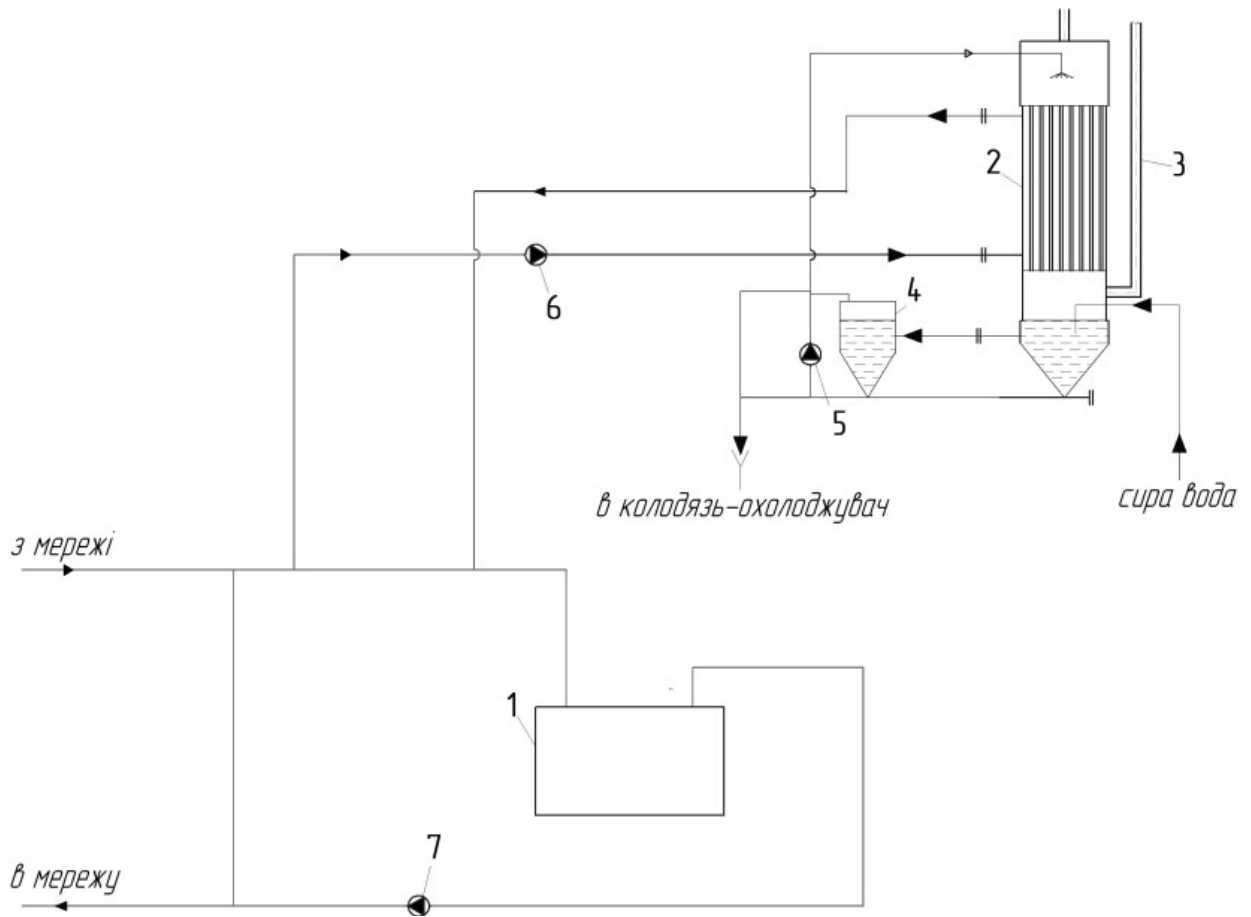
В даному розділі роботи передбачається описати роботу водогрійної опалювальної котельні зі встановленням водогрійного твердопаливного котла виробництва корпорації ІНКА (Харків), тепловою потужністю 5000 кВт та економайзер для глибинного охолодження димових газів групи компаній Enerstena (Литва), тепловою потужністю 1000 кВт.

Принципова тепла схема біопаливної котельні аеропорту «Бориспіль» наведена на рис.2.2а. Розширена тепла схема наведена на рис. 2.2б. Загальний вигляд біопаливної котельні аеропорту «Бориспіль» та економайзеру Enerstena СЕВ 1000 наведено на рис. 2.1.





**Рис. 2.1. Загальний вигляд біопаливної котельні аеропорту «Бориспіль» та економайзера Enerstena SEB 1000[18]**



**Рис. 2.2а. Принципова теплова схема біопаливної котельні аеропорту «Бориспіль» [18]**

1 – твердопаливний водогрійний котел ПОЖ ІНКА 5000; 2 – економайзер Enerstena SEB 1000; 3 – димова труба; 4 – збірник конденсату; 5 – циркуляційний насос для конденсату; 6 – циркуляційний насос; 7 – група мережевих насосів



послідовно в мультициклоні шляхом інерційного очищення та в економайзері, шляхом осадження.

Для підвищення загального ККД твердопаливного котла та додаткової очистки димових газів даним проектом передбачена установка конденсатного економайзера Enerstena СЕВ 1000. Технічні характеристики економайзера Enerstena СЕВ 1000 наведені в табл. 2.1.

Даний економайзер складається з опорної рами, корпусу, та конденсатної системи. Опорна рама призначена для підтримання економайзера в вертикальному положенні та розподілення навантаження на фундамент. Корпус економайзера – вертикальна зварна конструкція круглого перетину з ввареними в неї теплообмінними трубками. В верхній частині корпусу є отвір для підводу димових газів Ду900мм. В нижній частині корпусу має отвір для відводу димових газів Ду700мм, а також в нижній частині корпусу є ємність для збору конденсату.

Конденсатна схема економайзера забезпечує подачу та розпилення конденсату в димових газах перед входом в теплообмінні трубки економайзера. Дане рішення дозволяє забезпечити максимальний відбір тепла з димових газів, а також очистити димові гази від залишків золи та смол що залишились після циклонів.

Далі конденсат стікає в нижню частину економайзера, проходить механічну очистку і за допомогою насосу знову подається в верхню частину економайзера. Конденсат циркулює по замкнутій схемі і його кількість постійно збільшується за рахунок конденсації димових газів. Наддишок конденсату скидається в систему каналізації після очистки та нейтралізації.

## 2.2. Розрахунок горіння дерев'яної тріски

### 2.2.1 Вихідні дані до розрахунку

Склад палива – дерев'яної тріски – по робочій масі, представлений у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

### Вихідні дані до екологічного розрахунку – склад палива дерев'яної тріски

	H <sup>p</sup>	C <sup>p</sup>	S <sup>p</sup>	N <sup>p</sup>	O <sup>p</sup>	A <sup>p</sup>	W <sup>p</sup>
Склад палива, % (по робочій масі)	3,6	30,3	0	0,4	25,1	0,6	40
	100,0 %						

Вміст O<sub>2</sub> в димових газах за котлом становить . 6,5%

2.2.2 Коефіцієнт надлишку повітря в димових газах на виході з котла – на вході в економайзер

$$\alpha^{вих} = \frac{21}{(21 - O_2 \cdot 100)}; \quad (2.1)$$

$$\alpha^{вих} = \frac{21}{(21 - 0,65 \cdot 100)} = 1,45.$$

2.2.3 Розрахунок повного згоряння тріски виконані за допомогою програмного забезпечення Excel. Результати розрахунків занесено до табл. 2.2.

Таблиця 2.2

### Розрахунок повного згоряння тріски

Компонент	Палива, г в 100 г		Теплотехнологічна реакція	Повітря, кмоль/100кг палива			Продукти згоряння, кмоль/ 100кг палива				
				O2	N2	VB-ХА	RO2	O2	N2	H2O	ВІР. ЗГ
Ср	30,3		C+O <sub>2</sub> =CO <sub>2</sub>	2,525	9,494	12,019	2,525	-	9,494	-	12,019
Нр	3,6		H <sub>2</sub> +0,5O <sub>2</sub> =H <sub>2</sub> O	0,9	3,384	4,284	0	-	3,384	1,8	5,184
Or	25,1		-	-0,784	-2,949	-3,733	0	-	-2,949	-	-2,949
Nр	0,4		-	-	-	-	-	-	0,014	-	0,014
Sp	0		S+O <sub>2</sub> =SO <sub>2</sub>	0	0	0	0	-	0	-	0
Ar	0,6		-	-	-	-	-	-	-	-	-
Wр	40		-	-	-	-	-	-	-	2,222	2,222
	100,0			А	Б	В	Г		Д	Е	Ж
			α=1 пов сух	2,641	9,929	12,569	2,525	0	9,943	4,022	16,490
	ε'	0,156	α=1 пов вол	2,641	9,929	12,726	2,525	0	9,943	4,179	16,647
	α	1,4	α=1,4 пов сух	3,697	13,900	17,816	2,525	1,056	13,915	4,022	21,518
	ε''	0,219	α=1,4 пов вол	3,697	13,900	18,035	2,525	1,056	13,915	4,241	21,737

2.2.4 Визначення об'ємів повітря та димових газів ( α=1,4)

2.2.4.1 Теоретична кількість повітря, необхідного для спалювання палива

(2.2)

$$V_{пов}^o = \frac{(B + \varepsilon') \cdot 22,4}{100}; \quad (2.2)$$

$$V_{пов}^o = \frac{12,726 \cdot 22,4}{100} = 2,85 \text{ л нм}^3/\text{кг палива.}$$

#### 2.2.4.2 Дійсна кількість повітря, необхідного для спалювання палива

$$V_{\text{пов}}^{\alpha=1,4} = \frac{(\alpha \cdot B + \varepsilon'') \cdot 22,4}{100}; \quad (2.3)$$

$$V_{\text{пов}}^{\alpha=1,4} = \frac{18,035 \cdot 22,4}{100} = 4,04 \text{ нм}^3/\text{кг палива.}$$

#### 2.2.4.3 Дійсна кількість продуктів згоряння палива (при $\alpha_2=1,4$ )

- дійсний об'єм трьохатомних газів

$$V_{\text{RO}_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1,4} = \frac{\Gamma \cdot 22,4}{100}; \quad (2.4)$$

$$V_{\text{RO}_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1,4} = \frac{2,525 \cdot 22,4}{100} = 0,566 \text{ нм}^3/\text{кг палива.}$$

- дійсний об'єм азоту

$$V_{\text{N}_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1,4} = \frac{\alpha \cdot B - B + D}{100} \cdot 22,4; \quad (2.5)$$

$$V_{\text{N}_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1,4} = \frac{13,915 \cdot 22,4}{100} = 3,117 \text{ нм}^3/\text{кг палива.}$$

- дійсний об'єм водяної пари

$$V_{\text{H}_2\text{O} \text{ пр.зг}}^{\alpha=1,4} = \frac{(E + \varepsilon'') \cdot 22,4}{100}; \quad (2.6)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O} \text{ пр.зг}}^{\alpha=1,4} = \frac{4,241 \cdot 22,4}{100} = 0,95 \text{ нм}^3/\text{кг палива.}$$

- дійсний об'єм димових газів

$$V_{\text{пр.зг}}^{\alpha=1,4} = \frac{(3 + \varepsilon'') \cdot 22,4}{100}; \quad (2.7)$$

$$V_{\text{пр.зг}}^{\alpha=1,4} = \frac{21,737 \cdot 22,4}{100} = 4,869 \text{ нм}^3/\text{кг палива.}$$

