

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

РЕДЬКО ІГОР ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 621.184: 620.9

**ЦЕНТРАЛІЗОВАНІ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ
НА ОСНОВІ УДОСКОНАЛЕНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕТОДІВ І
СПОСОБІВ СПАЛЮВАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ**

05.23.03 – вентиляція, освітлення та теплогазопостачання.

Галузь знань 19 – архітектура та будівництво.

Автореферат

дисертації на здобуття наукового ступеня

доктора технічних наук

Київ – 2020

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Київському національному університеті будівництва і архітектури Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант - доктор технічних наук, професор,
Приймак Олександр Вікторович, Київський національний університет будівництва і архітектури, декан факультету інженерних систем та екології.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор,
Желих Василь Михайлович, Національний університет «Львівська політехніка», завідувач кафедри теплогазопостачання і вентиляції;

доктор технічних наук, професор,
Дешко Валерій Іванович, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», завідувач кафедри теплотехніки та енергозбереження;

доктор технічних наук, старший науковий співробітник,
Недбайло Олександр Миколайович, Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України, старший науковий співробітник відділу теплофізичних основ енергоощадних технологій.

Захист відбудеться “18” червня 2020 р. о 13.00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.056.07 Київського національного університету будівництва і архітектури за адресою: 03037, м. Київ, Повітрофлотський проспект, 31, ауд. 466.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Київського національного університету будівництва і архітектури за адресою: 03037, м. Київ, Повітрофлотський проспект, 31.

Автореферат розісланий “14” травня 2020 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради



Т.М. Ткаченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В теплоенергетичному балансі України на даний час частка централізованих систем теплопостачання (ЦСТ) населених пунктів складає близько 60%. В перехідний період економічного розвитку країни здійснюється реконструкція, термомодернізація джерел теплової енергії (котельні установки, теплогенератори), транспорту теплової енергії (теплові мережі) та споживачів теплової енергії (системи опалення, системи гарячого водопостачання, системи вентиляції і кондиціонування повітря та теплові технології). Відбувається заміна теплогенераторів на більш сучасні, встановлюються сучасні пальники та автоматика. При реконструкції теплових мереж застосовуються труби заводського виготовлення з внутрішньою антикорозійною і зовнішньою тепловою ізоляцією, нові системи обліку теплоти й природного газу, автоматизовані індивідуальні і централізовані теплові пункти. Розвиток систем теплопостачання виконується в напрямках згідно законів України «Про теплопостачання» (2018 р.), «Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергетичного потенціалу (2017 р.); «Про енергозбереження» (1994 р.); «Про енергетичну ефективність будівель» (2017 р.).

Більш широко застосовуються джерела теплоти з когенераційними газотурбінними і поршневіми двигунами для децентралізованого теплопостачання.

З метою зменшення споживання природного газу використовуються різного роду місцеві палива та їх відходи (деревні відходи, газоподібні, низькосортні палива і ін.). Для спалювання низькосортних палив реконструюються топки котлів. У зв'язку з можливим відключенням деяких споживачів змінюються гідравлічних режими ЦСТ і режим їх експлуатації. Застосовується знижений температурний графік відпуску теплоти. На даний час ще недостатньо вивченим є енергоощадність систем теплогенерації за рахунок модернізації топкових пристроїв з інтенсифікацією внутрішніх процесів аеродинаміки і тепломасобміну, глибокого охолодження продуктів згоряння із застосуванням теплових насосів, що дозволяє суттєво змінити концепцію енергозбереження в теплопостачанні. Обґрунтування параметрів зниженого температурного графіка також відповідає сучасним вимогам розвинених країн, умовам сталого розвитку централізованих систем теплопостачання. Відсутність наукового обґрунтування підвищення енергоефективності систем теплогенерації та теплопостачання в Україні стає на заваді оптимізації систем теплопостачання в цілому з урахуванням впровадження різних енергоощадних технологій. Актуальною науково – технічною проблемою є використання низькосортних видів палив та реконструкція котлів, удосконалення методів і способів їх спалювання в вихрових топках, впровадження технологій глибокого охолодження продуктів згоряння котельних агрегатів із застосуванням абсорбційних теплових насосів, що дозволить суттєво скоротити споживання імпортованого природного газу і забезпечити енергоефективний знижений температурний графік ЦСТ.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Наукові дослідження дисертаційної роботи увійшли до складу науково-дослідницьких робіт, що виконувались в комплексній державній програмі енергозбереження України, «Розробка енергетичної стратегії України на період до

