

**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
Блаженко С.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

« » _____ 2021 р.

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри
Петренко В.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)

« » _____ 2021 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 спалювання низькосортного твердого палива у водотрубних котлах

Виконала здобувачка 2 курсу, групи ЗТЕ-2М

Галичина Олена Петрівна _____
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник проф. Недбайло Олександр Миколайович _____
(прізвище, ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Рецензент к.т.н. Божко Ігор Костянтинович _____
(прізвище, ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Засвідчую, що в цій кваліфікаційній
роботі немає запозичень із праць
інших авторів без відповідних
посилань.

Здобувач _____
(підпис)

Київ – 2021

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
(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри **ТЕХТ**

проф. Василенко С.М.

"10" листопада 2020 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Галичини Олени Петрівни

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення ефективності спалювання низькосортного
твердого палива у водотрубних котлах

керівник роботи проф. Недбайло Олександр Миколайович, д.т.н., с.п.с.

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від "09"11.2020 року № 935-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 01.02.2021 року

3. Вихідні дані до роботи водотрубний котел, що
працює на твердому паливі (із топкою
НТКШ)

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

1. Огляд сучасного стану котельної обладнання

2. Розгляд особливостей використання палива

3. Рекомендації спалювання твердих палив у
котлоапаратах.

4. Узагальнення результатів досліджень, в процесі
спалювання у топці із зустрічно-закруженим потоком

5. Перелік графічного матеріалу

Результати магістерської роботи (Недайдю)

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання 10.11.2020

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Огляд структурного складу складу	10.11.2020	виконано
2.	Розгляд особливостей складу складу	18.11.2020	виконано
3.	Дослідження складу складу	24.11.2020	виконано
4.	Узагальнення результатів дослідження	8.12.2020	виконано
5.	Формування висновків	21.12.2020	виконано
6.	Формування висновків	14.01.2021	виконано

Здобувач

[Підпис]
 (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

Галичина О.П.
 (прізвище та ініціали)

Недбайло О.М.
 (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ.5
ВСТУП9
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ З ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ТЕПЛОГЕНЕРАЦІЇ ТА ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ11
1.1. Сучасний стан теплогенеруючого та теплопостачального обладнання систем в Україні11
1.2. Котельне обладнання та його модернізація18
1.3. Методи підвищення енергоефективності систем теплопостачання. Низькотемпературні енергоефективні температурні графіки21
РОЗДІЛ 2. ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПАЛИВ34
2.1. Проблеми паливного балансу34
2.1.1. Місцеві палива і паливні відходи. Теплотехнічні характеристики34
2.1.2. Уніфікація властивостей палива39
2.2. Постанова завдань дослідження40
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ СПАЛЮВАННЯ НИЗЬКОСОРТНИХ ПАЛИВ41
3.1. Математична модель тривимірної квазістаціонарної турбулентної течії багатокomпонентної хімічно реагуючої суміші41
3.2. Чисельний метод дослідження спалювання твердих палив (торф) у топці ЗЗП52
3.3. Методика експериментального дослідження процесів спалювання твердого палива та деревних відходів в топках з киплячим шаром64
4 НАТУРНІ ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ ВИПРОБУВАННЯ ВОДОГРІЙНИХ КОТЛІВ З ТОПКОЮ КИПЛЯЧОГО ШАРУ67
4.1 Методика проведення досліджень67

					<i>00МКР144ОП ТЕЕТ 003.003 ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Галичина О.П.			Підвищення ефективності спалювання низькосортного твердого палива у водотрубних котлах	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.							6	80
Керівник		Недбайло О.М.				НУХТ. Каф. ТЕХТ, гр. ЗТЕ-2-5м		
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						

4.2 Експериментальна методика дослідження аеродинаміки топки з ЗЗП	.72
ВИСНОВКИ	.76
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	.77

АНОТАЦІЯ

Магістерську роботу присвячено розробленню науково-практичних основ організації високоефективних технологій спалювання низькосортних місцевих палив і горючих відходів залучених в паливні баланси муніципальних опалювальних і промислових котелень.

Об'єкт дослідження

Процеси теплогенерації і транспортування теплоти в системах централізованого теплопостачання.

Предмет дослідження

Технологічні та конструктивні параметри топкових пристроїв і принципи вибору організаційно-технічних рішень залучення місцевих палив в паливні баланси теплопостачальних систем для підвищення енергоефективності систем теплопостачання.

Метою та завданнями роботи є комплексне обґрунтування залучення місцевих палив і горючих відходів (газоподібних і твердих) в паливний баланс міських комунальних і промислових підприємств.

Комплексний підхід об'єднує такі технології: дифузійні пальники в газових топках, низькотемпературні топки з киплячим шаром і технологію спалювання в вихровій топці з зустрічними закрученими потоками (ЗЗП).

В магістерській роботі розроблено напрям із створення топок нового класу: із взаємодією зустрічних закручених потоків повітря та палива, що забезпечує інтенсифікацію процесів спалювання низькосортних твердих палив (торфу) та екологічність вихідних параметрів; розроблено уточнену фізичну та математичну модель аеродинамічних та температурних процесів в залежності від геометричних параметрів топки та режимних (коефіцієнт надлишку повітря, висота та діаметр топки, ступінь закручення потоку; охолодження топки);

					<i>00МКР144ОП ТЕЕТ 003.003 ПЗ</i>		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Галичина О.П.			Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.						2	80
Керівник		Недбайло О.М.			<i>Підвищення ефективності спалювання низькосортного твердого палива у водотрубних котлах</i> НУХТ. Каф. ТЕХТ, гр. ЗТЕ-2-5м		
Н. Контр.							
Затверд.		Петренко В.П.					

виконане комплексне 3D числове моделювання процесів спалювання торфу у топці котла потужністю 2,5 МВт. Також в роботі відображене експериментальне обґрунтування спалювання вугільних відходів з зольністю 60 - 75% в топках з киплячим шаром, визначені аеродинамічні і температурні режими. Розроблено технологічну схему спалювання вугільних відходів з зольністю вище 70 - 73% спільно з низькосортними газоподібними паливами.

Ключові слова: низькосортні місцеві палива, транспортування теплоти, топки нового класу, моделювання процесів спалювання торфу, зольність, киплячий шар, ступінь закручення потоку

ANNOTATION

The master's thesis is devoted to the development of scientific and practical bases for the organization of highly efficient technologies for incineration of low-grade local fuels and combustible waste involved in the fuel balances of municipal heating and industrial boilers.

Object of study

Processes of heat generation and heat transportation in district heating systems.

Subject of study

Technological and constructive parameters of furnace devices and principles of choice of organizational and technical decisions of attraction of local fuels in fuel balances of heat supply systems for increase of energy efficiency of heat supply systems.

The purpose and objectives of the work are a comprehensive justification for the involvement of local fuels and combustible waste (gaseous and solid) in the fuel balance of municipal and industrial enterprises.

The integrated approach combines the following technologies: diffusion burners in gas furnaces, low-temperature furnaces with a fluidized bed and combustion technology in a vortex furnace with counter-swirling flows (CSF).

In the master's work the direction on creation of furnaces of a new class is developed: with interaction of counter swirling streams of air and fuel that provides intensification of processes of burning of low-grade solid fuels (peat) and environmental friendliness of initial parameters; developed a refined physical and mathematical model of aerodynamic and temperature processes depending on the geometric parameters of the furnace and mode (excess air coefficient, height and diameter of the furnace, the degree of flow twist; cooling of the furnace);

					<i>00MKP1440П ТЕЕТ 003.003 ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Галичина О.П.				<i>Підвищення ефективності спалювання низькосортного твердого палива у водотрубних котлах</i>	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.							4	80
Керівник	Недбайло О.М.					<i>НУХТ. Каф. ТЕХТ, зр. ЗТЕ-2-5м</i>		
Н. Контр.								
Затверд.	Петренко В.П.							

complex 3D numerical modelling of peat combustion processes in the boiler furnace with a capacity of 2.5 MW was performed. Also in the work the experimental substantiation of burning of coal waste with ash content of 60 - 75% in fireboxes with a fluidized bed is reflected, aerodynamic and temperature modes are defined. The technological scheme of coal waste incineration with ash content above 70 - 73% together with low-grade gaseous fuels has been developed.

Key words: low-grade local fuels, heat transportation, new class furnaces, modeling of peat combustion processes, ash content, fluidized bed, degree of flow torsion

ВСТУП

Одним з основних споживачів енергоресурсів країни є комунальні та промислові системи теплопостачання. Згідно із законами України «Про теплопостачання» (2005 р.), «Про енергозбереження» (2009 р.) потребується впровадження високоефективного теплоенергетичного обладнання та матеріалів у новостворених і діючих системах теплопостачання, стимулювання використання альтернативних джерел енергії, раціональне використання паливо-енергетичних ресурсів.

Основною проблемою енергоефективної модернізації системи теплопостачання – є зниження витрат природного газу і зміна технології спалювання палив шляхом більш широкого використання місцевих палив, промислових паливних відходів, низькосортних твердих палив (торф, буре вугілля та інше). Теплогенеруюче обладнання майже повністю використало ресурс експлуатації та не відповідає сучасним нормам та показникам енергоефективності. Паливні пристрої та автоматика котлів не забезпечують високий коефіцієнт корисної дії (ККД) котельних агрегатів. За період перехідної економіки і обмежених ресурсів ефективним являється модернізація топкового обладнання котельних агрегатів, заміна їх на спалювання інших твердих палив (низькосортне вугілля, деревні відходи та інше).

Реконструкція топкових пристроїв дозволить суттєво скоротити витрати природного газу. Перспективним напрямком в технічному переоснащенні систем теплогенерації є реконструкція та реорганізація великих котелень в режим комбінованого виробництва теплової і електричної енергії, що дозволить скоротити витрати палива на 20 - 25%.

					<i>00МКР144ОП ТЕЕТ 003.003 ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Галичина О.П.			Підвищення ефективності спалювання низькосортного твердого палива у водотрубних котлах	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.							8	80
Керівник		Недбайло О.М.				НУХТ. Каф. ТЕХТ, гр. ЗТЕ-2-5м		
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						

При цьому не рекомендується постачання теплоти централізованими системами теплопостачання (ЦСТ) з підвищеними температурними графіками 150 – 70°C, 170 – 70°C, що призводить до значних теплових втрат. На період до 2030 року в Україні планується використання в паливному балансі до 80% природного газу через малу кількість котельних агрегатів, що працюють на твердому паливі.

В Національній енергетичній програмі України визначено створення теплоенергетичного обладнання, що відповідає вимогам надійності, ефективності, екологічності, в першу чергу, для котлів малої і середньої потужності, що забезпечить розвиток виробництва, передавання і розподілу теплоти на основі власних паливних ресурсів.

1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ З ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ТЕПЛОГЕНЕРАЦІЇ ТА ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

1.1 Сучасний стан теплогенеруючого та теплопостачального обладнання систем в Україні

Широке поширення системи централізованого теплопостачання отримали в багатьох країнах світу відзначається Міжнародним енергетичним агентством. Частка централізованого теплопостачання становить в деяких країнах 40 - 70%. Кількість ЦСТ в містах Європи становить 4174. Протяжність теплових мереж складає 200000 км [1]. У Росії частка централізованого теплопостачання становить 70%, в Україні - 66% [3 - 13].

Частка централізованого теплопостачання на ринку опалення житлового сектора [3] показана на рис. 1.1.

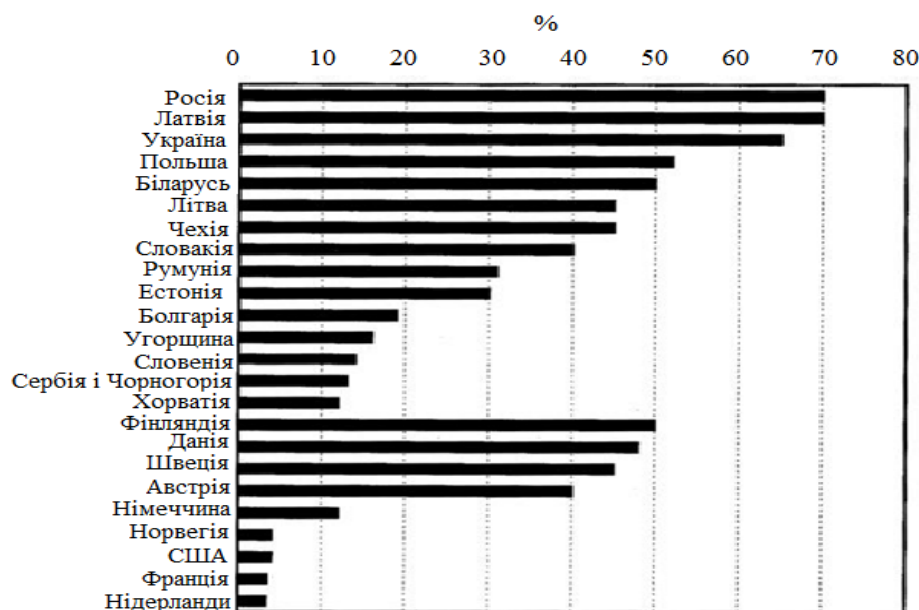


Рис. 1.1. Частка централізованого теплопостачання на ринку опалення житлового сектора

					<i>00MKP144OP TEET 003.003 ПЗ</i>		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Галичина О.П.			Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.						10	80
Керівник		Недбайло О.М.			Підвищення ефективності спалювання низькосортного твердого палива у водотрубних котлах НУХТ. Каф. ТЕХТ, гр. ЗТЕ-2-5м		
Н. Контр.							
Затверд.		Петренко В.П.					

Відповідно до [2, 5 - 9, 12, 13] частка централізованого теплопостачання буде зростати і досягне в 2030 році - 30%, у 2050 році - 50%. В Україні знаходиться в експлуатації 4 ТЕС, встановленою електричною потужністю 71 МВт і теплової - 1707 Гкал/год., 48 ТЕЦ і 4 АЕС електричною потужністю 25224 і 13107 МВт відповідно [5 - 9, 10 - 15].

У житлово-комунальному господарстві України споживається близько 40% загального споживання палива в Україні [1, 10, 12].

Витрати енергоресурсів на одиницю виробленої продукції більш ніж в 1,5 рази перевищує зарубіжні показники. Питомі витрати енергетичних ресурсів на вироблення 1 Гкал теплоти становить 180 кг у.п., а в розвинених країнах – 145 - 150 кг у.п.

Основні проблеми при розвитку систем централізованого теплопостачання, що стоять перед системами централізованого теплопостачання в країнах з перехідною економікою, показані на рис. 1.2 [15].

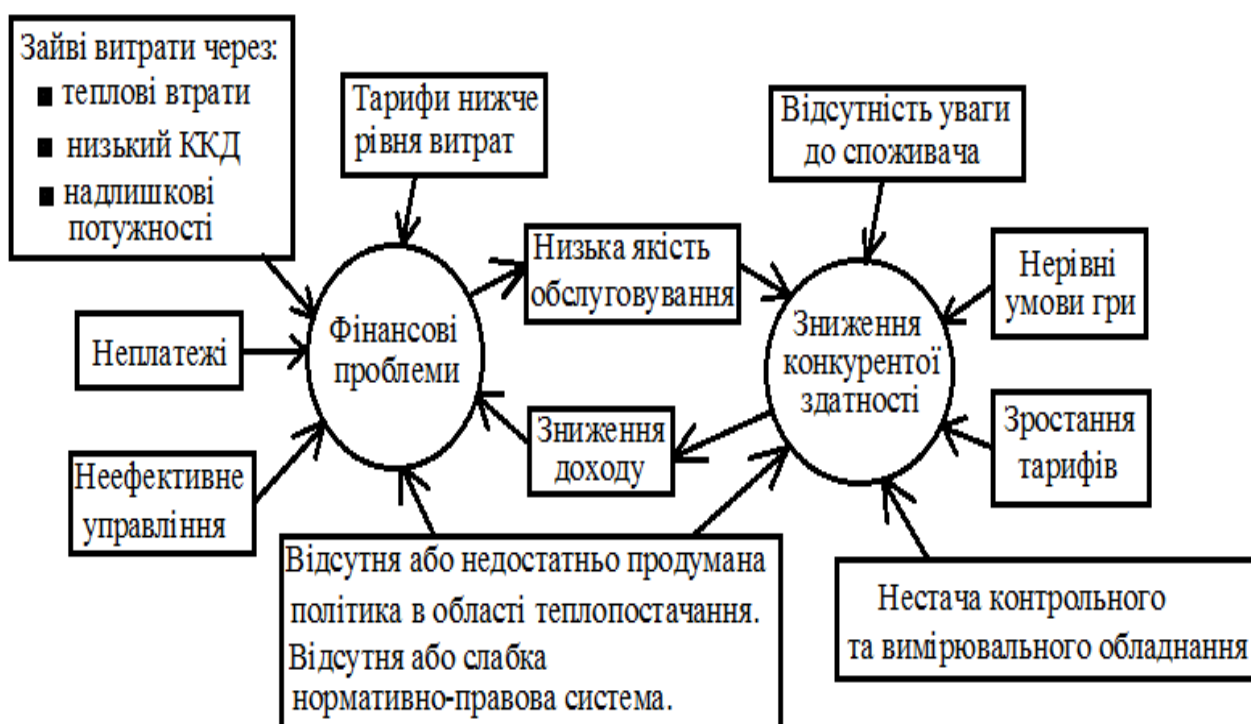


Рис. 1.2. Проблеми сфери централізованого теплопостачання країн з перехідною економікою

Незважаючи на існуючі проблеми, централізоване теплопостачання залишається найбільш перспективним способом забезпечення теплотою будівель і промислових підприємств.

В житлово - комунальному господарстві України перебуває в експлуатації понад 100 тисяч котелень, більшість – це дрібні промислові чи опалювальні котельні. У великих і середніх містах України концентрація котелень найбільша. У Києві, Львові, Харкові, Одесі, Дніпрі кількість котелень перевищує тисячу одиниць. Основним паливом для котелень є природний газ (52 - 58%), частка рідкого палива становить 12 - 15%, вугілля – 27 - 36%.

Головними напрямками реформування систем централізованого теплопостачання відповідно до «Енергетичної стратегії України на період до 2030 року» є реконструкція ТЕЦ, впровадження нових технологій з комбінованим виробництвом теплоти та електроенергії, введення в експлуатацію водогрійних котлів. Це має забезпечити високі енергетичні, економічні та екологічні показники. Введення до експлуатації водогрійних котлів дозволить суттєво підвищити рівень надійності та обсяги забезпечення теплом в централізованих системах, а також вивільнити потужності на малоекономічних котельнях. Такі котли доцільно використовувати як в основному, так і піковому режимах.

Визначено також основні завдання розвитку систем забезпечення теплотою [4 - 11]:

1. У найближчі 5 - 10 років доцільним є технічне переоснащення котельних із заміною малоефективних котлів на сучасні типу КВ-ГМ, ВК, КСВа, НІКА та інші продуктивністю до 3 Гкал/год. з ККД 90 - 92%. Доцільним заходом є подальша реконструкція діючих малоефективних котлів, зокрема типу НІСТУ-5, що експлуатуються в кількості близько 10 тис. одиниць, з підвищенням ККД до 90 - 92% та збільшенням їх потужності.