- дійсний об'єм кисню

$$V_{\text{O}_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1,4} = \frac{(\alpha \cdot A - A) \cdot 22,4}{100}; \quad (2.8)$$

$$V_{\text{O}_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1,4} = \frac{1,056 \cdot 22,4}{100} = 0,237 \text{ нм}^3/\text{кг палива.}$$

#### 2.2.4.4 Об'ємні частки продуктів згоряння (при $\alpha_2=1,4$ )

$$r_{\text{H}_2\text{O} \text{ пр.зг}}^{\alpha=1,4} = \frac{E + \varepsilon''}{3 + \varepsilon''}; \quad (2.9)$$

$$r_{\text{N}_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1,4} = \frac{\alpha \cdot B - B + D}{3 + \varepsilon''}; \quad (2.10)$$

$$r_{\text{O}_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1,4} = \frac{\alpha \cdot A - A}{3 + \varepsilon''}; \quad (2.11)$$

$$r_{RO_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1.4} = \frac{\Gamma}{3 + \varepsilon''}; \quad (2.12)$$

#### 2.2.4.5 Парціальні тиски продуктів згоряння

$$P_{H_2O \text{ пр.зг}}^{\alpha=1.4} = P_{абс} \cdot r_{H_2O \text{ пр.зг}}^{\alpha=1.4}; \quad (2.13)$$

$$P_{H_2O \text{ пр.зг}}^{\alpha=1.4} = 101,3 \cdot 0,195 = 19,76 \text{ кПа.}$$

$$P_{N_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1.4} = P_{абс} \cdot r_{N_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1.4}; \quad (2.14)$$

$$P_{N_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1.4} = 101,3 \cdot 0,64 = 64,85 \text{ кПа.}$$

$$P_{O_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1.4} = P_{абс} \cdot r_{O_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1.4}; \quad (2.15)$$

$$P_{O_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1.4} = 101,3 \cdot 0,049 = 4,92 \text{ кПа.}$$

$$P_{RO_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1.4} = P_{абс} \cdot r_{RO_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1.4}; \quad (2.16)$$

$$P_{RO_2 \text{ пр.зг}}^{\alpha=1.4} = 101,3 \cdot 0,116 = 11,77 \text{ кПа.}$$

$$\sum P_{i \text{ пр.зг}}^{\alpha=1.4} = P_{абс}; \quad (2.17)$$

$$\sum P_{i \text{ пр.зг}}^{\alpha=1.4} = P_{абс} = 19,76 + 64,85 + 4,92 + 11,77 = 101,3 \text{ кПа.}$$

Розрахунки кількостей, об'ємних долей, парціальних тисків продуктів згоряння повного згоряння тріски виконані за допомогою програмного забезпечення Excel. Результати розрахунків занесено до табл. 2.3.

Показник	Позначення	Значення величини	Одиниці вимірювання
Теоретична кількість продуктів згоряння (при $a=1$ )	$V_v^o$	2,851	нм <sup>3</sup> повітря/кг палива
	$V_{пс.RO_2}^o$	0,566	нм <sup>3</sup> RO <sub>2</sub> /кг палива
	$V_{пс.N_2}^o$	2,23	нм <sup>3</sup> N <sub>2</sub> /кг палива
	$V_{пс.H_2O}^o$	0,9	нм <sup>3</sup> H <sub>2</sub> O/кг палива
	$V_{пс}^o$	3,69	нм <sup>3</sup> пр. згор./кг палива
Дійсна кількість продуктів згоряння (при $a=1,4$ )	$V_v^д$	4,04	нм <sup>3</sup> повітря/кг палива
	$V_{RO_2}^д$	0,566	нм <sup>3</sup> RO <sub>2</sub> /кг палива
	$V_{N_2}^д$	3,117	нм <sup>3</sup> N <sub>2</sub> /кг палива
	$V_{O_2}^д$	0,237	нм <sup>3</sup> O <sub>2</sub> /кг палива
	$V_{H_2O}^д$	0,95	нм <sup>3</sup> H <sub>2</sub> O/кг палива
	$V^д$	4,869	нм <sup>3</sup> пр. згор./кг палива
Об'ємні доли продуктів згоряння (при $a=1,4$ )	$\Gamma_{RO_2}^д$	0,12	нм <sup>3</sup> RO <sub>2</sub> /кг пр. згор.
	$\Gamma_{N_2}^д$	0,64	нм <sup>3</sup> N <sub>2</sub> /кг пр. згор.
	$\Gamma_{O_2}^д$	0,05	нм <sup>3</sup> O <sub>2</sub> /кг пр. згор.
	$\Gamma_{H_2O}^д$	0,19	нм <sup>3</sup> H <sub>2</sub> O/кг пр. згор.
	$\sum \Gamma_i$	1,00	нм <sup>3</sup> пр. згор./ нм <sup>3</sup> пр. згор.
Парціальні тиски продуктів згоряння	$P_{RO_2}^д$	11,77	кПа
	$P_{N_2}^д$	64,85	кПа
	$P_{O_2}^д$	4,92	кПа
	$P_{H_2O}^д$	19,76	кПа
	$\sum P_i$	101,3	кПа

### 2.2.5 Розрахунок нижчої та вищої теплоти згоряння дерев'яної тріски

У економайзері продукти згоряння охолоджуються до температури, яка нижче температури роси ( $t_{відх} < t_p$ ). При цьому наявною теплотою є не нижча теплота згоряння палива  $Q_n^p$ , а вища  $Q_v^p$  –кількість теплоти, яка виділяється при згорянні палива, коли продукти згоряння охолоджуються до початкової температури, при якій підводиться в топку паливо і повітря ( $t_m = t_n = t_o$ ), а вся пара, що утворюється при згорянні палива, повністю конденсується. Різниця між  $Q_n^p$  і  $Q_v^p$  полягає в тому, що вища теплота згоряння палива визначається, коли вся вода, що знаходиться у газоподібному стані, конденсується, тоді як при визначенні  $Q_n^p$  вся вода знаходиться у вигляді пари.

#### 2.2.5.1 Нижчу теплоту згоряння палива розраховуємо по формулі Менделєєва

$$Q_n^p = (0,339 \cdot C^p + 1,03 \cdot H^p - 0,109 \cdot (O^p - S^p) - 0,025 \cdot W^p). \quad (2.18)$$

#### 2.2.5.2 Вищу теплоту згоряння палива розраховуємо по формулі

$$Q_B^p = Q_H^p + 6 \cdot (W^p + 9 \cdot H^p). \quad (2.19)$$

2.2.5.3 Теплоти згорання  $Q_H^p$  і  $Q_B^p$  є енергетичними характеристиками палива і показують скільки енергії у вигляді теплоти можна одержати при повному згорянні палива. Для знаходження  $Q_H^p$  за відомою теплою  $Q_B^p$  необхідно із  $Q_B^p$  відняти теплоту конденсації всієї пари, яка утворюється при спалюванні палива

$$Q_B^p - Q_{\text{конд}}^{\text{повн}} = Q_H^p \quad (2.20)$$

Ця різниця залежить від виду палива. Для дерев'яної тріски (при вологості палива  $W=40\%$ ) відношення

$$\frac{Q_B^p}{Q_H^p} = \frac{12,04}{10,22} = 1,178 \quad \text{або} \quad \frac{Q_B^p}{Q_H^p} = \frac{12,04}{10,22} = 117,8 \%$$

2.2.5.4 Звідси енергія, що виділяється при повній конденсації водяної пари, складає додаткові 17,8% від  $Q_H^p$

$$\frac{Q_{\text{конд}}^{\text{повн}}}{Q_H^p} = 0,178 \quad \text{або} \quad \frac{Q_{\text{конд}}^{\text{повн}}}{Q_H^p} = 17,8 \%$$

Значення теплоти конденсації всієї водяної пари, що утворюється при згоранні одиниці палива  $Q_{\text{конд}}^{\text{повн}}$  розраховано для різної вологості дерев'яної тріски. Результати розрахунків наведено в таблиці 2.4 та на рис. 2.3, 2.4. На основі отриманих даних, побудовані графіки: залежність теплоти нижчої згорання тріски від вологості палива (рис. 2.3), теоретично-максимальне підвищення ККД системи котел-економайзер по відношенню до ККД котла (без теплових втрат в економайзері) (рис. 2.4).

Таблиця 2.4

**Розрахунок нижчої та вищої теплоти згоряння дерев'яної тріски та теплоти конденсації всієї водяної пари, що утворюється при згоряння одиниці палива ( $Q_k$  повн) для тріски з різною вологістю палива**

Елементарний склад палива							$Q_{нр}$	$Q_{вр}$	$Q_k$ повн додат к до $Q_{нр}$	$Q_k$ повн додатк до $Q_{вр}$	ККД максима льний за $Q_{нр}$
$W^p$	$S^p$	$H^p$	$O^p$	$A^p$	$N^p$	$C^p$	МДж/ кг	МДж/ кг	%	%	%
0	0,00	6,00	41,83	1,00	0,67	50,50	18,7081	20,06	7,3	6,8	107,3
5	0,00	5,70	39,74	0,95	0,63	47,98	17,6471	19,06	8,0	7,4	108,0
10	0,00	5,40	37,65	0,90	0,60	45,45	16,5861	18,06	8,9	8,2	108,9
15	0,00	5,10	35,56	0,85	0,57	42,93	15,5251	17,06	9,9	9,0	109,9
20	0,00	4,80	33,47	0,80	0,53	40,40	14,4641	16,05	11,0	9,9	111,0
25	0,00	4,50	31,38	0,75	0,50	37,88	13,4031	15,05	12,3	10,9	112,3
30	0,00	4,20	29,28	0,70	0,47	35,35	12,342	14,05	13,8	12,1	113,8
35	0,00	3,90	27,19	0,65	0,43	32,83	11,281	13,04	15,6	13,5	115,6
40	0	3,6	25,1	0,6	0,4	30,3	10,22	12,04	17,8	15,1	117,8
45	0,00	3,30	23,01	0,55	0,37	27,78	9,16	11,04	20,5	17,0	120,5
50	0,00	3,00	20,92	0,50	0,33	25,25	8,10	10,03	23,9	19,3	123,9
55	0,00	2,70	18,83	0,45	0,30	22,73	7,04	9,03	28,3	22,1	128,3
60	0,00	2,40	16,73	0,40	0,27	20,20	5,98	8,03	34,3	25,5	134,3
65	0,00	2,10	14,64	0,35	0,23	17,68	4,91	7,02	42,9	30,0	142,9
70	0,00	1,80	12,55	0,30	0,20	15,15	3,85	6,02	56,2	36,0	156,2

