МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ІНЖЕНЕРНИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ім. Ю.М. ПОТЕБНІ

ЕЛЕКТРИЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ ТА КІБЕРФІЗИЧНИХ СИСТЕМ
(повна назва кафедри)

Кваліфікаційна робота/проєкт

другий (магістерський) рівень
(рівень вищої освіти)

на тему «Підвищення енергоефективності технологічного устаткування за рахунок використання біопалива»

Виконав: студент 2 курсу, групи 8.1443
спеціальності 144 Теплоенергетика
(код і назва спеціальності)
освітньої програми Теплоенергетика
(назва освітньої програми)

спеціалізації _____
(код і назва спеціалізації)
_____ А.А.Дробний _____
(ініціали та прізвище)

Керівник __доц.,к.т.н. Єрофєєва А.А._____
(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)
Рецензент ст. викл. Таратута В.О. _____
(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Запоріжжя
2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М.Потебні
Кафедра____Електричної інженерії та кіберфізичних систем _____
Рівень вищої освіти____другий (магістерський) рівень_____
Спеціальність __144 Теплоенергетика_____
(код та назва)
Освітня програма Теплоенергетика_____
(код та назва)
Спеціалізація _____
(код та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри



д.т.н., проф. В.Л. Коваленко
«_____»_____ 2024 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ/ПРОЄКТ СТУДЕНТОВІ(СТУДЕНТЦІ)

Дробний Андрій Андрійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи (проєкту) «Підвищення енергоефективності технологічного устаткування за рахунок використання біопалива»
керівник роботи (проєкту) Єрофєєва Аліна Анатоліївна, к.т.н.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом ЗНУ від «28» лютого 2024 року № 361-с
Строк подання студентом роботи _____01 грудня 2024 р._____
3 Вихідні дані до роботи : споживання енергоресурсів підприємством; W=40 % - вологість; $H_р$=3,6 % - кількість водню в паливі; $O_р$=25,1 % - кількість кисню в паливі; $N_р$=0,4 % - кількість азоту в паливі; $S_к+S_{ор}$=0 % - кількість сірки в паливі; Q = 5 МВт – потужність сушильного апарата; t'_1=1000˚С – температура димових газів на вході в рекуператор;t'_2=20˚С – температура повітря на вході в рекуператор; t''_2=600˚С – температура повітря на виході з рекуператора; t''_1=300˚С – температура димових газів на виході з рекуператора.
4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1) Розрахункові дослідження використання біопалива в технологічному агрегаті 2) Розрахунки складових комплексу спалювання біопалива. 3) Техніко-економічний розрахунок комплексу спалювання біопалива

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 1) Аналіз споживання енергоресурсів підприємством. 2) Виробництво енергії з різних поновлюваних джерел енергії у країнах ЄС. 3) Принципова схема сушильного агрегату.4) Циклонна топка в розрізі. 5) Принципова схема спалювання біомаси. 6) Конструкція трубчатого рекуператора.7) Блок-схема розрахунку системи опалення сушильного агрегату.8) Діаграма відсоткових складових витрат на обладнання.9) Значення капітальних витрат та економічного ефекту.10) Висновки.

6 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розділ 1	Єрофєєва А.А., доц., к.т.н.		
Розділ 2	Єрофєєва А.А., доц., к.т.н.		
Розділ 3	Єрофєєва А.А., доц., к.т.н.		

5 Дата видачі завдання 24.06.2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ БІОПАЛИВА В ТЕХНОЛОГІЧНОМУ АГРЕГАТІ	01.10.2024	
2	РОЗРАХУНКИ СКЛАДОВИХ КОМПЛЕКСУ СПАЛЮВАННЯ БІОПАЛИВА	14.11.2024	
3	ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОМПЛЕКСУ СПАЛЮВАННЯ БІОПАЛИВА	01.12.2024	

Студент _____ А.А.Дробний
(підпис) (ініціали та прізвище)

Керівник роботи (проєкту). _____ А.А.Єрофєєва
(підпис) (ініціали та прізвище)

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер _____ І.І.Коваленко
(підпис) (ініціали та прізвище)

АНОТАЦІЯ

А.А. Дробний. Підвищення енергоефективності технологічного устаткування за рахунок використання біопалива.

Кваліфікаційна випускна робота на здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 144 – Теплоенергетика, науковий керівник А.А. Єрофєєва. Запорізький національний університет. Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні. Кафедра електричної інженерії та кіберфізичних систем, 2024.

У кваліфікаційній роботі магістра розглянута можливість заміни використання природного газу в технологічному процесі на альтернативне джерело енергії – біопаливо. Проведені розрахункові дослідження складових комплексу спалювання біопалива, складено блок-схему розрахунку нової системи опалення сушильного агрегату. Визначена економічна ефективність реалізації проєкту створення комплексу спалювання біопалива з проміжним теплоносієм для підвищення енергоефективності технологічного устаткування.

Ключові слова: БІОЕНЕРГЕТИКА, БІОПАЛИВО, ЦИКЛОННА ТОПКА, СУШИЛЬНИЙ АГРЕГАТ, ТРУБЧАТИЙ РЕКУПЕРАТОР, АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК, СИСТЕМА ОПАЛЕННЯ, СТРОК ОКУПНОСТІ.

ABSTRACT

A.A. Drobnyi Improving the energy efficiency of technological equipment through the use of biofuels.

Qualifying final work for obtaining a master's degree in the specialty 144 - Heat Power Engineering, Supervisor A.A. Yerofieieva. Zaporizhzhia National University.

Engineering Educational and Research Institute named after Y.M. Potebnya. Department of Electrical Engineering and Cyberphysical Systems, 2024.

The master's thesis considers the possibility of replacing the use of natural gas in the technological process with an alternative energy source - biofuels. He carried out calculation studies of the components of the biofuel combustion complex, and compiled a flowchart for calculating a new heating system for the drying unit. The economic efficiency of the project for the creation of a biofuel combustion complex with an intermediate coolant to improve the energy efficiency of technological equipment is determined.

Keywords: BIOENERGY, BIOFUEL, CYCLONE FURNACE, DRYING UNIT, TUBE RECUPERATOR, AERODYNAMIC CALCULATION, HEATING SYSTEM, PAYBACK PERIOD

ЗМІСТ

ВСТУП…….....8
1. РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ БІОПАЛИВА В ТЕХНОЛОГІЧНОМУ АГРЕГАТІ……...10
1.1 Аналіз енергоспоживання підприємством ……10
1.2 Ефективність заміни природного газу на біопаливо……..12
1.3 Тирса - альтернативний вид палива…….……15
1.4 Пристрій сушильного комплексу…….……21
1.5 Викиди, що утворюються при згорянні біопалива…….25
1.6 Основні викиди, що утворюються при повному згорянні…….26
1.7 Основні викиди, що утворюються при неповному згорянні….28
1.8. Методи контролю вмісту часток…….....30
1.9 Опис роботи циклонної топки……..33
1.10 Постановка завдання……..…….34
2 РОЗРАХУНКИ СКЛАДОВИХ КОМПЛЕКСУ СПАЛЮВАННЯ БІОПАЛИВА…..…….36
2.1 Опис схеми…….36
2.2 Розрахунки рекуперативного теплообмінника……...37
2.2.1 Визначення складу димових газів……..….37
2.2.2 Тепловий розрахунок рекуператора……39
2.2.3 Конструктивний розрахунок рекуператора……52
2.2.4 Аеродинамічний розрахунки рекуператора……55
2.3 Розрахунки циклонної топки……...60
2.4 Блок-схема розрахунку системи опалення сушильного агрегату 62
3 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОМПЛЕКСУ СПАЛЮВАННЯ БІОПАЛИВА……...64
3.1 Капітальні витрати з урахуванням вартості рекуператора, циклону, топки, вентилятора та димососа……..…….64

3.2 Розрахунки вартості газу для роботи існуючого устаткування……66

3.3 Розрахунки вартості біопалива необхідного для роботи сушильного агрегату……..68

3.4 Розрахунки вартості електроенергії необхідної для роботи вентилятора й димососа……69

3.5 Розрахунок економічної ефективності впровадження комплексу устаткування ……..71

ВИСНОВКИ……74

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ……75

ВСТУП

Актуальність роботи. Скорочення споживання природного газу в умовах енергетичної кризи є надзвичайно актуальним для України. Зважаючи на залежність від імпорту газу, а також на зростання вартості енергоносіїв і загрози енергетичній безпеці, країна потребує швидкого переходу на альтернативні джерела енергії. Це питання набуло особливого значення у зв'язку з геополітичними подіями, що впливають на стабільність постачання газу.

Таким чином, впровадження технологій енергозбереження та альтернативної генерації енергії, зокрема на основі біопалива, є не тільки актуальним, але й стратегічно важливим завданням для енергетичної політики України. Це дозволить скоротити споживання газу, підвищити енергоефективність і забезпечити стабільність енергопостачання у складних умовах сьогодення.

Об'єкт дослідження – комплекс спалювання біопалива.

Предмет дослідження – енергетична ефективність технологічного устаткування.

Мета роботи - підвищення енергоефективності технологічного устаткування за рахунок використання біопалива.

Задачі дослідження. Для досягнення зазначеної мети дослідження в магістерській роботі вирішуються такі задачі:

- аналіз потенціалу заміни природного газу на біопаливо в Україні;
- розробка складових комплексу спалювання біопалива;
- розробка блок-схеми розрахунку системи опалення сушильного агрегату;
- визначення економічної ефективності впровадження комплексу спалювання біопалива з проміжним теплоносієм.

Методи дослідження - теоретичний, розрахунковий, аналіз і синтез літератури, техніко-економічний аналіз.

Апробація роботи. Участь у І ВСЕУКРАЇНСЬКІЙ НАУКОВО-ПРАКТИЧНІЙ КОНФЕРЕНЦІЇ ЗА УЧАСТЮ МОЛОДИХ УЧЕНИХ ТА ЗДОБУВАЧІВ ВИЩОЇ ОСВІТИ «АКТУАЛЬНІ ПИТАННЯ СУСПІЛЬСТВА У СФЕРАХ ЕКОЛОГІЧНОЇ ТА ЦИВІЛЬНОЇ БЕЗПЕКИ, ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, МЕНЕДЖМЕНТУ ТА ЕКОНОМІКИ» 16-18 жовтня 2024 року Запоріжжя: ЗНУ, 2024. С. 465-467. URL: https://www.znu.edu.ua/ii_znu/nauka/2024/aktualni-pytannya/zbirnyk_24.pdf.

1 РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ БІОПАЛИВА В ТЕХНОЛОГІЧНОМУ АГРЕГАТІ

1.1 Аналіз енергоспоживання підприємством

Підприємство «Укрграфіт» у місті Запоріжжя є провідним виробником вуглеграфітової продукції з повним циклом виробництва. Основні виробничі цехи та відділення підприємства включають:

1. Цех вугільних заготовок: відповідає за формування та підготовку вугільних заготовок для подальшої обробки.

2. Відділення просочення: здійснює просочення вугільних заготовок кам'яновугільним пеком для покращення їхніх властивостей.

3. Цех графітації : виконує процес графітації, перетворюючи вугільні заготовки на графітовані електроди та блоки.

4. Цех механічної обробки: забезпечує точну механічну обробку готових графітованих виробів відповідно до вимог замовників.

5. Відділення виробництва електродної маси: виробляє електродну масу для різних промислових застосувань.

6. Відділення виробництва анодів: спеціалізується на виготовленні анодів для алюмінієвої та магнієвої промисловості.

7. Відділення виробництва вуглецевих блоків: виробляє вуглецеві блоки для футерування доменних печей та інших високотемпературних застосувань.

Діаграма споживання природного газу, пари та електричної енергії цехами підприємства представлена на рисунку 1.1.

Енергетична ефективність ПАТ «Укрграфіт» представлена на рисунку 1.2.



Рисунок 1.1. Споживання енергоресурсів підприємством

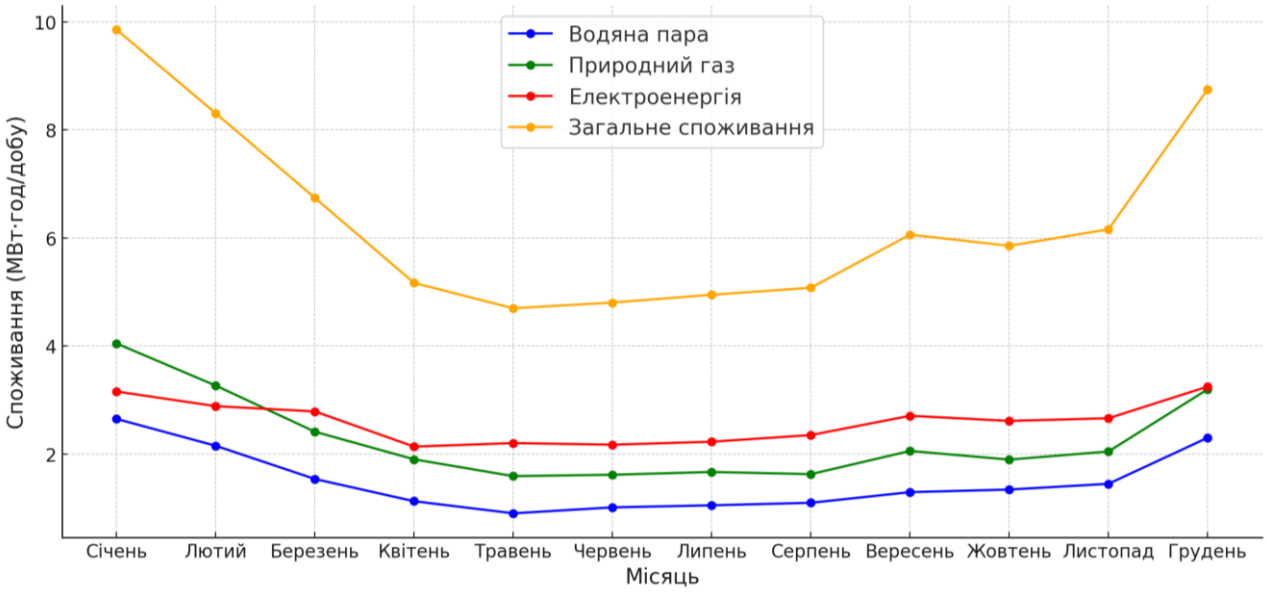


Рисунок 1.2. Динамічний обсяг електроспоживання з урахуванням сезонних коливань споживання енергії

1.2 Ефективність заміни природного газу на тирсу

Необхідність скорочення споживання природного газу — одна з найбільш актуальних тем для України, що перебуває зараз у складній енергетичній ситуації. Таке положення змушує країну терміново шукати альтернативні джерела енергії й впроваджувати енергозберігаючі технології. Одним з основних шляхів скорочення споживання природного газу в Україні може стати широке застосування технологій виробництва енергії з місцевих видів палива, таких як біомаса.

Біомаса - це вміст вуглецеві органічні речовини рослинного й тваринного походження (деревина, солома, рослинні залишки сільськогосподарського виробництва, гній і ін.). Також, до поняття біомаса відносять органічну частину твердих побутових відходів і іноді торф. Для виробництва енергії переважно застосовують тверду біомасу, а також отримані з неї рідкі й газоподібні палива - біогаз, біодизель, біоетанол. Біомаса є поновлюваним, екологічно чистим паливом, використання якого не приводить до посилення глобального парникового ефекту.

Станом на 2024 рік, біомаса залишається важливим джерелом енергії у світі, проте її частка в загальному споживанні енергії дещо змінилася порівняно з попередніми роками. У 2021 році відновлювані джерела енергії (ВДЕ) забезпечували приблизно 15 % загального постачання первинної енергії, значну частину з якої становила біомаса. У 2021 році біоенергетика становила 10,2 % валової кінцевої енергії в ЄС, що свідчить про значну роль біомаси в енергетичному балансі регіону. У деяких європейських країнах частка біомаси в загальному енергоспоживанні є вищою за середній показник по ЄС. Наприклад, у Латвії цей показник становить близько 28 %, у Швеції – 22 %, у Фінляндії – 21 %, в Данії – 17 %, в Австрії – 16 % [1].

Хоча біомаса продовжує відігравати значну роль у світовому енергетичному балансі, її частка в загальному споживанні енергії становить менше 14 %. У розвинених країнах, особливо в Європі, частка біомаси в

енергоспоживанні варіюється, досягаючи в окремих випадках 28 %, але загалом не перевищує 30 % [1]. Виробництво енергії з різних поновлюваних джерел енергії у країнах ЄС представлено на рисунку 1.3.