2. Впровадження автономних теплогерел (дахові котельні) доцільно здійснювати в тих районах міст і населених пунктів, де немає централізованих систем теплопостачання та за наявності відповідного техніко-економічного обґрунтування. Програми помірної децентралізації теплопостачання (дахові чи прибудовані котельні) треба втілювати для окремих споживачів, що значно

віддалені від централізованих джерел. Зазвичай, такі котельні використовують природний газ і працюють в автоматизованому режимі. При цьому майже відсутні втрати тепла у транспортних мережах.

3. Доцільним заходом є відмова від використання парових котлів, переведення їх роботи у водогрійний режим, що сприятиме підвищенню ККД котелень і заощадженню палива.

4. Перспективним напрямом у технічному переозброєнні теплогерел є переведення діючих великих котелень у режим комбінованого виробництва теплової та електричної енергії за рахунок їх надбудови газотурбінними установками і використання турбогенераторних та турбодетандерних установок, що виробляють електроенергію при перепадах тиску пари і газу, що призводить до додаткового одержання теплоти і конденсаційного виробництва електроенергії (міні-ТЕЦ). Розвиток цього напрямку стримувався відсутністю вітчизняних турбін малої потужності.

5. Переобладнання котельних на міні-ТЕЦ дає можливість забезпечувати власні потреби підприємства в електричній енергії, а також скоротити сумарні витрати палива на виробництво теплової та електричної енергії, витрати коштів порівняно з будівництвом нових конденсаційних електростанцій, терміни окупності, втрати електроенергії в лініях електропередач.

6. В секторі теплозабезпечення також доцільними є заходи, що стосуються розвитку джерел тепlopостачання, а саме:

- застосування сучасних пальників котельних з низькою емісією оксидів сірки та азоту;
- організація випуску та використання більш ефективної та надійної автоматики регулювання і захисту котлоагрегатів і в цілому котелень;
- впровадження мікроконтролерної системи управління технологічним процесом роботи котлів;
- кільцювання діючих джерел тепла і створення можливості їх паралельної роботи;
- диспетчеризація системи обліку і контролю технологічних процесів розподілу теплової енергії;

- комп'ютеризація, автоматизація систем управління та контролю за процесами виробництва тепла;
- коригування управління процесами спалювання газу за вмістом чадного газу у відхідних продуктах з регулюванням тягодуттєвими машинами за допомогою тиристорних перетворювачів;
- обладнання котельних ефективними утилізаторами теплоти відхідних газів з котлів, що дає змогу заощадити природний газ;
- використання нових технологій хімічної підготовки води котелень і ТЕЦ;
- впровадження високоефективної технології приготування і спалювання в топках котлів рідкого палива – паливних емульсій та обладнання для її реалізації. Ця технологія надає можливість спалювати високов'язкий та некондиційний мазут;
- застосування стаціонарних газоаналізаторів оптимізації процесу горіння;
- встановлення електронасосних агрегатів з широким діапазоном робочих характеристик, що дозволить оптимізувати витрату енергії на привід насосів.

Розвиток систем теплопостачання буде супроводжувати систематичне зменшення питомих витрат паливних ресурсів на одиницю відпущеної теплової енергії.

Необхідним є переведення сектору теплозабезпечення, як і всієї економіки України, з затратного шляху на енергоощадний за рахунок втілення нової стратегії державної політики енергозбереження.

Згідно з цією політикою та Законом України «Про енергозбереження» необхідно забезпечити посилення вимог до підприємств теплоенергетики щодо розробки та застосування енергетичних паспортів і впровадження енергоощадних заходів і технологій в проектування, будівництво та реконструкцію старих будівель і споруд.

Енергозаощадження повинно забезпечити скорочення витрат паливно-енергетичних ресурсів, стати основним фактором оздоровлення теплоенергетики,

вдосконалення механізму ціноутворення і тарифної політики, сприяти подальшому ефективному розвитку систем теплопостачання.

Показником технологічного стану систем теплопостачання є обсяги втрат теплоти в теплових мережах. Протяжність магістральних і розподільчих теплових мереж в Україні становить 24,3 тис. км. в двотрубному обчисленні [5, 6]. Стан більшості тепломереж незадовільний, втрати теплоти складають від 5 до 32% із середньозваженим показником близько 14,3%. Понад 28% теплових мереж експлуатується більше 25%, 43% - понад 10 років і лише 29% тепломереж мають термін експлуатації менше 10 років.

За даними [7, 8, 11, 12] в Україні працюють близько 250 ТЕЦ, з яких більше 200 – дрібні відомчі промислові установки. Основним паливом служить природний газ (76 - 80%), використовують також мазут (15 - 18%); вугілля (5 - 6%). Обладнання застаріле, не відповідає сучасним екологічним вимогам, потребує реконструкції та модернізації.

Основними споживачами теплової енергії в Україні є ЖКГ та населення (60 - 65%). Промисловість споживає близько 35 - 40% теплової енергії.

Першу групу першого сектору (ЦСТ) теплогенеруючих систем в Україні формували ТЕС, АЕС, промислові ТЕЦ і ТЕЦ загального користування тепловою потужністю 37,9 млн. кВт (2013 р.).

Другу групу першого сектора (ЦСТ) теплогенеруючих джерел в Україні займають опалювальні котельні тепловою потужністю 132,6 млн. кВт, обсяг вироблення теплоти від яких складає 37,6% (2013 р.) від загального обсягу вироблення теплоти всіма джерелами.

Третю групу першого сектора формують 722 теплоутилізаційних установок загальною тепловою потужністю 2,95 млн. кВт.

Всі теплогенератори перших трьох груп (окрім котелень з потужністю до 3,5 МВт) подають теплову енергію до розподільчих мереж і разом з системами теплопроводів ЦСТ.

Четверту групу другого сектору формують автономні установки. В Україні нараховується понад 11 млн. одиниць (2018 р.).

Сумарна потужність опалювальних котелень становить 132,62 МВт, у тому числі для котелень з потужністю до 3,5 МВт – 24,4 МВт (2013 р.).

Загальна кількість опалювальних котелень становить 35402 одиниці (з потужністю до 3,5 МВт – 31282 котелень, що складає 88,4%), з них на твердому паливі працювало 9865 котелень, на рідкому паливі – 326, на газу – 24462. Із 79908 установлених котлів 15644 котли (19,6%) експлуатуються понад 20 років. У цілому по Україні протяжність теплових мереж у двотрубному обчисленні становить 31314,1 км, з них ветхих та аварійних – 5952,6 км (19%).

Кількість котелень в Харківській області становить 1823 одиниць сумарною потужністю 7270 Гкал/год., з них 78,8% працюють на газоподібному паливі (природний газ). Кількість установлених котлів складає 3982 одиниць, з яких 842 (21,1%) з терміном експлуатації більше 20 років.

У 2013 році переведено на альтернативні види палива 435 котелень (12%). Загальна кількість котелень, що працюють на альтернативних видах палива – 536.

Загальні обсяги теплопостачання по Україні склали 89 млн. Гкал, у т. ч. населенню – 51,9 млн. Гкал, на комунально-побутові потреби – 20,6 млн. Гкал, на виробничі потреби – 10,3 млн. Гкал, іншим підприємствам – 6,2 млн. Гкал. Втрати теплової енергії в інженерних мережах зафіксовано в обсязі 13,2 млн. Гкал (14,85%).

По даним головного управління статистики у Харківській області [<http://kh.ukrstat.gov.ua>] на кінець 2014 року кількість опалювальних котельних складає 1820 одиниць (м. Харків – 397), з них потужністю до 3 Гкал/год. – 1652, від 3 до 20 – 136, від 20 до 100 – 22, а більш 100 – 10. Котельні працюють на твердому паливі – 398, рідкому паливі – 4, газоподібному паливі – 1400.

Сумарна потужність котельних 6955,9 Гкал/год., в тому числі котельні до 3 Гкал/год. – 812,1 Гкал/год. (11,7%), від 3 до 20 – 1171,7 Гкал/год. (16,8%), від 20 до 100 - 817,4 Гкал/год. (11,8%), більше 100 – 4145,7 Гкал/год. (59,7%). Кількість установлених котлів 3888 одиниці, з них терміном експлуатації більше 20 років – 846 одиниць. Протяжність теплових мереж у двотрубному обчисленні – 2343,2 км, у т. ч. ветхих та аварійних – 622,8 км (26,5%). По м. Харків сумарна потужність котельних складає 4589,5 Гкал/год., в тому числі котельні потужністю

більше 100 Гкал/год. – 3788,2 Гкал/год. (82,5%). Кількість установлених котлів – 1017 одиниць, з них терміном експлуатації більше 20 років – 275 одиниць. Протяжність теплових мереж в м. Харків складає 1682 км, у т. ч. ветхих та аварійних – 548,7 км (32,6%).

Виробництво теплової енергії (за 2014 рік) в Харківській області – 8473080,6 Гкал, одержано зі сторони – 1887627,1 Гкал, витрачено на власні потреби – 261806,4 Гкал. В м. Харкові вироблено 5168685,6 Гкал, одержано зі сторони – 1831123,1 Гкал, витрачено на власні потреби – 63688,0 Гкал.

Відпуск теплової енергії котельними у Харківській області складає 8930704,3 Гкал (за 2014 рік) у тому числі – населенню 5455771,7 Гкал (77,2%), на комунально-побутові потреби – 1302567,5 Гкал (18,4%), на виробничі потреби – 311464 Гкал (4,4%). Відпуск теплової енергії у м. Харкові складає 5894505,4 Гкал, у тому числі – на комунально-побутові потреби – 841918,6 Гкал (14,5%), на виробничі потреби – 100264,0 Гкал (1,7%).

1.2 Котельне обладнання та його модернізація

Основним способом підвищення рівня енергетичної безпеки України є скорочення обсягів споживання природного газу [2, 10, 11, 13]. При цьому основна мета централізованого теплопостачання є комбіноване використання теплоти від різних джерел. Тому перспективним є використання різних котлів на поновлюваних видах палива [9, 11, 13, 19], когенераційних установок [3, 8, 9, 13, 21, 24], теплових насосів [18, 22]. Основні напрями модернізації систем теплопостачання для вирішення завдань заміщення природного газу викладені в [2, 10].

Біоенергетичний потенціал України розглянуто в [3, 19, 36 - 41]. Підвищити ефективність використання рідкого палива в котельнях дозволяє спосіб спалювання у вигляді водомазутних емульсій [11, 21, 22], вугільних відходів – у вигляді водовугільних суспензій [23].

Перспективними технологіями спалювання твердого палива є котельні установки з топками киплячого шару, топками циркулюючого киплячого шару.

Вихрові топки забезпечують спалювання газоподібного і рідкого палива.

Циклонно-вихрові топки характеризуються високоефективним спалюванням різних палив і паливних.

Проблемою промислової і комунальної енергетики є також застаріле фізично і морально обладнання. Котельні заводи України випускають водогрійні та парові котли з газовими пальниками. Промислові твердопаливні котли не випускаються.

Спалювання біопалива і паливних відходів в топках з нерухомими і механізованими колосниковими решітками не ефективно, тобто практично відсутнє обладнання для ефективного спалювання біопалив.

За кордоном виготовлюється обладнання котелень малої і середньої потужності, ВАТ БіКВ випускає твердопаливні котли для спалювання низькосортних палив; місцевих палив (вологі, землісті і високозольні вугілля, шлами та інші відходи вуглезбагачення, фрезерний торф, деревні відходи, рослинні відходи, мули очисних споруд, водовугільні та інші штучні палива).

Головними сучасними напрямками розробки котельно-топкової техніки є використання вихрової технології та технології киплячого шару.

Розглянуте вище різноманітність характеристик місцевих палив і відходів показує, що без наукового обґрунтування та концептуального підходу створення котельно-топкової техніки буде проблематичним. Проблеми використання низькосортних палив і паливних відходів в більшості випадків можуть бути дозволені із заміною тільки топкових пристроїв, тобто шляхом модернізації наявних котлів з урахуванням можливостей та інтересів споживачів.

Традиційні топкові процеси.

Спосіб шарового спалювання твердого палива на колосникових решітках є найпоширенішим, надійним і простим по технології. Для спалювання місцевих палив на колосникових решітках є неефективним. Пиловугільне спалювання є високотемпературним з характерним утворенням оксидів сірки і азоту, пилоподібної золи, шлакування топки і поверхонь нагріву.

Таким чином, традиційні шарові і пиловугільні топкові процеси вичерпали моральний ресурс і не можуть бути прийняті за основу при розробці нової котельно-топкової техніки.

Циклонні і вихрові топкові процеси.

Утримання дрібних вітрильних частинок при їх спалюванні в топковому об'ємі найбільш ефективно може бути організовано в циклонних топках.

Високотемпературні циклони розроблялися з 30-х років минулого століття. Дані технології дозволяють до 95-98% видалення золи у вигляді рідкого шлаку. Однак через шлакування поверхонь нагрівання і котла, великої емісії оксидів азоту і високу ймовірність розчинення захисної обмурівки, в даний час практично не застосовуються.

Принципи та обґрунтування концепції модернізації котельно-топкової техніки.

Розгляд різноманітних палив і відходів, орієнтованих на серійне виробництво наступних типів котлів – газомазутних ДЕ, твердопаливних КЕ і ДКВР, багатопаливних КЕ. Виробникам на даний час є непосильною задачею випуску спеціалізованих котлів і топків під кожне індивідуальне паливо. Тому в магістерській роботі ставляться завдання:

- універсалізація топкових процесів з використанням технологій вихрового і киплячого шару;
- вбудовування топків в існуючі профілі котлів з використанням його елементів і топкового обсягу;
- універсалізація властивостей палив і паливних відходів застосуванням технологічних схем їх переробки з підготовкою уніфікованої спалюваної маси.

1.3 Методи підвищення енергоефективності систем теплопостачання. Низькотемпературні енергоефективні температурні графіки

Важливими умовами визначальними розвиток теплового господарства на сучасному етапі є: зростаючі вимоги до забезпечення комфортних умов в будівлях, до надійності і якості теплопостачання, постійне підвищення тарифів на теплову енергію, великі банківські відсотки і зрушення кон'юнктури інвестицій в сторону маловитратних заходів з невеликими термінами окупності.

Розвиток централізованого теплопостачання в країнах ЄС йде по шляху, що дозволяє використовувати його переваги. Теплофікація забезпечує мінімальну витрату палива на виробництво теплової та електричної енергії. Великі джерела підготовлені до використання низькосортних сортів палива, їх економічніше оснастити газоочисних установок, забезпечити проведення екологічних заходів. Спільне використання різних джерел теплоти для роботи на єдині теплові мережі забезпечує підвищення їх економічності.

Модернізація ЦСТ в напрямку переходу на незалежне приєднання опалювального теплового навантаження і автоматизації абонентських вводів створює можливості для практичної реалізації паралельної роботи декількох джерел на загальне навантаження, на єдині мережі [8].

Ще в [10, 12] була рекомендована комбінована центрально-групова система регулювання, що передбачає поділ теплової мережі на магістральну зі змінною витратою теплоносія і розподільну з постійною витратою теплоносія.

Найбільш загальними принципами перетворення систем в нових економічних умовах повинні стати:

- створення високого рівня комфортних умов в будівлях;
- забезпечення надійності теплопостачання;
- зниження впливу на навколишнє середовище;
- підвищення економічної ефективності систем теплопостачання.

Дані принципи повинні бути покладені в основу розробки планів перетворення структури існуючих систем.

Зміна структури систем теплопостачання, що відображає взаємне розташування і зв'язок основних елементів, повинні відповідати їх масштабами та складністю.

Підвищення надійності теплових мереж потребують необхідного резервування, як структурного, так і транспортного резерву.

Спільна робота джерел теплоти на єдині теплові мережі є основною перевагою і стимулом створення великих систем. Спільна робота джерел вимагає переходу від якісного регулювання відпустки теплоти до якісно-кількісного і кількісного регулювання зі змінною витратою теплоносія. Змінна витрата теплоносія забезпечує більш точне регулювання відпустки теплоти, скорочення теплових втрат.

Перспективним технічним рішенням є зниження максимальної температури мережевої води. Зниження температури мережної води на 1°C збільшує вироблення електричної енергії на ТЕЦ на 0,1 - 0,3%, при цьому втрати теплоти знижуються на 0,3%.

Технічні можливості споживачів дозволяють мати досить низькі температури зворотної мережної води, що дозволяє зберегти або навіть збільшити перепад температур. Так, температурний графік $130^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$ може бути замінений на графік $100^{\circ}\text{C}/40^{\circ}\text{C}$ при тій же витраті води.

Подальше зниження температури зворотної мережної води може привести до зниження витрат теплоносія. Такий перехід на знижений температурний графік не потребує збільшення діаметра трубопроводів теплової мережі.

Позитивний вплив на режими роботи, надійність і довговічність обладнання робить зниження тиску теплоносія.

Основний резерв енергозбереження зосереджений в сфері теплоспоживання.

Температурний графік $150/70^{\circ}\text{C}$ був визначений державою як оптимальний при співвідношенні вартості палива і капітальних вкладень у будівництво об'єктів теплопостачання.

Ефективність теплогенераторів, заснованих на когенерації, визначається зниженим графіком. Теплові мережі – в скороченні теплових втрат, підвищення

надійності за рахунок застосування пластикових теплоізованих труб. Тому в умовах переходу до ринкової економіки виникає необхідність до перегляду температурного графіка в бік його зниження.

Технології комбінованого теплопостачання дозволяють споживачам самостійно визначати момент включення пікового джерела тепла і величину нагріву води, головними перевагами технології комбінованого теплопостачання є знижений графік відпустки теплоти, резервування теплогерел, більш гнучке і оперативне управління теплового навантаження.

Технології регулювання теплового навантаження. В існуючих централізованих системах теплопостачання застосовується центральне якісне регулювання теплового навантаження на теплогерела, що передбачає зміну температури теплоносія в залежності від температури зовнішнього повітря при постійній витраті теплоносія. Основна перевага регулювання – це стабільний гідравлічний режим системи.

В даний час в умовах модернізації систем теплопостачання з метою підвищення їх енергоефективності здійснюється впровадження кількісного регулювання. Досвід впровадження показує, що наведені витрати на 40 - 50% менше, ніж при якісному регулюванні.

Поєднання якісного і кількісного регулювання дозволяє знизити споживання тепла в перехідні періоди опалювального сезону до 50%.

Перехід на знижений температурний графік розглядається як елемент модернізації системи теплопостачання.

Багаторічний досвід за кордоном показує, що перехід до зниженого температурному графіку пов'язаний з довгостроковою системною модернізацією і включає проведення заходів щодо переведення системи на незалежну закриту схему і комплексну автоматизацію систем генерації, транспорту та споживання теплової енергії. Температура води в трубопроводі знизилася від 150°C до 85 - 115°C.

При цьому зменшення різниці температур мережної води в 2 рази при постійному відносному навантаженні необхідно збільшення витрати мережної

води в 2 рази. При цьому втрата тиску зростає в 4 рази, а потужність мережевих насосів – в 8 раз.

При цьому графіку на 1°C зміни температури зовнішнього повітря призводить зміни температури мережевої води на 3°C . При коливаннях температури атмосферного повітря на $8 - 10^{\circ}\text{C}$ потрібна зміна температури мережевої води в подавальному трубопроводі на $20 - 30^{\circ}\text{C}$.