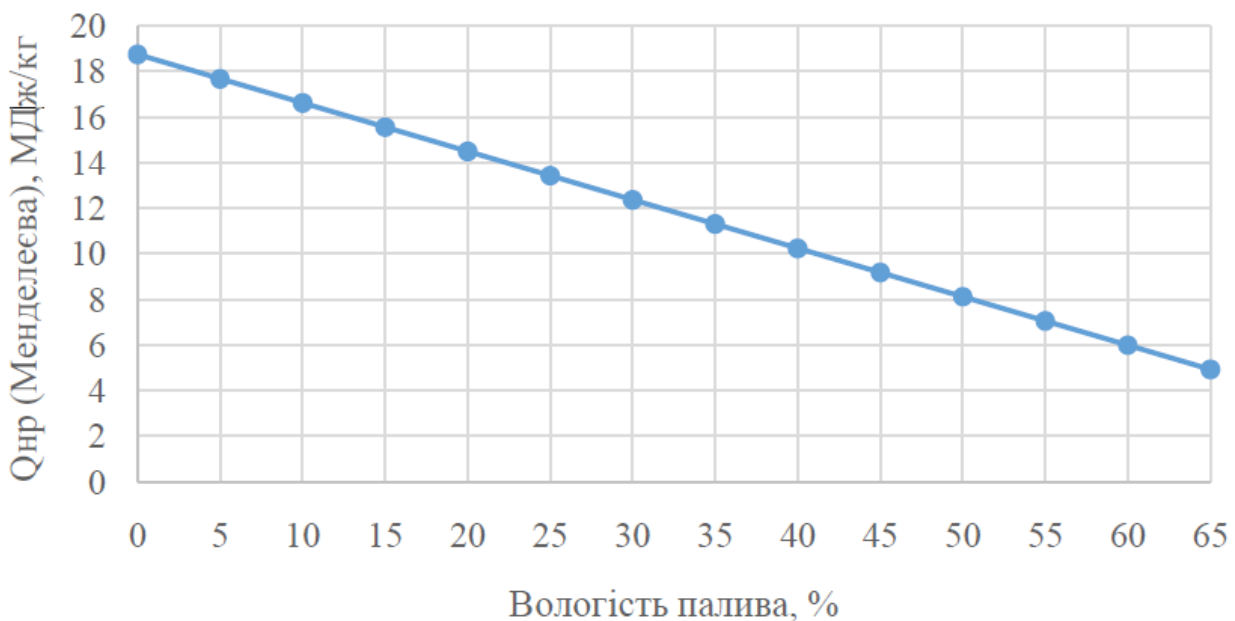
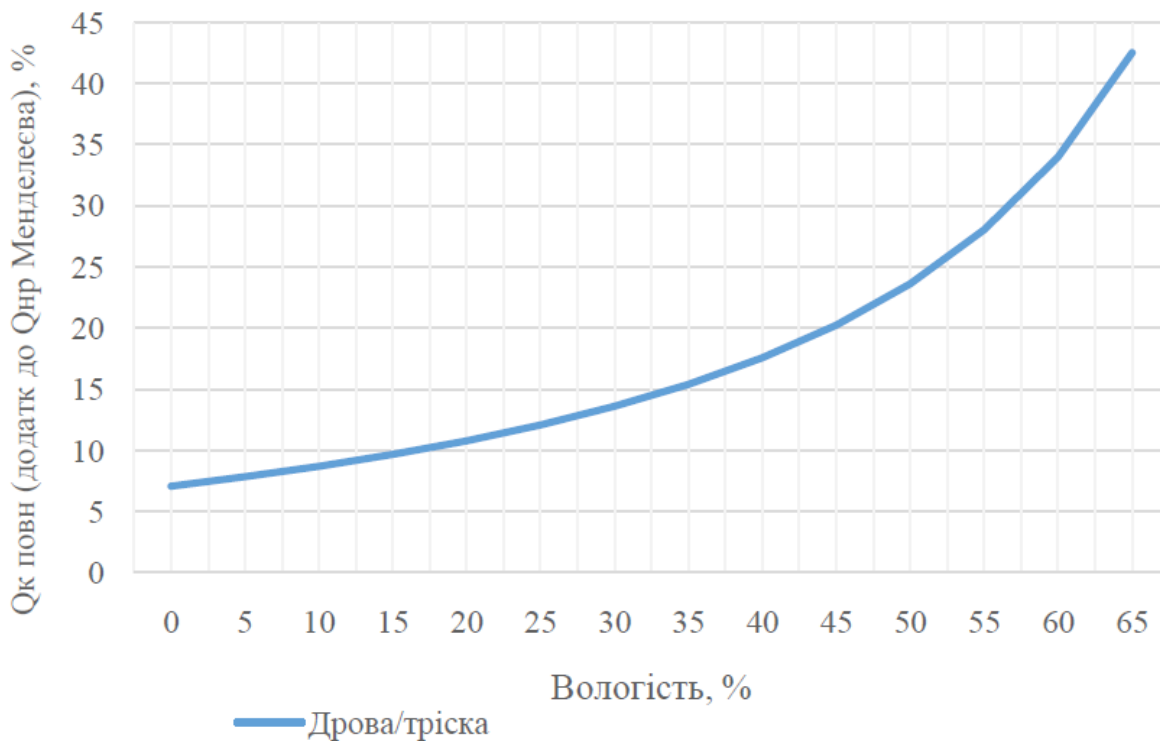


Рис. 2.3. Залежність теплоти нижчої згоряння тріски від вологості палива



**Рис. 2.4. Теоретично-максимальне підвищення ККД системи —котел-економізер по відношенню до ККД котла (без теплових втрат в економізері)**

На основі отриманих даних можна зробити наступні висновки: встановлено, що при збільшенні вологості палива на 10% (від 30% до 40%), теплота нижча згоряння тріски знижується на 2 МДж/кг (від 12 МДж/кг до 10 МДж/кг). Отже, теплота нижча згоряння тріски зменшується пропорційно до збільшення вологості палива; встановлено, що при збільшенні вологості палива на 10% (від 30% до 40%), теоретично-максимальне підвищення ККД системи —котел-економізер по відношенню до ККД котла (без теплових втрат в економізері), збільшується на 4% (від 13,8% до 17,8%). Отже, теоретично максимальне підвищення ККД системи котел-економізер по відношенню до ККД котла (без теплових втрат в економізері), збільшується пропорційно до збільшення вологості палива.

### **2.3. Визначення параметрів димових газів на виході з котлів – вході в економізер**

#### 2.3.1 Вихідні дані до розрахунку

1) Для водогрійного котла типу ПОЖ ІНКА 5000 температура димових газів перед Економізером  $t_r$  і витрата тріски (при вологості тріски  $W=40\%$ )

$$t_r=100^{\circ}\text{C}; B = 2044 \text{ кг/год.}$$

2) За результатами розрахунків повного згоряння твердого палива – тріски, при  $\alpha = 1$ , повітря сухе з табл. 2.3 теоретичний об'єм повітря для спалювання 1 кг тріски  $V_{\text{пов}}^0 = 2,85$  м<sup>3</sup>/кг; теоретичний об'єм трьохатомних газів  $V_{\text{RO}_2}^0 = 0,57$  м<sup>3</sup>/кг; теоретичний об'єм азоту  $V_{\text{N}_2}^0 = 2,23$  м<sup>3</sup>/кг; теоретичний об'єм водяної пари  $V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,90$  м<sup>3</sup>/кг; теоретичний об'єм димових газів  $V_{\Gamma}^0 = 3,69$  м<sup>3</sup>/кг.

3) Коефіцієнт надлишку повітря за котлами  $\alpha_{\text{вих}} = 1,45$ .

4) Вологовміст повітря  $d_{\text{п}} = 0,01$  кг/кг.

2.3.2 Визначення параметрів димових газів на вході в калорифер

2.3.2.1 Дійсний об'єм водяної пари в димових газах

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{д}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 1,6 \cdot \alpha_{\text{вих}} \cdot (d_{\text{пов}} - 0,01) + 0,0161 \cdot (\alpha_{\text{вих}} - 1) \cdot V_{\text{пов}}^0, \quad (2.21)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{д}} = 0,90 + 1,6 \cdot 1,4 \cdot (0,01 - 0,01) + 0,0161 \cdot (1,4 - 1) \cdot 2,85 = 0,92 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

2.3.2.2 Об'єм сухих димових газів

$$V_{\text{с.г}}^{\text{вх}} = V_{\text{RO}_2}^0 + V_{\text{N}_2}^0 + (\alpha^{\text{вх}} - 1) \cdot V_{\text{пов}}^0, \quad (2.22)$$

$$V_{\text{с.г}}^{\text{вх}} = 0,57 + 2,23 + (1,5 - 1) \cdot 2,85 = 3,14 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

2.3.2.3 Дійсний об'єм димових газів

$$V_{\Gamma}^{\text{вх}} = V_{\text{RO}_2}^0 + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + (\alpha^{\text{вх}} - 1) \cdot V_{\text{пов}}^0, \quad (2.23)$$

$$V_{\Gamma}^{\text{вх}} = 0,57 + 2,23 + 0,92 + (1,4 - 1) \cdot 2,85 = 4,06 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

2.3.2.4 Визначаємо масу сухих димових газів

$$G_{\Gamma}^{\text{с}} = V_{\text{RO}_2}^0 \cdot \rho_{\text{RO}_2}^0 + V_{\text{N}_2}^0 \cdot \rho_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{пов}}^0 \cdot \rho_{\text{с.пов}}^0 \cdot (\alpha^{\text{с.г}} - 1), \quad (2.24)$$

$$G_{\Gamma}^{\text{с}} = 0,566 \cdot 1,96 + 2,23 \cdot 1,25 + 2,85 \cdot 1,293 \cdot (1,4 - 1) = 5,37 \text{ кг/кг}.$$

2.3.2.5 Вологовміст димових газів на виході із котла (на вході в економайзер)

$$d_{\Gamma}^{\text{вх}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}} \rho_{\text{H}_2\text{O}}}{G_{\Gamma}^{\text{с}}}, \quad (2.25)$$

$$d_{\Gamma}^{\text{вх}} = \frac{0,92 \cdot 0,804}{5,37} = 0,138 \text{ кг/кг с.г.}$$

2.3.2.6 Масова витрата сухих димових газів за водогрійним котлом

$$L_T^c = \frac{B_k}{3600} \cdot G_T^c, \quad (2.26)$$

$$L_{T(\text{ВК})}^c = \frac{2044}{3600} \cdot 5,37 = 3,05 \text{ кг/с};$$

2.3.2.7 Густина сухих димових газів на вході в економайзер

$$\rho_{\text{с.г}}^{\text{ВК}} = \frac{V_{\text{RO}_2} \cdot \rho_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 \cdot \rho_{\text{N}_2} + (\alpha_{\text{ВК}} - 1)V_0 \cdot \rho_{\text{с.пов}}}{V_{\text{с.г}}^{\text{ВК}}}, \quad (2.27)$$

де  $\rho_{\text{CO}_2}$ ,  $\rho_{\text{N}_2}$ ,  $\rho_{\text{с.пов}}$  – густини вуглекислого газу, азоту, сухого повітря при нормальних умовах, які відповідно складають значення

$$\rho_{\text{CO}_2} = 1,964 \text{ кг/м}^3, \rho_{\text{N}_2} = 1,257 \text{ кг/м}^3, \rho_{\text{с.пов}} = 1,293 \text{ кг/м}^3,$$

$$\rho_{\text{с.г}}^{\text{ВК}} = \frac{0,566 \cdot 1,964 + 2,23 \cdot 1,257 + (1,5 - 1) \cdot 2,851 \cdot 1,293}{3,14} = 1,83 \text{ кг/м}^3.$$

2.3.2.8 Вологовміст димових газів на виході із економайзера при 100% відносній

вологості та температурі  $\vartheta_{\text{yx}_2} = 41^\circ \text{C}$

$$d_{\text{yx}} = \frac{M_{\text{II}}}{M_{\text{с.г}}^{\text{ВК}}} \cdot \frac{p_{\text{II}}^{\text{yx}}}{p - p_{\text{II}}^{\text{yx}}}, \quad (2.28)$$

де  $M_{\text{II}}$  – молекулярна маса водяної пари при нормальних умовах, г/моль,