2030 р.», держбюджетних науково-дослідних робіт «Технології і методи ремонту газового обладнання і трубопровідних систем» (№ 0116 U 005440). «Термодинамічна ефективність процесів перетворення теплоти відхідних газів в електроенергію в паливовикористовуючих агрегатах промислових підприємств» (№0115 U 000844). Особистий внесок дисертанта полягає у науковому обґрунтуванні інноваційної технології спалювання низькосортних палив.

Мета і завдання дослідження.

Метою дисертаційного дослідження є теоретичне і експериментальне обґрунтування удосконалених методів і способів підвищення енергоефективності централізованих систем тепlopостачання при зміні технології та організації процесів спалювання низькосортних альтернативних видів палив, шляхом модернізації існуючого і розробки новітнього топкового обладнання котельних агрегатів, а також режимів роботи систем.

Для досягнення поставленої мети визначені та вирішені такі завдання дослідження:

- проаналізувати сучасні технології та системні проблеми теплогенерації і централізованого тепlopостачання, методи моделювання та підвищення ефективності;
- виконати чисельне моделювання процесів спалювання низькосортних газів;
- 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;
- розробити теплову схему топки нового класу із зустрічними закрученими потоками для спалювання торфу;
- виконати чисельне моделювання систем тепlopостачання при низькотемпературному графіку;
- виконати оптимізацію параметрів низькотемпературного графіка з урахуванням мінімізації ентропії;
- розробити рекомендації з впровадженням енергоощадних технологій теплогенерації та тепlopостачання;
- розробити концептуальні положення підвищення енергоефективності систем тепlopостачання;

Об'єкт дослідження

Процеси теплогенерації і транспортування теплоти в системах централізованого тепlopостачання.

Предмет дослідження

Технологічні та конструктивні параметри топкових пристроїв і засади організаційно-технічних рішень, залучення місцевих низькосортних палив в паливні баланси тепlopостачальних систем з підвищенням їх енергоефективності.

Методи дослідження

В роботі використано сучасні методи теоретичних і експериментальних досліджень. Фізико-математичні методи теоретичних досліджень процесів спалювання низькосортних газоподібних та твердих палив на основі законів та рівнянь фізико-хімічної кінетики, аеродинаміки та тепломасообміну, і зокрема, фізико-математичного моделювання взаємодії струмин. Методи чисельного моделювання. Методи експериментальних лабораторних та натурних досліджень на основі сучасних теорій постановки, виконання, математичної обробки і отримання достовірних даних результатів теплофізичного експерименту. Методи планування багатofакторних експериментів та теорій подібності і моделювання. Методи теорії ймовірності та математичної статистики. Вірогідність наукових гіпотез, положень, висновків та рекомендацій зумовлена використанням фундаментальних законів струминних течій, тепломасообміну та спалювання палив, а також задовільною збіжністю результатів теоретичних та експериментальних досліджень.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у теоретичному обґрунтуванні та експериментальному підтвердженні організації та технології спалювання альтернативних низькосортних видів палив для енергоефективних централізованих систем тепlopостачання. При цьому:

вперше:

- теоретично обґрунтовано і експериментально підтверджено створення топok нового класу теплової потужності від 0,25 до 25 МВт із взаємодією зустрічних закручених потоків (ЗЗП) повітря та пилоподібного палива, що інтенсифікує та забезпечує більш глибоке спалювання низькосортних твердих палив (наприклад торфу) з підвищенням ексергетичної та екологічної ефективностей як теплогенератора зокрема, так і централізованої системи тепlopостачання в цілому;