Обґрунтування низькотемпературного графіка виконується за розрахунком показника Z_{Σ} сукупних наведених капітальних і поточних витрат на будівництво і експлуатацію системи тепlopостачання. Для досягнення найбільшої ефективності інвестиційного проекту показник Z_{Σ} повинен бути мінімізований.

В Росії для деяких регіонів рекомендується температурні графіки $130^{\circ}\text{C}/50^{\circ}\text{C}$ і $120^{\circ}\text{C}/40^{\circ}\text{C}$. Однак при зміні ціни на паливо, щільності теплового навантаження температурні графіки можуть бути іншими.

Аналіз закордонного досвіду застосування знижених температурних графіків в тепlopостачанні

За останні 30 років в світі споживання тепла від ТЕЦ і великих котелень суттєво випереджало зростання споживання первинної енергії. Виробництво тепла зросло з 578 до 862 млн. Гкал, або на 49%, при зростанні споживання первинної енергії тільки на 5%. У країнах Європи зростання було ще більш динамічним – 71%. У Китаї виробництво теплової енергії зросло з 349 млн. Гкал в 2000 р. до 547 млн. Гкал у 2015 році. Швидко розширюється зона централізованого тепlopостачання за рахунок швидкого зростання як кількості великих міст, так і їх розміру. У планах Німеччини на перспективу до 2030 р закладено зниження споживання теплової енергії на 29% при суттєвій перебудові її паливного балансу на користь біомаси, теплоутилізації і геотермальної енергії [1].

Частка теплової енергії в кінцевому споживанні енергії зросла, але в багатьох країнах все ще залишається низькою. В Італії вона дорівнює лише 2%, а в Ісландії – 87%. У Швеції частка централізованого тепlopостачання від усього енергоспоживання на опалення в житлових будинках і в сфері послуг зросла з 25% в 1980 р. до 54% в 2016 р.

Частка ТЕЦ у виробленні теплової енергії в Європі зростає з 60 до 70%. В окремих країнах ця частка варіює від 9% в США до 50% у Данії. У багатьох країнах Європейського Союзу прийняті законодавчі акти що стимулюють вироблення теплової енергії на ТЕЦ. Створені сприятливі умови для розвитку розподіленої (малої) енергетики.

У свою чергу централізовані системи теплопостачання дозволяють досить швидко змінювати структуру палива. У багатьох країнах відбулися помітні зміни в структурі паливного балансу теплоенергетики. У Швеції в 1973 р на частку мазуту припадало понад 90%, а в 2015 р - тільки 7%. Мазут був витіснений біомасою (35% в 2015 р), спалюванням сміття (11%); газом (9%); тепловими насосами (11%); вугіллям (4%); іншими паливами (7%). У Данії заборонено електроопалення і проводиться політика повного виключення з паливного балансу систем теплопостачання вугілля і мазуту. У Німеччині частка природного газу в паливному балансі теплоенергетики дорівнює 40%, а вугілля 50%. У Польщі на частку вугілля припадає 94%.

В системи теплопостачання все більше впроваджуються механізми конкуренції. У ряді країн (Данія, Польща, Угорщина, Латвія) під час закупівлі теплової енергії від зовнішніх джерел потрібно в першу чергу купувати її від джерела з найменшим тарифом. Все більше країн, в яких тарифи на тепло не регулюються (Фінляндія, Канада, Німеччина, Швеція, Великобританія).

Зростає частка приватних систем теплопостачання. У багатьох країнах поступово змінюється структура власності в системах теплопостачання. Наприклад, в Швеції частка муніципальної власності знизилася з 100% в 1990 році до 62% в 2012 р. Але все ж основна частина систем теплопостачання знаходиться в муніципальній або кооперативній (Данія) власності. Для їх обслуговування все більше залучаються приватні компанії в рамках розвитку приватно-державного партнерства. В Данії за останні 20 років споживання первинних енергоресурсів на опалення одиниці площі знизилася вдвічі, що сприяло зниженню енергоємності ВВП майже на 3%. У розподільних мережах Данії температура мережної води не піднімається вище 70 - 85°C. Низькі температури, що використовуються в системах ЦТ Данії, дозволяють утилізувати

надлишкове тепло, яке міститься в газах і стічних водах промисловості. У Данії реалізується демонстраційний проект в місті HarlevArea з відпрацювання переходу на температурний графік $50^{\circ}\text{C}/20^{\circ}\text{C}$, який дозволяє суттєво знизити втрати в мережах і ширше використовувати поновлювані джерела енергії [2].

У централізованих системах теплопостачання країн Східної Європи також вживаються заходи щодо зниження температур мережної води. У Берліні було виконано зниження температури прямої мережевої води зі 150°C до 110°C , що, поряд з іншими заходами з регулювання і заходами з енергозбереження по всьому ланцюжку теплопостачання (теплоджерела - магістральна теплова мережа первинного контуру - розподільна теплова мережа вторинного контуру - система теплоспоживання будинків) - призвело до зниження витрат на опалення і гаряче водопостачання на 30 - 40%.

Найбільший системний ефект заходів щодо переходу на знижені температурні графіки досягається при одночасному переході на якісно-кількісне регулювання і незалежні закриті схеми.

В США і Японії в 70 - 80 роки ХХ ст. побудовано значну кількість ТЕЦ з газотурбінними і парогазовими установками.

Однак, на відміну від вітчизняної теплоенергетики, в країнах Західної Європи і США термодинамічні переваги теплофікації використовувалися не тільки при створенні великих ТЕЦ, а й при розвитку дрібних теплотджерел. Великого поширення набули компактні і відносно недорогі промислові блок-ТЕЦ на базі дизелів і газових двигунів. Перевагою блок-ТЕЦ є високий коефіцієнт використання палива, що дозволяє економити 5 - 30% палива в порівнянні з роздільним виробленням електричної і теплової енергії та знизити викиди оксидів вуглецю в навколишнє середовище на 5 - 60%.

Іншим високоекономічним напрямком розвитку дрібних і середніх теплотджерел стало широке застосування теплонасосних установок (Японія, США, Швеція, Норвегія, Канада). Утилізація теплоти низького потенціалу промислових або побутових викидів за допомогою теплових насосів дозволяє знизити витрати первинної енергії на виробництво теплової енергії і скоротити забруднення навколишнього середовища. За кордоном широке поширення набули теплові

насоси з електроприводом, паротурбінним приводом, приводом від дизелів і двигунів внутрішнього згорання.

Суттєвий прогрес в енергозбереженні в західних країнах було досягнуто за рахунок вдосконалення систем транспорту теплоти.

Досягнення в цій області пов'язані перш за все з розробкою і масовим застосуванням безканалного безкомпенсаційного прокладання теплопроводів заводського виготовлення з вбудованими дротяними системами виявлення місць зволоження теплоізоляції. Найбільшого поширення набула конструкція теплопроводів із захисною трубою-оболонкою з високоякісного поліетилену і пінополіуретановою теплоізоляцією. Економія капітальних витрат досягається за рахунок виключення каналів, компенсаторів, значної кількості теплових камер і зниження товщини сталевих труб. Так, заміна каналної прокладки безканалною дозволяє економити до 30 - 40% капіталовкладень при новому будівництві та реконструкції систем транспорту теплоти.

Значна економія енергоресурсів досягнута в абонентських системах. У Фінляндії за рахунок енергозберігаючих заходів питома річне теплоспоживання будівель з 1973 по 1984 р. знизилася з 71,8 до 48,2 кВт·год./м³, тобто на 33% [3]. Для порівняння: теплоспоживання вітчизняних будівель в даний час складає 80-130 кВт·год./м³ на рік, тобто в 1,5 - 2 рази вище.

У Фінляндії розроблені міжнародні стандарти систем централізованого теплопостачання (табл. 1.1).

Стандарти температури теплоносія

	Нові будівлі		Старі будівлі	
	опалення	ГВС	опалення	ГВС
Первинний контур	115/45	70/25	115/65	70/25
Вторинний контур	40/70	10/55	60/80	10/55

Практика організації централізованого теплопостачання в країнах Євросоюзу показує, що основні заходи спрямовані на зниження параметрів теплоносія.

Таблиця 1.2.

Температурні графіки наведені в таблиці 1.2.

Країна	Температурний графік ЦСТ
Данія	120 ⁰ С/50 ⁰ С
Фінляндія	120 ⁰ С/65 ⁰ С
Швеція	120 ⁰ С/65 ⁰ С
Норвегія	120 ⁰ С/70 ⁰ С

Абсорбційні теплові насоси (АБТН) і абсорбційні холодильні машини (АБХМ) в промисловості та теплопостачанні.

АБТН і АБХМ широко застосовуються в енергетиці і різних галузях промисловості. Особливістю АБТН є можливість використання в якості джерела теплоти продукти згоряння паливовикористовуючих агрегатів, котлів, гарячу воду з температурою 90 - 150⁰С, відпрацьована пара з тиском до 0,75 МПа. У країнах ЄС АБТН і АБХМ використовуються в системах теплопостачання підприємств, житлових і адміністративних будівель, що забезпечує високу енергоефективність систем. Теплота, що виробляється на біопаливних і сміттєспалювальних станціях, використовується в міських системах теплопостачання. Таким чином, з метою зниження енергетичних витрат в

системах теплопостачання, є широка можливість ефективного використання АБТН при оптимальних параметрах системи теплопостачання.

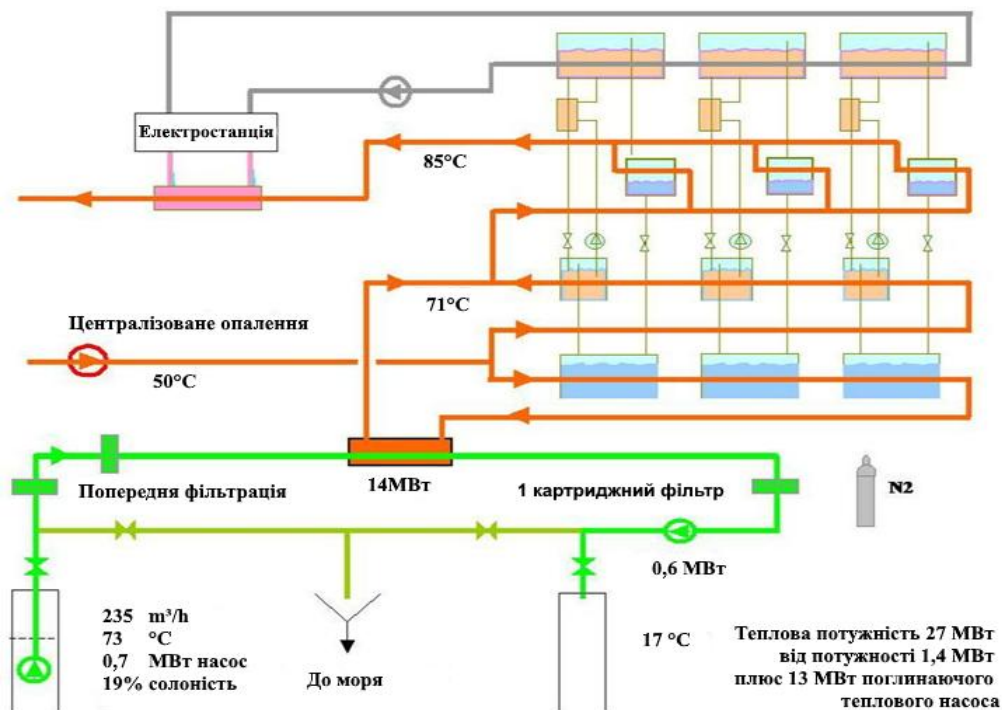


Рис. 1.3. Схема теплопостачання з використанням АБТН та геотермальної енергії

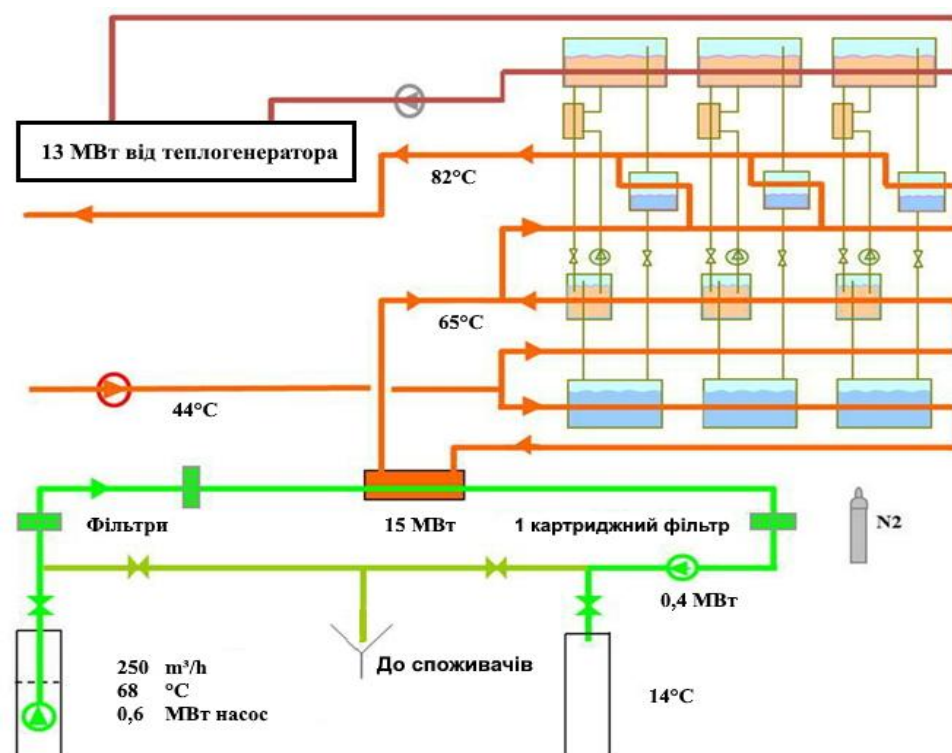


Рис. 1.4. Схема теплопостачання з використанням АБТН та геотермальної енергії

Відмінною особливістю АБТН є:

- можливість використання в якості джерела теплоти - вторинні енергетичні ресурси підприємств, природний газ;
- низька питома металоємність;
- висока компактність;
- тривалий термін експлуатації;
- питома витрата високопотенційної теплоти в порівнянні з котлом знижується в 1,7 раз.

Історично склалося так, що під час становлення і багаторічного функціонування в Радянському Союзі централізована система теплопостачання ґрунтувалася на централізованій плановій економіці.

В умовах переходу до ринкової економіки зі зміною систем власності, управління та розвитку нових технологій у господарюючих суб'єктів виникли об'єктивні мотивації до перегляду температурного графіка в бік його зниження до величин, порівнянних з діючими різноманітними температурними графіками в централізованих системах теплопостачання і теплофікації на Заході.

Результати дослідження процесів спалювання низькосортного газоподібного і твердого палива, вдосконалення існуючих пальникових та топкових пристроїв, і розроблення нових, більш досконалих, не вирішує проблеми створення енергоефективних систем «генерації і транспорту теплоти» в міських системах теплопостачання. Енергоефективні сучасні системи повинні містити енергоефективні локальні елементи системи.

Розвиток концепції енергозбереження та енергоефективності систем теплової генерації і централізованого теплопостачання дозволяє сформулювати основні системні зміни в реконструкції ЦСТ України [18]:

- переведення котлів на спалювання біомаси;
- використовувати природний газ в децентралізованих когенераційних джерелах теплопостачання;

– великі котельні агрегати на природному газі обладнати утилізаційними системами глибокого охолодження продуктів згорання і доповнити абсорбційними машинами;

– використовувати в ЦСТ знижений низькотемпературний графік 70/50°C (з урахуванням ГВС) або 60/40°C (без ГВП).

Багаторічний зарубіжний досвід показує, що перехід до зниженого температурного графіку пов'язаний з довгостроковою системною модернізацією сформованої системи тепlopостачання і включає проведення заходів щодо переведення систем на незалежну закриту схему і комплексну автоматизацію систем генерації, транспорту, споживання теплової енергії, що дає позитивний синергетичний ефект тільки в сукупності.

Утилізація теплових ВЕР (гази котлів, пар, гаряча вода) є можливість виробляти холод і використовувати для потреб ТЕС (охолодження трансформаторів, масляних систем, конденсаторів, повітря на вході в компресор ГТУ) або відпускати зовнішнім споживачам. Застосування АБТН (абсорбційні бромисто-літієві теплові насоси) також можливо на ТЕС. Для цього потрібно ще джерело теплоти.

АБТН першого типу призначений для утилізації теплоти з температурним потенціалом вище 30°C. На виході з АБТН можна отримати теплоносій з температурою до 90°C. АБТН використовує 40% утилізованої теплоти низького потенціалу і 60% високотемпературної теплоти (пар, гаряча вода, гази турбін або котлів). АБТН першого типу може використовуватися в якості градирні системи оборотного водопостачання.

У АБТН другого типу є можливість нагрівати теплоносій до високої температури (вище 90°C), до 165°C, виробляти пар, при цьому не потрібно додаткове джерело теплоти. Однак, 40% утилізованої теплоти перетворюється на більш високий температурний рівень, а 60% - відводиться в градирні.

Паливна потужність АБТН досягає 100 МВт. Тому перспективним є їх використання в міських системах тепlopостачання, в поєднанні з біомасового і сміттєспалювальними станціями і тепловими агрегатами промислових підприємств. Термін експлуатації досягає 30 років.

У сучасних зарубіжних теплогенеруючих системах застосовуються закриті замкнуті системи оборотного водопостачання на базі абсорбційних теплових насосів. При цьому виключається випаровування води, її якість і температури стабільні.

Схема гібридної системи оборотного водопостачання складається з двох (рис. 1.5 - 1.7):

1. закритої замкнutoї системи охолодження допоміжного обладнання (масло- і газоохолоджувачі) на базі АБТН;

2. відкритої замкнutoї системи (градирня, бризкальний басейн)

Економія пара становить близько 40%, який раніше використовувався для підігріву підживлювальної води.

У Китаї законодавством заборонено експлуатацію ТЕЦ без застосування абсорбційних теплових насосів.

Так, в місті Янгкванг на вугільній ТЕЦ встановлено шість АБТН потужністю 30 МВт кожна. У АБТН утилізується теплота з градирень з температурою 30 - 40⁰С. Як високотемпературного джерела використовується пар з надлишковим тиском 5 бар. АБТН виробляє гарячу воду з параметрами 90/70⁰С, яка подається споживачам.