$M_{\text{с.г}}^{\text{ВК}}$  – молекулярна маса вихідних сухих газів

$$M_{\text{с.г}}^{\text{ВК}} = M_{\text{CO}_2} \cdot r_{\text{CO}_2}^{\text{ВК}} + M_{\text{N}_2} \cdot r_{\text{N}_2}^{\text{ВК}} + M_{\text{пов}} \cdot r_{\text{пов}}^{\text{ВК}}, \quad (2.29)$$

$$M_{\text{CO}_2} = 12 + 16 \cdot 2 = 44 \text{ г/моль}; M_{\text{N}_2} = 14 \text{ г/моль}; M_{\text{пов}} = 28,96 \text{ г/моль}.$$

2 2 пов 12 16 2 44 г/моль; 14 г/моль; 28,96 г/моль. CO N M M M

де  $r_{\text{CO}_2}^{\text{ВК}}$ ,  $r_{\text{N}_2}^{\text{ВК}}$ ,  $r_{\text{пов}}^{\text{ВК}}$  – долі компонентів сухих газів, що знаходяться за наступним формулам

$$r_{RO_2}^{ВНХ} = \frac{V_{RO_2}}{V_{с.г.}^{ВНХ}}, \quad r_{N_2}^{ВНХ} = \frac{V_{N_2}}{V_{с.г.}^{ВНХ}}, \quad r_{ПОВ}^{ВНХ} = \frac{(\alpha_{ВНХ} - 1) \cdot V_o}{V_{с.г.}^{ВНХ}}, \quad (2.30)$$

де  $V_{с.г.}^{ВНХ}$  – об'єм сухих димових газів, що знаходиться за формулою

$$V_{с.г.}^{ВНХ} = V_{RO_2} + V_o N_2 + (\alpha_{ВНХ} - 1) \cdot V_o; \quad (2.31)$$

$$V_{с.г.}^{ВНХ} = 0,57 + 2,23 + (1,5 - 1) \cdot 2,85 = 3,14 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Тоді,

$$r_{RO_2}^{ВНХ} = \frac{0,57}{3,14} = 0,182, \quad r_{N_2}^{ВНХ} = \frac{3,117}{3,14} = 0,99, \quad r_{ПОВ}^{ВНХ} = \frac{(1,5 - 1) \cdot 2,85}{3,14} = 0,45,$$

Тоді,

$$M_{с.г.}^{ВНХ} = 44 \cdot 0,182 + 14 \cdot 0,99 + 28,96 \cdot 0,45 = 34,9 \text{ г/моль}.$$

2.3.2.9 Парціальний тиск водяної пари визначається за формулою наведеною в [7]

$$p_{п} = 0,13332 \cdot 10^N, \quad (2.32)$$

де N – показник, що враховує вплив температури

$$N = (8,12 \cdot t_s + 156) / (t_s + 236).$$

Для  $\vartheta_{yx_2} = 41^\circ\text{C}$   $N = (8,12 \cdot 50 + 156) / (50 + 236) = 1,765$ .

$$p_{п} = 0,13332 \cdot 10^{1,765} = 7,761 \text{ кПа}.$$

2.3.2.10 Тоді, вологовміст димових газів на виході із економайзера при 100%

відносній вологості та температурі  $\vartheta_{yx_2} = 41^\circ\text{C}$  за формулою (2.9)

$$d_{yx} = \frac{0,92 \cdot 0,804}{3,14 \cdot 1,83} = 0,129.$$

2.3.2.11 Густина сухих димових газів на виході з економайзера

$$\rho_{с.г.}^{ВНХ} = \frac{V_{RO_2} \cdot \rho_{CO_2} + V_{N_2}^o \cdot \rho_{N_2} + (\alpha_{ВНХ} - 1) V_o \cdot \rho_{с.пов}}{V_{с.г.}^{ВНХ}},$$

де  $\rho_{CO_2}, \rho_{N_2}, \rho_{с.пов}$  – густини вуглекислого газу, азоту, сухого повітря при нормальних умовах.

$$\rho_{с.г}^{вх} = \frac{0,566 \cdot 1,964 + 2,23 \cdot 1,257 + (1,5 - 1) \cdot 2,851 \cdot 1,293}{3,14} = 1,83 \text{ кг/м}^3. \quad 2.3.2.12$$

Визначаємо теплоємність сухих продуктів згоряння. В першому наближенні для с.г, можна взяти значення питомої масової теплоємності сс.пов сухого повітря при  $t_{сг}=780\text{C}$ , кДж/(кг·К)

$$C_{с.пов} = \frac{\mu \cdot C_p}{\mu}, \quad (2.33)$$

де  $\mu$ - молекулярна маса повітря, кмоль/кг.

$$\mu \cdot C_p = 28.7558 + 0.0057208 \cdot t_{сг} = 28.7558 + 0.0057208 \cdot 78 = 29,2 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)},$$

$$C_{с.пов} = \frac{\mu \cdot C_p}{\mu} = \frac{29,2}{28,97} = 1,008 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

#### 2.4. Розрахунок температури точки роси димових газів на вході в економайзер

Основна задача конденсаційної техніки – охолодити продукти згоряння нижче температури точки роси і відібрати теплоту конденсації водяної пари для використання її в корисних цілях.

При охолодженні димових газів нижче температури температури точки роси, водяні пари, що знаходяться у димових газах починають конденсуватися. Чим більше димові гази охолоджуються, тим більша кількість води конденсується, і кількість додаткового тепла, що повертається в систему «котел-економайзер» збільшується. рис. 2.5 показує збільшення вироблення тепла в процентах, яке може бути досягнуто шляхом зниження температури димових газів. Графік побудовано для температури димових газів – 130 °С і концентрації CO2 в димових газах – 12%. Різні криві на малюнку відповідають різним значенням вологості деревної тріски.

Криві показують теоретичне підвищення ККД системи «котел-економайзер» по відношенню ККД котла, в залежності від вологості палива і температури

димових газів. Досвід експлуатації діючих систем конденсації підтверджує теоретичні висновки.

2.4.1 Згідно до [8] при коеф. надлишку повітря  $\alpha_{\text{відх}}=1,4$

$$t_p = 117,5 \cdot \alpha_{\text{відх}}^{-0,155} - 57,09, \quad (2.34)$$

$$t_p = 117,5 \cdot 1,4^{-0,155} - 57,09 = 54,43^\circ\text{C}.$$

2.4.2 Згідно до [7] при коеф. надлишку повітря 1,4 відх і вологовмісту димових газів на вході в економайзер  $d=138$  г / кг с.г.

$$t_p = 37,1 \cdot \lg \left[ d / (3,77 + 0,085 \cdot \alpha_{\text{відх}}) \right], \quad (2.35)$$

$$t_p = 37,1 \cdot \lg 138 / (3,77 + 0,085 \cdot 1,4) = 57,5^\circ\text{C}.$$

2.4.3 Згідно до [9] при вологовмісті димових газів на вході в економайзер  $d=138$ г / кг с.г.

$$t_p = 37,6 \cdot \lg 250 \cdot x_2, \quad (2.36)$$

$$t_p = 37,6 \cdot \lg 250 \cdot 138 = 57,82^\circ\text{C}.$$

2.5.4 Згідно [10] температуру точки роси визначаємо методом послідовних ітерацій з використанням залежності  $p_s = f(t_s)$ , оскільки отримання аналітичної залежності температури насичення від парціального тиску водяного пара на лінії насичення  $t_s = f(p_s)$  загальними методами математики складно.

2.5.4.1 Вихідні дані

- парціальний тиск водяної пари у продуктах згоряння  $P_{\text{H}_2\text{O}}^{\alpha=1,4} = 19,76$  кПа

2.5.4.2 Перша ітерація

а) Приймаємо початкові значення температур в околі можливого значення точки роси

$$t_m = 50^\circ\text{C};$$

$$t_b = 50^\circ\text{C};$$

б) За допомогою формули Фільнея [11]

$$p_s = 0,13332 \cdot 10^N, \quad (2.37)$$

де 
$$N = (8,12 \cdot t_s + 156) / (t_s + 236). \quad (2.38)$$

в) Для  $t_m = 50 \text{ }^\circ\text{C}$

$$N = (8,12 \cdot 50 + 156) / (50 + 236) = 1,965.$$

$$p_{\Pi}^M = 0,13332 \cdot 10^{1,965} = 12,3007 \text{ кПа.}$$

Для  $t_b = 50 \text{ }^\circ\text{C}$

$$N = (8,12 \cdot 58 + 156) / (58 + 236) = 2,133$$

$$p_{\Pi}^B = 0,13332 \cdot 10^{2,133} = 18,089 \text{ кПа.}$$

г) Інтерполюючи знаходимо орієнтовне значення температури точки роси

$$t_p = t_m + (p_{\Pi}^{Bx} - p_{\Pi}^M) \cdot (t_b - t_m) / (p_{\Pi}^B - p_{\Pi}^M), \quad (2.39)$$

$$t_p = 50 + (19,76 - 12,3007) \cdot (58 - 50) / (19,765 - 12,3007) = 60,3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

#### 2.5.4.3 Друга ітерація

а) Задаємось новими значеннями  $t_m = t_p - 0,5 = 59,8 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_b = t_p + 0,5 = 60,8 \text{ }^\circ\text{C}$

б) Для  $t_m = 59,8 \text{ }^\circ\text{C}$

$$N = (8,12 \cdot 59,8 + 156) / (59,8 + 236) = 2,169$$

$$p_{\Pi}^{M1} = 0,13332 \cdot 10^{2,163} = 19,672 \text{ кПа.}$$

Для  $t_b = 60,8 \text{ }^\circ\text{C}$

$$N = (8,12 \cdot 60,8 + 156) / (60,8 + 236) = 2,189$$

$$p_{\Pi}^{B1} = 0,13332 \cdot 10^{2,183} = 20,602 \text{ кПа.}$$

в) За формулою (2.19)

$$t_p = 59,8 + (19,7647 - 19,672) \cdot (60,8 - 59,8) / (20,602 - 19,672) = 59,9 \text{ }^\circ\text{C} \approx 60 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Розрахунок закінчено. Значення температури точки роси

$$t_p = 60 \text{ }^\circ\text{C};$$

Такі значення температур точки роси співставляються з літературними джерелами. Отже,

вважатимемо розрахунок закінченим.

На основі результатів розрахунку параметрів димових газів біопаливної котельні аеропорту «Бориспіль» можна зробити наступні висновки:

- встановлено, що при збільшенні вологості палива на 10% (від 30% до 40%), теплота нижча згоряння тріски знижується на 2 МДж/кг (від 12 МДж/кг до 10 МДж/кг). Отже, теплота нижча згоряння тріски зменшується пропорційно до збільшення вологості палива;

- встановлено, що при збільшенні вологості палива на 10% (від 30% до 40%), теоретично-максимальне підвищення ККД системи котел-економізатор по відношенню до ККД котла (без теплових втрат в економізаторі), збільшується на 4% (від 13,8% до 17,8%). Отже, теоретично-максимальне підвищення ККД системи котел-економізатор по відношенню до ККД котла (без теплових втрат в економізаторі), збільшується пропорційно до збільшення вологості палива;

- визначено параметри димових газів на вході та виході з економізатора;

- температури точки роси димових газів при вологості палива 40% складає 60°C.

### 3. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ «КОТЕЛ-ЕКОНОМАЙЗЕР» ТА ЇЇ ЕЛЕМЕНТІВ

#### 3.1. Методика розрахунків теплового балансу системи «котел-економізатор» та її елементів

##### 3.1.1 Методика розрахунку теплового балансу котла ПОЖ ІНКА 5000

Тепловий баланс на 1 кг твердого палива при 0 °С та 101,3кПа згідно з [12]

$$Q_B^P = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (3.1)$$

де  $Q_B^P$  – наявна теплота – кількість теплоти, яка виділяється при згорянні палива, коли продукти згорання охолоджуються до початкової температури, при якій підводиться в топку паливо і повітря ( $t_r = t_{п} = t_0$ ), а вся пара, що утворюється при згорянні палива, повністю конденсується.