удосконалено:

- фізичну та математичну моделі аеродинамічних та тепломасообмінних процесів спалювання твердого палива в топці ЗЗП в залежності від геометричних та режимних параметрів топки (коефіцієнт надлишку повітря, висота та діаметр топки, ступень скрученості потоку, охолодження топки, тощо), що значно розширило уявлення фізико-хімічних перетворень у подібних процесах в цілому, і зокрема встановлено, що горіння частинок торфу відбувається при знижених температурах (1300-1450 °C) із зниженням рівня емісії NOx;

набули подальшого розвитку:

- наукове обґрунтування параметрів неохолоджувальної топки, тепловою потужністю 2,5 МВт із зустрічним закрученим потоком для спалювання торфу з рідким шлаковидаленням;

- теплові схем та організація процесів дифузійного спалювання низькосортних газоподібних палив (біогаз, шахтний газ та ін.);

- організація процесів спалювання низькосортних твердих палив (відходи вуглезбагачення, деревні відходи, водо вугільні палива, тощо) в топках з киплячим шаром з експериментально встановленим зростанням теплової ефективності занурених поверхонь на 30-40% при співвідношенні зануреної площі поверхні до об'єму киплячого шару 6-10 м²/м³;

- термодинамічні моделі підвищення енергетичної ефективності топкових процесів при розміщенні циліндричного вторинного випромінювача в топці водогрійного котла, наприклад типу ДКВР, ДЕ;
- наукове обґрунтування підвищення енергоефективності систем теплопостачання шляхом розробки гібридної теплової схеми котельного агрегату з додатковим джерелом теплоти - абсорбційним тепловим насосом;
- наукове обґрунтування термодинамічних ентропійних моделей для впровадження знижених температурних графіків теплоносіїв 80/60 °С та 70/50 °С централізованих систем теплопостачання.

Практичне значення одержаних результатів Результати дослідження є науково-методичною основою для підвищення енергоефективності під час модернізації систем централізованих систем теплопостачання.

Результати дослідження були впроваджені при реконструкції ЦСТ в містах Харківської області:

- філія ХОКП «ДРІТ» «Дергачівське підприємство комунального господарства», «Коригування енерго- та екологоефективної схеми розвитку системи теплопостачання м. Дергачі в Харківській області», акт впровадження від 12.05.2017р.;

- КП «ОіТЦ» «Коригування енерго- та екологоефективної схеми розвитку системи теплопостачання міста Куп'янськ в Харківській області», акт впровадження від 09.01.2020р.;

Результати дисертаційного дослідження використовуються в навчальному процесі Київського національного університету будівництва і архітектури при викладанні таких навчальних дисциплін: теплогенеруючі установки; теплопостачання; паливо та технології його спалювання; низькотемпературні джерела теплоти, теплові насоси.

Особистий внесок здобувача полягає у формулюванні теми, мети та вирішенні основних теоретичних та експериментальних завдань, які поставлені в роботі. За безпосередньої участі автора виконано теоретичні та експериментальні дослідження, розвинуто наукові основи застосування інноваційних технологій в організації спалювання альтернативних видів місцевих палив з підвищенням енергоефективності ЦСТ. Авторіві належать основні ідеї опублікованих праць, отриманих охоронних документів, а також аналіз та узагальнення результатів роботи.

Дисертаційні дослідження, наукові результати автором отримані самостійно.