Рис. 1.5. Абсорбційний тепловий насос на газовому паливі

Варіанти застосування абсорбційних теплових насосів

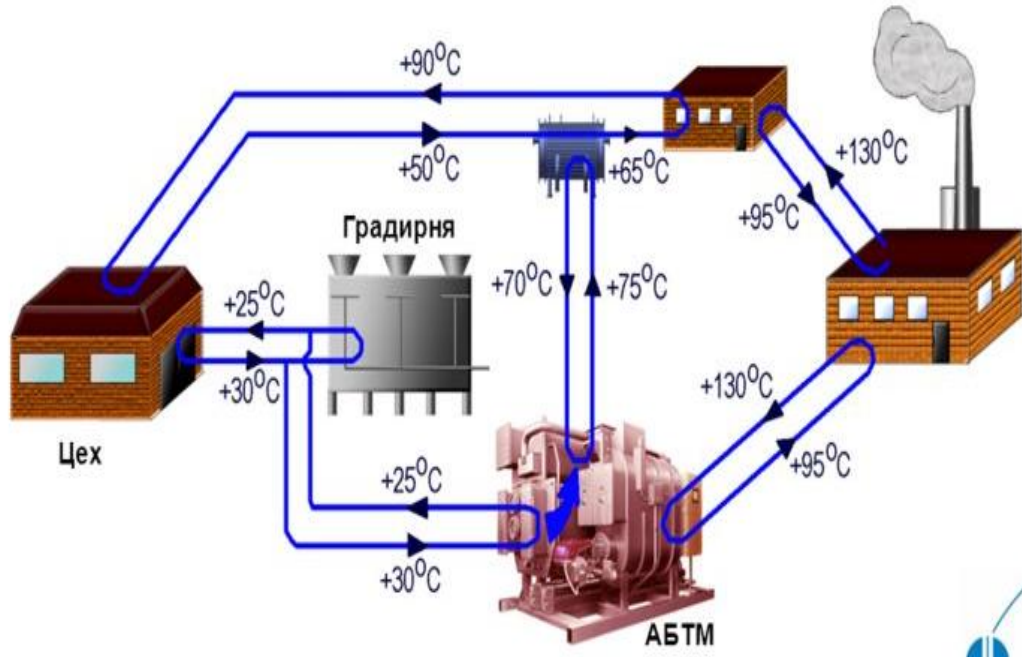


Рис. 1.6. Підігрівання зворотного потоку гарячої води цеху

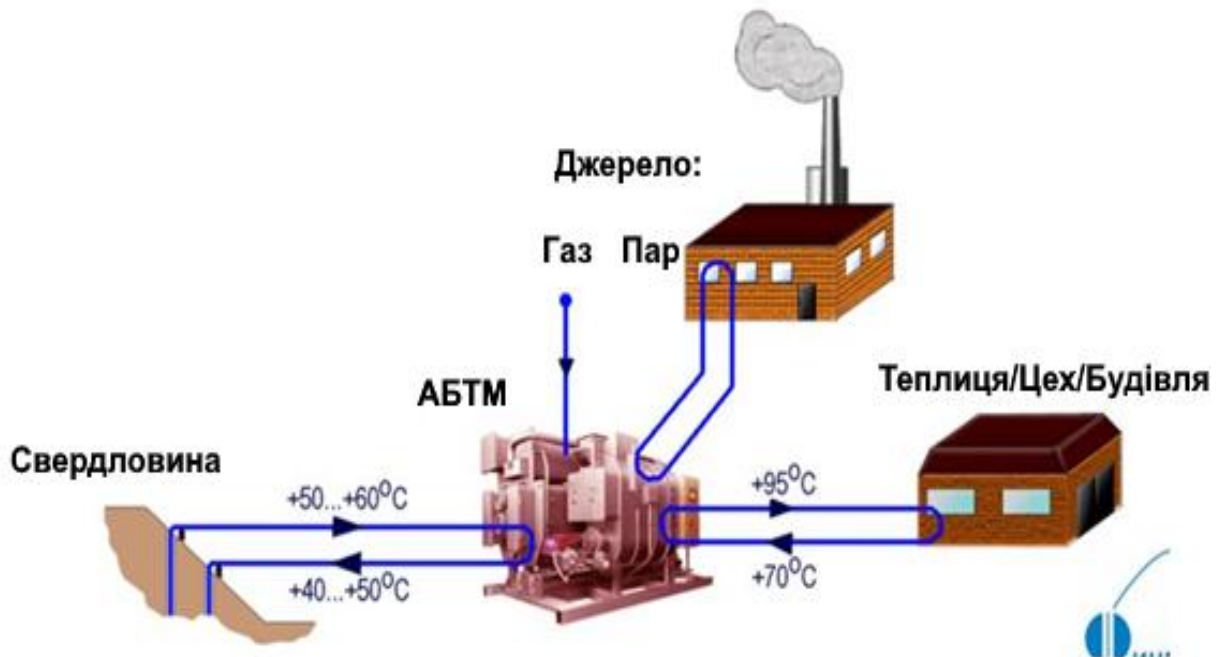


Рис. 1.7. Обігрівання теплиць/будівель/офісів з використанням теплоти геотермальних джерел

2 ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПАЛИВ

2.1 Проблеми паливного балансу

У зв'язку з високою вартістю природного газу і розвитком програм його заміщення, отримують стимул використання низькосортних місцевих палив, деревних, вугільних і інших паливних відходів. При частці паливної складової 60 - 80% в собівартості виробленої теплової енергії заміна природного газу дешевим місцевим паливом забезпечує економічну ефективність і стабільність енергозабезпечення. Використання місцевих вугілля, торфу, відходів переробки зерна, деревини, збагачення вугілля дозволяє знизити енергозалежність підприємств і вартість вироблюваної теплоти.

У роботі ставиться завдання дослідження, удосконалення та розробка технологій використання низькосортних палив, в основному, біопалив в теплогенеруючих установках систем теплопостачання.

2.1.1. Місцеві палива і паливні відходи. Теплотехнічні характеристики

Місцеві палива в залежності від стадії метаморфізму (углефікація) поділяються на рослинні залишки, торф, буре вугілля, кам'яне вугілля. Палива різного типу та ступеня углефікації характеризуються різним хімічним складом і будовою. Палива з низьким ступенем углефікації (торф, буре вугілля) переокислені, містять значну кількість кисню, мають найменшу термічну стійкість з максимальним вмістом летких. В процесі метаморфізму видаляється кисень і поступово підвищується термічна стійкість органічної речовини палива.

					<i>00МКР144ОП ТЕЕТ 003.003 ПЗ</i>				
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>					
<i>Розроб.</i>		<i>Галичина О.П.</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>		
<i>Перевір.</i>						33	80		
<i>Керівник</i>		<i>Недбайло О.М.</i>			<i>Підвищення ефективності спалювання низькосортного твердого палива у водотрубних котлах</i>				
<i>Н. Контр.</i>				<i>НУХТ. Каф. ТЕХТ, гр. ЗТЕ-2-5м</i>					
<i>Затверд.</i>		<i>Петренко В.П.</i>							

Місцеві палива характеризуються підвищеною вологістю. Теплотехнічні характеристики їх наведені в. Спалювання місцевих палив в котлах зі шаровими топками ускладнено і малоефективно.

Відходи вуглезбагачення ЦЗФ характеризуються великим виходом углевмістких горючих відходів. Горючі відходи представлені в основному шлаками, високозольні продуктами вуглезбагачення і розкривними породами. Значні обсяги становлять промпродукти мокрого збагачення і шламу зневодненого в фільтрах. Шлами очисних споруд та побутові відходи мають великий вихід. Мулові опади мають теплоту згоряння 2,6 - 3,5 МДж/кг. Побутові відходи - 8,0 - 8,4 МДж/кг. Водовугільне паливо може ефективно використовуватися в котельних установках, і є дуже перспективним. Теплота згоряння паливної суміші становить 11 - 16 МДж / кг.

Буре вугілля.

Запаси бурого вугілля в Україні зосереджені в трьох басейнах: Донецькому, Львівсько-Волинському та Дніпровському.

Кам'яновугільні родовища зосереджені на південно-сході (Донецький басейн) і північно-заході (Львівсько-Волинський басейн). Райони видобутку бурого вугілля розташовані на Дніпровському буровугільного басейні.

Запаси бурого вугілля складають 2 млрд. т. Видобуток бурого вугілля кар'єрним способом веде ВАТ «Олександрія-вугілля». За своїми характеристиками буре вугілля поступається кам'яному вугіллю: має підвищену зольність (до 30%) і великий вміст летючих (45-55%), теплота згоряння нижче (20 - 26 кДж/кг) ніж кам'яного вугілля. Спалювання бурого вугілля на ТЕЦ є неефективним і тому не застосовується.

Розглядається питання розробки Новодмитрівського родовища бурого вугілля в Барвінківському районі Харківської області з запасами 390 млн. т. Річний видобуток бурого вугілля дозволить замінити до 5 млрд. м³ природного газу на рік [<http://Kharkov.comments.ua/news/2012/06/22/105738.html>].

В даний час розроблені нові технології, що дозволяють використовувати буре вугілля в енергетиці, серед них - це виробництво синтетичного палива і створення водовугільних суспензій.

Запаси бурого вугілля в Україні дозволяють виробляти 5 млн. т. на рік синтетичного рідкого палива.

Водовугільне паливо (ВВП)

Використання ВВП дозволяє в 1,5 - 3,5 рази знизити шкідливі викиди в атмосферу, підвищити ефективність використання палива до 90%. Дешевизна і екологічність - це основні переваги ВВП, пожежо- та вибухобезпечність.

В Інституті колоїдної хімії та хімії води НАН України розроблялися технології переробки бурого вугілля і отримання водовугільних суспензій (частки вугілля розміром менше 250 мкм і вода).

Використання ВВП стримується через відсутність великих інвестицій на промислове впровадження та проблеми транспорту до споживача (при дальності поставки ВВП на 1000 км вартості зростають на 22 - 32%).

Відходи вуглезбагачення

В даний час в Україні є запаси відходів вуглезбагачення. Сухих відходів видобутку і відходів вуглезбагачення накопичено близько 3 млрд. т, з яких 640 млн. т є відходи антрациту із середньою зольністю 75%. Відходів мокрого вуглезбагачення (шламів) накопичено близько 190 млн. т, в тому числі 8 млн. т на території Львівсько-Волинського басейну, а решта в Донбасі.

Досвід спалювання відходів вуглезбагачення в топках з ЦКШ показує, що можуть бути встановлені обмеження за якістю палива і гранулометричному складу. Паливо повинно мати значну частку великої фракції (розмір від 1 - 3 до 1 - 6 мм) і частина середньої фракції (розмір 0,1 - 1,0 мм).

Відходи мокрого збагачення мають малий розмір часток (0 - 0,3 мм), що викликає труднощі, пов'язані з винесенням часток.

Встановлено можливість приготування палива з шламів з достатньою кількістю великих часток (1 - 5 мм) шляхом агломерації дрібних шламових частинок з використанням природного глинистого сполучного. Ефект агломерації тим сильніше виражений, чим вище зольність шламу і чим більше кількість глинистих включень. При зольності сухих відходів антрациту більш 73 - 75% вони можуть використовуватися як паливо тільки в суміші з вугіллям або

шламом. При зольності менше 73% сухі відходи можуть спалюватися в КШ без домішок вугілля.

Деревні та рослинні відходи.

Сухі рослинні відходи: солома, лузга, стебла, тирса, стружки характеризуються теплотою згоряння 12 - 19 МДж/кг, низькою зольністю (5-10%), вологістю до 50%. У трикутнику Таннера (рис. 2.1) дані палива займають нижній правий кут, що підтверджує ефективність їх використання. При нагріванні в процесі газифікації виділяються горючі гази, вихід летючих становить 70 - 90%, що забезпечує їх ефективне спалювання.

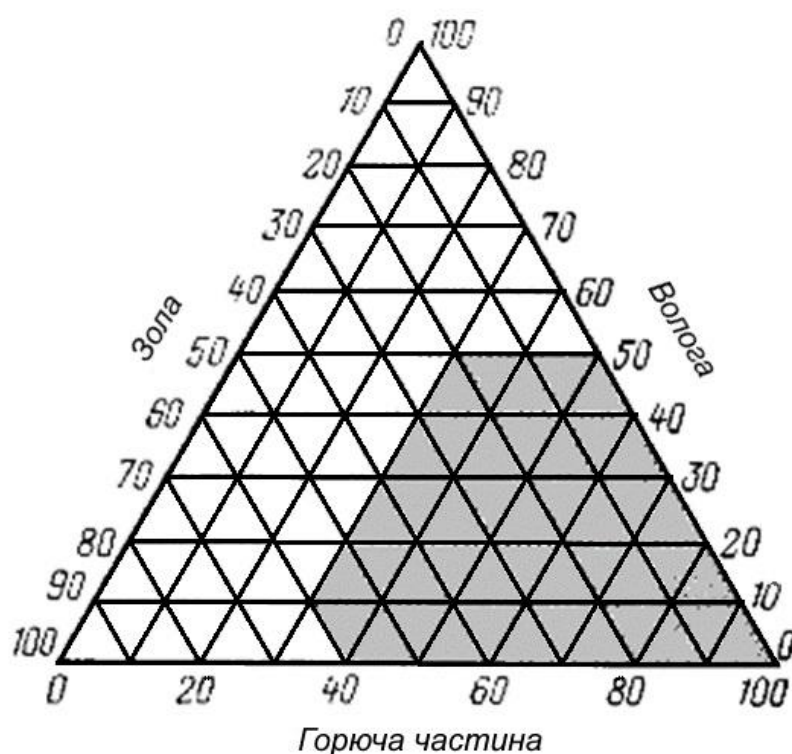


Рис. 2.1. Трикутник Таннера

Рослинні відходи характеризуються стабільними характеристиками по сухій і горючій масі (табл. 2.1 - 2.3).

Деревні відходи займають невелику частку серед біопалив. Свіжі деревні відходи відрізняються від відходів переробки зерна підвищеною вологістю. Так, вологість в свіжих стовбурах хвойних дерев складає 50-55%, в листяних - близько 45%. Вологість свіжої тріски і коревих відходів перевищує 55%.

Таблиця 2.1.

Характеристика соняшникового лушпиння

Характеристика лузги	Позначення	Дата відбору проби, 2000 р.		
		25/11	26/11	1/12
Вологість робоча, %	W^r	9,36	8,22	10,66
Вологість аналітична, %	W^a	3,9	3,9	4,05
Зольність робоча, %	A^p	2,2	2,5	2,2
Вихід летучих, %	V^{daf}	78,2	77,4	77,7
Теплота згоряння, МДж/кг	Q	17,04	16,62	16,25

Таблиця 2.2.

Характеристики рослинних відходів

Характеристика	Позначення	Місце відбору проби, джерело			
		Соняшникова лузга, Урюпинск	Гречана лузга	Солома	Костра льону
Вологість робоча, %	W^r	7,04	9,55	10	11
Зольність, %	A	1,95	1,22	4,5	2,9
Вихід летучих, %	V^{daf}	78,3	76,25	80	80
Зміст сірки, %	S	0,2	0,1	0,1	0,1
Теплота згоряння, МДЖ/кг	Q	16,25	15,41	15,69	19,08

Таблиця 2.3.

Технічний склад рослинних відходів

Найменування відходів	Технічний склад на робочу масу, %							Q МДж/кг
	C	H	O	N	S	A	W	
Солома	42,7	5,3	36,9	0,5	0,1	4,5	10	15,69
Стебла хлопка	40	5,0	63,0	0,5	0,1	3,4	15	14,52
Костра льону	43,5	5,4	36,6	0,5	0,1	2,9	11	15,92
Лузга соняшника	42,5	4,9	34,6	0,44	0,16	2,4	15	13,33
Лушпиння рисова	35,4	4,3	30,2	0,5	0,1	19,5	10	18,66

Теплота згоряння різних видів деревини приведена в табл. 2.4.

Осередненні характеристики соняшникового лушпиння

1	Теплота спалювання	Q	МДж/кг	15,4
2	Вологість	W	%	15
3	Зольність	A	%	2,4
4	Вихід летучих	V ^{daf}	%	78,4
5	Швидкість вітання частинок	W	м/с	2
6	Насипна щільність	P _{нас}	кг/м ³	120
Теоретичні обсяги газів при спалюванні лушпиння				
7	повітря	V _B ^o	м ³ н/кг	3,93
8	парів води	V _{H2O} ^o	м ³ н/кг	0,83
9	азоту	V _{N2} ^o	м ³ н/кг	3,11
10	трьохатомних газів	V _{RO2} ^o	м ³ н/кг	0,79
11	димових газів	V _Г ^o	м ³ н/кг	4,73

При розрахунку систем подачі палива, бункерів важливою характеристикою є об'ємна вага деревних відходів. Так, для березової тріски об'ємна вага дорівнює 200 - 400 кг/м³, ялинової – 160 - 320 кг/м³, соснової – 175 - 350 кг/м³. В середньому приймається об'ємна вага тріски 200-250 кг/м³, вологість 30 - 45%, нижча теплота згоряння 10 - 12 МДж/кг, вихід летючих – 80 - 85%.

2.1.2. Уніфікація властивостей палива

Властивості палив визначають технологічну схему організації топкового процесу. Можливість універсалізації технологічних схем спалювання різних палив і котельно-топкового обладнання є найважливішим показником їх досконалості.

Основним напрямком зниження негативного впливу вологи палива є попередня сушка та його грануляція. Суха маса різних палив по теплотехнічних характеристиках близька, легко загорається і стабільно горить. Для сушіння використовують газоповітряні потоки, зі скиданням відпрацьованого сушильного

агента в топку. В таких схемах підвищується адіабатична температура і стійкість горіння.

2.2 Постановка завдань дослідження

- проаналізувати сучасні технології та системні проблеми теплогенерації та централізованого теплопостачання, методи моделювання та підвищення ефективності;
- виконати експериментальне моделювання процесів спалювання низькосортних твердих палив в топках киплячого шару;
- виконати чисельне моделювання процесів спалювання газоподібних палив в топках з вторинним випромінювачем;
- виконати чисельне моделювання процесів спалювання низькосортних твердих палив в топках із зустрічними закрученими потоками;
- розібрати теплову схему топки нового класу: із зустрічними закрученими потоками для спалювання торфу.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ СПАЛЮВАННЯ НИЗЬКОСОРТНИХ ПАЛИВ

3.1 Математична модель тривимірної квазістаціонарної турбулентної течії багатокомпонентної хімічно реагуючої суміші

Пальники - найважливіші вузли підігрівачів повітря і топок, від характеристик яких у вирішальній мірі залежать економічні та екологічні показники енерготехнологічного обладнання. В основі робочого процесу пальників, що працюють на газоподібному паливі, лежать складні, різноманітні явища: хімічні реакції, складний теплообмін, дифузія і турбулентне перемішування просторових потоків газів.

У пальниках питання організації робочого процесу і конструктивного виконання взаємозалежні. Правильна організація процесу в них зводиться до створення необхідної гідродинамічної структури газових потоків. В результаті досягається тонкий баланс розмірів, параметрів і показників. Будь-яка зміна в конструкції окремих деталей веде до спотворення цієї структури, і, отже, до зміни результуючих показників пальникового пристрою.

Обчислювальна аерогідродинаміка горіння використовує як базову фізичну модель в'язкої рідини і її математичну модель - систему рівнянь Нав'є-Стокса з відповідними крайовими умовами.

До неї можуть бути додані моделі локальних явищ - хімічних реакцій і випромінювання. Чисельне рішення диференціальних рівнянь в частинних похідних здійснюється ітераційними методами кінцевих різниць, кінцевих (контрольних) обсягів або кінцевих елементів.