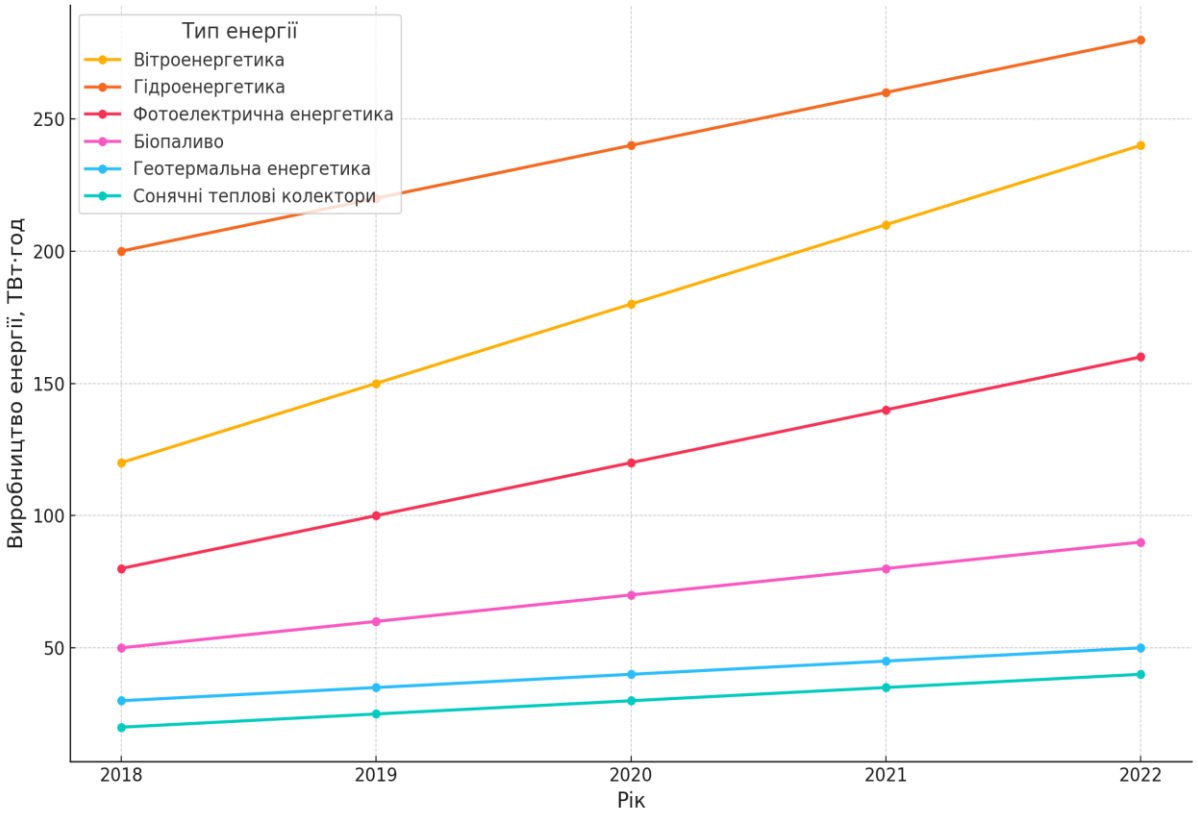


Рисунок 1.3. Виробництво енергії з різних поновлюваних джерел енергії у країнах ЄС

В останні роки разом зі значним підвищенням цін на газ, електроенергію, нафтопродукти зросло значення дерева як джерела енергії.

Найбільш доцільним вважається спалювання відходів деревини (особливо, це актуально, якщо поруч перебуває деревообробне виробництво) з метою одержання тепла, яке значно скорочує витрати на закупівлю енергоносіїв. Адже теплотворна здатність дерева рівноцінна теплотворній здатності бурого вугілля.

Це завдання оптимально вирішує енергетичний комплекс автоматичного спалювання відходів деревини. Він складається з

автоматичної системи спалювання ошурок і стружки (скорочено: система спалювання - СС) і відповідного водного або парового котла.

Комплекс СС складається з бункера, куди засипаються відходи, шнекового механізму, керованого автоматикою, і газогенератора, де проходить процес перетворення відходів дерева в газ. Таким чином, утворений потужний факел вогню надходить з газогенератора у топку котла. Автоматика контролює й підтримує задану температуру теплоносія (гаряча вода або пара) на виході з котла.

Залежно від потужності СС мають різні розміри й відповідний рівень механізації й автоматизації.

В автоматичному режимі відбувається утворення газів з відходів дерева вологістю 30 – 50 %: тирса, стружка, кора, кускові відходи розміром до 30мм. Газоутворення відходів відбувається під впливом високої температури газогенератора (до 1200 ^{0}C), надлишкового тиску й вологості відходів. Разом з тим вирішуються екологічні проблеми утилізації відходів. Відходи дерева не мають у своєму складі з'єднань сірки й хлору, а вміст з'єднань азоту в 100 - 150 раз нижче, ніж у природних копалин. Тому концентрація шкідливих речовин у викидах у повітря значно нижча, ніж при інших видах палива.

Хімічний склад газу, який утворюється в газогенераторі: C_2 - 11,06 %; O_2 - 5,7%; C - 15,7 %; CH_4 - 7,44 %; H_2 - 3,85%; C_nH_n - 0,11 %; N_2 - 56,44%; смоли - 0,001 г/100мм^3 .

У викидах в атмосферу, які утворюються в процесі спалювання газу втримується C_2 - 7,9 %; O_2 - 13,1 %; оксиду вуглецю, метану, ненасичених вуглеводнів і кольору не мають.

У процесі повного згоряння тверді часточки у вигляді попелу практично не утворюються.

Пристрій для спалювання кускових відходів деревини представлено на рисунку 1.4.

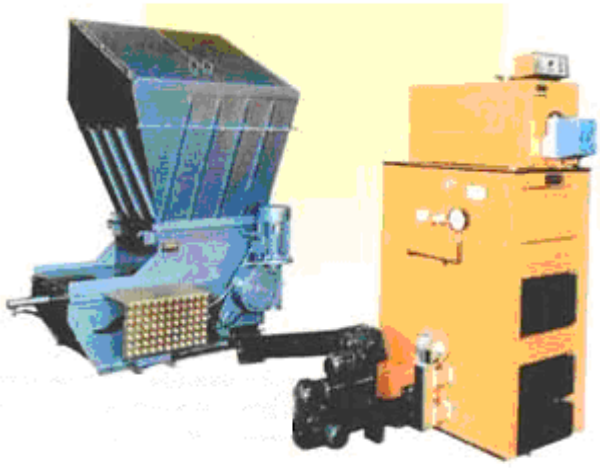


Рисунок 1.4 - Пристрій для спалювання кускових відходів деревини

Одночасно зі спалюванням стружки й тирси можливо спалювати кускові відходи безпосередньо в топці котла. У цьому випадку тепло від спалювання таких кускових відходів використовується як базове, а автоматика відповідно зменшує або навіть припиняє подачу стружки, підтримуючи задану температуру теплоносія. Спалювання таких кускових відходів дерева (вугілля, коксу) у топці котла рекомендується для підтримки температури при тимчасовій відсутності електроенергії або стружки [7].

1.3 Біопаливо - альтернативний вид палива

Збільшення дощів, викликане посиленим у результаті потепління випаром води з поверхні морів, приведе до руйнівних повеней, більш сильних, як в останні два роки в Нідерландах. Тому необхідні спільні дії по зниженню викидів парникових газів тепловими електростанціями й іншими промисловими об'єктами.

Україна дійсно має значний потенціал біомаси для енергетичного використання. За оцінками Біоенергетичної асоціації України, станом на 2018 рік цей потенціал становив приблизно 23 млн тон нафтового еквівалента (т н.е.) на рік [2].

Основні складові цього потенціалу:

1. Побічні продукти рослинництва: близько 10 млн т н.е. (44 % від загального потенціалу).

2. Енергетичні культури: близько 7,5 млн т н.е. (32 % від загального потенціалу).

Використання цього потенціалу може забезпечити значну частку енергетичних потреб країни. Зокрема, за оцінками, енергетичний потенціал біомаси України у 2021 році становив 42,77 млн т н.е., що дорівнює 50 % від загального постачання первинної енергії (86,36 млн т н.е. у 2020 році). [3].
Прогнозовані цілі щодо частки біоенергетики в загальному енергоспоживанні:

1. До 2030 року: підвищення частки біоенергетики в енергетичному балансі країни до середнього рівня ЄС.

2. До 2050 року: частка відновлюваних джерел енергії в енергетичному секторі України може досягти 60 %, з яких більше половини – внесок біоенергетики [4].

Варто зазначити, що ці прогнози залежать від багатьох факторів, включаючи державну політику, інвестиції в технології та інфраструктуру, а також загальний економічний розвиток країни.

Україна має значний потенціал для розвитку біоенергетики, який може суттєво сприяти забезпеченню енергетичної безпеки та зменшенню залежності від імпортних енергоносіїв. Досягнення прогнозованих показників потребує активних дій у напрямку розвитку цього сектору, включаючи впровадження стимулюючого законодавства та підтримку інвестицій [5,6].

Результати техніко-економічного аналізу показують, що виробництво теплоти з біопалива є конкурентоспроможним навіть при використанні закордонного устаткування. З технологій виробництва електроенергії з біомаси найбільш рентабельними на сьогоднішній день є міні-електростанції, що працюють на біогазі з полігонів твердих побутових відходів. Найбільш перспективними для використання в Україні в найближчому майбутньому вважаються наступні технології:

- деревоспалювальні станції централізованого теплопостачання (1-10МВт) і промислові деревоспалювальні котли (0,1-5 МВт) для установки в держлісгоспах і на деревообробних комбінатах;

- соломоспалювальні фермерські котли й котли для малих тепломереж (0,1-1 МВт), а також станції централізованого теплопостачання (1-10 МВт);

- дерево- і соломоспалювальні котли малої потужності (40-100 кВт);

- біогазові установки для великих ферм великої рогатої худоби, свиноферм, птахіфабрик і підприємств харчової промисловості;

- установки видобутку й використання біогазу з великих полігонів ТПВ й станцій очищення комунальних стоків (міні-електростанції потужністю 0,5-5МВт);

- технології спільного спалювання біомаси (деревної тріски, деревинних гранул, тюків соломи) з вугіллям в існуючих вугільних електростанціях;

- виробництво моторних палив з біомаси (біоетанол, біодизельне паливо).

Найбільш перспективною стратегією розвитку біоенергетичних технологій в Україні, принаймні, на першому етапі, є випуск відповідного ліцензованого закордонного устаткування на промислових підприємствах України, що виведе на ринок різні українські компанії. Разом з тим організації України розробляють технології й устаткування, які вже впроваджуються в закордонних країнах.

У випадку реалізації запропонованої концепції, що реально до 2030 року, сумарна встановлена потужність буде становити 12000-15000 МВт і 1200-1500МВт. Це приведе до заміщення 12-15 млн. т.у.п./рік і зниженню викидів C_2 на 60-80 млн. т/рік. Розвиток біоенергетичних технологій зменшить залежність України від імпортованих енергоносіїв, підвищить її енергетичну безпеку за рахунок організації енергопостачання на базі місцевих поновлюваних ресурсів, створить значну кількість нових робочих місць (переважно в сільських районах), внесе великий вклад у поліпшення екологічної ситуації, додасть імпульс розвитку сільського й лісового господарства, а також машинобудування.

У таблиці 1.1 представлені дані по устаткуванню, яке може бути встановлене в Україні в рамках реалізації розробленої концепції. Зниження викидів C_2 розраховане для випадку заміщення природного газу. При розрахунках прийняті наступні показники питомих капітальних витрат, виходячи з вартості устаткування українського виробника, (у дужках також зазначені використовувані в розрахунках середні потужності устаткування) [8]:

- деревоспалювальні котли централізованого теплопостачання - 75 дол/кВт (2 МВт);

- промислові деревоспалювальні котли – 100 $/кВт (1 МВт);

- деревоспалювальні міні-тец - 1000 $ /кВт (5 МВт+10 МВт);

- малі побутові деревоспалювальні котли - 50 $ /кВт (30 кВт);

- соломоспалювальні фермерські котли й котли для малих тепломереж - 80 $/кВт (0,2 МВт);

- соломоспалювальні станції централізованого теплопостачання - 100 $ /кВт (2 Мвт);

- соломоспалювальні міні-тец - 1500 $ /кВт (5 МВт+10 МВт);

- біогазові установки - 100 $ /м^3 обсягу метантанка (обсяг метантанка 1000 м^3, 75 кВт+150 кВт);

- міні-електростанції на біогазі з полігонів ТБО - 600 $/кВт (1 МВт).

Таблиця 1.1 - Біоенергетичне устаткування, яке може бути встановлене в Україні в рамках реалізації запропонованої концепції

Тип устаткування	Приблизна ємність ринку, од	Встановлена потужність		Період експлуатації	Замі-щення викопного палива,	Зниження викидів C_2,	Загальні капіталь-ні вкладення
		МВт	МВте	год/рік	Млн. т.у.п./рік	Млн.т/рік	млн., $ USA
1	2	3	4	5	6	7	8
Деревоспалювальні станції централізованого теплопостачання, 1-10 МВт	250	500	-	4400	0,30	0,49	38
Промислові дерево-спалювальні котли, 0,1-5 $МВт_т$	250	250	-	8000	0,27	0,45	25
Деревоспалювальні міні ТЕЦ, 1-10 $МВт_э$	1	10	5	8000	0,02	0,05	5
Побутові дерево-спалювальні котли, 10-50 $кВт_т$	53000	1590	-	4400	0,96	1,57	80
Фермерські соломо-спалювальні котли, 0,1-1$МВт_т$	15900	3180	-	4400	1,91	3,14	254
Соломоспалюваль-ні станції цен-трального тепло-постачання, 1-10 $МВт_т$	1400	2800	-	4400	1,68	2,76	280
Соломоспалювальні міні ТЕЦ, 1-10 $МВт_е$	1	10	5	8000	0,02	0,05	8

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
Великі біогазові установки	2903	711	325	8000	1,33	22,36	290
Мініелектростанції на звалищному газі	90	20	80	8000	0,24	3,26	48
УСЬОГО	73795	9071	415		6,73	34,13	1027

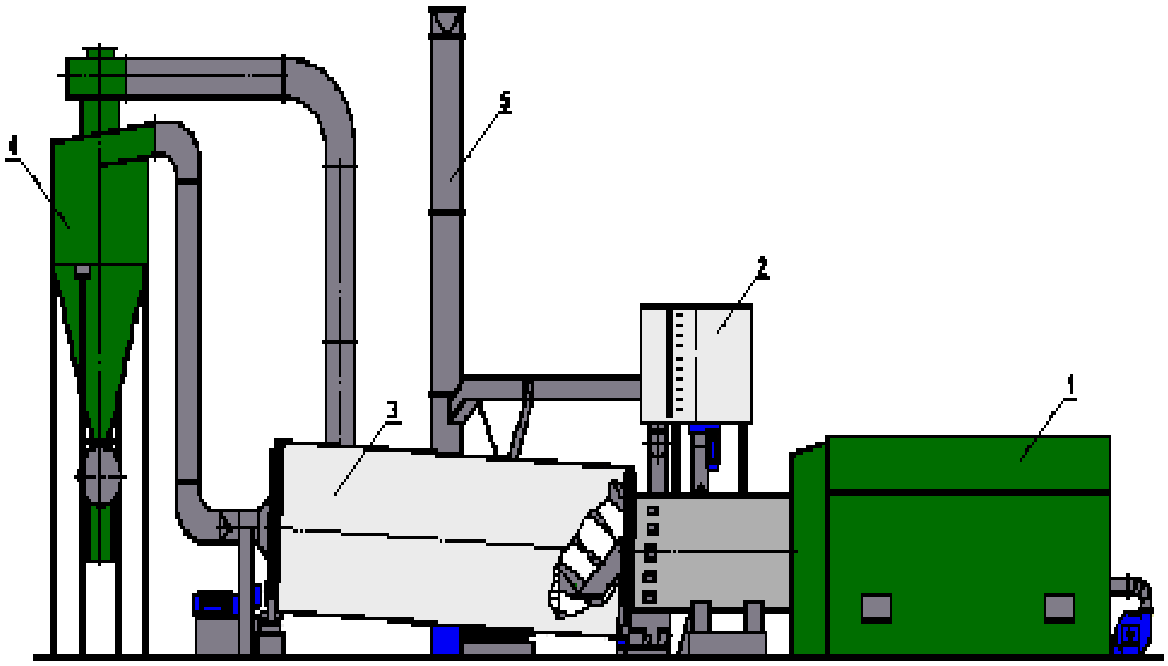
Типові характеристики потужності установок і характеристики палива, що використовуються у різних методах спалювання деревини наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 - Типові характеристики потужності установок і характеристики палива, що використовуються у різних методах спалювання деревини

Тип	Діапазон потужності	Вид палива	Зола	Вологість
1	2	3	4	5
Топка з нижньою подачею палива	20 кВт – 2,5 МВт	Деревинна тріска,деревинні відходи	<2%	5%-50%
Двокамерна топка	20 кВт – 1,5 МВт	Суха деревинна (лісосічні відходи)	<5%	5%-35%
Топка з рухомими ґратами	150 кВт - 15 МВт	Усі види деревного палива; більша частина біомаси	<50%	5%-60%
Топка з нижньою подачею палива з обертовими ґратами	2-5МВт	Деревинна тріска, з високою вологістю	<50%	40%-65%
КПО	5-15 МВт	Різні види біомаси, d< 10 мм	<50%	5%-60%
ЦПО	15-100 МВт	Різні види біомаси, d< 10 мм	<50%	5%-60%
Топка для пилового спалювання в потоці	5-10 МВт	Різні види біомаси, d< 5 мм	<5%	<20%

1.4 Пристрій сушильного комплексу

Сушильний комплекс представлено на рисунку 1.5.



1 - теплогенератор; 2 - бункер-дозатор; 3 - барабан сушильний; 4 - циклонна установка для розвантаження сухого матеріалу; 5 - димар

Рисунок 1.5 - Сушильний комплекс

Барабанні сушарки широко застосовуються для безперервного сушіння при атмосферному тиску кускових, зернистих і сипучих матеріалів.