$Q_1$  – теплота, що корисно використовується в системі: на нагрів мережевої води в водогрійному котлі та на підігрів зворотньої мережевої води перед котлом;

$Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6$  – втрати теплоти: з димовими газами, від хімічного, механічного недопалу, від зовнішнього охолодження котлів та економізатора, з фізичним теплом шлаків відповідно.

Рівняння (3.1) можна представити у вигляді

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100\%, \quad (3.2)$$

де  $q_1 = 100 \cdot Q_1 / Q_B^P$ ;  $q_2 = 100 \cdot Q_2 / Q_B^P$ ;  $q_3 = 100 \cdot Q_3 / Q_B^P$ ;  $q_4 = 100 \cdot Q_4 / Q_B^P$ ;

$$q_5 = 100 \cdot Q_5 / Q_B^P; q_6 = 100 \cdot Q_6 / Q_B^P; \quad (3.3)$$

Враховуючи те, що розрахунок теплового балансу котла традиційно в нашій країні розраховують за нижчою теплотою згорання палива, в системі «котел-економізатор» при охолодженні димових газів нижче температури точки роси виникає необхідність перерахунку теплового балансу за вищою теплотою згорання палива.

Втрата теплоти з відхідними газами в котлі, розрахована за вищою теплотою згорання, згідно [13]:

– по вищій теплоті згорання

$$q_{2к}^B = \frac{[I_{Г} - (\alpha_{ух}^K - \beta') \cdot I_{0 \text{ х.пов}} + \Delta Q_{\text{конд}}^K] \cdot (100 - q_4^B)}{Q_B^P}, \quad (3.4)$$

де  $I_{\Gamma}$  – ентальпія димових газів на вході в економайзер при температурі димових газів на вході в економайзер  $t_{\Gamma}'$ . Ентальпія продуктів згоряння палива при  $\alpha > 1$

$$I = I_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot I_{\text{пов}}^0, \quad (3.5)$$

де  $I_{\Gamma}^0$  – ентальпія газів при  $\alpha=1$  та температурі, що визначається за наступною формулою

$$I_{\Gamma}^0 = V_{RO_2} (c_{\mathcal{G}})_{CO_2} + V_{N_2}^0 (c_{\mathcal{G}})_{N_2} + V_{H_2O}^0 (c_{\mathcal{G}})_{H_2O}; \quad (3.6)$$

$I_{\text{пов}}^0$  – ентальпія теоретично необхідної кількості повітря при температурі, що визначається за наступною формулою

$$I_{\text{пов}}^0 = V_o (c_{\mathcal{G}})_{\text{пов.}} \quad (3.7)$$

$\alpha_{\text{ух}}^{\text{к}}$  – коефіцієнт надлишку повітря у димових газах на вході в економайзер

$\beta'$  – відношення кількості повітря на вході до повітряного тракту до теоретично необхідної кількості

$$\beta' = \alpha_{\Gamma} - \Delta \alpha_{\Gamma}; \quad (3.8)$$

$I_{\text{х.пов}}^0$  – ентальпія теоретично необхідної кількості холодного повітря на вході до повітряного тракту при температурі  $t_{0 \text{ х.пов}}$ ;

$\Delta Q_{\text{конд}}^{\text{к}}$  – кількість теплоти, що виноситься з водяними парами, що входять в склад димових газів, внасколишне середовище

$$\Delta Q_{\text{конд}}^{\text{к}} = \varphi \cdot (Q_{\text{в}}^{\text{п}} - Q_{\text{н}}^{\text{п}}) \cdot 10^3, \quad (3.9)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт збереження тепла.

Втрата теплоти з відхідними газами в котлі, розрахована за нижчою теплоотою згоряння,

$$q_{2\text{к}}^{\text{н}} = \frac{(I_{\Gamma} - \alpha_{\text{ух}}^{\text{к}} \cdot I_{0 \text{ х.пов}}) \cdot (100 - q_4^{\text{н}})}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}}, \quad (3.10)$$

Перерахунок  $q_{2\text{к}}^{\text{н}}$  на  $q_{2\text{к}}^{\text{в}}$

$$q_{2\text{к}}^{\text{в}} = [q_{2\text{к}}^{\text{н}} + \left(\frac{Q_{\text{в}}^{\text{п}}}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}} - 1\right) \cdot 100] \cdot \frac{Q_{\text{н}}^{\text{п}}}{Q_{\text{в}}^{\text{п}}}. \quad (3.11)$$

Перерахунок втрат теплоти  $q_2, q_3, q_4, q_5, q_6$  розрахованих за нижчою теплотою згоряння  $Q_{н}^p$  на значення розраховані за вищою теплотою згоряння  $Q_{в}^p$

$$q_i^B = q_i^H \cdot \frac{Q_{н}^p}{Q_{в}^p}. \quad (3.12)$$

ККД котла

- розрахований за нижчою теплотою згоряння палива

$$\eta_k^H = 100 - q_{2к}^H - q_{3к}^H - q_{4к}^H - q_{5к}^H - q_{6к}^H; \quad (3.13)$$

- розрахований за вищою теплотою згоряння палива

$$\eta_k^B = 100 - q_{2к}^B - q_{3к}^B - q_{4к}^B - q_{5к}^B - q_{6к}^B; \quad (3.14)$$

Коефіцієнт збереження тепла:

- розрахований за нижчою теплотою згоряння палива

$$\varphi^H = 1 - \frac{q_{5к}^H}{\eta_k^H + q_{5к}^H}. \quad (3.15)$$

- розрахований за вищою теплотою згоряння палива

$$\varphi^B = 1 - \frac{q_{5к}^B}{\eta_k^B + q_{5к}^B}. \quad (3.16)$$

Кількість тепла, корисно використана в котлі

$$Q_{ка} = c_p \cdot D_{в} \cdot (t''_{в} - t'_{в}), \quad (3.17)$$

де теплоємність води в інтервалі температур  $t'_{вод} - t''_{вод}$

Витрата палива в котлі

$$B = \frac{Q_{ка}}{Q_{в}^p \cdot \eta_k^B} \cdot 100. \quad (3.18)$$

### 3.1.2 Методика розрахунку теплового балансу системи котел-економізатор

Втрата теплоти з відхідними газами, віднесена до вищої теплоти згоряння палива в системі котел-економізатор згідно [10]

$$q_{2с}^B = \frac{[I_{см} - (\alpha_{см} - \beta'_c) \cdot I_{0\text{ прс}} - \beta'_c \cdot I_{0\text{ х.пов}} + \Delta Q_{конд}^c] \cdot (100 - q_{4с}^B)}{Q_{в}^p}, \quad (3.19)$$

Кількість теплоти, що виноситься димовими газами з системи до навколишнього середовища

$$\Delta Q_{\text{конд}}^c = \varphi \cdot (Q_{\text{в}}^p - Q_{\text{н}}^p - Q_{\text{к}}), \quad (3.20)$$

де  $Q_{\text{к}}$  – кількість теплоти, що виділяється в економайзері при конденсації водяних парів з димових газів

$$Q_{\text{к}} = Q_a + Q_b + Q_c, \quad (3.21)$$

де  $Q_a$  – кількість теплоти, що виділяється при конденсації водяного пару та охолодженні конденсату;

$Q_b$  – кількість теплоти, що виділяється при охолодженні газів, що не конденсуються;

$Q_c$  – кількість теплоти, що виділяється при охолодженні водяних парів, що не конденсуються.

$$Q_a = (V_{\text{с.г}}^{\text{вх}} \cdot \rho_{\text{с.г}}^{\text{вх}} \cdot d^{\text{вх}} - V_{\text{с.г}}^{\text{вих}} \cdot \rho_{\text{с.г}}^{\text{вих}} \cdot d^{\text{вих}}) \cdot [r_0 + c_{\text{пар}} \cdot (t_p - \vartheta^{\text{вих}2})], \quad (3.22)$$

де

$V_{\text{с.г}}^{\text{вх}}$ ,  $V_{\text{с.г}}^{\text{вих}}$  – об'єм сухих димових газів на вході та виході з економайзера відповідно;

$\rho_{\text{с.г}}^{\text{вх}}$ ,  $\rho_{\text{с.г}}^{\text{вих}}$  – густина димових газів на вході та виході з економайзера відповідно;

$d_{\text{вх}}$ ,  $d_{\text{вих}}$  – вологовміст димових газів на вході та виході з економайзера відповідно;

$c_{\text{пар}}$  – розрахункова питома теплоємність водяної пари за Л.К. Рамзінім  $c_p = 1,97 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;

$\vartheta^{\text{вих}2}$  – температура димових газів на виході з економайзера.

$$Q_b = (V_{\text{с.г}}^{\text{вх}} \cdot \rho_{\text{с.г}}^{\text{вх}} \cdot t_p - V_{\text{с.г}}^{\text{вих}} \cdot \rho_{\text{с.г}}^{\text{вих}} \cdot \vartheta^{\text{вих}2}) \cdot c_{p \text{ с.г}}, \quad (3.23)$$

$$Q_c = (V_{\text{с.г}}^{\text{вх}} \cdot \rho_{\text{с.г}}^{\text{вх}} \cdot d^{\text{вх}} - V_{\text{с.г}}^{\text{вих}} \cdot \rho_{\text{с.г}}^{\text{вих}} \cdot d^{\text{вих}}) \cdot c_{p \text{ пар}} \cdot (t_p - \vartheta^{\text{вих}2}), \quad (3.24)$$

де  $c_{p \text{ пар}}$  – питома масова теплоємність сухого повітря при,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .

### 3.2. Розрахунок теплового балансу котлоагрегату

### 3.2.1 Вихідні дані до розрахунку:

-габаритні розміри котла  $a=2,862$  м;  $b=2,3$  м;  $c=5,828$ м.

-габаритні розміри економайзера  $d=0,9$  м;  $h=11,65$  м.

Для водогрійного котла типу ПОЖ ІНКА 5000 температура димових газів перед економайзером  $t'_r$  і витрата тріски (при вологості тріски  $W=40\%$ )

$$t'_r = 100 \text{ }^\circ\text{C}; B = 2044 \text{ кг/год.}$$

Теплота вища згоряння палива – наявна теплота

$$Q_B^p = 12,04 \text{ МДж/кг.}$$

Теплота нища згоряння палива

$$Q_{nr} = 10,2 \text{ МДж/кг.}$$

Параметри води, що нагрівається в котлі;

-температури на вході та виході з котла  $t'_v = 70^\circ\text{C}$ ;  $t''_v = 90^\circ\text{C}$

-витрата води  $D_v = 130$  м /год.

-коефіцієнт надлишку повітря у димових газах  $\alpha_{yx}^k$  на вході в економайзер

$$\alpha_{вих}^k = \alpha_{вих} = 1,45$$

### 3.2.2 Розрахунок ентальпій димових газів і повітря

3.2.2.1 Розрахунок ентальпій виконано згідно з рекомендаціями нормативного теплового розрахунку котельних установок [14] на 1 кг твердого палива. Вихідні дані взято з Розділу 2.

Розрахунки виконані за допомогою програмного забезпечення Microsoft Excel.

Результати розрахунків питомих ентальпій вуглекислого газу, азоту, кисню, водяного пару, вологого повітря, золи та ентальпій димових газів і повітря – наведено в таблицях 3.1–3.2.