					<i>00МКР144ОП ТЕЕТ 003.003 ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Галичина О.П.			Підвищення ефективності спалювання низькосортного твердого палива у водотрубних котлах	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.							40	80
Керівник		Недбайло О.М.				НУХТ. Каф. ТЕХТ, гр. ЗТЕ-2-5м		
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						

В результаті сучасні методи обчислювальної аерогідродинаміки дозволяють визначати значення термогазодинамічних і фізико-хімічних параметрів середовища практично в кожній точці простору з урахуванням турбулентного характеру течії, наявності хімічних реакцій і випромінювання, що відкриває можливість прогнозування характеристик пальників з мінімальним залученням емпіричних даних.

Основні рівняння. В основі математичної моделі тривимірної квазістаціонарної турбулентної течії багатокomпонентної хімічно реагуючої суміші в подових і рампових пальниках лежить система усереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса.

Рівняння збереження маси і кількості руху в векторній формі записи мають вигляд

$$\nabla(\rho\vec{v}) = 0, \quad (3.1)$$

$$\nabla(\rho\vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \nabla(\tau), \quad (3.2)$$

де ρ - щільність; \vec{v} - вектор швидкості; p - статичний тиск; τ - тензор напружень.

Рівняння збереження масової частки i -го хімічного компонента в векторній формі запису має вигляд

$$\nabla(\rho\vec{v}Y_i) = -\nabla J_i + R_i, \quad (3.3)$$

де Y_i - масова частка хімічного компонента i ; J_i - дифузний потік маси компонента i .

Для замикання системи усереднених по Рейнольдсу рівнянь (3.1) - (3.3) використана k - ϵ модель турбулентності. Рівняння переносу кінетичної енергії турбулентності k і швидкості її дисипації ϵ мають вигляд

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G - \rho \varepsilon, \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (3.5)$$

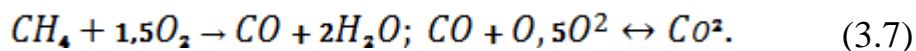
Турбулентна в'язкість визначається за формулою Колмогорова–Прандтля

$$\mu_T = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (3.6)$$

де C_μ - емпіричний коефіцієнт.

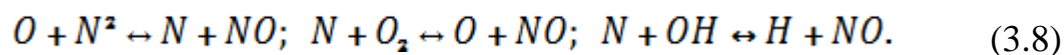
Зв'язок між термодинамічними змінними p , T і ρ встановлюється рівнянням стану суміші ідеальних газів.

Для моделювання утворення монооксиду вуглецю використана найпростіша двохстадійна реакція окислення метану



У даній роботі використаний постпроцесорний метод моделювання NO, що утворюються з термічного механізму.

Термічний механізм був запропонований Я.Б. Зельдовичем. Їм було доведено, що утворення оксидів азоту не пов'язане безпосередньо з реакцією горіння, а йде через дисоціацію молекулярного кисню при температурах вище 1800 К. Даний механізм складається з наступних елементарних реакцій:



Виходячи з пропозиції про те, що утворення NO не впливає ні на гідродинамічну структуру течії, ні на температуру газу в пальниковому пристрої, можна, попередньо розв'язав рівняння (3.1) - (3.5).

Система диференціальних рівнянь в частинних похідних (3.1) - (3.5) і доповнюються відповідними граничними умовами для незалежних змінних.

В основу розрахунків покладено математичну модель радіаційно-конвективного теплообміну в газовому тракті котла, з урахуванням гравітації, і з зневагою стисливістю топкових газів. Система рівнянь (3.1) – (3.6) у векторній формі записана в стаціонарній формі усереднених за Рейнольдсом диференціальних рівнянь (3.1) – (3.5): нерозривності, збереження масових часток хімічних компонентів суміші, збереження імпульсу і збереження енергії відповідно, і інтегрально-диференціальне рівняння (3.5) перенесення випромінювання

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad i=1, 2, 3 \quad (3.9)$$

$$\rho u_i \frac{\partial Y_l}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\mu}{Sc} \frac{\partial Y_l}{\partial x_i} + \omega_l, \quad i=1, 2, 3;$$

$$l = 1 \dots N; \sum_{l=1}^N Y_l = 1 \quad (3.10)$$

$$\rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \rho g_j, \quad i=1, 2, 3; \quad j=1, 2, 3 \quad (3.11)$$

$$\rho u_i \frac{\partial h}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} - \frac{\partial q_i^R}{\partial x_i} + \omega_T$$

$$i=1, 2, 3 \quad (3.12)$$

$$\frac{1}{\beta_0} \frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + I(\vec{r}, \vec{s}) = (1 - \omega_0) I_b(\vec{r}) + \frac{\omega_0}{4\pi} \int_{\Omega'=4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') d\Omega' \quad (3.13)$$

$$h = \sum_l Y_l h_l \quad \text{– питома ентальпія багатокомпонентної суміші};$$

$$h_l = h_l^0 + \int_{T^0}^T c_{pl}(T) dT \quad \text{– питома ентальпія хімічного компоненту } l.$$

Граничні умови. Систему наведених вище рівнянь (3.10) - (3.13) доповнювали відповідними граничними умовами для незалежних змінних.

На вхідних межах $\Gamma_{\text{вх}}$ розрахункової області задавали напрямки течії метану і повітря, їх масові витрати, температури, масові частки хімічних компонентів, параметри турбулентності

$$G(x_i) = G_0; T^*(x_i) = T_0^*; Y_l(x_i) = Y_{l0}; I_m(x_i) = I_{m0}; k(x_i) = \frac{3}{2}(uI_m)^2; \varepsilon(x_i) = \rho c_\mu \frac{k^2}{\mu}, x_i \in \Gamma_{\text{вх}}, i=1,2,3 \quad (3.14)$$

На вихідному кордоні $\Gamma_{\text{вих}}$ задавали нульове значення надмірного статичного тиску, для інших незалежних змінних брали «м'які» граничні умови

$$\frac{\partial u(x_i)}{\partial n} = 0, \frac{\partial h(x_i)}{\partial n} = 0, \frac{\partial Y_l(x_i)}{\partial n} = 0,$$

$$\frac{\partial k(x_i)}{\partial n} = 0, \frac{\partial \varepsilon(x_i)}{\partial n} = 0,$$

$$x_i \in \Gamma_{\text{вих}}, i = 1, 2, 3 \quad (3.15)$$

Для опису турбулентного прикордонного шару біля поверхонь твердих тіл використано функції стінки - набір напівемпіричних функцій, що зв'язують значення незалежних змінних в центрі пристінкової розрахункової осередки зі значеннями відповідних змінних на стінці і спираються на припущення Лаундера і Сполдинга .

Закон стінки для осередненої швидкості має вигляд

$$U^* = \begin{cases} y^* & \text{при } y^* \leq 11,225 \\ \frac{1}{K} \ln(Ey^*) & \text{при } y^* > 11,225 \end{cases} \quad (3.16)$$

Безрозмірні параметри U^* і y^* визначені виразами:

$$U^* = \frac{U_p c_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\tau_w / \rho} \quad (3.17)$$

$$y^* = \frac{\rho c_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \quad (3.18)$$

Закон стінки для температури має вигляд

$$T^* = \begin{cases} \text{Pr } y^* & \text{при } y^* \leq y_\tau^* \\ \text{Pr}_\tau \left[\frac{1}{K} \ln(Ey^*) + P \right] & \text{при } y^* > y_\tau^* \end{cases} \quad (3.19)$$

де величину P розраховували за формулою

$$P = 9,24 \left[\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_\tau} \right)^{3/4} - 1 \right] \left(1 + 0,28 e^{-0,007 \text{Pr} / \text{Pr}_\tau} \right) \quad (3.20)$$

Безрозмірний параметр T^* визначено виразом

$$T^* = \frac{(T_w - T_p) \rho c_p c_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{q_w} \quad (3.21)$$

Безрозмірну товщину теплового підшару y_τ^* розраховано як значення, при якому лінійний і логарифмічний закони перетинаються, що відповідає молекулярному числу Прандтля для газу.

Рівняння переносу кінетичної енергії турбулентності k вирішували по всій розрахунковій області, включаючи пристінкові осередки. Гранична умова для k на стіні має вигляд

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0 \quad (3.22)$$

Генерацію кінетичної енергії турбулентності G і швидкість її дисипації ε , в пристінкових осередках розраховували на основі гіпотези про локальному

рівновазі. При цьому припущенні генерацію кінетичної енергії турбулентності і швидкість її дисипації вважали однаковими. В результаті ε визначали за формулою

$$\varepsilon_p = \frac{C_\mu^{3/4} k_p^{3/2}}{\kappa u_p} \quad (3.23)$$

Припускаючи, що перенесення речовини відбувається аналогічно переносу теплоти, отримуємо закон стінки для масових часток хімічних компонентів виду

$$Y^* = \begin{cases} Sc_y^* & \text{при } y^* \leq y_c^* \\ Sc_\tau \left[\frac{1}{K} \ln(Ey^*) + P_c \right] & \text{при } y^* > y_c^* \end{cases} \quad (3.24)$$

Безрозмірний параметр Y^* визначено виразом

$$Y^* = \frac{(Y_{lw} - Y_{lp}) \rho c_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{J_{lw}} \quad (3.25)$$

Величини P і y_c^* розраховували аналогічно величинам P_τ і y_τ^* з тією різницею, що числа Прандтля замінювали відповідними числами Шмідта.

На поверхнях твердих тіл задавали граничні умови теплообміну

- першого роду ($T_w = \text{const}$);
- другого роду ($q_w = \text{const}$);
- третього роду

$$q_w = \alpha(T_w - T_\infty); \quad (3.26)$$

- комбіновані радіаційно-конвективні

$$q_w = \alpha(T_w - T_\infty) + \varepsilon_\infty \sigma (T_w^4 - T_\infty^4). \quad (3.27)$$

Турбулентна в'язкість визначається за формулою Колмогорова-Прандтля

$$\mu_m = c_\mu \rho \varepsilon^{1/3} \quad (3.28)$$

Зв'язок між термодинамічними змінними p , T і ρ встановлюється рівнянням стану суміші ідеальних газів

$$p = R \rho T \sum_i \frac{Y_i}{M_i} \quad (3.29)$$

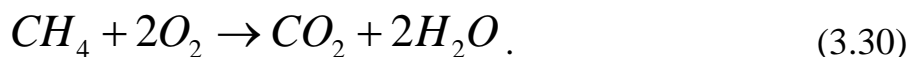
Зменшення похибки результатів розрахунку досягалося шляхом збільшення кількості кінцевих елементів-осередків. Відносні нев'язки по масі менше $1 \cdot 10^{-4}$, по енергії менше $1 \cdot 10^{-6}$; абсолютні дисбаланси по масі $6 \cdot 10^{-5}$ кг / с, по теплоті 0,4 кВт.

Про процеси течії, горіння, емісії оксидів азоту і складного теплообміну в газовому тракті котла прийняті наступні основні допущення:

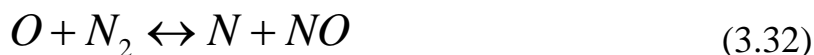
– газоподібне середовище в газовому тракті котла є багатокомпонентною хімічно реагуючою сумішшю термічно досконалих газів, що входять до складу палива (метану), повітря (кисню та азоту), продуктів повного згорання (діоксиду вуглецю і водяної пари), оксиду азоту (NO);

– теплофізичні властивості газової суміші залежать від концентрації базових компонентів (CH_4 , N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O) і температури;

– згорання метану описується одностадійною незворотною бруто-реакцією



– монооксид азоту створюється за класичним термічним механізмом Я. Б. Зельдовича





- течія газу тривимірне, турбулентне, квазістаціонарне, суттєво дозвукове;
- вплив в'язкого нагріву, термо-, баро і самодифузії дуже малий;
- вплив монооксиду азоту на перебіг і теплообмін дуже малий; теплове випромінювання квазістаціонарне, когерентне, ізотропне, монохромне.

Метод чисельного інтегрування

Чисельне інтегрування системи ДРЧП (3.9) - (3.13) з заданими граничними умовами передбачає їх дискретизацію. Дискретизація рівнянь по простору виконується методом контрольних обсягів на структурованій (впорядкованій) розрахунковій сітці, складеній з шестигранних (гексаедральних) елементарних обсягів - осередків.

Рівняння збереження кількості руху і нерозривності вирішуються послідовно. У цій послідовній процедурі рівняння збереження кількості руху використовується як рівняння для тиску. Однак, для нестискуваних течій (в межі малих чисел Маха) тиск не з'являється явно в рівнянні нерозривності, оскільки щільність явно не залежить від тиску. Для введення тиску в рівняння нерозривності використовується процедура корекції тиску SIMPLE (Semi-ImplicitMethodforPressure-LinkedEquations), в якій зв'язок між тиском і швидкістю досягається шляхом використання рівняння для тиску, що отримується з дискретного аналога рівняння нерозривності. Алгоритм SIMPLE використовує співвідношення між швидкістю і поправками до тиску для нав'язування умови збереження маси і отримання поля тиску. Якщо рівняння збереження кількості руху вирішується за попередньою полем тиску p^* , що виходить в результаті потік на грані J^*f , обчислений за рівнянням

$$J_f = J_f^* + d_f (p_{c0}^* - p_{c1}^*), \quad (3.34)$$

не задовольняє рівняння нерозривності. Для усунення цього до потоку J^*f додається поправка $J'f$, така, щоб скоригований потік Jf задовольняв рівняння нерозривності

$$J_f = J_f^* + J_f', \quad (3.35)$$

Використовується такий вираз для поправки J_f'

$$J_f' = d_f (p'_{c0} - p'_{c1}), \quad (3.36)$$

де p' – поправка до тиску в осередку.

Рівняння для поправки до тиску розв'язується ітераційним методом Гаусса-Зейделя. Після отримання значення тиску в осередку і потік через грань коригуються за формулами

$$p = p^* + \alpha_p p' \quad (3.37)$$

$$J_f = J_f^* + d_f (p'_{c0} - p'_{c1}) \quad (3.38)$$

де α_p - коефіцієнт нижньої релаксації для тиску.

Скоригований потік J_f точно задовольняє рівняння нерозривності на кожній ітерації.

Забезпечення стійкості, збіжності та точності чисельного рішення.

Стійкість чисельного рішення забезпечувалася застосуванням методу нижньої релаксації незалежних змінних.

Кількість ітерацій необхідних для вирішення стаціонарних задач аерогідродинаміки визначається як алгоритмом різницевої схеми, так і критерієм оцінки збіжності рішення. Використовувані дослідниками критерії збіжності рішення можна класифікувати в такий спосіб.

1. Визначення нев'язки для кожного вирішуваного диференціального рівняння. У цьому випадку, як правило, для досягнення збіжності всього рішення необхідно для кожного різницевого рівняння забезпечити заданий рівень нев'язки.

2. Інтегральна нев'язка. В даному випадку для всіх рівнянь визначається єдиний критерій, що дозволяє аналізувати збіжність рішення.

Для оцінки збіжності в даній роботі застосовується інтегральний критерій щодо вектора консервативних змінних.

Умова збіжності рішення можна представити в наступному вигляді

$$\sqrt{\frac{\sum R_i^2}{V^2}} \leq \varepsilon \quad (3.39)$$

R_i - нев'язки для різницевого рівнянь, що моделюють перенесення незалежних змінних; V - об'єм розрахункової осередку; ε - критерій збіжності.

- виконувалася умова (3.38);
- рішення більше не змінювалося при продовженні ітерацій.

В якості альтернативного критерію збіжності рішення задач приймалася пульсація значень відносини масової витрати у вхідному перетині до вихідного.

Точність чисельного рішення оцінювалася за ступенем виконання критеріїв збіжності, ступеня незалежності рішення від розміру розрахункової сітки і ступеня якісної відповідності результатів розрахунку відомим фізичним уявленням. Сіткова незалежність рішення оцінювалася шляхом порівняння чисельних результатів, отриманих на трьох розрахункових сітках, розрізнялися кількістю розрахункових осередків. Таким чином, використовуючи даний розрахунковий метод, можна визначити параметри газу в будь-якій точці розрахункового обсягу.

3.2 Чисельний метод дослідження спалювання твердих палив (торф) у топці ЗЗП

При математичному описі фізико-хімічних процесів у топці приймали такі основні припущення: течія несучого газового середовища є тривимірною, квазістаціонарною, турбулентною, нестисливою, багатоконпонентною, хімічно реагуючою: швидкість газофазних хімічних реакцій є нескінченно великою; газова суміш знаходиться в стані термодинамічної рівноваги: плавучістю, об'ємною в'язкістю, в'язким нагрівом нехтуємо; частинки торфу є сферичними, полідисперсними; об'ємом, що займають частинки, нехтуємо: горіння торфових частинок включає процеси виходу і займання летких і вигорання кокосового залишку; враховано теплообмін випромінюванням; турбулентність є ізотропною; частинки не впливають на параметри турбулентності: враховано турбулентне розсіювання частинок.

Пилоторфову аеросуміш моделювали як двофазну суміш із ейлеровим описом газової фази (суцільне середовище) й лагранжевим описом руху частинок торфу (траєкторна модель). Взаємодію фаз враховували на основі моделі «частинка – джерело в комірці», згідно якої наявність частинки в потоці виявляється через додаткові джерела в рівняннях збереження суцільної фази. Вважали, що миттєвий термохімічний стан потоку однозначно визначається консервативною скалярною величиною – безрозмірною функцією Шваба-Зельдовича f , що має сенс масової долі відновленого палива. Взаємодію хімічних процесів і турбулентності описували статистично за допомогою функції густини розподілу імовірності.

При зроблених вище припущеннях поведінку газової фази можливо описати системою диференціальних рівнянь у частинних похідних, яку складено з осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса. Двох рівнянь диференціальної моделі турбулентності k - ϵ типу, рівнянь збереження для безрозмірних функцій Шваба-Зельдовича і для пульсацій цих функцій й інтегрально-диференціального рівняння переносу випромінювання.

Дискретизацію вихідних здійснювали методом контрольних об'ємів. Розв'язок отриманих у результаті систем лінійних алгебраїчних рівнянь виконували методом Гауса-Зейделя із застосуванням алгоритму SIMPLE. Інтегрально-диференціальне рівняння розв'язували методом сферичних гармонік. Інтегрування системи звичайних диференційних рівнянь здійснювали методом Рунге-Кута. Для розрахунку умов хімічної рівноваги застосували алгоритм, оснований на мінімізації вільної енергії Гібса.

Траєкторії частинок торфу моделювали шляхом інтегрування рівняння балансу сил, що діють на частинку, яке урівнює інерцію частинки із силою аеродинамічного опору.

Тепломасообмін частинок описували трьома моделями: моделлю теплообміну інертної частинки, моделлю виходу летких і моделлю вигорання коксового залишку.