Барабанна сушарка має циліндричний барабан 1, встановлений з невеликим нахилом до обрію, що опирається за допомогою бандажів 2 на ролики 3. Барабан приводиться в обертання електродвигуном через зубчасту передачу 4 і редуктор (можливий фрикційний привод - пари роликів, що приводиться в рух мотором-редуктором, передає крутний момент бандажу). Число обертів барабана звичайно не перевищує 5-10 об/хв; положення його в осьовому напрямку фіксується упорними роликами 5. Матеріал подається в

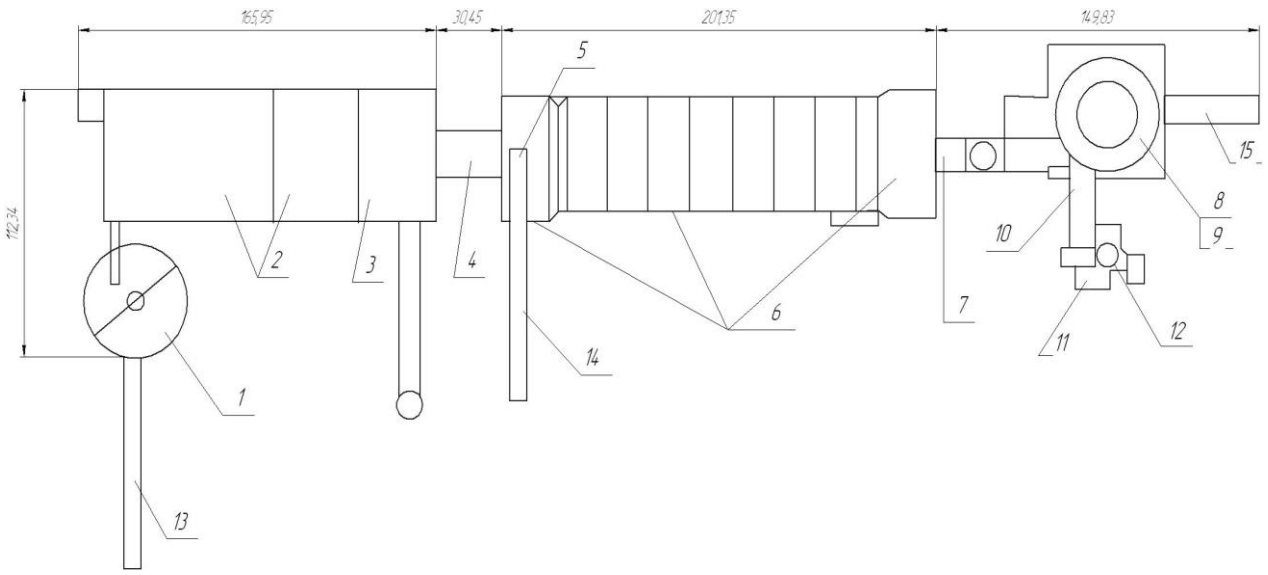
барабан живильником 6, попередньо підсушується, перемішуючись лопатами 7 приймально-гвинтової насадки, а потім надходить на внутрішню насадку, розташовану уздовж усієї довжини барабана. Насадка забезпечує рівномірний розподіл і гарне перемішування матеріалу по перетину барабана, а також його тісне зіткнення при пересипані з сушильним агентом - топковими газами.

Гази й матеріал рухаються прямотоком, що допомагає уникнути перегріву матеріалу, тому що в цьому випадку найбільш гарячі гази стикаються з матеріалом, що мають найбільшу вологість. Висушений матеріал видаляється з камери 10 через розвантажувальний пристрій 11, за допомогою якого герметизується камера 10 і запобігає введенню у неї повітря ззовні. Величина напруги барабана сушарки по волозі в певних умовах досягає А = 100 ·120 кг / ($м^3$ год).

З ряду причин у біопаливній галузі, так само як і в багатьох інших галузях, де потрібне сушіння більших обсягів сипучих матеріалів найбільше поширення одержали саме сушильні агрегати барабанного типу. Принципова схема сушильного агрегату приведена на рисунку 1.6.

Більшість барабанних сушарок використовують в якості теплоносія - топкові гази, змішані з повітрям. Температура, підтримувана на вході в барабан, залежить від характеристик сушильного агрегату й режиму його експлуатації - необхідної продуктивності, вихідної вологості продукту і т.д. Найчастіше вона підтримується на рівні 250-450 ^{0}С.

У міру просування матеріалу через барабан його вологість знижується, однак на виході з барабана температура теплоносія й самого матеріалу вже значно нижче температури горіння. Температура теплоносія на виході з барабана повинна бути вище крапки роси, щоб уникнути конденсації пари. Звичайно вона підтримується на рівні 70-110 ^{0}С.



1- паливний бункер; 2-топка зі змішувальною камерою; 3-система іскрогасіння, (1-3) можуть бути замінені: пиловою або газовим пальником зі змішувальною камерою; 4-газохід; 5-живильник завантаження вихідної сировини; 6-бункер завантаження, сушильний барабан, розвантажувальний бункер (розширювальна камера з противибуховими клапанами);7-газохід виходу теплоносія з барабана; 8-циклон очищення теплоносія від дрібної фракції сухої сировини; 9-живильник циклону; 10-газохід до димососа; 11-димосос; 12-труба димососа; 13-транспортер завантаження палива в паливний бункер; 14-транспортер завантаження вихідної сировини в живильник сушильного барабана; 15-транспортер подачі сухої сировини на наступні технологічні операції

Рисунок 1.6 Принципова схема сушильного агрегату

В таблиці 1.3 наведені деякі можливі причини загорянь.

Таблиця1.3 - Деякі можливі причини загорянь:

Припинення подачі сировини (несправність транспортера, що подає, "заклинювання" великих шматків і т.п.) - приводить до зменшення "знімання" тепла й підвищенню температури теплоносія на виході з барабана	Система керування сушильним комплексом повинна передбачати аварійну зупинку подачі теплоносія при припиненні подачі сировини. При цьому топкові гази перенаправляються не в барабан, а в так звану. аварійно-розпалювальну трубу
"Зависання" матеріалу у вхідній частині барабана - може привести до нагромадження сухого матеріалу в зоні високої температури й до його самозапалювання	Пристрій "лопаток" усередині барабана повинен бути адаптований до характеру сировини. При сушінні різних матеріалів використовуються барабани різної конструкції. Так при використанні барабанів АВМ-1,5 для сушіння ошурок необхідно замінити лопатки у вхідній частині барабана
Влучення іскр, в недогорілі частини палива	Це може відбутися у випадку, якщо: - у топці твердопаливного теплогенератора не догорає паливо. Процес горіння в теплогенераторі погано відрегульований. - неефективна конструкція системи іскрогасіння (або відсутня) При дотриманні технологічного регламенту влучення іскор у сушильний барабан практично неможливе. Однак додаткову гарантію Вам забезпечить автоматична система іскрогасіння, що працює за допомогою інфрачервоних

	датчиків, при виявленні відкритого вогню, що дають команду на упорскування води або вуглекислоти в небезпечну зону
Самозапалювання сухого матеріалу	Порушення технологічного регламенту обслуговуючим персоналом: неповне вивантаження сухого матеріалу з сушильного барабана, розширювальної камери або циклону після зупинки устаткування.
Вибух сухого матеріалу в момент запуску устаткування	Порушення технологічного регламенту обслуговуючим персоналом: Необхідно зробити візуальний огляд устаткування на предмет можливого самозаймання сухого матеріалу в елементах устаткування при неповному вивантаженні сухого матеріалу.

1.5 Викиди, що утворюються при згорянні біопалива

У даному розділі розглядаються заходи щодо зниження рівня викидів, що утворюються при згорянні біопалива [10-13]. Спочатку розглядаються викиди, що утворюються при повному згорянні, а потім викиди, що утворюються при неповному згорянні біопалива. Викиди часток, які утворюються як при повному, так і при неповному згорянні, розглядаються в обох розділах. Спочатку описуються різні компоненти викидів, а також їх

джерела й вплив на клімат, навколишнє середовище й здоров'я людей. Потім приводиться огляд типових рівнів викидів різних (промислових) установок, що працюють на біопаливі. Зазначені значення рівнів викидів у значній мірі залежать від характеру заходів, застосовуваних для зниження викидів, і приводяться в якості довідкових значень, що відбивають стан існуючих установок на біопаливі, а не потенціал зниження рівня викидів.

1.6 Основні викиди, що утворюються при повному згорянні

Наступні викиди в атмосферу утворюються в результаті повного згоряння палива на установках, що працюють на біомасі.

Двоокис вуглецю (CO_2), джерелом якого служить вуглець, що втримується в паливі, є основним продуктом згоряння всіх видів паливної біомаси. У цілому, викид CO_2 в атмосферу є небажаним, оскільки CO_2 вважається основною причиною, що викликає парниковий ефект. Однак при спалюванні деревинної тріски кількість виділюваного CO_2 не перевищує кількості CO_2, яке було зв'язано деревиною під час росту дерева. Також при спалюванні тріски виділяється така ж кількість CO_2, що й при розкладанні деревини, яка є основною альтернативою використанню деревини для виробництва енергії. У такий спосіб деревинна тріска вважається нейтральним матеріалом по CO_2.

Оксиди азоту (NOx). Сума оксидів азоту NO і NO_2, позначувана NOx, утворюється в процесі горіння в результаті трьох різних процесів: термічний NOx (thermal NOx) утворюється при високій температурі (відповідні концентрації утворюються при температурі >1300 ^oC) у результаті окиснення азоту повітря; швидкий NOx (prompt NOx) утворюється в результаті згоряння вуглеводнів молекулярного азоту з утвором вільних радикалів; паливний NOx утворюється з азоту, що втримується в паливі. Звичайно NOx як

продукт окиснення утворюється в максимальній кількості при високій якості горіння палива. Тому що температура згоряння біомаси в сучасних технологічних процесах становить від 800ºС до 1200ºС, паливний NOx відіграє найбільш важливу роль у складі викидів. Викиди паливного NOx зростають зі збільшенням змісту азоту в біомасі, коефіцієнта надлишку повітря й температури горіння до значення, при якому проміжні з'єднання азоту перетворяться в NOx, N_2O, або N_2. Однак частка паливного азоту, перетвореного в NOx, зменшується зі збільшенням змісту азоту в паливі. Звичайно рівень викидів NO_2 значно нижче, ніж рівень викидів NO. Рівень викидів Nx можна зменшити за допомогою первинних і вторинних заходів зниження рівня викидів. Залежність N/NOx від вмісту азоту в паливі представлено на рисунку 1.7.

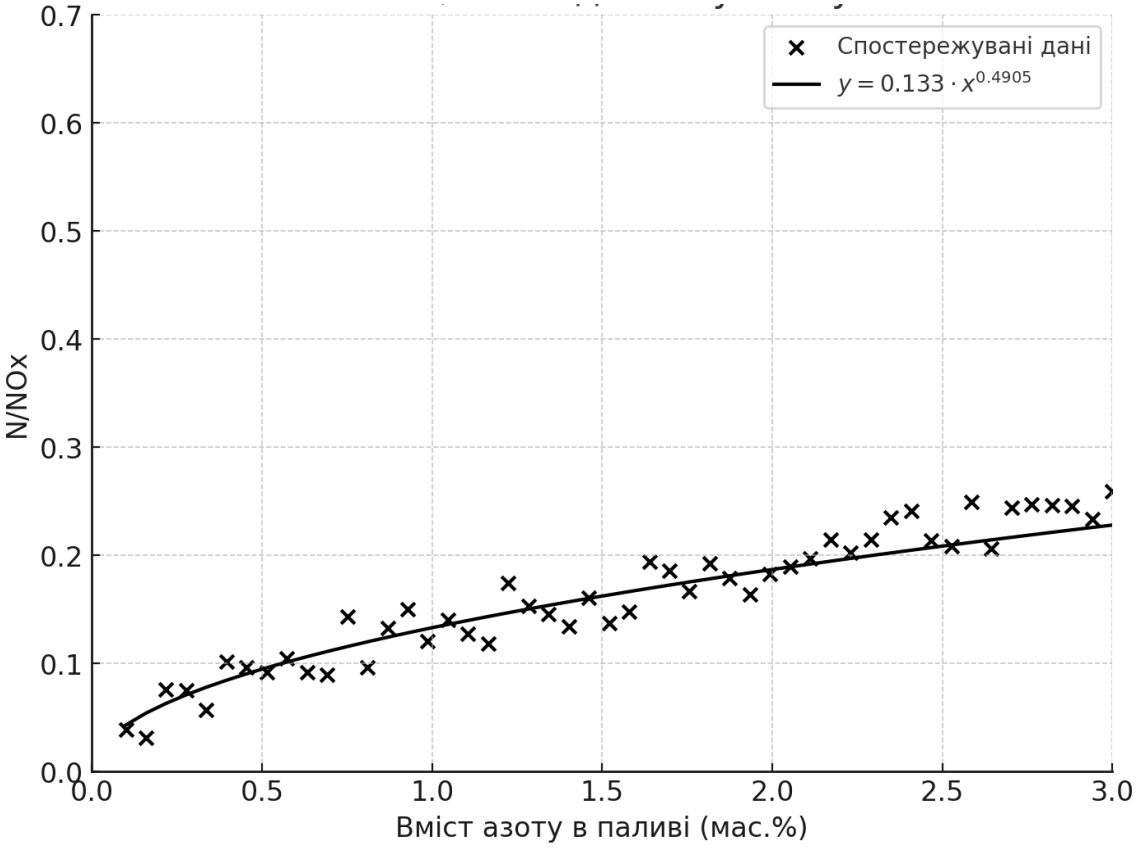


Рисунок 1.7 - Обмірювана частка паливного азоту, перетвореного в NOx, у різних видах палива, застосовуваного на різних установках, що працюють на деревинному паливі, залежно від вмісту азоту

Оксиди сірки (SOx). Оксиди сірки утворюються в результаті повного окиснення азоту, які є в паливі. При цьому утворюється, в основному, SO_2 (>95%). Однак при більш низьких температурах також можливе утворення деякої кількості SO_3 (<5%). Джерелом сірки, що виділяється при спалюванні деревинної тріски, є з'єднання сірки, поглинені деревом у період його росту. Отже спалювання тріски не змінює загальної кількості сірки в навколишньому середовищі, однак викид сірки з димом сприяє забрудненню повітря. Разом з тим доставлена з лісу чиста деревина містить незначну кількість сірки, і вміст сірки в трісці часто має значення, яке нижче межі виявлення лабораторних приладів. Сірка, що є в паливі, не повністю перетвориться в Sox; значна її частина залишається в золі, і деяка частина при більш низьких температурах виділяється у формі солі ($_K$2SO4) або у формі H_2S. Викиди SO_2 можна зменшити за допомогою первинних заходів зниження рівня викидів, таких як введення вапна або вапняку, або вторинних заходів.

При спалюванні тріски на опалювальних установках утворюється значно менша кількість викидів SO_x, ніж при спалюванні мазуту або вугілля, які часто заміняє біомаса. Якщо альтернативним паливом є природний газ, виробництво якого забезпечує відсутність у ньому сірки, використання тріски як палива не дає ніяких переваг відносно змісту SO у викидах.

1.7 Основні викиди, що утворюються при неповному згорянні

Нижче приведені речовини, які викидаються в атмосферу в результаті неповного згоряння палива в установках на біомасі. Як вказувалося раніше в розділі, викиди, що утворюються при неповному згорянні, можуть бути викликані:

-неправильним змішанням повітря й палива в паливній камері;

-недостатньою кількістю кисню;

-низькою температурою горіння;

-недостатнім часом перебування.

Ці змінні величини зв'язані один з одним, хоча у випадках, коли є достатня кількість кисню, найбільш важливою змінною є температура.

Моноокис вуглецю (CO). Перетворення палива в CO_2 включає кілька елементарних етапів і шляхів різних реакцій. *C* є найбільш важливим проміжним з'єднанням. У присутності кисню він окисниться, утворюючи CO_2. Швидкість окиснення *C* в CO_2 залежить, в основному, від температури. Вміст CO може вважатися гарним показником якості спалювання палива.

Великі установки, що спалюють біопаливо, звичайно мають кращі можливості для оптимізації технологічного процесу, ніж установки малої потужності. Тому рівень викидів звичайно вище на установках малої потужності. У даній системі існує оптимальний коефіцієнт надлишку повітря: високі коефіцієнти надлишку повітря знижують температуру горіння, а більш низькі коефіцієнти надлишку повітря викликають неправильне змішання палива з повітрям. Крім того, достатній час перебування є важливою умовою забезпечення необхідного рівня викидів *C*, в основному, тому, що *C* є більш пізнім проміжним з'єднанням, ніж вуглеводні.

Незгорілі вуглеводні (Cxhy). Метан (CH_4), що є газом прямої парникової дії, звичайно розглядається окремо від інших вуглеводнів. При спалюванні біомаси він є важливим посередником у перетворенні вуглецю, що втримується в паливі, в CO_2 водню, що й утримується в паливі, в H_2O. Інші незгорілі вуглеводні (Cxhy), які також називають неметановими летучими органічними сполуками, також є продуктами неповного згоряння. Вони утворюються при виході летучих сполук з палива. Рівень викидів Cxhy, що є більш ранніми посередниками, ніж *C*, у цілому, нижче. Поліциклічні ароматичні вуглеводні (ПАВ), що представляють собою групу, що містить сотні органічних компонентів, які полягають з двох або більш ароматичних

кілець, становлять особливу категорію вуглеводнів у зв'язку з їх канцирогенністю. *С*, викиди метану, НЛОС і ПАВ утворюються при занадто низькій температурі горіння, занадто короткому часі перебування й недоліку кисню.