Таблиця 3.1

#### Питомі ентальпії вуглекислого газу, азоту, кисню, водяного пару, вологого повітря, золи

Температура димових газів, $\vartheta$ , $^\circ\text{C}$	$(c\vartheta)_{CO_2}$ , кДж/м <sup>3</sup>	$(c\vartheta)_{N_2}$ , кДж/м <sup>3</sup>	$(c\vartheta)_{O_2}$ , кДж/м <sup>3</sup>	$(c\vartheta)_{H_2O}$ , кДж/м <sup>3</sup>	$(c\vartheta)_{пов}$ , кДж/м <sup>3</sup>	$(c\vartheta)_{зл}$ , кДж/м <sup>3</sup>
100	170	130	132	151	132	81
200	357	260	267	304	266	169

Таблиця 3.2

## Результати розрахунку ентальпій димових газів і повітря, кДж/кг

Температура димових газів, $\vartheta$	$I_{\Gamma}^0$ ,	$I_{\text{пов}}^0$ ,	$I_{\text{зп}}^0$ ,	Ентальпія димових газів по газовому тракту котла, кДж/кг			
				топка		кп	
				1,45		1,5	
°С	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	$I_{\Gamma}$	$\Delta I_{\Gamma}$	$I_{\Gamma}$	$\Delta I_{\Gamma}$
100	527,1	372,3	0,0	695	710	713	729
200	1067,7	749,3	0,0	1405		1442	

3.2.2.2 Згідно результатів розрахунків ентальпія димових газів на вході в економайзер  $I_{\Gamma}$  при температурі  $t_{\Gamma} = 100$  °С

$$I_{\Gamma} = 713 \text{ кДж/кг.}$$

3.2.2.3 При температурі повітря у приміщенні, де встановлений котел та економайзер  $t_{0 \text{ прс}} = 20$  °С, ентальпія повітря, що присмоктується в газоходи котла

$$I_{0 \text{ прс}} = 74 \text{ кДж/кг.}$$

3.2.3 Відношення кількості повітря на вході до повітряного тракту до теоретично необхідної кількості згідно формули (3.8)

$$\beta' = 1,45 - 0,1 = 1,35 .$$

3.2.4 Втрата теплоти з відхідними газами в котлі згідно формули (3.4)

-розрахована за вищою теплотою згоряння палива

$$q_{2\text{к}}^{\text{в}} = \frac{[713 - (1,5 - 1,3) \cdot 74 - 1,3 \cdot 74 + 1793] \cdot (100 - 1,27)}{12,04 \cdot 10^3} = 22,6\%,$$

де згідно формули (3.9)  $\Delta Q_{\text{конд}}^{\text{к}} = 0,985 \cdot (12,04 - 10,22) \cdot 10^3 = 1793$  кДж/кг.

-розрахована за нижчою теплотою згоряння палива, згідно формули (3.10)

$$q_{2\text{к}}^{\text{н}} = \frac{(713 - 1,45 \cdot 74) \cdot (100 - 1,45)}{10,22 \cdot 10^3} = 8,6\%.$$

3.2.5 Перерахунок  $q_{2\text{к}}^{\text{в}}$  на  $q_{2\text{к}}^{\text{н}}$  згідно формули (3.11)

$$q_{2\text{к}}^{\text{в}} = [8,6 + (\frac{12,04}{10,22} - 1) \cdot 100] \cdot \frac{10,22}{12,04} = 22,4\%.$$

3.2.6 Приймаємо втрати теплоти від хімічного, механічного недопалу, з фізичним теплом шлаків відповідно

-за нижчою теплотою згоряння палива

$$q_{3к}^H = 1,5\%,$$

$$q_{4к}^H = 2,4\%,$$

$$q_{5к}^H = 1,1\%.$$

-перерахунок за вищою теплотою згоряння палива, згідно формули (3.12)

$$q_{3к}^B = 1,5 \cdot \frac{10,22}{12,04} = 1,27\%,$$

$$q_{4к}^B = 2,4 \cdot \frac{10,22}{12,04} = 2,04\%,$$

$$q_{6к}^B = 1,1 \cdot \frac{10,22}{12,04} = 0,93\%$$

### 3.2.7 Розрахунок втрат теплоти від зовнішнього охолодження котла

3.2.7.1 Температура зовнішніх поверхонь котла зі сторони повітря у приміщенні згідно технічних характеристик котла не перевищує 45 °С

$$t_H = 45 \text{ °С}.$$

3.2.7.2 Температура повітря у приміщенні, де встановлений котел та економайзер

$$t_{пов} = 20 \text{ °С}.$$

3.2.7.3 Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні обмуровки до повітря у приміщенні

$$\alpha_{пов} = [9,8 + 0,07 \cdot (t_H - t_{пов})], \quad (3.25)$$

$$\alpha_{пов} = 9,8 + 0,07 \cdot (45 - 20) = 11,55 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

3.2.7.4 Орієнтовна поверхня котла розраховується як сума площ сторін котла

$$F_k = (a \cdot b) \cdot 2 + (b \cdot c) \cdot 2 + (a \cdot c) \cdot 2, \quad (3.26)$$

$$F_k = (2,862 \cdot 2,3) \cdot 2 + (2,862 \cdot 5,828) \cdot 2 + (5,828 \cdot 2,3) \cdot 2 = 70 \text{ м}^2.$$

3.2.7.5 Втрати теплоти від зовнішнього охолодження котла

$$q_{5к}^H = \frac{\alpha_{пов} \cdot H_{ка} \cdot (t_H - t_{пов})}{B \cdot Q_D^P} \cdot 100 \quad (3.27)$$

-розрахована за нижчою теплотою згоряння палива

$$q_{5к}^H = \frac{11,55 \cdot 70 \cdot (45 - 20)}{2044 \cdot 10,22} \cdot \frac{3600}{10^6} \cdot 100 = 1,1\%.$$

-розрахована за вищою теплотою згоряння палива

$$q_{5к}^B = \frac{11,55 \cdot 70 \cdot (45 - 20)}{2044 \cdot 12,04} \cdot \frac{3600}{10^6} \cdot 100 = 0,93\%.$$

3.2.8 ККД котла по формулі (3.13)-(3.14) відповідно

-розрахована за нижчою теплоотою згоряння палива

$$\eta_k^H = 100 - 8,6 - 1,5 - 2,4 - 1,1 - 0,3 = 86,1\%.$$

-розрахована за вищою теплоотою згоряння палива

$$\eta_k^B = 100 - 20,4 - 1,27 - 2,04 - 0,93 - 0,25 = 72,9\%.$$

3.2.9 Коефіцієнт збереження тепла

-розрахований за нижчою теплоотою згоряння палива розрахований за формулою (3.15)

$$\varphi^H = 1 - \frac{1,1}{86,1 + 1,1} = 0,987.$$

-розрахований за вищою теплоотою згоряння палива розрахований за формулою (3.15)

$$\varphi^B = 1 - \frac{0,25}{72,9 + 0,25} = 0,985.$$

3.2.10 Кількість тепла, корисно використана в котлі формулою (3.17)

$$Q_{ка} = 4,195 \cdot 130 \cdot \frac{971,8}{3600} \cdot (90 - 70) = 2944 \text{ кВт},$$

де теплоємність води в інтервалі температур в в  $t'_B - t''_B$

$$\text{По } t_{пов} = \frac{t'_B - t''_B}{2} = \frac{70 + 90}{2} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$c_p = 4,195 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \rho = 971,8 \text{ кг/м}^3.$$

3.2.11 Витрата палива в котлі по формулі (3.18)

-при  $Q_{ка} = 2944$  кВт

$$B_p = \frac{2944}{12,04 \cdot 10^3 \cdot 72,9} \cdot 100 = 0,316 \text{ кг/с або } B_p = 0,316 \cdot 3600 = 1137,6 \text{ кг/год.}$$

-при  $Q_{ка} = 5000$  кВт

$$B = \frac{5000}{12,04 \cdot 10^3 \cdot 72,9} \cdot 100 = 0,537 \text{ кг/с або } B = 0,537 \cdot 3600 = 1933,2 \text{ кг/год.}$$

Отримані значення ККД котла і витрати палива співставляються з реальними показниками роботи біопаливної котельні аеропорту «Бориспіль», що свідчить про правильність розрахунків.

### 3.3. Розрахунок теплового балансу системи «котел-економізатор»

#### 3.3.1 Вихідні дані до розрахунку:

-об'єм сухих димових газів  $V_{с.г}^{вх} = 3,14 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;

-вологівміст димових газів на виході із котла (на вході в калорифер)

$$d_{г}^{вх} = 0,138 \text{ кг/кг с.г.};$$

-температури точки роси  $t_p = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

-температура димових газів на виході з економізатора  $\nu_{вих2} = 41 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

-розрахункова питома теплоємність водяної пари за Л.К. Рамзіним

$$c_p = 1,97 \text{ кДж/(кг К)}.$$

3.3.2 Згідно формулам (3.22-3.24) кількість теплоти, що виділяється при конденсації водяного пару та охолодженні конденсату; кількість теплоти, що виділяється при охолодженні газів, що не конденсуються; кількість теплоти, що виділяється при охолодженні водяних парів, що не конденсуються відповідно

$$Q_a = (3,14 \cdot 1,83 \cdot 0,138 - 3,14 \cdot 1,83 \cdot 0,053) \cdot [2500 + 1,97 \cdot (60 - 41)] = 1239 \text{ кВт},$$

$$Q_b = (3,14 \cdot 1,83 \cdot 60 - 3,14 \cdot 1,83 \cdot 41) \cdot 1,008 = 110,05 \text{ кВт},$$

$$Q_c = (3,14 \cdot 1,83 \cdot 0,138 - 3,14 \cdot 1,83 \cdot 0,053) \cdot 1,008 \cdot (60 - 41) = 9,35 \text{ кВт}.$$

3.3.3 Тоді, кількість теплоти, що виділяється в економізаторі при конденсації водяних парів з димових газів по формулі (3.21)

$$Q_k = 1239 + 110,05 + 9,35 = 1358,4 \text{ кВт}.$$

$$\Delta Q_{\text{конд}}^c = 0,996 \cdot (12,04 \cdot 10^3 - 10,22 \cdot 10^3 - 1358,4) = 459,8 \text{ кВт}.$$

#### 3.3.4 Втрата теплоти з відхідними газами, для системи «котел-економізатор»

-розрахована за вищою теплоотою згоряння палива

$$q_2^в = \frac{[713 - (1,5 - 1,3) \cdot 74 - 1,3 \cdot 74 + 459,8] \cdot (100 - 1,27)}{12,04 \cdot 10^3} = 7,98 \%,$$

-розрахована за нижчою теплоотою згоряння палива

$$q_2^н = \frac{(I_{\text{сум}} - \varphi \cdot Q_k - (\alpha_{\text{см}} - \beta'_c) \cdot I_{\text{прс}}^0 - \beta'_c \cdot I_{\text{хп}}^0) (100 - q_4^н)}{Q_n^p}; \quad (3.28)$$

$$q_2^H = \frac{(713 - 0,985 \cdot 1358,4 - (1,5 - 1,3) \cdot 74 - 1,3 \cdot 74) \cdot (100 - 1,5)}{10,22 \cdot 10^3} = -6,25\%.$$

3.3.5 Приймаємо втрати теплоти від хімічного, механічного недопалу відповідно до розділу 3.2.4.