При зроблених вище припущеннях поведінку газової фази описується системою, що складається з усереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса, двох рівнянь диференціальної моделі турбулентності k - ε типу, рівнянь збереження для безрозмірних функцій Шваба-Зельдовича f_n і для пульсацій цих функцій $g_n = f_n'^2$ і інтегрально-диференціального рівняння переносу випромінювання виду

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = S_n, \quad (3.40)$$

$$\rho \frac{\partial u_j u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = S_{fi}, \quad j = 1, 2, 3 \quad (3.41)$$

$$\rho \frac{\partial u_j h}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_m}{Pr_m} \right) \frac{\partial h}{\partial x_j} = S_q, \quad j = 1, 2, 3 \quad (3.42)$$

$$\rho \frac{\partial u_j k}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu + \frac{\mu_m}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho(G - \varepsilon) = 0, \quad j = 1, 2, 3 \quad (3.43)$$

$$\rho \frac{\partial u_j \varepsilon}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu + \frac{\mu_m}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} - \rho (C_{\varepsilon 1} G - C_{\varepsilon 2} \varepsilon) \frac{\varepsilon}{k} = 0, j = 1, 2, 3 \quad (3.44)$$

$$\rho \frac{\partial (\vec{u} f_n)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_m}{\sigma_m} \frac{\partial f_n}{\partial x_j} \right) + S_n, j = 1, 2, n = 1, 2, 3 \quad (3.45)$$

$$\rho \frac{\partial (\vec{u} g_n)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_m}{\sigma_m} \frac{\partial g_n}{\partial x_j} \right) + C_g \mu_m \left(\frac{\partial f_n}{\partial x_i} \right)^2 - C_d \rho \frac{\varepsilon}{k} g_n, j = 1, 2, n = 1, 2, 3 \quad (3.46)$$

$$\frac{1}{\beta_0} \frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + I(\vec{r}, \vec{s}) = (1 - \omega_0) I_b(\vec{r}) + \frac{\omega_0}{4\pi} \int_{\Omega=4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') d\Omega', \quad (3.47)$$

де u_j – декартові компоненти вектора осередненої швидкості газу;

x_j – декартові координати;

S_n – джерело маси, відповідний переносу маси в газову фазу від реагуючих частинок;

ρ – щільність газу;

p – тиск газу;

τ_{ij} – компоненти тензора напружень, які визначаються виразом

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_m) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (3.48)$$

μ – динамічна в'язкість;

μ_m – турбулентна в'язкість, яка визначається за формулою Колмогорова -

Прандтля

$$\mu_m = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (3.49)$$

C_μ – емпіричний коефіцієнт;

k – кінетична енергія турбулентності

$$k = \frac{1}{2} u'_i u'_i, \quad (3.50)$$

u'_i - обурення швидкості газу відносно усередненого значення;

ε - питома швидкість дисипації кінетичної енергії турбулентності

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \nu \left(\frac{\partial u'_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2, \quad (3.51)$$

ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості;

S_{fj} - джерело кількості руху, обумовлений міжфазною взаємодією;

h - питома ентальпія, яка визначається виразом

$$h = \sum_i Y_i \left(\Delta h_{fi}^0 + \int_{T^0}^T c_{pi}(T) dT \right), \quad (3.52)$$

Y_i - масова частка хімічного компонента i ;

Δh_{fi}^0 - питома ентальпія освіти хімічного компонента i ;

T - температура газу;

T^0 - стандартна температура;

- питома теплоємність хімічного компонента i при постійному тиску;

Pr - число Прандтля;

Pr_T - турбулентне число Прандтля;

S_q - джерело теплоти, обумовлений міжфазною взаємодією з частинками;

$\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$ - емпіричні коефіцієнти;

G - член, що характеризує генерацію кінетичної енергії турбулентності за рахунок зсувних напружень, який визначається виразом

$$G = \mu_T \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right); \quad (3.53)$$

σ_T, C_g и C_d – емпіричні коефіцієнти.

$\beta_0 = k_a + \sigma_s$ – об'ємний коефіцієнт загасання;

k_a – об'ємний коефіцієнт поглинання;

σ_s – об'ємний коефіцієнт розсіювання;

I – інтенсивність випромінювання;

\vec{r} – радіус-вектор довільної променя в кутовому напрямку поширення випромінювання \vec{s} ;

$\omega_0 = \sigma_s / \beta_0$ – альбеда розсіювання;

$I_b = \sigma T^4 / \pi$ – інтенсивність випромінювання абсолютно чорного тіла;

σ – постійна Стефана - Больцмана;

Ω' – одиничний вектор тілесного кута, що характеризує напрям поширення теплового випромінювання внаслідок розсіювання фотонів \vec{s}' .

Рівняння (8) записано, виходячи з припущення про квазістаціонарному, когерентному і ізотропному перенесенні випромінювання.

Безрозмірна функція Шваба - Зельдовича визначається виразом

$$f_n = \frac{Z_q - Z_{q,O}}{Z_{q,F_1} - Z_{q,O}}, \quad (3.54)$$

$$f_1 + f_2 + f_0 = 1, \quad (3.55)$$

де - Z_q масова частка елемента q ; індекси « F_1 » і « O » відносяться до первинного палива і окислювача відповідно.

Все термохімічні скаляри φ_i (масові частки хімічних компонентів, щільність і температура) залежать виключно від f_n

$$\varphi_i = \int_0^1 \int_0^1 \varphi_i(f_1, f_2, h) P_1(f_1) P_2(f_2) df_1 df_2, \quad (3.56)$$

де h – миттєва ентальпія;

$P_n(f_n)$ – функція ПРВ, що описує вірогідність того, що значення змінної φ_i знаходиться між φ і $\varphi + \Delta\varphi$ і апроксимується β -функцію.

Система рівнянь (2.43) - (2.50) є не замкнутою. Необхідний для її замикання зв'язок між термодинамічними змінними p , T і ρ встановлюється рівнянням стану суміші ідеальних газів

$$p = R\rho T \sum_i \frac{Y_i}{M_i}, \quad (3.57)$$

де R - універсальна газова постійна;

M_i - молекулярна маса хімічного компонента i .

Для визначення джерельних членів S_n в рівняннях (3.40) і (3.45), S_{fi} - в рівнянні (3.41) і S_q - в рівнянні (3.45) використовувалася модель міжфазної взаємодії, що реалізується послідовним рішенням рівнянь дисперсної і безперервної фаз до тих пір, поки рішення обох фаз встановляться.

Весь діапазон початкових розмірів частинок торфу ділився на кінцеве число дискретних інтервалів; кожен з них видається середнім діаметром, для якого виконувався розрахунок траєкторії і тепломасообміну. При цьому кожна моделююча частка представляла собою «пакет» частинок з однаковими траєкторіями. Розподіл часток за розмірами описувалося формулою Розіна - Раммлера

$$Y_d = e^{-(d/\bar{d})^n}, \quad (3.58)$$

де Y_d - масова частка частинок з діаметром, великим d ;

\bar{d} - медіанний діаметр частинок;

n - параметр розподілу.

Траєкторії часток моделювалися шляхом інтегрування рівняння балансу сил, що діють на частку, що зрівнює інерцію частки з силою аеродинамічного опору

$$\frac{du_{pj}}{dt} = -\frac{3\rho C_R}{4\rho_p d_p} (u_{pj} - u_j) \sqrt{\sum_j (u_{pj} - u_j)^2}, \quad j = 1, 2, 3, \quad (3.59)$$

де u_{pj} - декартові компоненти вектора швидкості частинки;

t – час;

ρ – щільність газу;

C_R – коефіцієнт аеродинамічного опору частинки;

Re_p – відносне число Рейнольдса частки;

ρ_p – щільність частки;

d_p – діаметр частинки;

u_j – декартові компоненти вектора швидкості газу.

Для обчислення C_R використовувалася емпірична залежність C_R (Re_p) для одиночної сфери (Re_p - відносне число Рейнольдса частки).

Тепломасообмін частинок торфу описувався трьома моделями: моделлю теплообміну інертною частки; моделлю виходу летючих і моделлю вигорання коксового залишку.

Модель теплообміну інертною частки застосовувалася до тих пір, поки температура частинки T_p не перевищувала температуру виходу летючих T_v . При цьому температура частинки покладалася постійною за обсягом і змінювалася відповідно до балансу тепла, що визначаються рівнянням

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = \alpha S_p (T_\infty - T_p), \quad (3.60)$$

де m_p - маса частинки;

c_p - питома теплоємність частки;

T_p - температура частинки;

t - час;

α - коефіцієнт тепловіддачі;

S_p - площа поверхні частинки;

T_∞ - локальна температура газу.

Модель виходу летючих використовувалася, коли температура частинки торфу досягала температури початку виходу летючих T_v і залишалася в силі до

тих пір, поки маса частинки m_p перевищувала початкову масу нелетких компонентів в частці

$$T_p \geq T_{vн} \quad m_p > (1-f_{v,0})m_{p,0},$$

де $f_{v,0}$ – масова частка летких, спочатку присутніх в частці.

Тепломасообмін частки під час виходу летючих описувався системою рівнянь

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = \alpha S_p (T_\infty - T_p) + \frac{dm_p}{dt} h_v, \quad (3.61)$$

$$\frac{dm_p}{dt} = -f_{v,0} m_{p,0} k, \quad (3.62)$$

де h_v - питома теплота освіти летючих;

$m_{p,0}$ - початкова маса частинки;

k - кінетична швидкість, яка визначається рівнянням Ареніуса

$$k = A_1 e^{-(E/RT_p)}, \quad (3.63)$$

де A_1 - предекспотенціальний множник;

E - енергія активації;

R - універсальна газова стала.

Дана модель виходу летючих передбачає, що швидкість виходу летючих в першу чергу залежить від кількості летючих, що залишилися в частці [54].

Модель вигорання коксового залишку застосовувалася після закінчення виходу летючих і до тих пір, поки не вигорить весь коксовий залишок

$$(1-f_{v,0} - f_k)m_{p,0} < m_p < (1-f_{v,0})m_{p,0}, \quad (3.64)$$

де f_k – масова частка коксу, спочатку присутнього в частці.

Дана модель вигорання коксу передбачає, що швидкість поверхневої реакції визначається як кінетичної, так і дифузійної складовими. Тепломасообмін частки при вигоранні коксового залишку описувався системою рівнянь

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = \alpha S_p (T_\infty - T_p) - f_h \frac{dm_p}{dt} H_u, \quad (3.65)$$

$$\frac{dm_p}{dt} = -S_p p_{O_2} \frac{D_0 R}{D_0 + R}, \quad (3.66)$$

де f_h - емпіричний коефіцієнт;

H_u - питома теплота згорання коксу;

S_p - площа поверхні частинки;

p_{O_2} - парціальний тиск кисню в газі;

D_0 - коефіцієнт дифузійної швидкості, визначається виразом

$$D_0 = C_1 \frac{[(T_p + T_\infty) / 2]^{0.75}}{d_p}, \quad (3.67)$$

де C_1 - емпіричний коефіцієнт;

d_p - діаметр частинки;

R - коефіцієнт кінетичної швидкості, визначається виразом

$$R = C_2 e^{-(E/RT_p)}, \quad (3.70)$$

де C_2 – передекспотенціальний множник.

Після того, як весь коксівний залишок вигорить, частка складається з зольного залишку, і для неї справедлива модель теплообміну інертною частки - рівняння (2.62).

Дискретизація вихідних рівнянь (3.40) - (3.46) проводилася методом контрольних об'ємів із застосуванням схеми першого порядку точності для апроксимації конвективних членів. Рішення виходять в результаті систем

лінійних алгебраїчних рівнянь, виконувалося методом Гаусса-Зейделя з використанням алгоритму SIMPLE. Інтегрально-диференціальне рівняння (3.47) вирішувалося методом сферичних гармонік. Інтегрування системи звичайних диференціальних рівнянь (3.59) - (3.66) здійснювалося методом Рунге-Кутта. Для розрахунку умов хімічного рівноваги використовувався алгоритм, заснований на мінімізації вільної енергії Гібса.

Рішення відшукували в розрахунковій області, що відповідала проточній частині топки. Розрахункову область було покрито нерівномірною сіткою, яку складено з 64265 контрольних комірок (рис. 3.1).

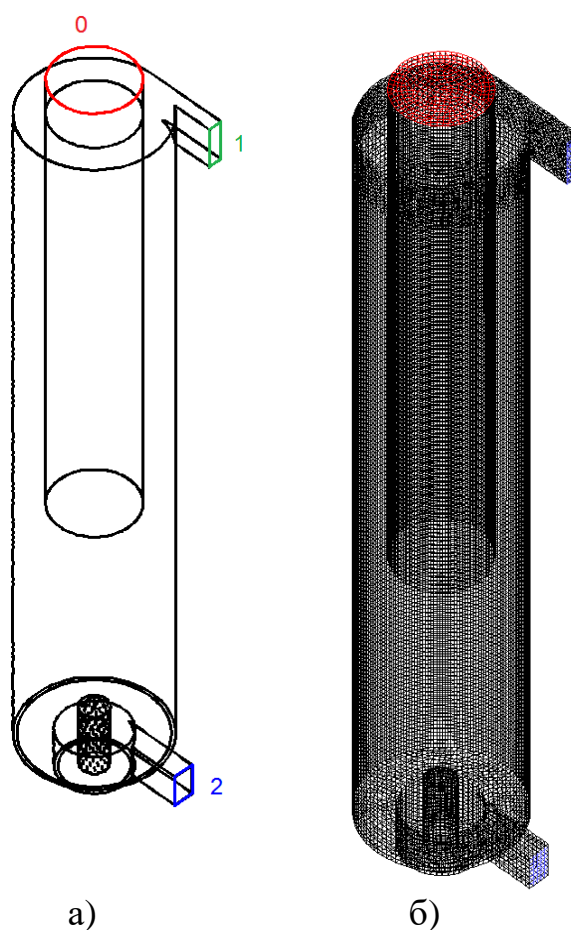


Рис. 3.1. Конструкція топки із зустрічними закрученими потоками:
а – розрахункова область, б – розрахункова сітка: 1 – вхід аеросуміші; 2 – вхід вторинного повітря; 0 – вихід топкових газів.

На межах розрахункової області задавали такі граничні умови суцільної фази: на вхідних ділянках – значення незалежних змінних; на стінках – умови

прилипання; на вихідній ділянці – «м'які» граничні умови. Для опису турбулентного примежового шару застосували емпіричні пристінкові функції.

При моделюванні дискретної фази задавали початкові умови для кожної розрахункової частинки: положення частинки (координати), її швидкість (компоненти), діаметр, температуру, а також масову витрату частинок, що прямують вздовж траєкторії. Враховували, що при зіткненні зі стінками частинки пружно відбиваються від них. В основу створення топки із зустрічними закрученими потоками (рис. 3.1) покладені дослідження [9]. Зовнішній діаметр топки дорівнює 200 мм, висота топки 3465 мм. Теплова потужність топки складає 2,5 МВт.

Були підготовлені вихідні дані для розрахунків варіантів топки. Для всіх варіантів початкова температура частинок торфу покладалася рівною 27°C, початкова швидкість частинок торфу приймалася рівною місцевої швидкості повітря у вхідному патрубку.

Хімічний склад торфу (на горючу масу):

C (вуглець) - 56%;

H (водень) - 6%;

O (кисень) - 35%;

N (азот) - 2%;

S (сірка) - 1%.

Технічний склад торфу (на робочу масу):

Летючі - 38%;

Кокс - 16%;

Зольність - 6%;

Вологість - 40%.

Стехіометричний коефіцієнт торфу $L_0 = 7$.

Температура початку виходу летючих торфу 100°C.

Вища питома теплота згоряння торфу (на робочу масу) = 12,3 МДж/кг.

Дисперсний склад торф'яного пилу представлений на рис. 3.2 гістограмою розподілу масових часток частинок торфу за їх розмірами та зернової

характеристикою (рис. 2.3). Пил характеризується наступними залишками на ситах: $R_{90} = 17\%$, $R_{200} = 2,5\%$ і є пилом тонкого помелу.

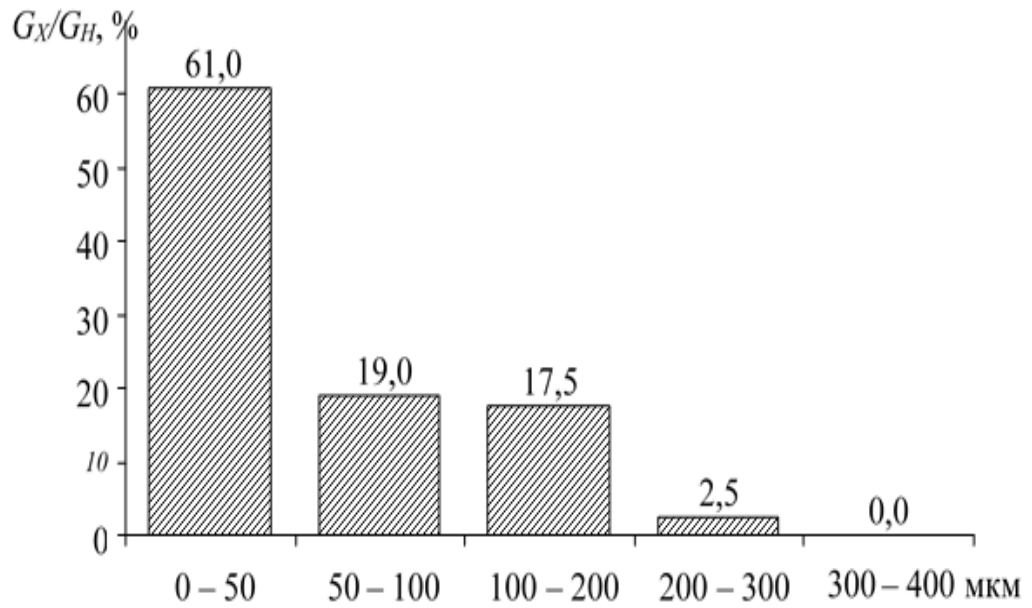
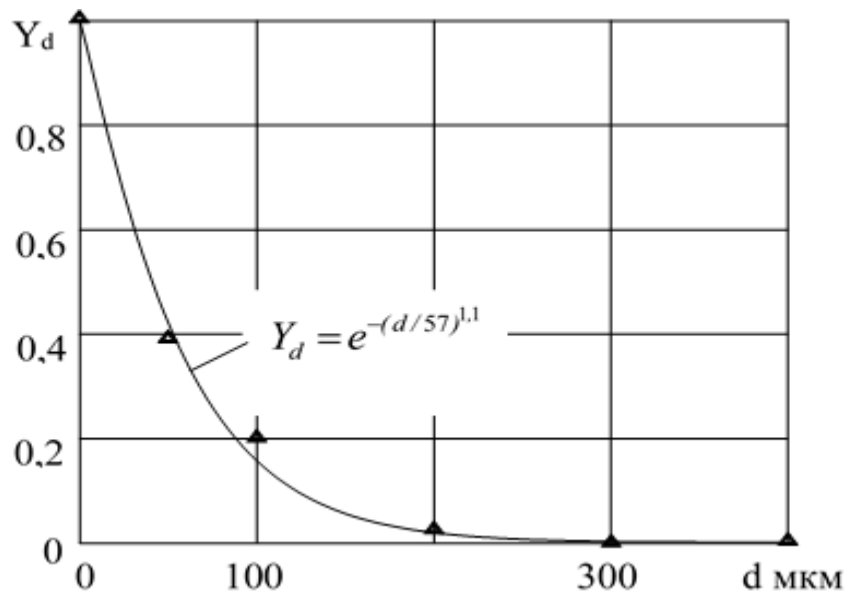


Рис. 3.2. Розподіл масових часток частинок торфу за їх розмірами



Δ - експериментальні значення

Рис. 3.3. Інтегральні зернові характеристики торф'яного пилу

3.3. Методика експериментального дослідження процесів спалювання твердого палива та деревних відходів в топках з киплячим шаром

Досліди в лабораторних умовах проводилися на експериментальній установці, що представляє собою теплообмінну камеру круглого перетину діаметром 210 мм, висотою 1,0 м (рис. 3.4). Методика високотемпературних досліджень аналогічна. Температура киплячого шару варіювалася за рахунок спалювання в ньому деревних відходів і газоповітряної суміші безпосередньо в шарі дисперсного матеріалу. Як матеріал шару використовувалися пісок і шамот. Експериментальне дослідження теплообміну в киплячому шарі проводилося при температурі 1073 - 1373 К, яка досягалася шляхом спалювання газоповітряної суміші безпосередньо в шарі дисперсного матеріалу.