Викид часток, що утворюються в результаті неповного згоряння, відбувається у формі часток сажі, вугілля або конденсату важких вуглеводнів (смол). Сажа складається, в основному, з вуглецю й утворюється в результаті відсутності кисню в зоні полум'я або локального вгасання полум'я. Частки вугілля, що мають дуже низьку питому щільність, можуть утягуватися в потік димового газу, особливо при високій швидкості потоку. Що стосується *С*, викиди часток можуть відбуватися при занадто низькій температурі горіння, занадто короткому часі перебування й недоліку кисню. Однак через різноманітність компонентного складу викидів часток зниження рівня викидів часток не є таким простим завданням, як у випадку із СО, за винятком часток, що полягають з конденсованих важких вуглеводнів. На великих установках викидів, що працюють на біомасі для подальшого зниження рівня, часток використовуються вторинні заходи щодо зниження рівня викидів.

Оптимальна конструкція топкової камери дозволяє до деякої міри запобігти виносу зольного пилу, що захоплюється з топковим газом, з камери, яка осідає на дно камери й потім віддаляється як зольний залишок.

1.8 Методи контролю вмісту часток

Не кожний метод контролю вмісту часток придатний для всіх застосувань. Визначальні фактори включають розмір часток, необхідний ступінь уловлювання, інтенсивність потоку газу, періодичність очищення, характеристики часток і присутність смол у топковому газі. Наступні

емпіричні правила можуть бути використані при виборі методів контролю змісту часток для установок, що працюють на біомасі:

1. Липкі частки (наприклад, смоляні) уловлюються рідиною, як, наприклад, у скрубері, або циклоном, мішечним фільтром, або електростатичним фільтром, вдавлюючі поверхні яких звичайно повністю покриваються плівкою або текучою рідиною. Необхідно також передбачити метод обробки отриманої в такий спосіб забрудненої рідини.

2. Легко вловлюються частки, що злипаються одна з другою, але не прилипають до твердої поверхні. Частки з протилежними властивостями вловлюються за допомогою спеціальних поверхонь, таких як волокна з тефлоновим покриттям, у фільтрах вловлені частки, що легко вивільняють, під час очищення.

3. При використанні електростатичних фільтрів першорядне значення мають електричні властивості часток, які також часто відіграють важливу роль в інших пристроях контролю, у яких вплив електростатичних зарядів, обумовлених тертям на частки може полегшувати або утрудняти вловлювання.

4. Циклонний сепаратор є, можливо, єдиним пристроєм, придатним для вловлювання нелипких часток діаметром більш 5 мкм.

5. Для вловлювання часток діаметром менш 5 мкм звичайно застосовуються електростатичні фільтри, мішечні фільтри й скрубери. Ці пристрої здатні вловлювати частки діаметр яких становить частки мікрона.

6. При потоках великого обсягу використання скруберів є дуже дорогим; у цьому випадку переважно використовувати інші пристрої.

7. У всіх випадках необхідно враховувати корозійну стійкість і значення точки роси.

Для видалення часток розміром >5мкм використовуються циклони, що дозволяє вилучити до 90 % часток.

Сепарація часток у циклоні здійснюється під одночасним впливом сили ваги й відцентрових сил. Газ і тверді частки зазнають впливу відцентрових сил двома способами:

- газ надходить у циклон по дотичній;

- газ надходить у циклон по осьовому напрямку й приводиться в обертання вентилятором.

Під впливом відцентрових сил частки зустрічаються з внутрішньою поверхнею стінок циклону й потім падають у пилозбірник. На рисунку 1.8 показаний принцип дії циклону [9]. Циклони мають більш високу ніж осаджувальні камери ступінь вловлювання завдяки дії відцентрових сил.

Втрати енергії визначаються, в основному, падінням тиску над циклоном і становлять близько 0,2 кВт·год/1000 м^3 топкового газу.

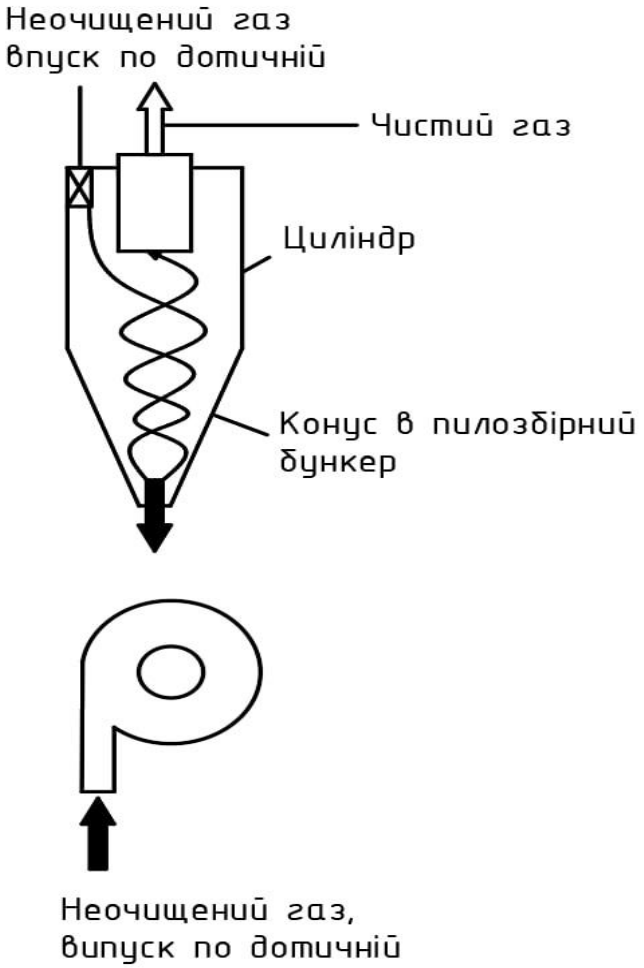


Рисунок 1.8 - Принцип дії циклону

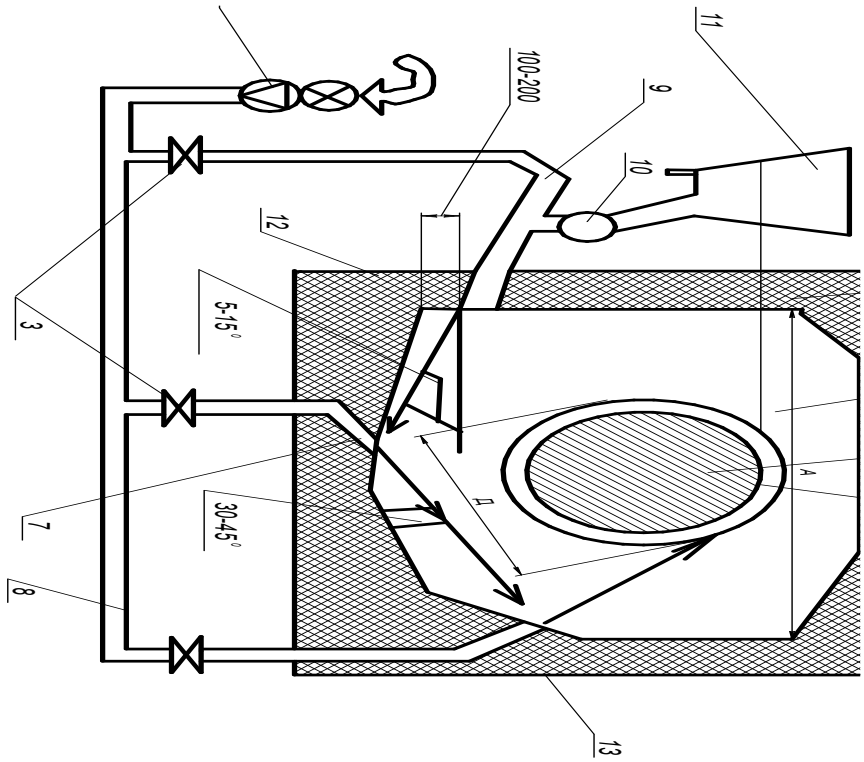
1.6 Опис роботи циклонної топки

Виходячи з усього вищевикладеного, найбільш придатним для реалізації завдання заміни використання природного газу на біопаливо є циклонна топка, з її маленькими габаритами й невисокою вартістю.

На рисунку 1.9 наведене креслення циклонної топки. Принцип її дії - завдяки тангенціальній подачі дуття через ежектор подачі палива 9 і сопла 13, дуття у вихровій камері згоряння 1, утвореної зовнішньої 7 і розділової 8 стінками, екранами 3 і обмуровуванням 4, організує вихровий плин. При роботі топки за рахунок відцентрових сил, збільшених поперечних розмірів вихрової камери згоряння 1 і аеродинамічного виступу 6 відбувається втримання палаючих часток палива у вузькій пристінній зоні до їхнього глибокого вигоряння й здрібнювання в обертовому потоці газів. Розташування сопла 13 унизу й на піднімальній ділянці, тобто в зоні осідання й випадання часток з потоку, дозволяє підвищити ефективність утримання часток і стійкість обертання двофазного потоку без надмірного збільшення швидкості дуття [10, 8-21с].

Крім дуття для забезпечення процесу з бункера 11 за допомогою живильника 10 рівномірно дозується паливо. Паливо подається ежектором подачі палива 9 у вихрову камеру згоряння 1 через дифузор 12. Підвищення тиску в дифузорі 12 і високошвидкісний потік дуття в ежекторі подачі палива 9 виключають зворотний прорив гарячих топкових газів у тракт подачі палива при пульсаціях тиску в топці.

Таким чином, пропонована система паливоподачі забезпечує стабільну подачу палива, виключає автоколивальні режими горіння з підвищеним виносом часток, що не догоріли, тобто підвищує ефективність спалювання палива.



1- камера згоряння; 2- насос; 3- засувки; 4- обмуровування; 5- екран; 6- кладка з цегли; 7- сопло; 8- трубопровід 9- інжектор подачі палива; 10- підживлювач; 11- бункер; 12- дифузор; 13- сопло

Рисунок 1.9 - Циклонна топка в розрізі

1.10 Постановка завдання

Виходячи із усього вищевикладеного, для реалізації завдання доцільно було б створити комплекс спалювання тирси. Через те, що основною вимогою до сушильного агрегату є неприпустимість влучення тліючих

часток у барабан. В, наслідок чого, у комплексі повинен бути присутнім проміжний теплоносій. Тобто у сушильний барабан повинен надходити не гарячий теплоносій, що містить часточки тліючих часток, а чисте повітря.

Для реалізації даного завдання комплекс спалювання тирси повинен містити циклон (для вловлювання часток золи в продуктах горіння), циклонна топка (у якій буде відбуватися горіння біомаси), склад для зберігання біомаси (у нашому випадку деревних відходів), теплообмінник (для того щоб у сушарку надходило «чисте» гаряче повітря, що не буде впливати на технологічний процес), а також вентилятор для подачі повітря на рекуперативний теплообмінник і димосос встановлений після циклону.

Для реалізації даного комплексу необхідно дотримати ще однієї вимоги – сам комплекс повинен перебувати поблизу з деревообробним виробництвом або іншим виробництвом, яке безперебійно забезпечувало б комплекс біопаливом.

Розрахунки основних параметрів комплексу, дозволять оцінити вартість його створення.

2 РОЗРАХУНКИ СКЛАДОВИХ КОМПЛЕКСУ СПАЛЮВАННЯ ТИРСИ

2.1 Опис схеми

Принципова схема спалювання біомаси представлено на рисунку 2.1.

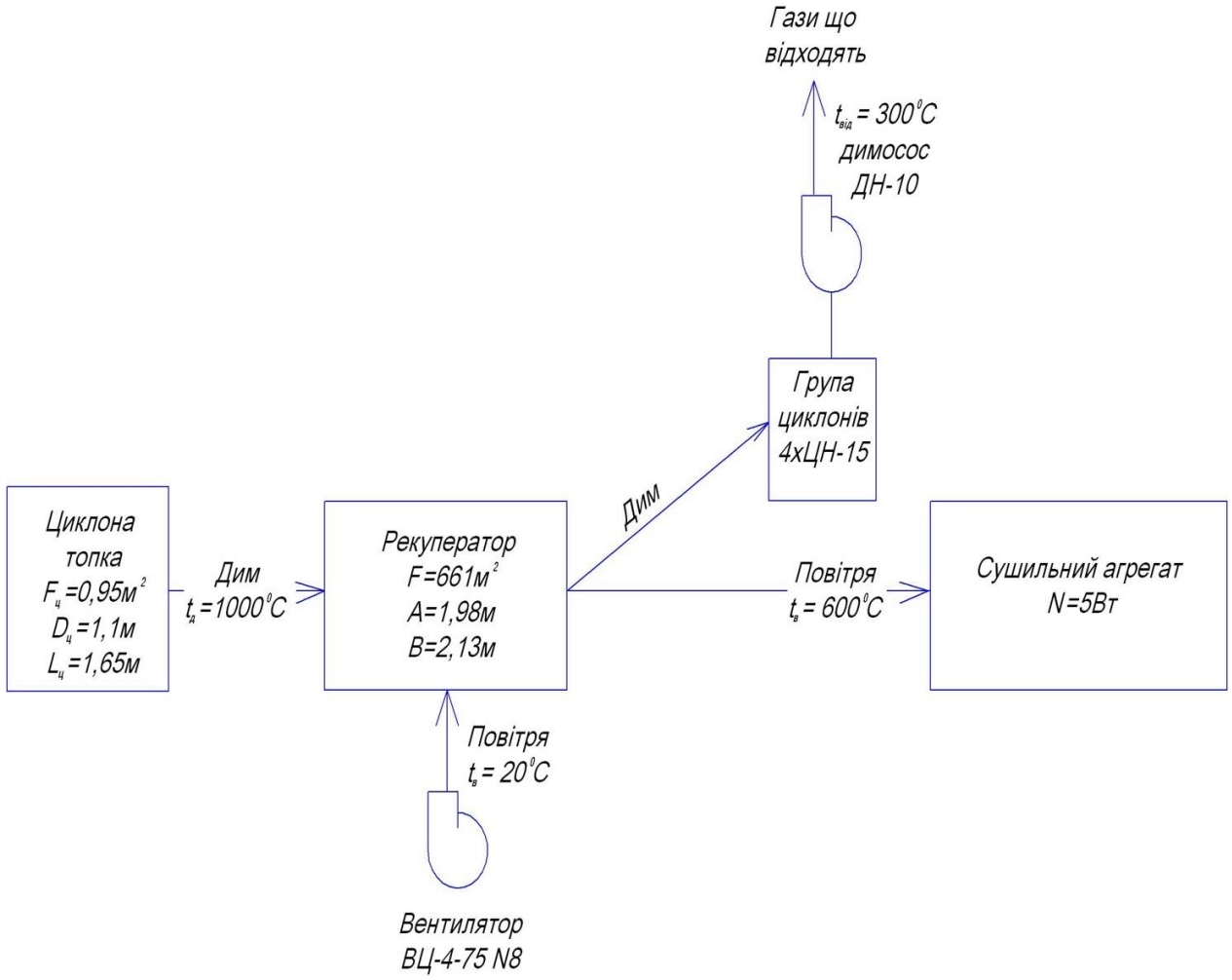


Рисунок 2.1 - Принципова схема спалювання біомаси

Принципова схема, показана на рисунку 2.1 містить:

- циклонну топку в якій буде відбуватися горіння біомаси, її розрахунки зроблено в пункті 2.3;

- теплообмінник, у який буде надходити гарячий теплоносій (у вигляді продуктів горіння біомаси), його тепловий, конструктивний і аеродинамічний розрахунок зроблено в пункті 2.2;

- циклон, у який буде надходити гарячий теплоносій після теплообмінника й у якому буде відбуватися очищення димових газів, його вибір буде зроблений у техніко-економічному розділі;

- вентилятор, який буде подавати повітря в теплообмінник, і димосос який буде робити відсос газів, що йдуть, після очищення в циклоні, його вибір буде зроблений у техніко-економічній частині.

2.2 Розрахунки рекуперативного теплообмінника

2.2.1 Визначення складу димових газів

Тому що біопаливом є деревинна стружка або її похідні, тому вихідними даними є:

W=40 % - вологість;

H^p=3,6 % - кількість водню в паливі;

O^p=25,1 % - кількість кисню в паливі;

N^p=0,4 % - кількість азоту в паливі;

$S_к+S_{ор}$=0 % - кількість сірки в паливі.