Апробація результатів дисертації. Матеріали дисертаційної роботи і її основні положення доповідались і обговорювались на наукових конференціях: «Гідравлічні режими киплячого шару деревного палива» - матеріали міжнародної науково-технічної конференції "Актуальні проблеми розвитку лісового комплексу", - Вологда, ВДУ, 2014; «Чисельне дослідження процесу спалювання низькокалорійного газу в змішувальному повітрянагрівачі» – сьома міжнародна науково-технічна конференція «Енергоінтеграція-2017», 26-28 квітня, Київ, Україна; «Спалювання твердого палива в вихровому пальнику» – міжнародна науково-технічна конференція «Актуальні проблеми енерго-ресурсозбереження та екології» 10-11 жовтня, 2017; «Гідродинаміка і теплообмін в топках киплячого шару при

спалюванні біопалива» – International research and practice conference “Modern methods, innovations, and experience of practical application in the field of technical sciences”. – Radom, Republic of Poland, 2017; «Оптимізація параметрів теплової мережі при зниженому температурному графіку», XI Міжнародна конференція «Проблеми теплофізики та теплоенергетики» 21-22 травня 2019 року; «Підвищення ефективності систем теплогенерації централізованого теплопостачання» Міжнародна конференція «Теорія і практика формування мікроклімату та енергопостачання будівель і споруд» 16-18 жовтня 2019 року, КНУБА.

Публікації

За матеріалами дисертації опубліковано 26 наукових робіт, в тому числі 18 статей у фахових виданнях України, 8 у міжнародних виданнях. 10 тез доповідей на міжнародних конференціях, одержано 8 патентів України.

Обсяг та структура роботи.

Дисертація складається із вступу, семи розділів, основної частини, загальних висновків, списку використаних літературних джерел із 348 найменувань та додатків. Текст наведений на 374 сторінках комп'ютерного набору, містить 129 рисунків, 41 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету та завдання дослідження для її досягнення, охарактеризовано об'єкт та предмет, наведено наукову новизну та практичну цінність роботи, особистий внесок автора, відомості про апробацію досліджень та публікації.

У **першому розділі** описано та проаналізовано модифікацію топок опалювальних котлів для опалювання низькосортних газоподібних і твердих палив, заходи щодо організації процесів спалювання.

Аналіз літературних джерел та патентні дослідження засвідчили, що ефективним є спалювання біогазу, інших штучних газів (шахтний метан, продувочно-танковий газ хімічного виробництва аміаку, доменний та коксовий газ та ін.), низькосортних твердих палив (відходів вуглезбагачення, торфу, бурого вугілля, деревини та ін.). Спалювання місцевих палив і паливних відходів (Г.Г. Гелетука, О.Ю. Провалов, Е.М. Пузирьов, Е.Б. Жуков, С.М. Шестаков, Г.О. Рябов та ін). Спалювання водовугільних суспензій (Г.М. Делягін, Е.М. Пузирьов, В.І. Мурко і ін) Застосування топок з киплячим шаром дозволяє реалізувати цей напрям в теплогенерації і теплопостачанні. Комп'ютерне та експериментальне моделювання, натурні випробування процесів спалювання вказують на перспективність даної технології. Зарубіжні дослідження в Китаї, Росії, Німеччині, Скандинавських країнах підтверджують широке застосування топок з киплячим шаром в системах теплової генерації. В нашій країні, в Інституті газу АН України, Інституті технічної теплофізики АН України, Інституті вугільних технологій та інших інститутах і ЗВО проводяться дослідження по впровадженню даних технологій. Результати зарубіжних досліджень по технології киплячого шару наведені в роботах А. П. Баскакова, Б. В. Берга, В. В. Мацнева, Є. М. Пузирьова, В. А. Бородулі та інші. В Україні дану технологію досліджували Махорін К. Є., Шидловський, Корчевий Ю. П., Чернявський Н. В., Воїнов О. П., Редько О. Ф., Майстренко А. Ю. і інші. Проведені широкі комплексні дослідження, які дали наукове обґрунтування

конструктивних, технологічних і режимних рішень топкових пристроїв з киплячим шаром. Обмеженням технологічних топкових процесів з киплячим шаром є великі габарити пристроїв при збільшенні теплової потужності, при спалюванні деревних відходів, торфу та інших низькосортних місцевих палив.