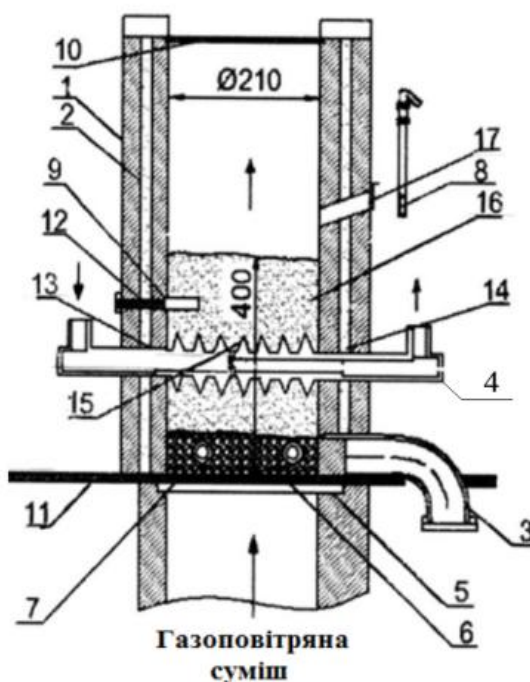


Рис. 3.4. Схема установки: 1 - кладка; 2 - засипка; 3 - жолоб; 4 - поверхня нагріву; 5 - газорозподільна решітка; 6 - шар нерухомих частинок; 7 - газовий пальник; 8 - запальник; 9 - термопара шару; 10 - відбійна ґрати; 11 - робочий майданчик; 12 - датчик-калориметр; 13, 14 - термопара; 15 - термопара поверхні датчика; 16 - шар; 17 - оглядове скло.

Камера виконана з вогнетривкої цегли. У бічній стіні камери був жолоб для

зсипання матеріалу шару. Над теплообмінної камерою розташовувався короб витяжної вентиляції.

В якості газорозподільного пристрою застосовувалася плоска перфорована керамічна решітка живим перетином 1,5%. Подача повітря в теплообмінну камеру здійснювалася двома напірними вентиляторами типу ВВД-5. На висоті 50 мм від газорозподільного пристрою в камері розташовувалися два подові пальники низького тиску. Температура КШ підтримувалася в межах 800 - 1100⁰С. Температура шару вимірювалася диференційно включеної ХК-термопарою.

Пульсації газового потоку здійснювалися за допомогою електромагнітних клапанів і пульсатора роторного типу.

Розміщений у киплячому шарі датчик забезпечував вимірювання сумарного коефіцієнта тепловіддачі від шару до поверхні стаціонарним калориметричним методом:

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{M_B C_p (t_B'' - t_B')}{F_{OP} (t_{KC} - t_{CT})} \quad (3.69)$$

де M_B , C_p , t_B' , t_B'' - відповідно масова витрата і теплоємність води, температура води на виході і вході в калориметр. F_{OP} - площа оребреної поверхні; t_{KC} - температура киплячого шару; t_{CT} - температура стінки калориметра.

Калориметр представляв собою оребрені труби. В якості теплоносія використовували воду з температурою 10 - 20⁰С.

Досліди в пульсуючому киплячому шарі проводили наступним чином. Зрідження шару здійснюється продуктами пульсуючого спалювання природного газу, яке відбувається або в шарі, або в підрешіточній камері, що представляє собою циліндричний простір об'ємом 50 - 500 см³. Обсяг пульсуючої камери згоряння газу змінюється шляхом заповнення його великим дисперсним матеріалом. У камері згоряння є два отвори для підведення повітря і газу, а так само дві запальні свічки системи запалювання. На трубопроводах подачі повітря і газу є електромагнітні клапани, що запобігають проникненню ударної хвилі при загорянні газоповітряної суміші і регулюють подачу повітря і газу. Для вимірювання витрати повітря використовується ротаметр РС-3, а для

вимірювання витрати газу - лічильник типу «Rombach», за показниками яких встановлюється необхідне співвідношення газу і повітря (0,9 - 1,8). Система запалювання пульсуючої камери спалювання складається з блоку радіоелектронних елементів, що дозволяють регулювати частоту спалаху від 5 до 0,14 Гц, частоту подачі газу і повітря, двох запальних свічок, універсального блоку живлення від мережі змінного струму 220 В і постійного струму 12 В.

4 НАТУРНІ ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ ВИПРОБУВАННЯ ВОДОГРІЙНИХ КОТЛІВ З ТОПКОЮ КИПЛЯЧОГО ШАРУ

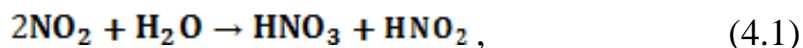
4.1 Методика проведення досліджень

Схема вимірювань концентрації викидів NO_x , SO_x та пилу при спалюванні низькосортних палив була відпрацьована на діючих котлах ДКВР, КВФ, КЕ (рис. 4.1 - 4.4). Аналіз димових газів проводився газоаналізатором ДГП-100, а також газоаналізатором «Евдіометра-40». Принцип дії приладу заснований на хімічній реакції оксидів азоту і сірки з рідкими поглиначами і з наступною зміною забарвлення розчину.

Метод вимірювання сірчистого ангідриду заснований на властивостях йоду окислювати діоксид сірки по реакції.

Аналізований газ з певною швидкістю пропускають через розчин йоду відомої концентрації (в присутності крохмалю), який під дією діоксиду сірки знебарвлюється. За кількістю йоду в розчині, швидкості газу і часу знебарвлення розраховують концентрацію діоксиду сірки в аналізованому газі.

Вимірювання концентрації оксидів азоту виконувалося фотоколориметричним методом, заснованим на використанні кольорової виборчої хімічної реакції між нітрит-іоном і індикаторним розчином-реактивом Грісса з утворенням азобарвника по реакціях



Інтенсивність забарвлення утворюється азобарвник, що залежить від концентрації двоокису азоту, визначалася на фотоколориметрі.

					<i>00МКР144ОП ТЕЕТ 003.003 ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Галичина О.П.				<i>Підвищення ефективності спалювання низькосортного твердого палива у водотрубних котлах</i>	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.							66	80
Керівник	Недбайло О.М.					<i>НУХТ. Каф. ТЕХТ, гр. ЗТЕ-2-5м</i>		
Н. Контр.								
Затверд.	Петренко В.П.							

Розрахунок концентрації оксидів азоту виконувався за формулою

$$C_{\text{NO}_x} = \frac{1,95 \cdot 10^6 \cdot a \cdot V_\tau}{V_0}, \text{ мг/м}^3 \quad (4.2)$$

де a - кількість нітрит-іона, визначене згідно з оптичною щільністю індикаторного розчину, залитого в поглинальну склянку, мл; V_0 - об'єм проби продуктів згоряння, приведений до нормальних умов, мл.

Концентрація твердих частинок вимірювалася шляхом зважування навішування, що уловлена з відомого об'єму димових газів на фільтрі. У дослідах забезпечувалася ізокінетичність відбору, тобто підтримувалося рівність швидкостей в потоці і газозабірній трубці.

Концентрація частинок визначалася з вираження

$$g_\tau = \frac{G_H (273 + t) \cdot P}{273 \cdot V_\tau \cdot P_0}; \text{ мг/м}^3 \quad (4.3)$$

де G_H - вага на фільтрі, мг; V_τ - об'єм проби, що пропущена через фільтр, м³; t - температура проби, °С; P_0, P - нормальне і фактичне барометричний тиск, Па.

Проведені дослідження з різним тепловим навантаженням. Досліджувався вплив температури шару, коефіцієнта надлишку повітря, висоти шару та інших параметрів на рівень викидів NO_x .

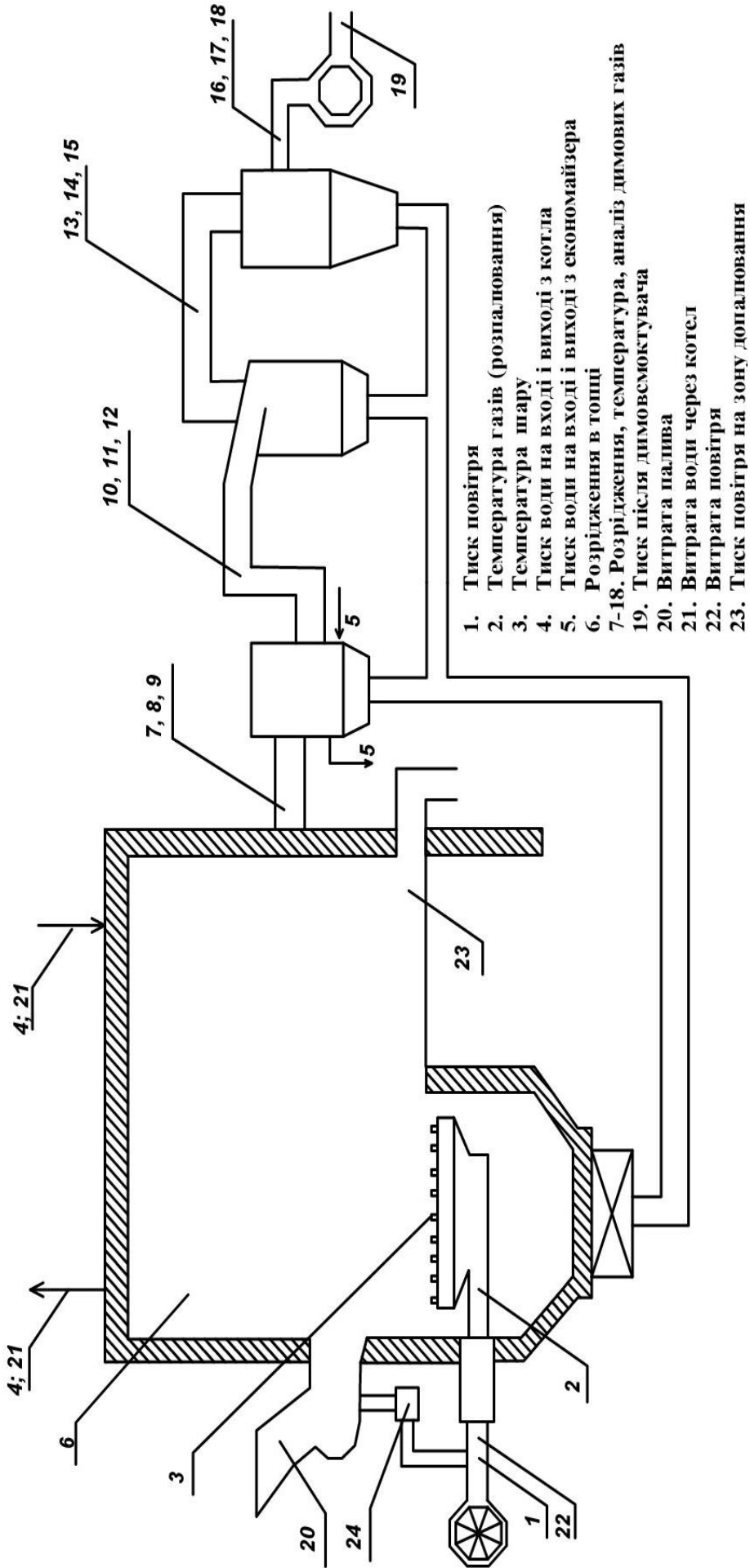


Рис. 4.1. Схема розміщення основних точок виміру при випробуванні котлоагрегату з топкою НТКШ

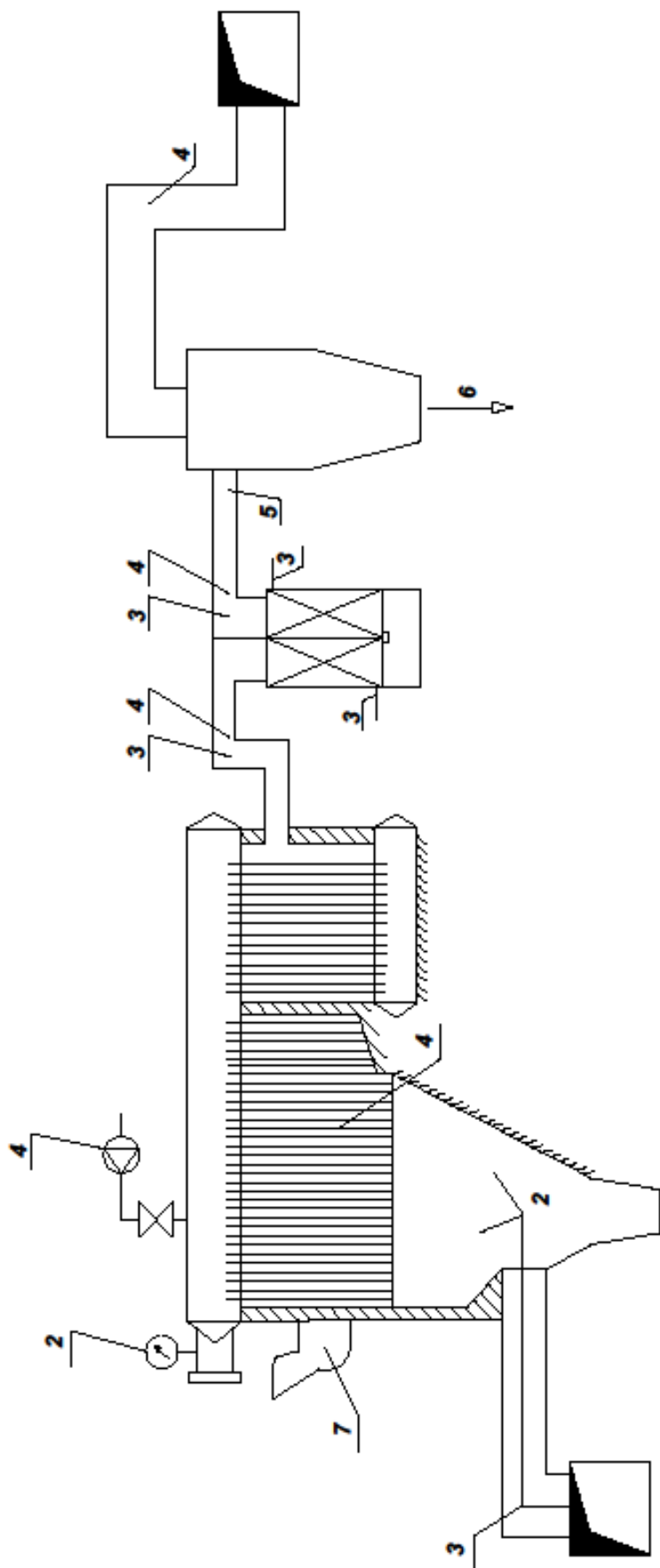


Рис. 4.2. Схема вимірів параметрів котла (вимірювання: 1 - витрата пари; 2 - тиск; 3 - температура; 4 - розрідження; 5 - відбір проб газів; 6 - відбір проб виносів; 7 - відбір проб палива).

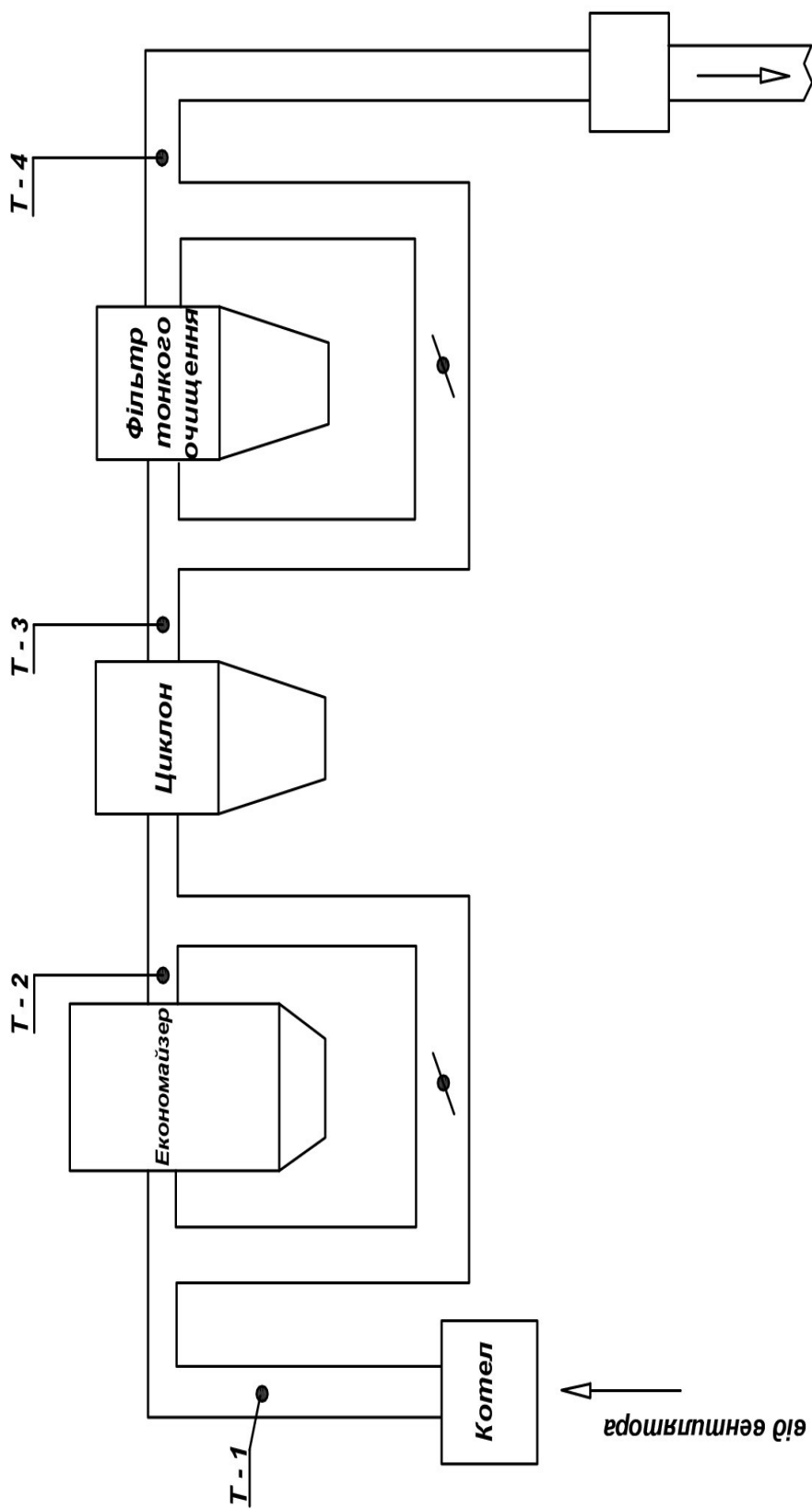


Рис. 4.3. Схема точок замірів по визначенню викидів пилу і шкідливих речовин з газами, що відходять: Т-1, Т-2, Т-3, Т-4 - точки вимірів газів, що відходять; відповідно, розрідження; температура; концентрація пилу, вуглекислого газу, окису вуглецю, кисню, двоокису азоту та сірки.