Теоретична кількість сухого повітря необхідна для повного горіння:

$$V_0 = 0{,}0889 \cdot \left(C^p + 0{,}375S^p_{k+op}\right) + 0{,}265H_p - 0{,}0333O^p \qquad (2.1)$$

$$V_0 = 0{,}0889 \cdot (30{,}3 + 0{,}375 \cdot 0) + 0{,}265 \cdot 3{,}6 - 0{,}0333 \cdot 25{,}1 = 4{,}484, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Практична кількість сухого повітря, яке необхідне для горіння:

$$L_n = V_o \cdot n, \quad (2.2)$$

де n=1,1 – коефіцієнт надлишку повітря.

$$L_n = 4{,}484 \cdot 1{,}1 = 4{,}932, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретичний обсяг газу:

$$V^{N_2}{}_0 = 0{,}79 \cdot L_n + 0{,}8\frac{N^p}{100}; \quad (2.3)$$

$$V^{N_2}{}_0 = 0{,}79 \cdot 4{,}932 + 0{,}8\frac{0{,}4}{100} = 3{,}899, \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V^{CO_2}{}_0 = 1{,}866\frac{C^p + 0{,}375S^o_{op+k}}{100}; \quad (2.4)$$

$$V^{CO_2}{}_0 = 1{,}866\frac{30{,}3 + 0{,}375 \cdot 0}{100} = 0{,}5654 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V^{H_2O}{}_0 = 0{,}111 \cdot H^P + 0{,}0124W^p + 0{,}0161L_n; \quad (2.5)$$

$V^{H_2O}{}_0 = 0{,}111 \cdot 3{,}6 + 0{,}0124 \cdot 40 + 0{,}0161 \cdot 4{,}932 = 0{,}975, \text{ м}^3/\text{кг}.$

Сумарний обсяг газу:

$$V_{г} = V_o{}^{N_2} + V_o{}^{CO_2} + V_o{}^{H_2O}; \quad (2.6)$$

$$V_{г} = 3{,}899 + 0{,}5654 + 0{,}975 = 5{,}439 \text{м}^3/\text{кг}.$$

Склад димових газів:

$$r_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_г} = \frac{0{,}5654}{5{,}439} \cdot 100 = 10{,}39\%;$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_г} = \frac{0,975}{5,439} \cdot 100 = 17,92\%;$$

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_г} = \frac{3,899}{5,439} \cdot 100 = 71,68\%.$$

2.3 Тепловий розрахунок рекуператора

Вихідні дані:

- Q = 5 МВт – потужність сушильного апарата;
- t'_1=1000˚С – температура димових газів на вході в рекуператор;
- t'_2=20˚С – температура повітря на вході в рекуператор;
- t''_2=600˚С – температура повітря на виході з рекуператора;
- t''_1=300˚С – температура димових газів на виході з рекуператора;
- $\omega_{хол}$=8 м/с – середня швидкість повітря, прийнята згідно [13]
- $\omega_{гор}$=5 м/с – середня швидкість димових газів, прийнята згідно [13]
- ε = 0,05 – теплові втрати через стінки рекуператора; прийняті згідно [13]
- α = 0,8 – коефіцієнт чорності стінок труб;
- λ = 55 Вт/(м·К) – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб, згідно [13];
- Р = 1·105 Па – тиск газової суміші (димових газів);
- $D_{зов}$ = 0,035 м;
- $D_{внутр}$ = 0,03 м;
- S_1 = 0,06 м – шаг труб у поперечному напрямку по ходу руху теплоносія, прийнятий згідно [13];
- S_2 = 0,07 м – шаг труб у поздовжньому напрямку, прийнятий згідно [13];
- Тип пучка – коридорний;

- Схема руху теплоносія – протитечія.

- Місце руху гарячого теплоносія – зовні.

Тепловий потік, прийнятий холодним теплоносієм визначається по формулі, [8]:

$$Q = V \cdot C'_{pm_2} \cdot \left(t''_2 - t'_2\right). \quad (2.7)$$

Тому що t’$_2$ = 20˚С і t’’$_2$ = 600˚С, то значення об'ємної ізобарної теплоємності холодного теплоносія, середньої в інтервалі температур від t’$_2$ і t’’$_2$ визначимо по формулі, для нелінійної залежності:

$$C'_{pm} = \frac{[C'_{pm}]_o^{t'} \cdot t' - [C'_{pm}]_o^{t''} \cdot t''}{t' - t''}. \quad (2.8)$$

Для t’$_2$=20˚С і t’’$_2$ = 600˚с визначимоC'_{pm}, [9]:

$C'^{\,20}_{pm} = 1{,}299, \frac{кДж}{м^3 \cdot К}$;

$C'^{\,600}_{pm} = 1{,}356, \frac{кДж}{м^3 \cdot К}$,

тому

$$C'_{pm} = \frac{1{,}299 \cdot 20 - 1{,}356 \cdot 600}{20 - 600} = 1{,}358 \frac{кДж}{м^3 \cdot К}$$

Тепер з формули (2.6) визначимо витрату холодного теплоносія:

$$V_{возд} = \frac{Q}{C'_{pm} \cdot (t''_2 - t'_2)} = \frac{5000}{1{,}358 \cdot (600 - 20)} = 6{,}35 \text{ м}^3/\text{с}.$$

З рівняння теплового балансу визначимо витрату диму:

$$V_{пов} \cdot \Delta t_{пов} \cdot C_{\Delta t_{пов}} = V_{дым} \cdot \Delta t_{дим} \cdot C_{\Delta t_{дим}}; \quad (2.9)$$

$$\Delta t_{пов} = t_2^{''} - t_2^{'} = 600 - 20 = 580^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{дим} = t_1^{'} - t_1^{''} = 1000 - 300 = 700^{\circ}\text{C}.$$

$C_{\Delta t\partial}$ визначимо у такий спосіб:

$$C_{\Delta t\partial} = \sum C_{pi}^{'} \cdot r_i = C_{H_2O}^{'} \cdot r_{H_2O} + C_{CO_2}^{'} \cdot r_{CO_2} + C_{N_2}^{'} \cdot r_{N_2}. \quad (2.10)$$

$C_{pi}^{'}$визначиться як середні об'ємні теплоємності в інтервалі температур t”$_1$ = 300˚С і t’$_1$ = 1000˚С, для нелінійної залежності:

а) для C_2

$$\text{t”}_1 = 300^{\circ}\text{C} - C_{CO_2}^{'} = 1{,}863\,\frac{кДж}{м^3К};$$

$$\text{t”}_1 = 1000^{\circ}\text{C} - C_{CO_2}^{'} = 2{,}203\,\frac{кДж}{м^3К};$$

$$C_{pCO_2}^{'} = \frac{[C_{pCO_2}^{'}]_o^{1000} \cdot 1000 - [C_{pCO_2}^{'}]_o^{300} \cdot 300}{1000-300} = \frac{2{,}203 \cdot 1000 - 1{,}863 \cdot 300}{1000-300} = 2{,}349\,\frac{кДж}{м^3К}.$$

б) для H_2O

$$\text{t”}_1 = 300^{\circ}\text{C} - C_{H_2O}^{'} = 1{,}542\,\frac{кДж}{м^3К};$$

$$\text{t”}_1 = 1000^{\circ}\text{C} - C_{H_2O}^{'} = 1{,}723\,\frac{кДж}{м^3К};$$

$$C_{pH_2O}^{'} = \frac{[C_{pH_2O}^{'}]_o^{1000} \cdot 1000 - [C_{pH_2O}^{'}]_o^{300} \cdot 300}{1000-300} = \frac{1{,}723 \cdot 1000 - 1{,}542 \cdot 300}{1000-300} = 1{,}8\,\frac{кДж}{м^3К};$$

в) для N_2

$$t''_1 = 300^{\circ}C - C'_{N_2} = 1{,}311\ \frac{кДж}{м^3 К};$$

$$t''_1 = 1000^{\circ}C - C'_{N_2} = 1{,}397\ \frac{кДж}{м^3 К};$$

$$C'_{pN_2} = \frac{\left[C'_{pN_2}\right]_o^{1000} \cdot 1000 - \left[C'_{pN_2}\right]_o^{300} \cdot 300}{1000-300} = \frac{1{,}397 \cdot 1000 - 1{,}311 \cdot 300}{1000-300} = 1{,}434\ \frac{кДж}{м^3 К}.$$

Визначимо об'ємну теплоємність диму за формулою (2.10):

$$C_{\Delta t\partial} = 1{,}8 \cdot 0{,}1792 + 2{,}349 \cdot 0{,}1039 + 1{,}434 \cdot 0{,}7168 = 1{,}594\ \frac{кДж}{м^3 К}.$$

З рівняння теплового балансу визначимо витрати гарячого теплоносія:

$$V_{дым} = \frac{Vпов_в \cdot \Delta t_{пов} \cdot C_{\Delta t_{пов}}}{\Delta t_{дим} \cdot C_{\Delta t_{дим}}} = \frac{6{,}35 \cdot 580 \cdot 1{,}358}{700 \cdot 1{,}594} = 4{,}48\ м^3/с.$$

Розрахунки коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією при русі теплоносіїв усередині труб і в міжтрубному просторі.

Середня температура гарячого теплоносія t_1, ˚С і T_1, К

$$t_1 = \frac{1}{2}\left(t'_1 + t''_1\right) = \frac{1}{2}(1000 + 300) = 650^{\circ}C;$$

$$T_1 = t_1 + 273 = 650 + 273 = 923\ К.$$

Середня температура холодного теплоносія t_2, ˚С і T_2, К:

$$t_2 = \frac{1}{2}\left(t'_2 + t''_2\right) = \frac{1}{2}(20 + 600) = 310^{\circ}C;$$

$$T_1 = t_1 + 273 = 310 + 273 = 583\ К.$$

Середня дійсна швидкість гарячого теплоносія:

$$W_1 = \omega_1 \frac{T_1}{273} = 5 \cdot \frac{923}{273} = 16{,}9 \text{ м/с.}$$

Середня дійсна швидкість холодного теплоносія:

$$W_2 = \omega_2 \frac{T_2}{273} = 8 \cdot \frac{583}{273} = 17{,}1 \text{ м/с.}$$

При t_1 = 650˚С визначимо значення інших фізичних параметрів теплоносія за допомогою інтерполяції:

а) коефіцієнт кінематичної в'язкості:

$$\text{t} = 600^{\circ}\text{C} - \nu_д = 93{,}61 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с};$$

$$\text{t} = 700^{\circ}\text{C} - \nu_д = 112{,}1 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}};$$

$$\nu_д^{650} = \nu_д^{600} + \frac{\nu_д^{700} - \nu_д^{600}}{700 - 600}(650 - 600) =$$
$$93{,}61 + \frac{112{,}1 - 93{,}61}{100} \cdot 50 = 102{,}86 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}.$$

б) коефіцієнт теплопровідності:

$$\text{t} = 600^{\circ}\text{C} - \lambda_д = 7{,}42 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot к};$$

$$\text{t} = 700^{\circ}\text{C} - \lambda_д = 8{,}27 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{к}};$$

$$\lambda_д^{650} = \lambda_д^{600} + \frac{\lambda_д^{700} - \lambda_д^{600}}{700 - 600}(650 - 600) = 7{,}42 + \frac{8{,}27 - 7{,}42}{100} \cdot 50 = 7{,}845 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot к};$$

в) число Прандтля:

$$\text{t} = 600^{\circ}\text{C} - Pr_{\partial} = 0{,}62;$$

$$\text{t} = 700^{\circ}\text{C} - \text{Pr}_{\text{Д}} = 0{,}61;$$

$$Pr_{\partial}^{650} = Pr_{\partial}^{600} + \frac{Pr_{\partial}^{700} - Pr_{\partial}^{600}}{700-600}(650-600) = 0{,}62 + \frac{0{,}61-0{,}62}{100} \cdot 50 = 0{,}615.$$

При t_2 = 310˚С визначимо значення інших фізичних параметрів теплоносія за допомогою інтерполяції:

а) коефіцієнт кінематичної в'язкості:

$$\text{t} = 300^{\circ}\text{C} - \nu_{в} = 48{,}33 \cdot 10^{-6}\,\frac{м^2}{с};$$

$$\text{t} = 350^{\circ}\text{C} - \nu_{\text{в}} = 55{,}46 \cdot 10^{-6}\,\frac{\text{м}^2}{\text{с}};$$

$$\nu_{в}^{310} = \nu_{в}^{300} + \frac{\nu_{в}^{350} - \nu_{в}^{300}}{350-300}(310-300) = \quad 48{,}33 + \frac{55{,}46-48{,}33}{50} \cdot 10 =$$

$$49{,}76 \cdot 10^{-6}\,\frac{м^2}{с}.$$

б) коефіцієнт теплопровідності:

$$\text{t} = 300^{\circ}\text{C} - \lambda_{в} = 4{,}6 \cdot 10^{-2}\,\frac{Вт}{м{\cdot}к};$$

$$\text{t} = 350^{\circ}\text{C} - \lambda_{\text{в}} = 4{,}91 \cdot 10^{-2}\,\frac{\text{Вт}}{\text{м}{\cdot}\text{к}};$$

$$\lambda_в^{310} = \lambda_в^{300} + \frac{\lambda_в^{350} - \lambda_в^{300}}{350-300}(310 - 300) = 4{,}6 + \frac{4{,}91-4{,}6}{50} \cdot 10 = 4{,}66 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot к}.$$

в) число Прандтля:

$$\text{t} = 300^{\circ}\text{C} - Pr_в = 0{,}674;$$

$$\text{t} = 350^{\circ}\text{C} - \text{P}r_{\text{в}} = 0{,}676;$$

$$Pr_в^{310} = Pr_в^{300} + \frac{Pr_в^{350} - Pr_в^{300}}{350-300}(310 - 300) = 0{,}674 + \frac{0{,}676-0{,}674}{50} \cdot 10 = 0{,}6744.$$

Число Рейнольдса для потоку гарячого теплоносія визначається за формулою:

$$Re_д = \frac{W_д \cdot d_{екв}}{\nu_д}, \qquad (2.11)$$

де $d_{екв}$ визначається з умови, що гарячий теплоносій рухається зовні труб по наступній формулі:

$$d_{екв} = \frac{4 \cdot \left(S_1 \cdot S_2 - \frac{\pi \cdot d_{внеш}}{4}\right)}{2 \cdot (S_1 + S_2) - 0{,}86 \cdot d_{внешн}}, \qquad (2.12)$$

$$d_{екв} = \frac{4 \cdot \left(0{,}06 \cdot 0{,}07 - \frac{3{,}14 \cdot (0{,}035)^2}{4}\right)}{2 \cdot (0{,}07 + 0{,}06) - 0{,}86 \cdot 0{,}035} = 0{,}056м,$$

Тому,

$$Re_д = \frac{16{,}9 \cdot 0{,}056}{102{,}86 \cdot 10^{-6}} = 9201.$$

Число Грасгофа для потоку гарячого теплоносія

$$Gr_{\partial} = \frac{g \cdot d_{екв}^3}{(\nu_{\partial})^2} \cdot \beta \cdot \Delta t, \quad (2.13)$$

де $$\Delta t = t_1 - t_{cm}, \quad (2.14)$$

тут $t_{ст}$ визначиться за формулою:

$$t_{cm} = \frac{1}{2}(t_1 + t_2) = \frac{1}{2}(650 + 310) = 480^{\circ}\text{C};$$

$$T_{ст} = t_{ст} + 273 = 480 + 273 = 753 \text{ К};$$

$$\Delta t = T_1 - T_{cm} = 923 - 753 = 170\text{К}.$$

Коефіцієнт об'ємного розширення для газових середовищ розраховується по формулі:

$$\beta = \frac{1}{T_1} = \frac{1}{923} = 0{,}00108\,\frac{1}{K}.$$

Тепер визначимо число Грасгофа:

$$Gr_{\partial} = \frac{9{,}81 \cdot (0{,}056)^3}{(102{,}86)^2 \cdot 10^{-12}} \cdot 0{,}00108 \cdot 170 = 29895{,}98.$$

Число Нуссельта для потоку гарячого теплоносія

$$Nu_{\partial} = c \cdot Re_{\partial}^{n} \cdot Gr_{\partial}^{m} \cdot Pr_{\partial}^{0{,}43} \cdot \left(\frac{Pr_{\partial}}{Pr_{cm}}\right)^{0{,}25}, \quad (2.15)$$

Тому що режим руху належить до перехідної області (R_e=9201), то коефіцієнти відповідно дорівнюють: m=0, $c \cdot Re^n_д$=B=f(Re) у цьому випадку B=30,6. Значення $Pr_{ст}$ мало відрізняється від $Pr_д$ тому можна вважати, що $(\frac{Pr_д}{Pr_{ст}})^{0,25} = 1$. За даних умов гарячий теплоносій рухається уздовж труб, тому використовується наступне узагальнене рівняння подоби тепловіддачі:

$$Nu_д = B \cdot Pr_д^{0,43} = 30,6 \cdot (0,615)^{0,43} = 24,83.$$

По числу Нуссельта визначаємо конвективний коефіцієнт тепловіддач:і

$$\alpha_{1к} = \frac{Nu_д \cdot \lambda_д}{д_{екв}}, \qquad (2.16)$$

$$\alpha_{1к} = \frac{24,83 \cdot 7,845 \cdot 10^{-2}}{0,056} = 34,78 \frac{Вт}{м^2 К}.$$

Число Рейнольдса для потоку холодного теплоносія. Формула має вид:

$$Re_в = \frac{W_в \cdot d_в}{\nu_в} = \frac{17,1 \cdot 0,03}{49,76 \cdot 10^{-6}} = 10309,5.$$

Число Нуссельта для потоку холодного теплоносія:

$$Nu_в = c \cdot Re_в^n \cdot Gr_в^m \cdot Pr_в^{0,43} \cdot (\frac{Pr_в}{Pr_{ст}})^{0,25}.$$

Тому що число Рейнольдса належить до турбулентного режиму руху, тому коефіцієнти ухвалюють наступні значення: m=о, n=0,8, C=0,021. Значення $Pr_{ст}$ мало відрізняється від $Pr_в$ тому можна вважати що $(\frac{Pr_д}{Pr_{ст}})^{0,25} = 1$. За даних умов холодний теплоносій рухається усередині труб, тому використовується наступне узагальнене рівняння подоби тепловіддачі:

$$Nu_в = c \cdot Re_в^n \cdot Pr_в^{0,43} = 0,021 \cdot (10309,5)^{0,8} \cdot (0,6744)^{0,43} = 28,2.$$

По числу Нуссельта визначаємо конвективний коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_{2к} = \frac{Nu_в \cdot \lambda_в}{д_{внут}} = \frac{28,2 \cdot 4,66 \cdot 10^{-2}}{0,03} = 43,8 \frac{Вт}{м^2 К}.$$

Розрахунки коефіцієнта тепловіддачі випромінюванням від гарячого теплоносія до стінок труб.