Перспективним напрямком спалювання паливних відходів є створення інтенсивних процесів з вихровими топками. Вихрові технології все більш широко використовуються при організації горіння рідких, твердих і газоподібних палив (А.А. Халатов, А.В. Щукін, С.В. Алексеєнко). Використовуються конструкції вихрових пальників і передтопок циклонні і вихрові топки пиловугільних котлів (Г.Ф. Кнорре, О.О. Шершнев, В.В. Померанцев, Ю.А. Рундигін, Б.П. Устименко, А.Н. Штим, Д.Б. Ахмедов, В.А. Спейшер, Н. Голованов, Ф.А. Серант). Складність процесів спалювання твердого палива в вихрових топках вимагає застосування чисельних методів, експериментальних лабораторних і натурних методів дослідження для обґрунтування даної технології.

На основі аналізу літературних джерел і патентних досліджень сформульовано мету і завдання для її досягнення.

У **другому розділі** приведено теоретичні методи досліджень процесів спалювання газоподібних та твердих палив на підставі рівнянь фізико-хімічної кінетики, аеродинаміки та температурних режимів топкових пристроїв. В основі робочого процесу пальників, що працюють на газоподібному паливі, лежать складні, фізико-хімічні явища: хімічні реакції, складний тепломасообмін, дифузія і турбулентне перемішування просторових потоків газів. Взаємозалежність організації робочого процесу і конструктивного виконання. Правильна організація процесу зводиться до створення необхідної гідродинамічної структури газових потоків. В результаті досягається тонкий виважений баланс розмірів, параметрів і показників.

Обчислювальна аерогідродинаміка горіння використовує в якості базової 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 (ДРЧП) здійснюється ітераційними методами кінцевих різниць, кінцевих об'ємів або кінцевих елементів. 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. Чисельне інтегрування системи ДРЧП з заданими граничними умовами передбачає їх дискретизацію. Дискретизація рівнянь по простору виконується методом контрольних об'ємів на структурованій (впорядкованій) розрахунковій сітці, складеній з шестигранних (гексадральних) елементарних об'ємів - осередків. Рівняння збереження кількості руху і нерозривності вирішуються послідовно. У цій послідовній процедурі рівняння збереження кількості руху використовується як рівняння для тиску. Однак, для течій, які не стискаються (в межі малих чисел Маха) тиск не виявляється 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.

У математичному моделюванні фізико-хімічних процесів при спалюванні твердих палив (торфу) у топці з зустрічними закрученими потоками (ЗЗП) приймали такі основні припущення: течія несучого газового середовища є тривимірною, квазістаціонарною, турбулентною, нестисливою, багатокомпонентною, 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 коксового 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 диференційної моделі турбулентності k - ϵ типу, рівнянь збереження для безрозмірних функцій Шваба-Зельдовича і для пульсацій цих функцій й інтегродиференційного рівняння переносу випромінювання. Для даної моделі турбулентності застосовна пристінкова функція (Standard Wall Functions), яка застосовує для опису зміни параметрів потоку полів емпіричні рівняння. Дискретизацію вихідних ДРЧП здійснювали методом контрольних об'ємів. 3D модель об'єкта побудована в модулі ANSYS Design Modeller, а сітка кінцевих різниць згенерована в програмі ANSYS Meshing. Рішення відшукували в розрахунковій області, що відповідала проточній частині топки. Розрахункову область було покрито нерівномірною сіткою, яку складено з 64265 контрольних об'ємів. Розв'язок отриманих у результаті систем лінійних алгебраїчних рівнянь виконували методом Гауса-Зейделя із застосуванням алгоритму SIMPLE. Інтегродиференціальне рівняння розв'язували методом сферичних гармонік. Інтегрування системи звичайних диференціальних рівнянь здійснювали методом Рунге-Куты. Для розрахунку умов хімічної рівноваги застосували алгоритм, заснований 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 супротиву. Тепломасообмін частинок описували трьома моделями:

моделлю теплообміну інертної частинки, моделлю виходу летких і моделлю вигорання коксового залишку.