3.2.6 Розрахунок втрат теплоти від зовнішнього охолодження системи «котел-економізатор»

3.2.6.1 Орієнтовна поверхня економізатора розраховується як сума площ сторін економізатора

$$F_k = \pi \cdot d \cdot h, \quad (3.29)$$

$$F_c = 32,9 + 70 = 102,9 \text{ м}^2.$$

3.2.6.2 Орієнтовна поверхня системи «котел-економізатор» розраховується як сума поверхонь котла та економізатора

$$F_c = F_e + F_k; \quad (3.30)$$

$$F_c = 32,9 + 70 = 102,9 \text{ м}^2.$$

3.2.6.3 Втрати теплоти від зовнішнього охолодження системи «котел-економізатор» за формулою (3.27)

- розрахована за нижчою теплотою згоряння палива

$$q_{5c}^H = \frac{11,55 \cdot 102,9 \cdot (45 - 20)}{2044 \cdot 10,22} \cdot \frac{3600}{10^6} \cdot 100 = 1,8\%.$$

- розрахована за вищою теплотою згоряння палива

$$q_{5k}^B = \frac{11,55 \cdot 102,9 \cdot (45 - 20)}{2044 \cdot 12,04} \cdot \frac{3600}{10^6} \cdot 100 = 1,53\%.$$

3.3.7 Втрати теплоти з фізичним теплом конденсату згідно [12]

- за нижчою теплотою згоряння палива

$$q_6^H = I_{\text{конд}} \cdot 100 / Q_H^P, \quad (3.31)$$

де  $I_{\text{конд}}$  – ентальпія конденсату, яка визначається за формулою

$$I_{\text{конд}} = (V_{\text{сг}}^{\text{вх}} \cdot \rho_{\text{сг}}^{\text{вх}} \cdot d^{\text{вх}} - V_{\text{сг}}^{\text{вих}} \cdot \rho_{\text{сг}}^{\text{вих}} \cdot d^{\text{вих}}) \cdot c_v \cdot t_k; \quad (3.32)$$

$$I_{\text{конд}} = (3,14 \cdot 1,83 \cdot 0,138 - 3,14 \cdot 1,83 \cdot 0,053) \cdot 4,19 \cdot 40 = 81,86 \text{ кВт}.$$

Тоді,

$$q_6^H = \frac{81,86 \cdot 100}{10,22 \cdot 10^3} = 0,8\%,$$

- за вищою теплоотою згоряння палива

$$q_6^B = 0,8 \cdot \frac{10,22}{12,04} = 0,68\%.$$

3.3.8 ККД системи «котел-економайзер» згідно формулам (3.13-3.14)

-за нижчою теплоотою згоряння палива

$$\eta^H = 100 - (-6,25) - 1,5 - 2,4 - 1,8 - 0,8 = 99,7\%,$$

-розрахована за вищою теплоотою згоряння палива

$$\eta^B = 100 - 7,98 - 1,27 - 2,04 - 1,53 - 0,68 = 86,5\%.$$

3.3.9 Витрата палива в котлі згідно формули (3.18)

при  $Q_{ка} = 2944$  кВт

$$B_p = \frac{2944}{12,04 \cdot 10^3 \cdot 86,5} \cdot 100 = 0,28 \text{ кг/с або } B_p = 0,28 \cdot 3600 = 998 \text{ кг/год.}$$

при  $Q_{ка} = 5000$  кВт

$$B = \frac{5000}{12,04 \cdot 10^3 \cdot 86,5} \cdot 100 = 0,47 \text{ кг/с або } B = 0,47 \cdot 3600 = 1692 \text{ кг/год.}$$

3.3.10 Результати теплового розрахунку котла ПОЖ ІНКА 5000 і системи «котел-економайзер» занесено до табл. 3.3.

Таблиця 3.3

**Результати теплових розрахунків твердопаливного котла ПОЖ ІНКА 5000 та системи «котел-економайзер» біопаливної котельні аеропорту «Бориспіль»**

Показник		Позначення	Одиниці вимірювання	Розрахунок котла ПОЖ ІНКА 5000		Розрахунок системи «котел-економайзер»	
				По $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$	По $Q_{\text{в}}^{\text{р}}$	По $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$	По $Q_{\text{в}}^{\text{р}}$
Втрати теплоти	з відхідними газами	$q_2$	%	8,6	22,6	-6,25	7,98
	з хімічним недопалом	$q_3$	%	1,5	1,27	1,5	1,27
	з механічним недопалом	$q_4$	%	2,4	2,04	2,4	2,04
	від зовнішнього охолодження	$q_5$	%	1,1	0,93	1,8	1,53
	з фізичним теплом шлаків	$q_6$	%	0,3	0,25	0,8	0,68
Сумарні втрати		$\sum q$	%	13,9	27,1	0,3	13,5
ККД		$\eta$	%	86,1	72,9	99,7	86,5
Витрата палива при номінальному навантаженні		$B$	кг/с	0,537		0,47	
Витрата палива при розрахунковому навантаженні		$B_{\text{р}}$	кг/с	0,316		0,28	

### 3.4. Енергетична ефективність від встановлення економайзера

3.4.1 Економія палива за рахунок встановлення економайзера при номінальному режимі (потужність котла – 5000 кВт)

$$\Delta B = B_{\text{н}} - B; \quad (3.33)$$

$$\Delta B = 0,537 - 0,47 = 0,067 \text{ кг/с або } \Delta B = 0,067 \cdot 3600 = 241,2 \text{ кг/год.}$$

- при розрахунковому режимі (потужність котла – 2944 кВт)

$$\Delta B_{\text{р}} = B_{\text{рн}} - B_{\text{р}} \quad (3.34)$$

$$\Delta B_p = 0,316 - 0,28 = 0,036 \text{ кг/с або } \Delta B_p = 0,036 \cdot 3600 = 129,6 \text{ кг/год.}$$

### 3.4.2 Максимально потужність системи «котел-економізатор»

$$\Delta Q = Q + Q_{\text{ек}} \quad (3.35)$$

$$\Delta Q = 5000 + 1358,4 = 6358,4 \text{ кВт.}$$

### 3.4.3 Підвищення ККД системи «котел-економізатор» порівняно з ККД котла -при розрахунку ККД за нижчою теплоотою згоряння палива

$$\Delta \eta_{\text{н}} = \eta_{\text{с}}^{\text{н}} - \eta_{\text{к}}^{\text{н}} \quad (3.36)$$

$$\Delta \eta_{\text{н}} = 99,7 - 86,1 = 13,6\%.$$

### -при розрахунку ККД за вищою теплоотою згоряння палива

$$\Delta \eta_{\text{в}} = \eta_{\text{с}}^{\text{в}} - \eta_{\text{к}}^{\text{в}} \quad (3.37)$$

$$\Delta \eta_{\text{в}} = 86,5 - 72,9 = 13,6\%.$$

3.4.4 Якщо витрата палива в системі «котел-економізатор» залишається сталою, то кількість корисно використаної в ній теплоти при номінальному режимі (потужність котла – 5000 кВт)

$$Q_{\text{сист}} = B \cdot Q_{\text{п}}^{\text{в}} \cdot \eta_{\text{с}}^{\text{в}} / 100; \quad (3.38)$$

$$Q_{\text{сист}} = 0,537 \cdot 12,04 \cdot 86,5 / 100 = 5,7 \text{ МВт};$$

-при розрахунковому режимі (потужність котла – 2944 кВт)

$$Q_{\text{сист}} = 0,316 \cdot 12,04 \cdot 86,5 / 100 = 3,35 \text{ МВт.}$$

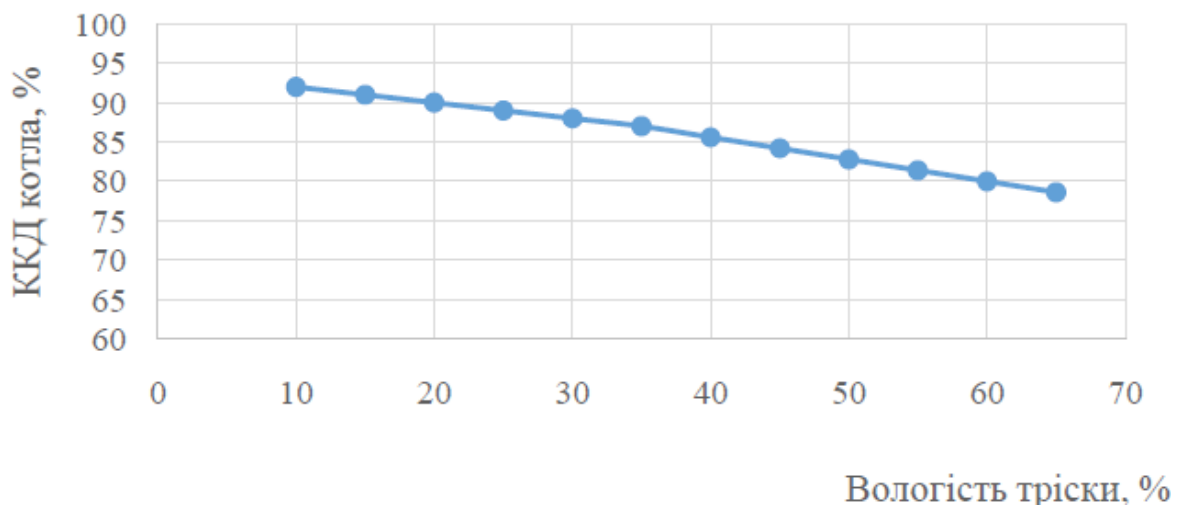
Ця теплота може витрачатися на отримання основної продукції – гарячої мережевої води у водогрійному котлі.

3.4.5 Розрахунки ККД котла, витрати палива, ККД системи "котел-економізатор" для різної вологості тріски виконані за допомогою програмного забезпечення Excel. Результати розрахунків занесено до табл. 3.4 та представлено на рис. 3.1 – 3.3.

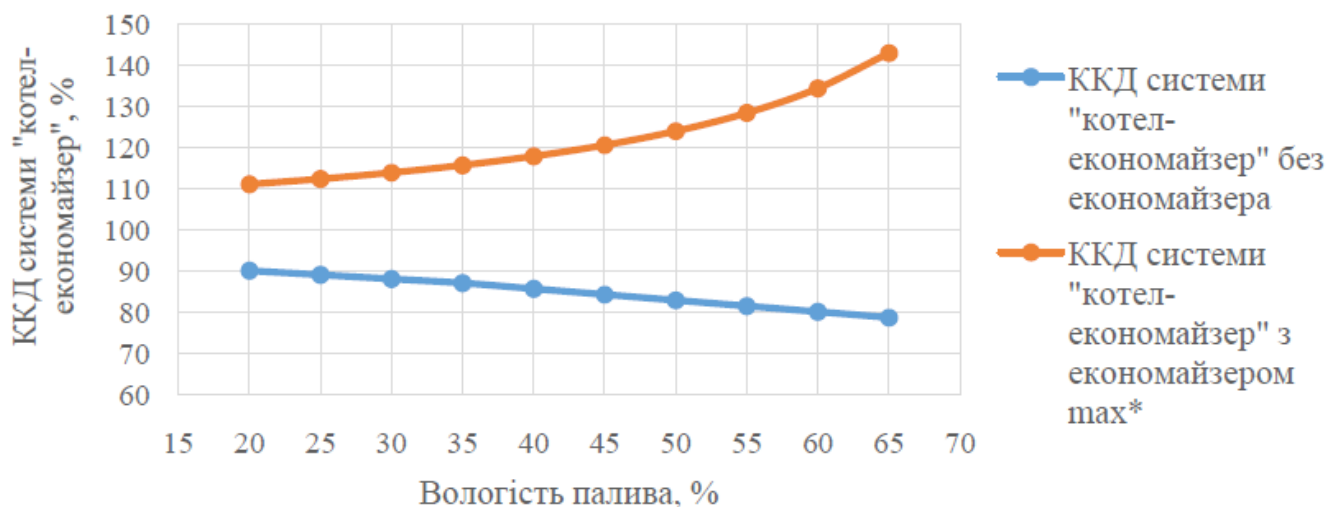
Таблиця 3.4

**Результати розрахунків ККД котла, ККД системи "котел-економізатор" та витрати палива для різної вологості палива – дерев'яної тріски**