Знайдемо парціальний тиск випромінюючих газів:

$$P_{RO_x} = P \cdot r_{RO_x}, \tag{2.17}$$

де r_{RO_x}- процентний склад трьохатомних газів, тому

$$P_{CO_2} = P \cdot r_{CO_2} = 1 \cdot 0,1039 = 0,1039 \frac{кгс}{см^2};$$

$$P_{H_2O} = P \cdot r_{H_2O} = 1 \cdot 0,1792 = 0,1792 \frac{кгс}{см^2}.$$

Знайдемо ефективну товщину газової кулі виходячи з того, що гарячий теплоносій рухається зовні труб:

$$L_{еф} = 1,08 \cdot d_{внеш} \cdot \left(\frac{S_1 \cdot S_2}{(d_{внеш})^2} - 0,785\right), \tag{2.18}$$

$$L_{еф} = 1,08 \cdot 0,035 \cdot \left(\frac{0,06 \cdot 0,07}{(0,035)^2} - 0,785\right) = 0,0999м.$$

Визначимо ступінь чорності випромінюючих газів:

$$\alpha_{ф} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot L_{еф}}, \quad (2.19)$$

де Р = 1 кгс/см^2;

К – коефіцієнт ослаблення променів топковим середовищем:

$$K = \left(\frac{0,78+1,6r_{H_2O}}{\sqrt{p_n \cdot L_{еф}}} - 0,1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T''}{1000}\right) \cdot r_n, \quad (2.20)$$

де T''= t'$_1$ + 273 = 1000+273 = 1273 К – температура димових газів на виході з топки;

$r_n = r_{H_2O} + r_{CO_2} = 0,1792 + 0,1039 = 0,2831$ - сумарна об'ємна частка трьохатомних газів;

$$P_n = p \cdot rn = 1 \cdot 0,2831 = 0,2831 \text{ кгс/см}^2;$$

$$K = \left(\frac{0,78+1,6 \cdot 0,1792}{\sqrt{0,2831 \cdot 0,0999}} - 0,1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1273}{1000}\right) \cdot 0,2831 = 0,9349.$$

По формулі (18) визначимо ступінь чорності випромінюючих газів:

$$\alpha_{ф} = 1 - e^{-0,9349 \cdot 1 \cdot 0,0999} = 0,0889.$$

Визначимо наведений ступінь чорності системи гарячого теплоносія:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{газ}} + \frac{1}{\varepsilon_{ст}} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0,0889} + \frac{1}{0,8} - 1} = 0,087.$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням:

$$\alpha_{1в} = \frac{\varepsilon_{пр} \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{ст}}{100}\right)^4\right]}{T_1 - T_{ст}}, \quad (2.21)$$

де $З_0 = 5{,}67$, $\frac{Вт}{м^2 К^4}$ - коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

$$\alpha_{1в} = \frac{0{,}087 \cdot 5{,}67 \cdot \left[\left(\frac{923}{100}\right)^4 - \left(\frac{753}{100}\right)^4\right]}{923 - 753} = 11{,}73 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки труби:

$$\alpha_1 = \alpha_{1к} + \alpha_{1в} = 34{,}7 + 11{,}73 = 46{,}43 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Температура тонких циліндричних стінок $\left(\frac{d_{внеш}}{d_{внутр}} = \frac{0{,}035}{0{,}03} = 1{,}16 < 2\right)$ визначають за наступною формулою:

$$t_{ст1} = \frac{\left(\frac{\alpha_1 \cdot F_1}{\alpha_2 \cdot F_2} + \frac{\alpha_1 \cdot F_1 \cdot \delta}{\lambda \cdot F_{ср}}\right) \cdot t_1 + t_2}{1 + \frac{\alpha_1 \cdot F_1}{\alpha_2 \cdot F_2} + \frac{\alpha_1 \cdot F_1 \cdot \delta}{\lambda \cdot F_{ср}}}, \quad (2.22)$$

$$t_{ст1} = \frac{\left(\frac{\alpha_2 \cdot F_2}{\alpha_1 \cdot F_1} + \frac{\alpha_2 \cdot F_2 \cdot \delta}{\lambda \cdot F_{ср}}\right) \cdot t_2 + t_1}{1 + \frac{\alpha_2 \cdot F_2}{\alpha_1 \cdot F_1} + \frac{\alpha_2 \cdot F_2 \cdot \delta}{\lambda \cdot F_{ср}}}, \quad (2.23)$$

де $F_1 = \pi \cdot d_{екв} \cdot l = 3{,}14 \cdot 0{,}056 \cdot 1 = 0{,}13502 м^2$ - поверхня теплообміну з боку гарячого теплоносія;

$F_2 = \pi \cdot d_в \cdot l = 3{,}14 \cdot 0{,}03 \cdot 1 = 0{,}0942 м^2$ - поверхня теплообміну з боку холодного теплоносія;

$F_{ср} = \pi \cdot \frac{d_{екв} + d_в}{2} \cdot l = 3{,}14 \cdot \frac{0{,}056 + 0{,}03}{2} \cdot 1 = 0{,}215 м^2$ - умовно середня поверхня стінки.

При підрахунку F_1, F_2, $F_{ср}$ довжина трубок теплообмінника не впливає на розрахункові значення$t_{ст1}, t_{ст2}$, тому її можна прийняти рівною 1м.

$$\delta = \frac{d_{внеш} - d_{внутр}}{2} = \frac{0{,}035 - 0{,}03}{2} = 0{,}0025м$$ - товщина стінки трубок.

$$t_{ст1} = \frac{\left(\frac{46{,}43 \cdot 0{,}135}{43{,}8 \cdot 0{,}0942} + \frac{46{,}43 \cdot 0{,}135 \cdot 0{,}0025}{55 \cdot 0{,}215}\right) \cdot 650 + 310}{1 + \frac{46{,}43 \cdot 0{,}135}{43{,}8 \cdot 0{,}0942} + \frac{46{,}43 \cdot 0{,}135 \cdot 0{,}0025}{55 \cdot 0{,}215}} = 515{,}2^{\circ}\text{C};$$

$$t_{ст2} = \frac{\left(\frac{43{,}8 \cdot 0{,}0942}{46{,}43 \cdot 0{,}135} + \frac{43{,}8 \cdot 0{,}0942 \cdot 0{,}0025}{55 \cdot 0{,}215}\right) \cdot 310 + 650}{1 + \frac{43{,}8 \cdot 0{,}0942}{46{,}43 \cdot 0{,}135} + \frac{43{,}8 \cdot 0{,}0942 \cdot 0{,}0025}{55 \cdot 0{,}215}} = 515^{\circ}\text{C};$$

$T_{ст1} = t_{ст1} + 273 = 515{,}2 + 273 = 788{,}2$ К;

$T_{ст2} = t_{ст2} + 273 = 515 + 273 = 788$ К.

Визначення коефіцієнта теплопередачі й розрахунки середнього температурного напору між теплоносіями й поверхнею теплообміну

Коефіцієнт теплопередачі K, Вт/(м^2 К) через стінки металевих труб можна розрахувати по формулі плоскої стінки:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \qquad (2.24)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{46{,}43} + \frac{0{,}0025}{55} + \frac{1}{43{,}8}} = 22{,}5 \frac{Вт}{м^2 К}.$$

Для протитечії середньо логарифмічний температурний напір визначається по формулі:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{ln(\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м})}, \quad (2.25)$$

де $\Delta t_б = t_1^{'} - t_2^{''} = 1000 - 600 = 400^{\circ}\text{C};$

$$\Delta t_м = t_1^{''} - t_2^{'} = 300 - 20 = 280^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{ср} = \frac{400-280}{ln(\frac{400}{280})} = 336^{\circ}\text{C}.$$

Площа поверхні теплообміну буде дорівнювати:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{ср}} = \frac{5000 \cdot 10^3}{22{,}5 \cdot 336} = 661 м^2.$$

2.2.3 Конструктивний розрахунок рекуператора

Вихідні дані:

- $V_д = 4{,}45 \frac{м^3}{с}$;
- $V_в = 6{,}35 \frac{м^3}{с}$;
- $\omega_{хол}$=8 м/с – середня швидкість повітря;
- $\omega_{гор}$=5 м/с – середня швидкість димових газів;

Загальне перетинання каналів для проходження димових газів:

$$f_д = \frac{V_д}{\omega_д} = \frac{4{,}45}{5} = 0{,}89 м^2.$$

Загальне перетинання каналів для проходження повітря:

$$f_в = \frac{V_в}{\omega_в} = \frac{6,35}{8} = 0,794м^2.$$

Перетинання однієї труби:

$$\varpi = 0,785 \cdot (d_{внутр})^2 = 0,785 \cdot (0,03)^2 = 0,0007м^2.$$

Число труб на шляху руху повітря:

$$n = \frac{f_в}{\varpi} = \frac{0,794}{0,0007} = 1134.$$

Визначимо загальну кількість труб.

Для коридорного пучка приймемо $n_1 = n_2$

$$n = n_1 \cdot n_2 = 33 \cdot 33 = 1089.$$

Дійсна площа для проходження повітря:

$$f_2 = n \cdot \varpi = 1089 \cdot 0,0007 = 0,762м^2.$$

Дійсна швидкість повітря:

$$W_2 = \frac{V_в}{f_2} = \frac{6,35}{0,762} = 8,33м/с.$$

Шаг труб у напрямку руху потоку димових газів і поперек їхнього руху:

S_1=0,06 м;

S_2=0,07 м;

Ширина каналів для проходження димових газів у вузькому перетинанні:

$$a = S_2 - d_{екв} = 0{,}07 - 0{,}056 = 0{,}014м.$$

Висота каналів одного ходу димових газів:

$$b = \frac{f_д}{a \cdot n_2} = \frac{0{,}89}{0{,}014 \cdot 33} = 1{,}93м.$$

Середній діаметр труб:

$$d_{ср} = \frac{d_{внутр} + d_{зовн}}{2} = \frac{0{,}03 + 0{,}035}{2} = 0{,}0325м.$$

Довжина труб:

$$L_{тр} = \frac{F}{\pi \cdot d_{ср} \cdot n} = \frac{661}{3{,}14 \cdot 0{,}0325 \cdot 1089} = 5{,}95м.$$

Висота визначається у такий спосіб. Було визначено b – висоту каналів, а загальна довжина складе:

$$L_{тр}^{заг} = k \cdot b + m \cdot c, \qquad (2.26)$$

де k = 1 – кількість ходів по ходу теплоносія в міжтрубному просторі (ухвалюється для прямотоку);

m = 2 – кількість захисних ходів. Ухвалюються два захисні ходи у верхній і нижній частині рекуператора;

c = 0,2 – висота каналів одного захисного ходу.

$$L_{тр}^{заг} = 1 \cdot 1{,}93 + 2 \cdot 0{,}2 = 2{,}33м.$$

Враховуючи компенсатор і нижні трубні дошки загальна довжина труб складе:

$$L_{тр}^{о+к} = L_{тр}^{заг} + 0{,}2 = 2{,}33 + 0{,}2 = 2{,}53м.$$

Визначимо габарити рекуператора:

Ширина:

$$A = S_1 \cdot n_1 = 0{,}06 \cdot 33 = 1{,}98м.$$

Довжина:

$$B = S_2 \cdot n_2 = 0{,}07 \cdot 33 = 2{,}31м.$$

2.2.4 Аеродинамічний розрахунок рекуператора

Загальні втрати тиску в рекуперативній установці, Па

$$\sum P = \sum P_1 + \sum P_2, \quad (2.27)$$

$$\sum P_1 = P_1^{тр} + P_1^{м}, \quad (2.28)$$

$$\sum P_2 = P_2^{тр} + P_2^{м}, \quad (2.29)$$

де $P_1^{тр}$ - опір по тертю при русі димових газів по трубах або каналах, Па;

$P_1^{м}$ - місцевий опір при русі димових газів по трубах або каналах, Па;

$P_2^{тр}$ - опір по тертю при русі повітря по трубах або каналах, Па;

$P_2^{м}$ - місцевий опір при русі повітря по трубах або каналах, Па;

Опір по тертю при русі димових газів або повітря по трубах або каналах, Па;

$$P^{тр} = \mu \frac{W^2}{2} \rho(1 + \alpha t) \frac{L_{тр}^{заг}}{d}, \quad (2.30)$$

а) для димових газів:

$\rho_1^{650} = 0{,}384 \frac{кг}{м^3}$, $d_{екв}$ = 0,056 м; W_1 = 16,9 м/с; Re = 9201;

$1+\alpha t$ =1+t_1/273 = 1 + 650/273 = 3,38 – біном розширення;

$\mu = \frac{A}{Re^n}$, - коефіцієнт тертя, враховуючи перехідний режим руху теплоносія A = 0,32, n = 0,25.

$$\mu = \frac{0{,}32}{9201^{0{,}25}} = 0{,}0327;$$

$$P^{тр} = 0{,}0327 \cdot \frac{16{,}9^2}{2} \cdot 0{,}324 \cdot 3{,}38 \frac{2{,}53}{0{,}056} = 274 \text{Па}.$$

б) для сухого повітря:

$\rho_1^{310} = 0{,}62 \frac{кг}{м^3}$, $d_в$ = 0,03 м; W_2 = 17,1 м/с; Re = 10309,5;

$1+\alpha t$ =1+t_1/273 = 1 + 310/273 = 2,136 – біном розширення;

$\mu = \frac{A}{Re^n}$, - коефіцієнт тертя, враховуючи гладку металеву стінку труб A = 0,32, n = 0,25;

$$\mu = \frac{0,32}{10309,5^{0,25}} = 0,0318;$$

$$P^{тр} = 0,0318 \cdot \frac{17,1^2}{2} \cdot 0,62 \cdot 2,136 \frac{2,53}{0,03} = 519\text{Па}.$$

Місцеві опори при русі димових газів або повітря по трубах або каналах.

До місцевих опорів відносяться різкі зміни перетинання, тобто різкі зміни швидкості на шляху руху газу, плавні й різкі повороти, розгалуження трубопроводу.

Так як димові гази рухаються зовні труб, то втрати тиску на місцеві опори визначимо при коридорному розташуванні труб, Па;

$$P_1^м = P_a^м + P_б^м,$$

де $$P_a^м = \zeta \frac{W_1^2}{2} \rho_1 (1 + \alpha t), \qquad (2.31)$$

де ζ - сумарний коефіцієнт місцевих опорів, визначиться залежно від відношення $\frac{S_1}{d}$ й$\frac{S_2}{d}$, через те що$\frac{S_1}{d} = \frac{0,06}{0,035} = 1,714$, а $\frac{S_2}{d} = \frac{0,07}{0,035} = 2,0$ тоді $\frac{S_1}{d} < \frac{S_2}{d}$ і ζ знайдемо по формулі:

$$\zeta = C_s \cdot \zeta_{гр} \cdot n,$$

де n = 33 – кількість труб у поперечному або поздовжньому перетині;

$C_s, \zeta_{гр}$ - визначимо по номограмах:

$$C_s = 0,79, \zeta_{гр} = 0,42, \text{ тоді}$$

$$\zeta = 0,79 \cdot 0,42 \cdot 33 = 10,95;$$

$$P_a^м = 10{,}95\frac{16{,}9^2}{2}0{,}384(1+\frac{650}{273}) = 2029{,}7\text{Па}.$$

$P_б^м$ визначиться по тій же формулі ,але за умови що димові гази в каналі будуть міняти напрямок свого руху на 90˚, тому:

$$P_б^м = \zeta\frac{W_1^2}{2}\rho_1(1+\alpha t),$$

де ζ =2 – для повороту під кутом 90˚:

$$P_a^м = 2\frac{16{,}9^2}{2}0{,}384(1+\frac{650}{273}) = 370{,}7.$$

Тоді сумарні втрати тиску:

$$P_1^м = 2029{,}7 + 370{,}7 = 2400{,}4\text{Па}.$$

Тому що сухе повітря рухається усередині труб, то аеродинамічний опір пучків труб, Па:

$$P_1^м = \zeta\frac{W_2^2}{2}\rho_2(1+\alpha t),$$

де ζ - визначиться як сума місцевих опорів для повітря при вході в канал ζ = 0,5 і при виході з каналу ζ =1

$$P_1^м = 1{,}5\frac{17{,}1^2}{2}0{,}62\cdot(1+\frac{310}{273}) = 290{,}7\text{Па}.$$

Тепер визначимо загальні втрати тиску в рекуперативній установці, [8]:

$$\sum P_1 = P_1^{тр} + P_1^м = 274 + 2400{,}4 = 2674{,}4\text{Па};$$

$$\sum P_2 = P_2^{тр} + P_2^{м} = 519 + 290{,}7 = 809{,}7\text{Па};$$

$$\sum P = \sum P_1 + \sum P_2 = 2674{,}4 + 809{,}7 = 3484{,}1\text{Па}.$$

Конструкція трубчатого рекуператора представлена на рисунку 2.2.