Теоретичні методи чисельного дослідження доповнювалися методами лабораторного моделювання. Дослідження процесів спалювання твердого палива в киплячому шарі проводять на експериментальній установці, що представляє собою теплообмінну камеру круглого перетину діаметром 210 мм, висотою 1,0 м (рис.1). 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.

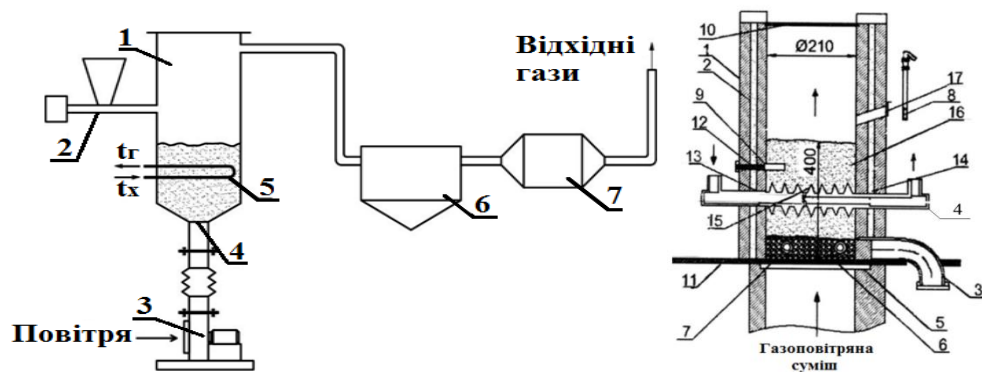


Рис. 1. а) загальний вигляд установки

б) робоча камера

Рис. 1(а) 1-робоча камера; 2-бункер подачі палива; 3-вентилятор; 4-решітка газорозподільна; 5-поверхня нагріву; 6-циклони; 7-очистка газів.

Рис. 1(б) Схема лабораторної 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.

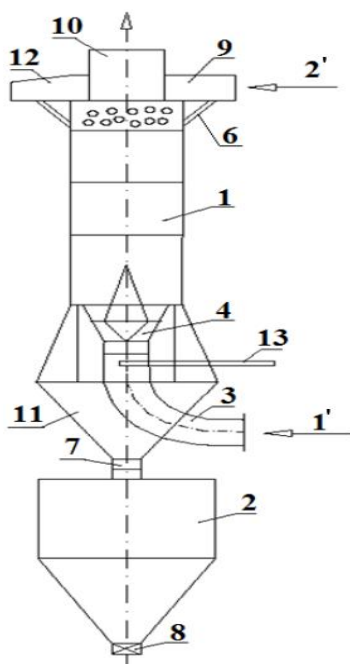


Рис. 2. Схема конструкції топки ЗЗП.

1-робоча камера; 2-бункер; 3-нижня труба; 4-завихрювач; 5-верхня труба; 6-сопло; 7-отвір; 8-герметичний шабер; 9-крильчастий живильник; 10-патрубок; 11-конусна частина; 12-розподільна коробка; 13-засувка

Топка ЗЗП (рис.2.) має циліндричну робочу камеру 1, в якій з закрученого потоку газу з паливом відцентровими силами тверді частинки відкидаються до стінок камери.

Очищений газ через патрубок 10 видаляється, а тверді частинки опускаються вниз і збираються в конусній частині 11.

Тверді частки з апарату видаляються 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, у міру заповнення бункера, при зупинці системи. Газ та паливо 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. 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 із сопел надходить зі швидкістю близько 40 м/с, що забезпечує інтенсивне закручування всього потоку газу. Експериментально було встановлено структуру пилоподібного закрученого потоку в об'ємі топки, значення швидкості потоку в різноманітних перетинах і гідравлічний опір топки в залежності від витрати повітря і палива що подається. Експериментально визначали винесення частинок на виході з топки при різних режимах подачі палива. Експериментальні результати дозволили обґрунтувати деякі результати чисельних досліджень комп'ютерного моделювання.