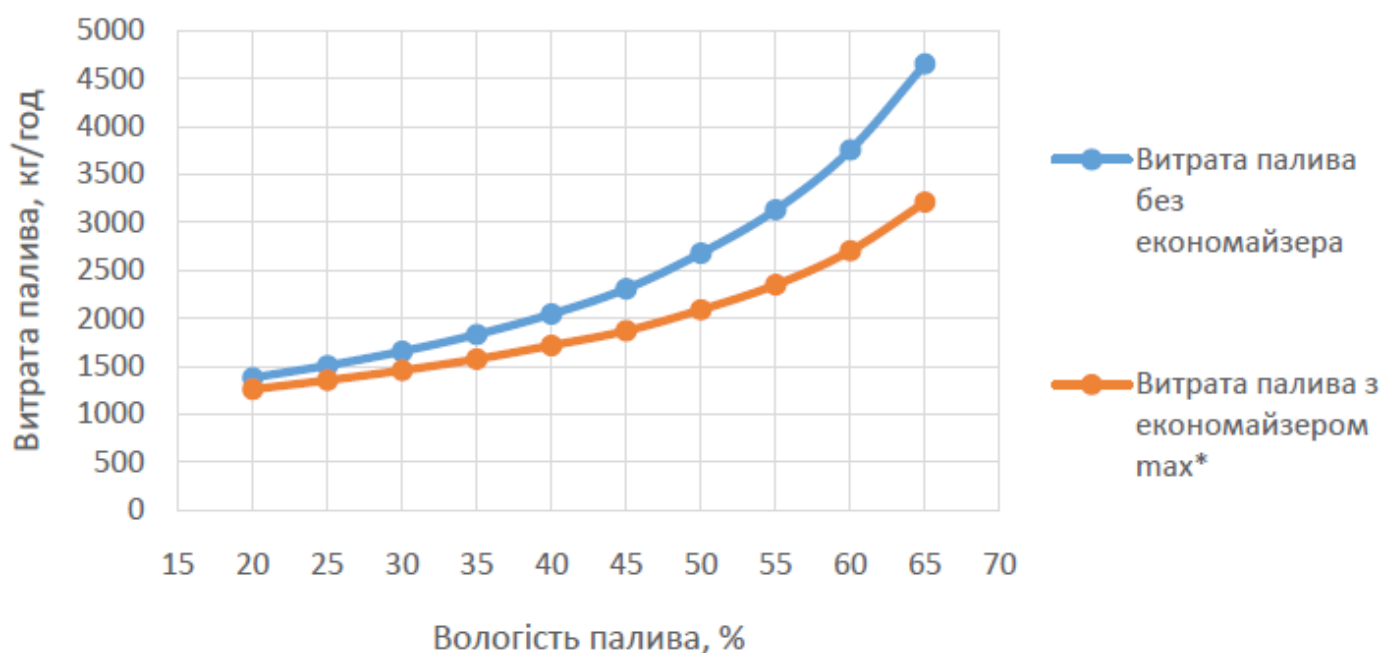
Вологість палива, %	ККД котла, %	Максимальний ККД системи "котел-економізатор", %	Витрата палива без економізатора, кг/год	Витрата палива з економізатором при максимальному ККД, кг/год
10	92	108,9	1177,6	1106,9
15	91	111,2	1271,9	1177,7
20	90	111,0	1380,3	1258,8
25	89	112,3	1506,2	1352,6
30	88	113,8	1654,3	1455,7
35	87	115,6	1830,6	1574,3
40	86,1	117,8	2053,6	1725,0
45	84,2	120,5	2329,4	1886,8
50	82,8	123,9	2678,9	2089,6
55	81,4	128,3	3135,6	2351,7
60	80	134,3	3756,3	2704,6
65	78,6	142,9	4647,7	3206,9



**Рис. 3.1 Залежність ККД котла ПОЖ ІНКА 5000 від вологості палива**



**Рис. 3.2** Залежність ККД системи "котел-економізатор" від вологості палива при різних режимах роботи котла і ЕК



**Рис. 3.3** Залежність витрати палива від вологості при різних режимах роботи котла і ЕК

В даному розділі виконано тепловий розрахунок біопаливної котельні аеропорту Бориспіль для 2х варіантів: без встановлення економайзера та із встановленням економайзера.

На основі результатів теплового розрахунку біопаливної котельні аеропорту Бориспіль можна зробити наступні висновки:

1) За рахунок встановлення економайзера втрати теплоти з димовими газами зменшуються з 22,6% до 7,98%;

ККД збільшується на 13,6%: з 86,1% до 99,7% по  $Q_{н}^P$  і з 72,9% до 86,5% по  $Q_{в}^P$ ;

економія палива складає: при номінальному режимі (потужність котла – 5000 кВт) – 241,2 кг/год; при розрахунковому режимі (потужність котла – 2944 кВт) – 129,6 кг/год;

при сталій витраті палива котельнею, кількість корисно використаної в системі «котел- економайзер» теплоти: при номінальному режимі (потужність котла – 5000 кВт) – 5700 кВт; при розрахунковому режимі (потужність котла – 2944 кВт) – 3350 кВт.

2) На основі результатів розрахунків ККД котла, витрати палива, ККД системи "котел- економайзер" для різної вологості тріски можна зробити наступні висновки:

встановлено, що при збільшенні вологості палива на 30% (від 20% до 50%), ККД котла зменшується на 7,2% (від 90% до 82,8%);

– встановлено, що при збільшенні вологості палива на 30% (від 20% до 50%), витрата палива в котлі збільшується на 1298,6 кг/год (від 2678,9 кг/год до 1380,3 кг/год);

– встановлено, що при збільшенні вологості палива на 30% (від 20% до 50%), максимальне ККД системи "котел-економайзер" збільшується на 13% (від 111% до 124%).

## ВИСНОВКИ

В магістерській роботі проаналізовано сучасний стан та перспективи розвитку біоенергетичного сектору в Україні та основні шляхи підвищення екологічної ефективності біопаливних котлів.

Визначено параметри відхідних газів на вході та виході з економайзера, встановлено залежність зниження теплоти згоряння тріски та теоретичного максимального підвищення ККД системи котел-економайзер від вологості палива за рахунок використання теплоти відхідних газів, визначено значення температури точки роси відхідних газів.

Розраховано теплову схему біопаливної котельні аеропорту "Бориспіль" і в результаті визначено енергоефективність котла та системи котел-економайзер. Визначено залежність ККД котла, ККД котла-економайзера та витрати палива від вологості палива. Результати показують, що встановлення економайзера зменшує втрати тепла з димовими газами на 14,6%, підвищує ККД котла на 13,6% (з 86,1% до 99,7% на нижчих теплотах згоряння) та покращує економію палива в номінальному режимі (коли котел працює на нижчих теплотах згоряння) - 241,2 кг/год в номінальному режимі (потужність котла - 5000 кВт) та 129, 6 кг/год (потужність котла - 2944 кВт), тепло, що використовується системою котла-економайзера при постійній витраті палива в котельні в номінальному режимі 5700 кВт (потужність котла - 5000 кВт) і в режимі 3350 кВт (потужність котла - 2944 кВт), досліджено вплив вологості палива на ККД котла, витрату палива в котельні та ефективність системи котла-економайзера.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Енергетична стратегія України на період до 2035 року: Безпека, Енергоефективність, Конкурентоспроможність.  
<http://www.kmu.gov.ua/control/uk/cardnpd?docid=250250456>
2. Державна служба статистики України. Енергетичний баланс України за 2016 рік (експрес-випуск № 506/0/08.4 вн-17) від 20.12.2017.
3. Державна служба статистики України. [www.ukrstat.gov.ua](http://www.ukrstat.gov.ua).
4. Розпорядження КМУ від 18 серпня 2017 року № 569-р.  
<http://www.kmu.gov.ua/control/uk/cardnpd?docid=250218439>
5. Державне агентство з енергоефективності та енергозбереження України. Інформаційна довідка:  
[http://saee.gov.ua/sites/default/files/Renewable\\_energy\\_Ukraine\\_energy\\_balance\\_2016.pdf](http://saee.gov.ua/sites/default/files/Renewable_energy_Ukraine_energy_balance_2016.pdf).
6. Наказ Мінприроди від 27.06.2006 р. N 309 «Про затвердження нормативів граничнодопустимих викидів забруднюючих речовин із стаціонарних джерел».  
<http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/z0912-06>
7. Аронов И.З., Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа / И.З. Аронов, // Л.: Недр. Ленинградское отделение. - 1990. - 280 с.
8. Баскаков А.П. Реальные возможности повышения энергетической эффективности газовых отопительных котельных / А.П. Баскаков, В.А. Мунц, Н.Ф. Филипповский, Е.В. Черепанова. // Промышленная Энергетика. - 2005. - №9. - С.22 - 26.
9. Бухаркин Е.Н. Обеспечение надёжных условий эксплуатации газоотводящего тракта в котельных с конденсационными экономайзерам / Е.Н. Бухаркин. // Теплоэнергетика. – 1997. – №9. – С.29 – 34.
10. Ефимов А.В. Математическая модель системы «котел–теплоутилизатор» / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко. // Вестник Национального технического университета «ХПИ». Тематический выпуск: Информатика и моделирование. – Харьков: НТУ «ХПИ» – 2010. – № 21. – С.76

11. Теплотехника / [Сушкин И.Н., Щукин А.А., Зах Р. Г. и др.]; под ред. И.Н. Сушкина. – [2-е изд. перераб.]. – М. – 1973. – 480 с. – (Курс общей теплотехники).
12. Ефимов А.В. Система глубокой утилизации теплоты газов, уходящих из котельных агрегатов [Текст] / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Л.В. Гончаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013.
13. О. Єфімов, Сучасні технології глибокого охолодження продуктів згорання палива в котельних установках їх проблеми та шляхи вирішення, Харків, Монографія, 2017.
14. Частухин 1980 г. Тепловой расчет котлов (нормативный метод).Издание 3-е, переработанное и дополненное. Издательство НПО ЦКТИ, СПб,1998 -256с.с ил.
15. ГКД 34.02.305-2002 (Викиди забруднювальних речовин у атмосферу від енергетичних установок. Методика визначення), Чинний від 01.07.2002, УДК 662.611:66.074.3
16. ДБН В.2.5-77 «Котельні»
17. Методичні рекомендації до викон. випускної кваліфікаційної роботи на здобуття освіт, ступ. «Магістр» за спец. 144 «Теплоенергетика» освіт.-проф. прогр. «Теплоенергетика та енергоефективні технології» ден. та заоч. форми навч. / уклад. М.О. Прядко, В.М. Філоненко, В.О. Бойко, Н.В. Іващенко.К.: НУХТ, 2021. 36 с.
18. Конденсаційний економайзер потужністю 1 МВт. URL: <http://kge.bio/objekty/ustanovka-ekonomajzera-ma-borispol> (дата доступу 13.01.2024)