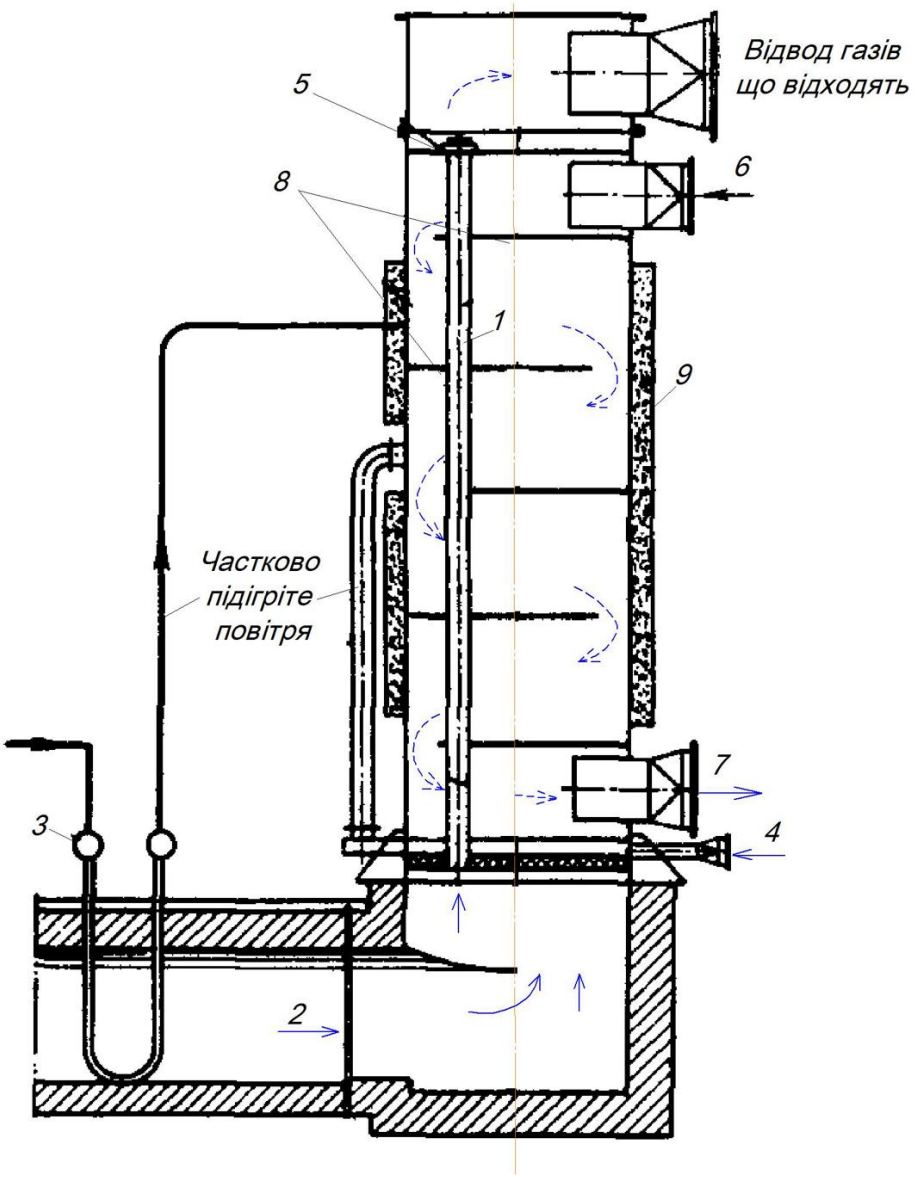


Рисунок 2.2 Конструкція трубчатого рекуператора

Технічні характеристики технологічного агрегату представлені у таблиці 2.1

Таблиця 2.1 Технічні характеристики технологічного агрегату

Призначення	Сушильний барабан – призначений для сушки і термічної обробки сипучіх матеріалів для будівельної промисловості тпочними газами
Основні розміри	- діаметр 2м - довжина 15м
Технологічні параметри	Температура надходячих газів – не меньше 600^0С
Паливо	Природний газ з теплотою спалення 33,52 МДж/м^3
Теплова потужність	5МВт
Технологіні вимоги	Не допускається потрапляння частиць золи та палива в оброблюємий матеріал

2.3 Розрахунки циклонної топки

Практичний орієнтовний розрахунок циклонних топочних пристроїв повинен базуватися на результатах конкретних досліджень, проведеними за видом палива, що спалюється. У якості визначального розміру циклонної камери ухвалюється діаметр її внутрішньої циліндричної поверхні $D_ц$. Цей діаметр задається з наступних заданих при конструюванні показників циклонного топкового пристрою:

- номінальної продуктивності циклонної топки по паливу, що витрачається, Вц, кг/год;

$$B_ц = \frac{V_д \cdot 3600}{\eta_д \cdot V_n}, \quad (2.32)$$

де $V_д$ – витрата димових газів, м^3/з;

$\eta_д$- коефіцієнт, враховуючий остигання димових газів на шляху від топки до рекуператора, приймається рівним 0,65;

Vn – теоретичний обсяг повітряної суміші, м^3/кг;

$$V_n = V_г + L_o \cdot (n - 1), \quad (2.33)$$

де $V_г$ - сумарний обсяг газу,

Lo – теоретичний обсяг повітря,

n – коефіцієнт надлишку повітря, приймається 1,1;

$$V_n = 5{,}439 + 4{,}484 \cdot (1{,}1 - 1) = 5{,}88 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Тоді

$$B_ц = \frac{4{,}45 \cdot 3600}{0{,}65 \cdot 5{,}88} = 4192 \text{ кг/год};$$

- теплота згоряння палива (нижча) на робочу масу палива $Q^р_н$, кДж/кг, $Q^р_н$ = 10216 кДж/кг; теплонапруга поперечного перереза циклонної камери RF, кВт/м^2, ухвалюється в межах 10000…..15000 кВт/м^2. Приймемо середнє значення в цьому інтервалі RF = 12500 кВт/м^2.

Внутрішній перетин топкової камери можна підрахувати за формулою, м^2:

$$F_ц = \frac{B_ц \cdot Q^р_н}{3600 \cdot R_F} = \frac{4192 \cdot 10216}{3600 \cdot 12500} = 0{,}95 \text{м}^2.$$

Визначальний розмір циклонного топкового пристрою $D_ц$ визначається по формулі:

$$D_ц = \sqrt{\frac{F_ц}{0{,}785}} = \sqrt{\frac{0{,}95}{0{,}785}} = 1{,}1 \text{м}.$$

Довжина циклонної камери $L_ц$ визначиться співвідношенням, м:

$$L_ц = (1….2)D_ц = 1,1·1,5=1,65м.$$

Співвідношення підібране таким чином, щоб в умовах практики раціональність конструкції циклонного пристрою була орієнтовно забезпечена, якщо це співвідношення розмірів камери було витримано.

На аеродинаміку циклонного потоку не виявляє помітного впливу форма вихідного кінця циклонної камери. Зокрема, застосування плоского й вбудованого конусного пережиму (у вигляді конуса, що звужується усередину камери) дає практично однакові коефіцієнти опору циклонної камери

Діаметр вихідного отвору циклонної камери Dc суттєво впливає на всю газодинаміку пристрою. Зменшення параметра $D_c/D_ц$ приводить до росту тангенціальної швидкості газового потоку й до збільшення статистичного тиску у всіх перетинах циклонної камери. Звичайно для розрахунків діаметра Dc застосовують формулу :

$$D_c = (0,35. . .0,5)\ D_{ц.} = 0,45·1,1 = 0,495м.$$

Повітря в камеру циклонної топки підводиться тангенціально внутрішньо циліндричній поверхні камери на довжині L .

Ця довжина залежить від основного параметра топкового пристрою й визначається по співвідношенню:

$$L = 0,75\ D_{ц.} = 0,75·1,1 = 0,825м.$$

2.4 Блок-схема розрахунку системи опалення сушильного агрегату

Блок-схема розрахунку системи опалення сушильного агрегату представлено на рисунку 2.3.

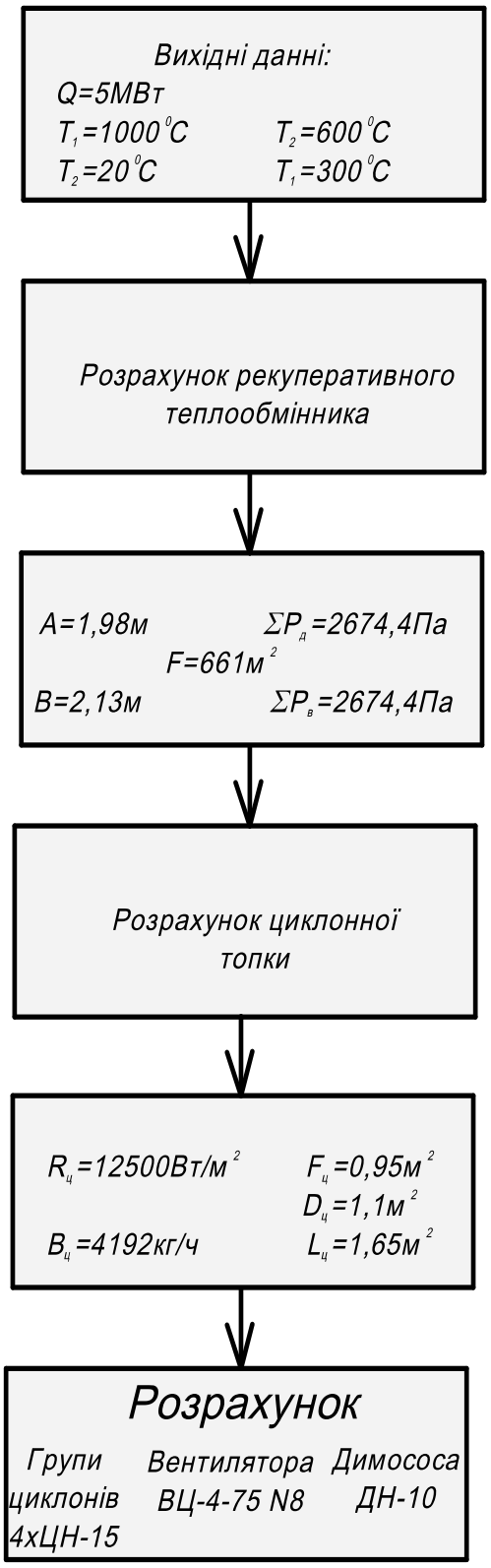


Рисунок 2.3. Блок-схема розрахунку системи опалення сушильного агрегату

3 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОМПЛЕКСУ СПАЛЮВАННЯ БІОПАЛИВА

Економічна ефективність пропонованого заходу підвищення енергоефективності технологічного устаткування за рахунок використання біопалива замість природного газу полягає в оцінці економічного ефекту одержуваного за рахунок різниці витрат на природний газ і витрат на створення й експлуатацію комплексу устаткування - циклонна топка, теплообмінник, газоочищення, димосос і вентилятор з урахуванням експлуатаційних витрат на електроенергію.

Вартість встановлюваного устаткування буде визначена за укрупненими показниками прийнятим на підставі роботи ПАТ Укрграфіт, згідно із вартістю 1тонни устаткування.

3.1 Капітальні витрати з урахуванням вартості рекуператора, циклону, топки, вентилятора та димососа

Маса теплообмінника дорівнює масі труб по яких рухається повітря й масі компенсаторів і корпуса які становлять 15 % ваги труб.

Вага труб визначиться по формулі:

$$m_{тр} = \frac{\pi d_н^2}{4} \cdot l_{тр} \cdot \rho_{тр} \cdot n - \frac{\pi d_{вн}^2}{4} \cdot l_{тр} \cdot \rho_{тр} \cdot n = \frac{\pi}{4} \cdot l_{тр} \cdot \rho_{тр} \cdot n \cdot (d_н^2 - d_{вн}^2), \quad (3.1)$$

де $\rho_{тр}$ - щільність матеріалу з якого зроблена труба, 7800 кг/м^3;

$l_{тр}$ - довжина однієї трубки, 5,95 м;

n = 1089 - кількість труб;

$d_н, d_{вн}$ - зовнішній і внутрішній діаметр труб відповідно, м

$$m_{тр} = \frac{3,14}{4} * 5,95 * 7800 * \left(0,035^2 - 0,03^2\right) * 1089 = 12894,2кг.$$

Загальна маса рекуператора визначиться по формулі:

$$m_{рек} = m_{тр} + m_{тр} \cdot 0,15 = 12894,2 + 12894,2 \cdot 0,15 = 14828,3кг.$$

Для очищення газу виберемо групу циклонів ЦН-15, у кількості 4 од. діаметр яких дорівнює $d_ц$=800мм. Обране устаткування достатнє для вловлювання часток при необхідній витраті газу в межах 16000 м^3/год (в нашому випадку $V_г = V_д \cdot 3600 = 4,48 \cdot 3600 = 15988$ м^3/год). Згідно довідковим даним [14] маса даного циклону дорівнює 400 кг, а відповідно групи циклонів – 1600кг.

Довжина циклонної топки L = 1,65 м, діаметр $D_{вн}$ = 1,1м, товщина броні – лист 10мм, виходячи з цього визначимо зовнішній діаметр $D_н = D_{вн} + 2\delta = 1,1 + 2 \cdot 0,01 = 1,12$м.

Вага броні:

$$m_ц = \frac{\pi d_н^2}{4} \cdot l_ц \cdot \rho_{ст} - \frac{\pi d_{вн}^2}{4} \cdot l_ц \cdot \rho_{ст} = \frac{\pi}{4} \cdot l_ц \cdot \rho_{ст} \cdot (d_н^2 - d_{вн}^2),$$

де $\rho_{ст}$=7800 – щільність матеріалу з якого виготовляється циклонна топка, кг/м^3;

$$m_ц == \frac{3,14}{4} \cdot 1,65 \cdot 7800 \cdot (1,12^2 - 1,1^2) = 448,6кг.$$

Топка футерована шамотною цеглою, яка викладена усередині топки уздовж броні. Товщина шамотної цегли δ = 85 мм, згідно [12]. Тому для

визначення обсягу шамотної цегли зовнішній діаметр складе $d_н$=1,1 м, а внутрішній $d_{вн} = d_н - δ = 1,1 – 2·0,085 = 0,93$ м. Визначимо обсяг футеровки:

$$V_{фут} = \frac{\pi d_н^2}{4} \cdot l_ц - \frac{\pi d_{вн}^2}{4} \cdot l_ц = \frac{\pi}{4} \cdot l_ц \cdot (d_н^2 - d_{вн}^2) = \frac{3,14}{4} \cdot 1,65 \cdot (1,1^2 - 0,93^2) = 0,31 м^3.$$

Згідно [12] за обсягом кладки визначимо її масу:

$$m_{футер} = 570 кг.$$

Сумарна маса броні й футеровки визначається як:

$$m_{бр+футер} = m_{бр} + m_{футер} = 448,6 + 570 = 1018,6 кг.$$

Реальну вагу топки необхідно збільшити на 20 % на підведення палива й пальника:

$$m_{топ} = m_{бр+футер} + m_{бр+футер} \cdot 0,2 = 1018,6 + 1018,6 \cdot 0,2 = 1222,3 кг.$$

Капітальні витрати з урахуванням вартості рекуператора, циклону, топки, вентилятора та димососа складають

$$К = C_{рек} + C_{цик} + C_{цик_топ} + C_{вен} + C_{дим} = 30841806,87 \ грн.$$

3.2 Розрахунки вартості газу для роботи існуючого устаткування

Потужність існуючого сушильного агрегату дорівнює 5000кВт, переведемо це значення в ккал/год:

$$N_{ккал} = \frac{N_{кВт}}{4{,}19} \cdot 3600 = \frac{5000}{4{,}19} \cdot 3600 = 4295943\ ккал/год.$$

Визначимо кількість газу, у м^3 необхідну для виробітку цієї кількості енергії:

$$G = \frac{N_{ккал}}{Q_н^р}, \qquad (3.2)$$

де $Q_н^р$ = 8500 - теплотворна здатність газ, ккал/м^3;

$$G = \frac{4295943}{8500} = 505{,}4 м^3/\text{год}.$$

Визначимо кількість газу, необхідну для роботи за рік, кількість годин роботи агрегату за рік приймемо рівним t = 8000 год:

$$N_{рік} = N_{ккал} \cdot t_{рік} = 505{,}4 \cdot 8000 = 4043200\ м^3/рік.$$

Вартість 1000 м^3 газу для підприємств складає 16706 грн без транспортування, загальна вартість - 18000 грн.

Виходячи з цього розрахуємо вартість газу необхідного для роботи сушильного агрегату на рік, грн.

$$C_{рік} = \frac{N_{рік}}{1000} \cdot C_{газ} = \frac{4043200}{1000} \cdot 18000 = 72777600 \text{ грн}.$$

3.3 Розрахунки вартості біопалива необхідного для роботи сушильного агрегату

Визначимо кількість біомаси необхідної для виробітку 4295943 ккал/год, кг:

$$G = \frac{N_{ккал}}{Q_н^р},$$

де $Q_н^р$= 2440 - теплотворна здатність біомаси, ккал/кг;

$$G = \frac{4295943}{2440} = 1760{,}6\ кг/год.$$

Визначимо кількість біопалива, яка необхідна для роботи сушильного агрегату за рік, кількість годин роботи агрегату в рік приймемо рівною t = 8000год:

$$N_{рік} = N_{ккал} \cdot t_{рік} = 1760{,}6 \cdot 8000 = 14084{,}8\ т/рік.$$

Вартість 1т біопалива (преміум пелети – гранульовані деревинні відходи), упаковані на піддонах приблизно дорівнює 3500 грн за тонну, виходячи з цього, розрахуємо вартість дров, необхідних для роботи сушильного агрегату за рік, грн:

$$C_{рік_біот} = N_{рік} \cdot C_{пал} = 14084{,}8 \cdot 3500 = 49296800\ грн.$$

3.4 Розрахунки вартості електроенергії, необхідної для роботи вентилятора й димососа.