У **третьому розділі** наведено результати чисельного дослідження процесів спалювання газоподібних палив (біогазу, шахтного метану та ін.) і твердих палив в топці з киплячим шаром.

Для спалювання газоподібних палив найбільш простими є дифузійні пальники. Газ подається з отворів, а необхідне для горіння повітря надходить з навколишнього середовища. Процеси змішування газу і повітря відбуваються на виході газу з пальника. Дифузійні пальники застосовують для спалювання штучних низькокалорійних газів (сланцевий, коксовий, генераторний і ін.), для спалювання природного і скрапленого газу. Теплова потужність пальників (серійна і модифікована) однакова, т. ч. витрата вугільного метану збільшена в 2,7-2,8 рази в порівнянні з витратою природного газу. Подовий пальник складається з двох елементів: сталевій безшовній труби (колектора) з просвердленими в ній отворами для виходу паливного газу і вогневої частини. Остання являє собою щілину, викладену з вогнетривкої цегли і розташовується над трубою пальника. Отвори розташовуються на трубі в два ряди в шаховому порядку (рис. 3).

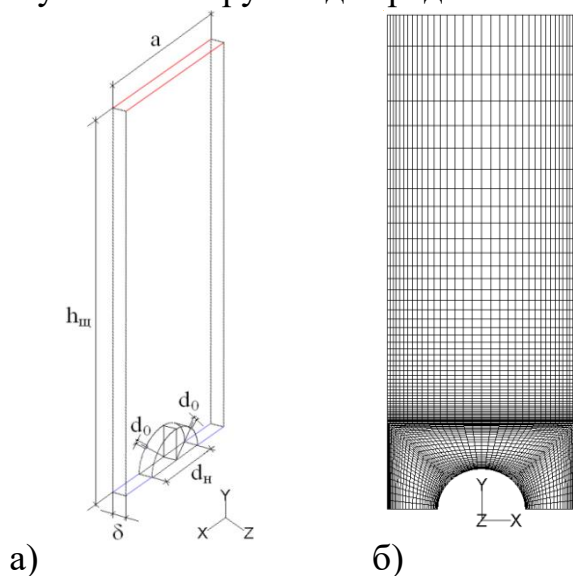


Рис.3. Розрахункова схема (а) подового пальника і розрахункова схема (б) щілинного каналу.

Пальник має такі характерні розміри: зовнішній діаметр труби $d_з$; діаметр отворів для виходу паливного газу $d_о$; напівкрок між отворами δ ; ширина вогневої щілини (а), висота вогневої щілини

$$h_{щ} (h_{щ} = h + 0.5d_н) \cdot$$

Виконано тестові розрахунки з використанням сіток з різним числом контрольних об'ємів. (рис. 3, 7). Встановлено, що сітка (близько 10^6 контрольних об'ємів) забезпечує прийнятну низьку чутливість результатів до подальшого подрібнення сітки.

Пальник має наступні розміри: зовнішній діаметр труби $d_3 = 40$ мм; діаметр отворів для виходу паливного газу $d_0 = 2,1$ мм; напівкрок між отворами $\delta = 8$ мм; ширина вогневої щілини $a = 108$ мм; висота вогневої щілини $h_{щ} = 266$ мм. Температура повітря у вузькому перетині щілини дорівнює 273К. Швидкість повітря у вузькому перетині щілини становить 2,44 м / с. Температура паливного газу на виході з отворів дорівнює 273К. Швидкість паливного газу на виході з отворів становить 27 м / с. Паливний газ має наступний склад (за обсягом): варіант 1: метан CH_4 - 100%; варіант 2: метан CH_4 - 38,6%; кисень O_2 - 13,4%; азот - 48,0%.

Результати показують, що значення швидкості і температур в модифікованому пальнику значно нижче (9,41 і 5,34 м/с відповідно і 1803К і 1033К відповідно). При цьому забезпечується повне спалювання вугільного метану (CH_4 і CO в продуктах згоряння практично відсутні). Низькі швидкості і температура згоряння забезпечують також факел малої довжини.