4.2 Експериментальна методика дослідження аеродинаміки топки з ЗЗП

Опис конструкції топки ЗЗП.

Топка ЗЗП (рис. 4.4) має циліндричну робочу камеру 1, в якій з закрученого потоку газу відцентровими силами тверді частинки відкидаються до стінок камери. Очищений газ через патрубок 10 виходить з апарату, а тверді частинки опускаються вниз і збираються в конусній частині 11. Пил з апарату видаляється через отвір 7 двома способами: безперервно через крильчастий живильник 9, або може накопичуватися в бункері 2, забезпеченому герметичним шабером 8. У цьому випадку пил вивантажується періодично, по мірі заповнення бункера, при зупинці системи. Газ, що очищується, подається в апарат двома потоками: потік 1 - обсяг близько $2/3$ загального обсягу газу, надходить в нижню трубу 3; потік 2 - обсяг близько $1/3$, надходить у верхню трубу 5.

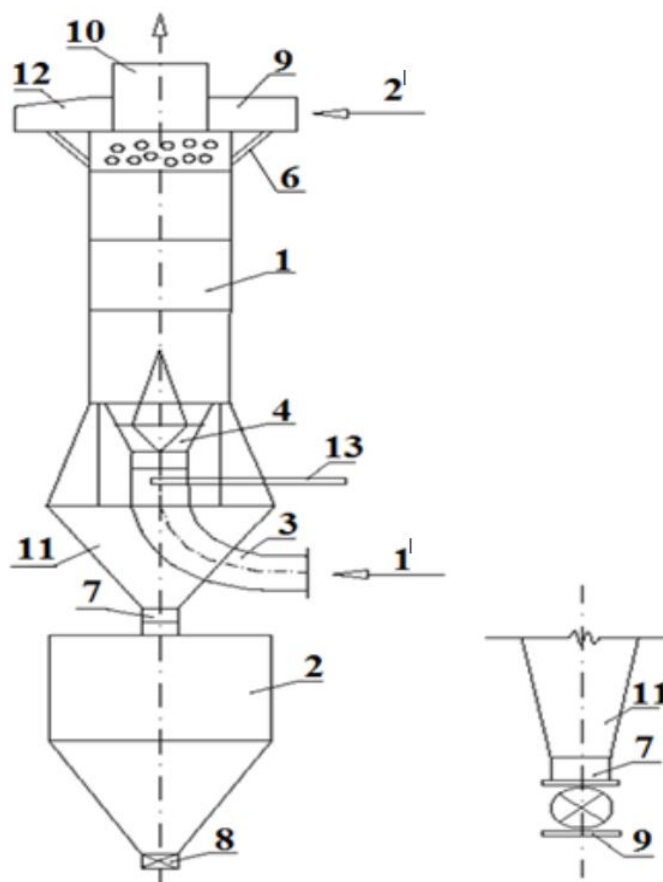


Рис. 4.4. Схема конструкції топки ЗЗП.

Потік 1 надходить в лопатковий завихрювач 4, закручується і надходить в робочу камеру знизу. Потік 2 надходить в розподільну коробку 12 і далі в сопла 6, встановлені щодо до поверхні стінок робочої камери. Газ з сопел надходить зі швидкістю близько 40 м/с, що забезпечує інтенсивне закручування всього потоку газу. Конструкція має окремий бункер, що дозволяє встановлювати їх або з бункером, або без нього.

Топки ЗЗП можуть приєднатися до мереж повітропроводів за різними схемами, обумовленим різними умовами установки.

У тих випадках, коли необхідно постійне видалення пилу з апаратів при роботі системи, повинна застосовуватися установка апаратів без бункера, з крильчатим затвором. При необхідності накопичення пилу з подальшим навантаженням її повинна застосовуватися установка апаратів з бункером. Внаслідок того, що опір апарату по газу різне для потоків 1 і 2 - тиск на вхідному патрубку потоку 2 повинно бути більшим, ніж на вхідному патрубку потоку 1.

На рис. 4.5 показані схеми компоновання топки ЗЗП з двома вентиляторами.

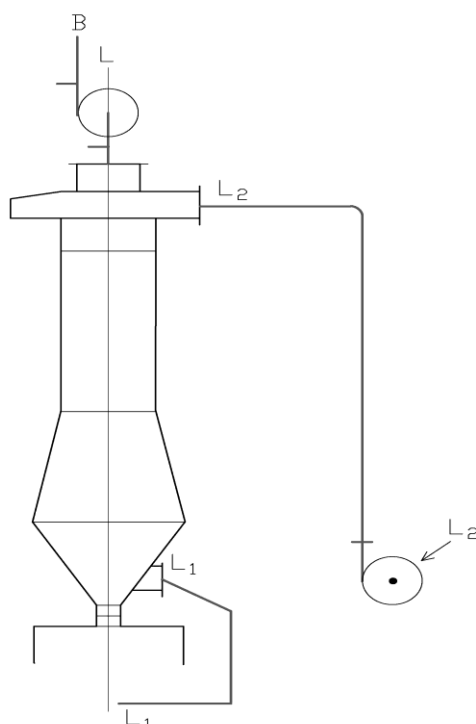


Рис. 4.5. Компоновальна схема топки ЗЗП

Визначення ефективності роботи топки ЗЗП.

Ефективність роботи топки ЗЗП характеризується вмістом твердих домішок у вихідних газах, що визначають теплові втрати з механічним винесенням палива.

Ефективність визначається експериментальним шляхом. Для топки ЗЗП формула ефективності роботи має вигляд

$$\eta = \frac{L^1 Z^1 + L^2 Z^2 - \delta L Z}{L^1 Z^1 + L^2 Z^2} 100, \quad (4.4)$$

де L_1, L_2 - витрати відповідно першого і другого потоків очищеного газу, м³/год.; L - загальна витрата повітря, що подається в топку, м³/год.; Z_1, Z_2, Z - концентрація твердих домішок відповідно в повітрі потоків 1, 2 і в продуктах згоряння, г/м³; δ - коефіцієнт, що враховує підсоси газу в апараті, що працює під розрядження, приймається до 1,1.

Формула (4.3) відображає, з одного боку, залежність η витрат повітря L і концентрацією домішок Z , з іншого - величина η може бути виражена рівнянням (4.4), що відображає залежність $\eta=f(D, H)$. Формулу (4.4) можна представити у вигляді

$$\eta = \frac{4HV_y^{cp}}{DV_x^{cp}} \left(1 - \frac{HV_y^{cp}}{DV_x^{cp}} \right). \quad (4.5)$$

де H - висота робочої камери, м; D - діаметр робочої камери, м; V_x^{cp}, V_y^{cp} - усереднені по висоті і радіусу осьова і радіальна складові швидкості, м/с.

При необхідності можна розрахувати значення ефективності роботи топки в залежності від властивостей газів, що очищуються і домішок. З цією метою в формулу (4.4) замість H підставимо значення

$$H = \frac{9\mu D^2 V_x^{cp}}{4\rho_{\text{ч}} d_{\text{ч}}^2 (V_{\phi}^{cp})^2}, \quad (4.6)$$

де μ - динамічна в'язкість газу, що очищається, кгс/м²; $\rho_{\text{ч}}$ - щільність частинок, що уловлюються, кг/м³; $d_{\text{ч}}$ - діаметр частинок, що уловлюються, м; V_{ϕ}^{cp} - осереднене значення тангенціальної складової швидкості повітря, що очищується, м/с.

Такий вираз дозволяє розрахувати ефективність роботи топки при відомих властивостях газу і домішок або значення складових швидкості, необхідні для забезпечення необхідної ефективності.

Розрахунок загальної ефективності роботи топки проводиться в такій послідовності:

1. По витраті повітря, що подається, вибираємо топку необхідної теплопродуктивності.

2. Приймаємо значення D і H топки котла.

3. За завданням встановлюємо початкову концентрацію палива і допустиму концентрацію пилу на виході з топки.

4. Задаємося розподілом повітря між потоками 1 і 2.

5. По (4.5) розраховуємо необхідне значення $\eta_{\text{тр}}$.

6. Розраховуємо значення усередненої осьової складової швидкості газу в топці котла ЗЗП.

7. Підставляючи значення H , D , V_x^{cp} в (4.5), (4.6) визначаємо значення складових швидкості потоку повітря, м/с.

ВИСНОВКИ

1. Розроблені і модифіковані методики чисельного дослідження процесів спалювання газоподібного та твердого палива.

2. Методики застосовані до пальникових пристроїв – дифузійних подових пальників котлів і рампових змішувальних повітрянагрівачів.

3. Методики застосовані для дослідження процесів аеродинаміки та теплообміну в топковому об'ємі водотрубних котлів обладнаних газовими вихровими пальниками.

4. Методики застосовані для дослідження процесів спалювання твердого палива (торфу) в топці з ЗЗП, процесів аеродинаміки і теплообміну, для оцінки виносу твердих частинок з топки.

5. Розроблені методики експериментального дослідження процесів спалювання паливних відходів в киплячому шарі, процесів теплообміну, процесів зануреної в шар трубчастої поверхні і оцінки шкідливих викидів з топки.

6. Розроблена методика експериментального дослідження процесів аеродинаміки ЗЗП для оцінки гідравлічного опору топки, вивчення структури закрученого потоку газу з твердими частинками при різних витратах твердих частинок і повітря.

7. Розроблена методика натурних теплотехнічних випробувань котла ДКВР з топкою киплячого шару для визначення теплотехнічних та екологічних характеристик.

					<i>00МКР144ОП ТЕЕТ 003.003 ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>	<i>Галичина О.П.</i>				<i>Підвищення ефективності спалювання низькосортного твердого палива у водотрубних котлах</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>							75	80
<i>Керівник</i>	<i>Недбайло О.М.</i>					<i>НУХТ. Каф. ТЕХТ, гр. ЗТЕ-2-5м</i>		
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>	<i>Петренко В.П.</i>							

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Карп І.М. Напрямки заміщення природного газу альтернативними видами палива та енергії в промисловості і комунальній енергетиці / І.М. Карп, Е.Е. Нікітін, К.Є. П'яних, А.Н. Зайвий // Енерготехнології і ресурсозбереження. - 2009. - №4. - С. 16 - 26.
2. Про теплопостачання: Закон України від 02.06.2005 р. №2633 – IV // Відомості ВР України. – 2005. - №28. – с. 373.
3. Концепція розвитку теплопостачання Росії, включаючи комунальну енергетику, на середньострокову перспективу - Москва, 2002 г. - Режим доступу: <http://www.rosteplo.ru>.
4. Сайт міністерства регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України [електронний ресурс]. - Режим доступу: <http://www.minregion.gov.ua>.
5. Покровський Л.Л. Стратегія розвитку комунальної теплоенергетики України на період до 2030 року / Л.Л. Покровський, Г.М. Сенчук, П.Ю. Зембицький // Новини теплопостачання. - 2010. - №9 (21). - С. 50 - 55.
6. Кулик М.М. Аналіз стану розвитку систем теплопостачання в Україні /М.М. Кулик, Г.О. Куц, В.Д. Білодід // Проблеми загальної енергетики. – 2009. - №19. – С. 7 - 16.
7. Плачков І.В. Теплоенергетичні засади модернізації системи теплопостачання мегаполісу (на прикладі Києва). – Рукопис. Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06. – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – НТУ «КПІ». – К. – 2004.

					<i>00МКР144ОП ТЕЕТ 003.003 ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Галичина О.П.				<i>Підвищення ефективності спалювання низькосортного твердого палива у водотрубних котлах</i>	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.							76	80
Керівник	Недбайло О.М.					<i>НУХТ. Каф. ТЕХТ, гр. ЗТЕ-2-5м</i>		
Н. Контр.								
Затверд.	Петренко В.П.							

8. Карп І.М. Шляхи вирішення проблем комунальної енергетики / І.М. Карп, Е.Е. Нікітін // Житлово - комунальне господарство України. - 2011. - №6 (39). - С. 16 - 22.
9. Кулик М.М. Основні напрямки та пріоритетні заходи зі зменшення обсягів використання природного газу в економіці і соціальній сфері України / М.М. Кулик, С.В. Дубовський // Проблеми загальної енергетики. – 2009. - №19. – С. 7 - 16.
10. Долінський А.А. Основні положення концепції національної стратегії теплозабезпечення населених пунктів України / А.А. Долінський, Б.І. Басок, Є.Т. Базеев, Г.П. Кучин // Пром. теплотехніка. – 2009. – Т. 31, №4. – С. 68 - 78.
11. Маліновський А.А. Централізоване тепlopостачання має перспективу в Україні / А.А. Маліновський, В.Г. Турковський, А.З. Музичак // ЕСКО. – 2012. - №1 (121).
12. Долінський А.А. Програми технічної модернізації комунальної теплоенергетики регіонів України / А.А. Долінський, Б.І. Басок, Г.П. Кучин та інші// Пром. теплотехніка. – 2009. – т. 31 (№1). – С. 5 - 15.
13. Харитонов Ю.М. Управління проектами та програмами реконструкції муніципальних систем тепlopостачання. - Рукопис. - Дисертація на здобуття наукового ступеня д.т.н. за фахом 05.13.22. - управління проектами та програмами. - Національний університет кораблебудування ім. Адмірала Макарова. - Миколаїв. - 2014.
14. Нікітін Е.Е. Підвищення енергетичної ефективності систем централізованого тепlopостачання. - Рукопис. - Дисертація на здобуття наукового ступеня д.т.н. за фахом 05.14.01. - енергетичні системи та комплекси. Інститут газу НАНУ, 2015.
15. Heat Roadmap Europe 2050. Study for the EU27. Perfomed by Aalborg University, Halmstad University and Plan Energy [електроний ресурс].- режим доступа : <http://www.euroheat.org>.
16. Від холоду до тепла. Політика в сфері тепlopостачання в країнах з перехідною економікою. ОЕСР / МЕА. - 2005. – 301 с.

17. Миколаїв Ю.Є. Основи підвищення ефективності теплопостачальних комплексів міст. - дисертація д.т.н. - Саратов, 2003.
18. Никифорович Є.Я. Перспективи використання теплових насосів для утилізації низькопотенційного тепла на прикладі ТЕЦ-5 м. Києва / Є.Я. Никифорович, Ю.М. Литвинюк // Нова тема (науково-технічний журнал АІЕТУТА КНУБА 0. – 2008. - №4. – С. 13 - 16.
19. Гелету́ха Г.Г. Сучасний стан та перспективи розвитку біоенергетики в Україні / Г.Г. Гелету́ха, Т.А. Железна // Пром. теплотехніка. – 2010. – т. 32, №4. – С. 94 - 101.
20. Яковлєв Б.В. Вибір оптимального проектного і експлуатаційного температурного графіка системи теплопостачання / Б.В. Яковлєв // Новини теплопостачання. - 2008. - №6 (94). - с. 21-37.
21. Андрющенко А.І. Комбіновані системи теплопостачання / А.І. Андрющенко // Теплоенергетика. - 1997. - №5. - С. 2 - 6.
22. Дубовський С.В. Теоретичні основи енерго-економічного аналізу об'єднаних систем генерації електричної енергії і теплоти. - Рукопис. - Дисертація на здобуття наукового ступеня д.т.н. за фахом 05.14.01. - енергетичні системи та комплекси. - Інститут загальної енергетики НАНУ. - К, 2008.
23. Скриль В.В. Зарубіжний досвід реформування і розвитку теплового господарства та можливість застосування його в регіонах України // Економічний простір. – 2008. – №20 (2). – С. 22 - 29.
24. Про енергозбереження: Закон України від 01.07.94 №75/94 // Відомість: ВР України. – 1994. - №30. –с. 204.
25. Кувшинов Ю.Я., Самарін О.Д. Основи забезпечення мікроклімату будівель. - М. видавництво АСВ. - 2012. - 200 с.
26. Піралішвілі Ш.А. Вихровий ефект: експеримент, теорія, технічні рішення. - М: УНПЦ «Енергомаш». - 2012. - 342 с.
27. Петрущенков В.А. Обґрунтування зниженого температурного графіка регулювання центральних систем теплопостачання. - Новини теплопостачання. - 2015. - №8 (180). - с.

28. Самарін О.Д. Теплофізика. Енергозбереження. Енергоефективність. - М.: Видавництво АСВ, 2011 року.
29. Шарапов В.И., Орлов М.Є. Технології забезпечення пікового навантаження систем теплопостачання. - М.: Видавництво НТ. - 2006. - 208 с.
30. В.І. Панферов Можливості застосування низькотемпературних систем теплопостачання. - СОК, №3. - 2012.
31. Шарапов В.И., Ротов П.В. Регулювання навантаження систем теплопостачання. - 2007. - с.
32. Кролін А. Ефективне теплопостачання: датський досвід. - енерго. - №4, 2005.
33. Риков В. Централізоване теплопостачання в Данії і Німеччини. Режим доступу: <http://Sintur.ru/8tat/453>.
34. Пекка Коурі Централізоване теплопостачання в Фінляндії. - Інформ. Бюл. ППВЖФ, - 1998. - №5.
35. Гащо Є.Г., Кожевников В.П. Про деякі способи підвищення ефективності теплопостачання: регулювання і автономне опалення. - Новини теплопостачання. - 2007. - №2.
36. Гелетука Г.Г. Аналіз енергетичних стратегій країн ЄС та світу і ролі в них відновлюваних джерел енергії (електронний ресурс) / Г.Г. Гелетука, Т.А. Желєзнава, А.К. Праховнік // Аналітичні записки БАУ. – 2013. - №13. – режим доступу: <http://www.uabio.org/img/fiels/docs/uabio-position-paper-13-ua.pdf>
37. Енергетичний баланс України за 2014 рік. Експрес – випуск. Державна служба статистики України від 21.12.2015 №562/0/08.4.2.вн – 15 (електронний ресурс). – режим доступу: <http://www.uabio.org/img/fiels/news/pdf/energy-balance-ukraine>. – 2014.pdf.
38. Калетнік Г.М. Біопаливо: ефективність їх виробництва та споживання в АПК України / Г.М. Калетнік, В.М. Пришняк // Нач. посібник. – К.: Аграрна наука, 2010. – 327 с.
39. Олійник Е. Підготовка та впровадження проектів заміщення природного газу біомасою при виробництві теплової енергії в Україні. Практичний посібник / За ред. Г.Г. Гелетуки. – К.: Поліграф плюс, 2015. – 72 с.

40. Шафаренко Ю. Стан та перспективи розвитку біоенергетики // Державне агентство з енергоефективності та енергозбереження України (електронний ресурс) / Ю. Шафаренко. – режим доступу: http://www.uadio.org/img/files/news/pdf/2016/8_village_derjenergoeffect_18.02.2016.pdf - Bioenergy % 20

41. Білодід В.Д. Вироблення та споживання теплової енергії в Україні у 2005-2013 роках // Проблеми загальної енергетики, 2015, випуск 1 (40). – С. 39 - 47.