ККД двигуна димососа й вентилятора дорівнює відповідно:

$\eta_{вент} = 0{,}8;$

$\eta_{димос} = 0{,}8.$

Сумарний ККД вентилятора й димососа з двигуном дорівнює:

$$\eta_{\sum} = \eta_{дв} \cdot \eta_{вент} = 0{,}8 \cdot 0{,}8 = 0{,}64.$$

Корисну потужність димососа (вентилятора) визначимо по формулі:
Для димососа, Па:

$$N_{пов.дим.} = P_{м+тр} \cdot V_{д}, \qquad (3.3)$$

де $V_д$= 4,48 м^3/з – витрата димових газів;

$P_{м+тр}$=2674,4 Па – сумарні втрати на тертя й місцеві опори для димових газів, тому:

$$N_{пов.дим.} = 2674{,}4 \cdot 4{,}48 = 11981{,}3\ Вт.$$

Для вентилятора:

$$N_{пов.вент.} = P_{м+тр} \cdot V_{в},$$

де $V_в$= 6,35 м^3/з – витрата димових газів;

$P_{м+тр}$=809,7 Па – сумарні втрати на тертя й місцеві опори для димових газів, тоді:

$$N_{пов.дим.} = 809{,}7 \cdot 6{,}35 = 5141{,}6\ Вт.$$

Тепер визначимо витрати на електроенергію, враховуючи $\eta_{\sum} = 0{,}64$, для димососа:

$$N_{ел.дим.} = \frac{N_{пов.дим.}}{\eta_{сум}} = \frac{11981{,}3}{0{,}64} = 18720{,}8\ Вт.$$

Для вентилятора:

$$N_{ел.вент.} = \frac{N_{пов.вент.}}{\eta_{сум}} = \frac{5141{,}6}{0{,}64} = 8033{,}8\ Вт.$$

Розрахуємо кількість кВт·год, необхідних для роботи за рік, час роботи за рік приймемо 8000 год, для димососа:

$$W_д = \frac{N_{ел.дим.}}{1000} \cdot T_р = \frac{18720{,}8}{1000} \cdot 8000 = 149766{,}4 \quad кВт \cdot год/рік.$$

для вентилятора:

$$W_в = \frac{N_{ел.вент.}}{1000} \cdot T_р = \frac{8033{,}8}{1000} \cdot 8000 = 64270{,}4\ кВт \cdot год/рік.$$

Визначимо вартість електроенергії для роботи димососа й вентилятора протягом року, вартість 1кВт·години для промпідприємства на 2024 р. складає $С_{ел}$ =6, 792 грн., тому вартість електроенергії для роботи вентилятора й насоса складе:

$$C_{ел.год} = (W_д + W_в) \cdot C_{ел} = (149766{,}4 + 64270{,}4) \cdot 6{,}792 = 1453737{,}95\ грн.$$

3.5 Розрахунок економічної ефективності впровадження комплексу устаткування

Економічна ефективність створення й експлуатації комплексу устаткування - циклонна топка, теплообмінник, газоочищення, димосос і вентилятор з урахуванням експлуатаційних витрат на електроенергію в порівнянні з існуючим устаткуванням визначиться як строк окупності проєкту:

$$T_{ок} = \frac{K}{E}, \qquad (3.4)$$

де K - капітальні витрати на реалізацію пропонованого комплексу, грн;

$E = C_{газ} - C_{рік.біот} - C_{ел.рік}$ - економія експлуатаційних витрат після реалізації комплексу, грн;

$$E = 72777600 - 49296800 - 1453737{,}95 = 22027062\ грн,$$

де $T_{ок}$ - строк окупності проєкту, років.

Капітальні витрати з урахуванням вартості рекуператора, циклону, топки, вентилятора та димососа складають 30841806,87 грн.

Отже строк окупності складе:

$$T_{ок} = \frac{30841806{,}87}{22029862} = 1{,}4\ роки.$$

Коефіцієнт ефективності впровадження капітальних вкладень:

$$E_p = \frac{1}{T_{ок}} = \frac{1}{1{,}4} = 0{,}71\ роки,$$

де 0,15 - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

На основі проведених розрахунків можна зробити висновок, що проєкт економічно доцільний, тому що строк окупності $T_р$= 1,4 року< $T_н$=6,6 років, коефіцієнт ефективності $E_р$=0,71 > $T_н$=0,15.

Техніко-економічний розрахунок комплексу спалювання біопалива наведено в табл.3.1.

Діаграма відсоткових складових витрат на обладнання представлена на рис.3.1.

Таблиця 3.1. Техніко-економічний розрахунок комплексу спалювання біопалива

Найменування	Одиниця виміру	Значення
Капітальні витрати на обладнання	грн.	30841806,87
Вартість газу для роботи існуючого устаткування	грн.	72777600
Вартість біопалива	грн.	49296800
Вартість електроенергії	грн.	1453737,95
Економія	грн.	22027062
Строк окупності	років	1,4
Коефіцієнт ефективності впровадження капітальних вкладень		0,71

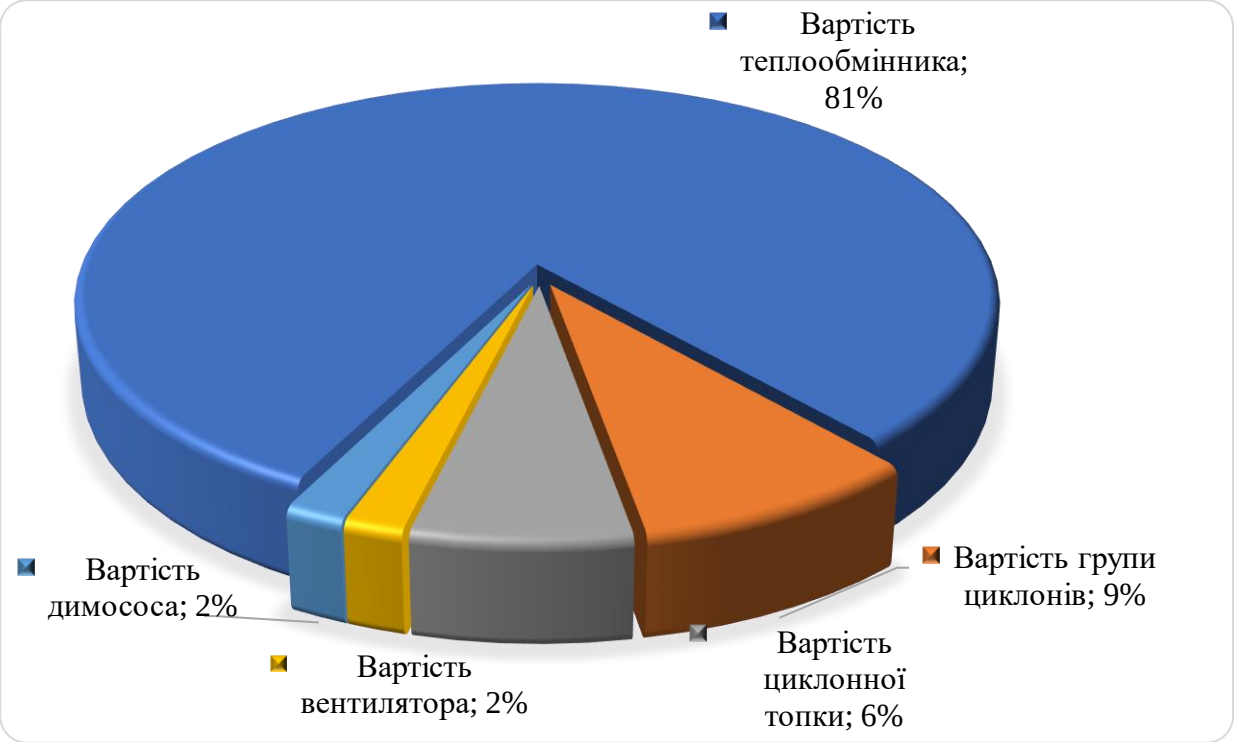


Рисунок 3.1 Діаграма відсоткових складових витрат на обладнання

На рисунку 3.2 представлені значення капітальних витрат та економічного ефекту

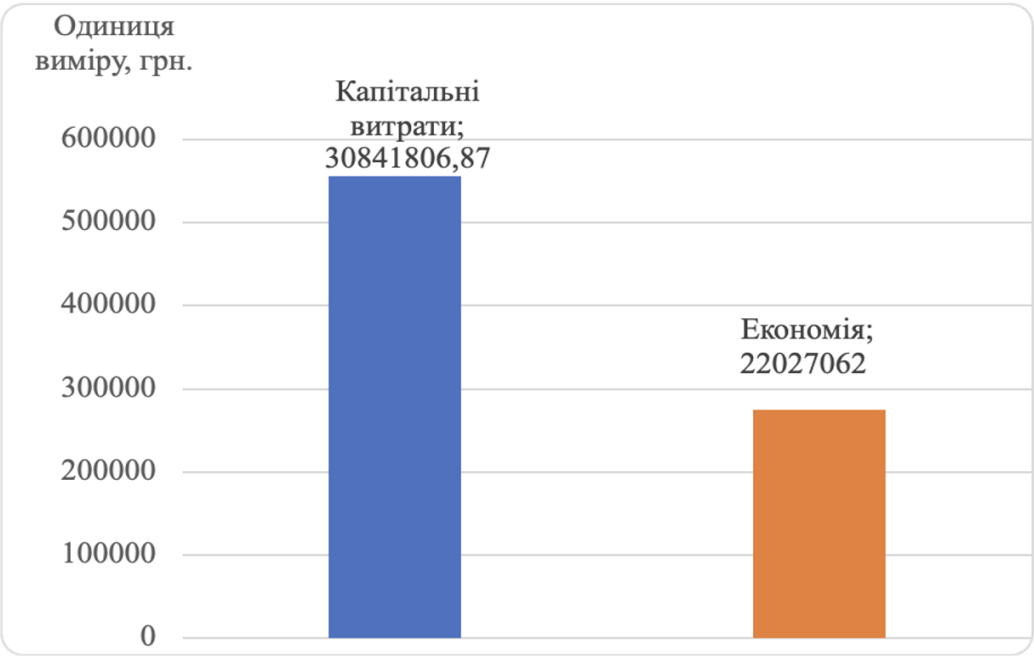


Рисунок 3.2 Значення капітальних витрат та економічного ефекту

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі магістра досліджено можливість заміни використання природного газу в технологічному процесі на альтернативне джерело енергії – біопаливо задля підвищення енергоефективності устаткування.

Проведені розрахункові дослідження складових комплексу спалювання біопалива:

- циклонної топки;

- тепловий, конструктивний і аеродинамічний розрахунок теплообмінника;

- циклону, у який буде надходити гарячий теплоносій після теплообмінника й у якому буде відбуватися очищення димових газів;

- вентилятору, який буде подавати повітря в теплообмінник;

- димососу, який буде робити відсос газів, що йдуть, після очищення в циклоні.

Складено блок-схему розрахунку нової системи опалення сушильного агрегату.

Визначена економічна ефективність впровадження створення комплексу спалювання біопалива з проміжним теплоносієм для підвищення енергоефективності технологічного устаткування. На основі проведених техніко-економічних розрахунків зроблено висновок, що проєкт економічно доцільний, оскільки строк окупності $T_р$= 1,4 року< $T_н$=6,6 років, коефіцієнт ефективності $E_р$=0,71 > $T_н$=0,15 , економія становитиме 2027062 грн.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. SAF Україна. Відновлювані джерела енергії у світі: поточний стан та перспективи. URL: https://saf.org.ua/news/1825/ (дата звернення: 16.11.2024).

2. Біоенергетична асоціація України. Поточний стан та перспективи розвитку біоенергетики в Україні. URL: https://uabio.org/bioenergy-transition-in-ukraine/ (дата звернення: 16.11.2024).

3. Geletukha G. G. Поточний стан та перспективи розвитку біоенергетики в Україні. URL: https://uabio.org/wp-content/uploads/2023/12/1.-Geletuha-G.-G.-Potochnyj-stan-ta-perspektyvy-rozvytku-bioenergetyky-v-Ukrayini.pdf (дата звернення: 16.11.2024).

4. Біомаса в енергетичному секторі України: стратегія та план дій. URL: https://saf.org.ua/news/1825/ (дата звернення: 16.01.2025).

5. Стратегія розвитку біоенергетики в Україні. URL: https://saf.org.ua/wp-content/uploads/2021/06/D5-Roadmap_Action-Plan_UKR_03-12-2021_FINAL.pdf (дата звернення: 16.01.2025).

6. Second Biomass Conference. URL: https://secbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/3-geletukha-ukr.pdf (дата звернення: 16.01.2025).

7. Коляденко С.В., Коляденко Д.Л. Проблеми та перспективи розвитку ринку біопалива в Україні та світі. Наукові праці Інституту біоенергетичних культур і цукрових буряків : зб. наук. праць. Ін-т біоенергет. культур і цукр. буряків, Нац. акад. аграр. наук України. Київ: ФОП Корзун Д.Ю., 2013. Вип. 19. С. 195-198.

8. Колосов О. Є., Рябцев Г. Л., Сівецький В. І., Сідоров Д. Е., Пристайлов С. О. Високоефективні засоби приготування біопалива. – Київ: Січкар, 2010. – 152 с.

9. Сучасний стан та перспективи розвитку ринку твердого біопалива в Україні / Вінницький інститут економіки. – Тернопіль: ТНЕУ, 2019. – 120 с.

10. Крамар В. Г. Технології збагачення біогазу та їх характеристики // Теплофізика та теплоенергетика. – 2023. – Т. 45, №1. – С. 64–71.

11. Аверіна А. С. Дослідження процесу виробництва та використання біогазу на підприємствах агропромислового комплексу: кваліфікаційна робота магістра. – Запоріжжя: Запорізький національний університет, 2019. – 85 с.

12. Школяр Д. В. Дослідження процесу спалювання біогазу в енергетичних установках: магістерська дисертація. – Київ: Національний технічний університет України "КПІ ім. Ігоря Сікорського", 2021. – 75 с.

13. Виробництво і використання біогазу в Україні / Біоенергетична асоціація України. – Київ: Арцінгер, 2012. – 48 с.

14. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. К.: НДІБК, 2011. 127 с.

15. ДСТУ EN 14588:2013 Біопаливо тверде. Терміни та визначення понять (EN 14588:2010, IDT).

16. Шевцов А.І., Бараннік В.О., Земляний М.Г., Ряузова Т.В.Стан та перспективи реформування системи теплозабезпечення в Україні. Аналітична доповідь. Дніпропетровськ: Регіональний філіал Національного інституту стратегічних досліджень, 2010. 66 с.

17. Боженко М. Ф., Сало В. П. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч.посіб. К. ІВЦ „Видавництво «Політехніка»”, 2004. 192 с.

18. Виробництво теплової енергії із біомаси. Аналіз законодавства, регуляторних аспектів і податкової політики та рекомендації щодо необхідних змін у чинному законодавстві. Звіт, підготовлений ВБО «Інститут місцевого розвитку» у рамках виконання Проекту «Місцеві альтернативні джерела енергії: м. Миргород». Київ, 2014. 100 с.

19. Калетнік Г.М., Пришляк В. М. Біопаливо: ефективність його виробництва та споживання в АПК України : навч. посіб. Київ : «Хай-Тек Прес», 2010. 312 с.

20. Obernberger I., Thek G. The Pellet Handbook: The Production and Thermal Utilization of Biomass Pellets. London: Earthscan, 2010. 600 p.

21. Alakangas E., Heikkinen A., Lensu T., Vesterinen P. Biomass Fuel Trade in Europe: Summary Report. Jyväskylä: VTT Technical Research Centre of Finland, 2002. 54 p.

22. Stahl R., Henrich E., Gehrmann H., Koch R., Nenniger A., Tschentscher R. Definition of Industrial Scale Entrained Flow Gasifiers and Assessment of the Feedstock Potential for EF Gasification in Europe. Stuttgart: Fraunhofer UMSICHT, 2004. 118 p.

23. Kaliyan N., Morey R.V. Densification Characteristics of Corn Stover and Switchgrass. *Transactions of the ASABE*, 2009, vol. 52, no. 3, pp. 907–920.

24. Sokhansanj S., Turhollow A., Cushman J., Cundiff J. Engineering Aspects of Collecting Corn Stover for Bioenergy. *Biomass and Bioenergy*, 2002, vol. 23, no. 5, pp. 347–355.

25. Sikkema R., Steiner M., Junginger M., Hiegl W., Hansen M.T., Faaij A. The European Wood Pellet Markets: Current Status and Prospects for 2020 // *Biofuels, Bioproducts and Biorefining*. – 2011. – Vol. 5, No. 3. – P. 250–278.

26. Stahl R., Henrich E., Gehrmann H.J., Koch R., Krebs L., Raffelt K., Weirich F., Zimmerlin B. Thermal Utilization of Biomass by Integration into Industrial Processes // *Applied Biochemistry and Biotechnology*. – 2004. – Vol. 113–116. – P. 1173–1192.