Екологічні параметри, які характеризуються вмістом оксидів азоту і вуглецю в продуктах згоряння, мають значення значно нижче в модифікованому пальнику, так масова частка NO_x становить 1,12 мг/м³, CO -4,7 мг/м³. В роботі аналізуються стаціонарні поля усереднених характеристик течії - швидкості, температури, концентрацій компонентів, оксиду азоту та швидкості утворення оксиду азоту. Швидкість газу (вугільного метану) на виході з отворів подового пальника становить 25-27 м / с. Результати розрахунку наведені на рис. 4.

У структурі полум'я виділяється кілька зон - підготовча, зона горіння і зона продуктів згоряння. У дифузійному полум'ї горюча суміш утворюється в зоні горіння за рахунок дифузії горючого газу з підготовленою зони і повітря - з навколишнього середовища. Якщо в складі газоповітряної суміші достатньо кисню, то вуглець, який утворюється при термічному розкладанні в підготовчій зоні, встигає попередньо окислюватися до монооксиду вуглецю (CO), який згорає в зоні горіння з утворенням діоксиду вуглецю (CO_2). Газ горить безбарвним або блакитним полум'ям.

Структура полум'я відповідає ламінарному дифузійному полум'ю і визначається швидкістю витікання газу з отворів подового пальника і швидкістю руху газоповітряної суміші в обмеженому обсязі щілинного каналу. Зона горіння дифузійного полум'я являє собою тонкий шар, який визначається швидкістю молекулярної дифузії кисню з підготовчої зони до фронту горіння. Швидкість дифузії визначається різницею парціальних тисків і температур в зонах. На рис. 6 показана зміна концентрації діоксиду вуглецю. Як видно, концентрація CO_2 змінюється від мінімальних значень на периферії зони горіння до максимальних на осі факела. Концентрація кисню змінюється до мінімальних значень в ядрі факела. Температура в ядрі факела досягає значень 2060-2160К (рис. 5). Існування зони рециркуляції (поворотні течії) дає можливість різко збільшити час перебування газоповітряної суміші в обмеженому просторі поблизу пальника. Тим самим поліпшуються умови для змішування реагентів і стабілізації факела.

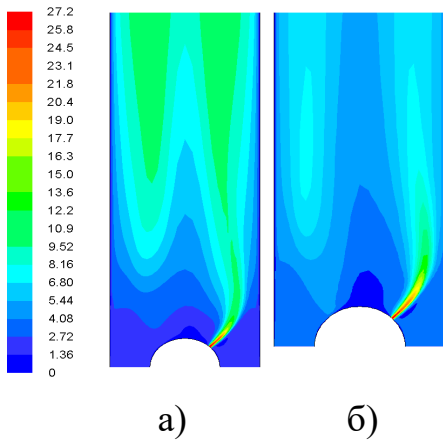


Рис. 4 Абсолютна швидкість газу (м/с) в площині xOy , що проходить через центр отвору для виходу паливного газу: а) – варіант 1; б) – варіант 2

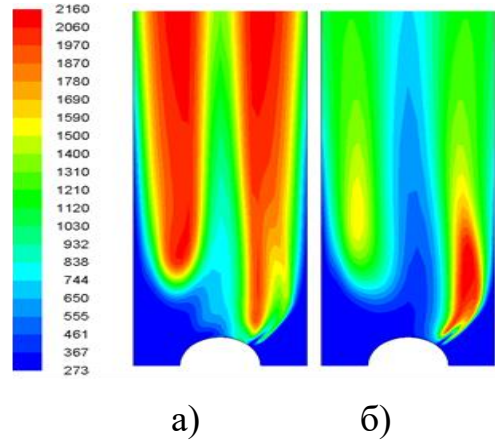


Рис. 5 Температура газу (К) в площині xOy , що проходить через центр отвору для паливного газу: а) – варіант 1; б) – варіант 2

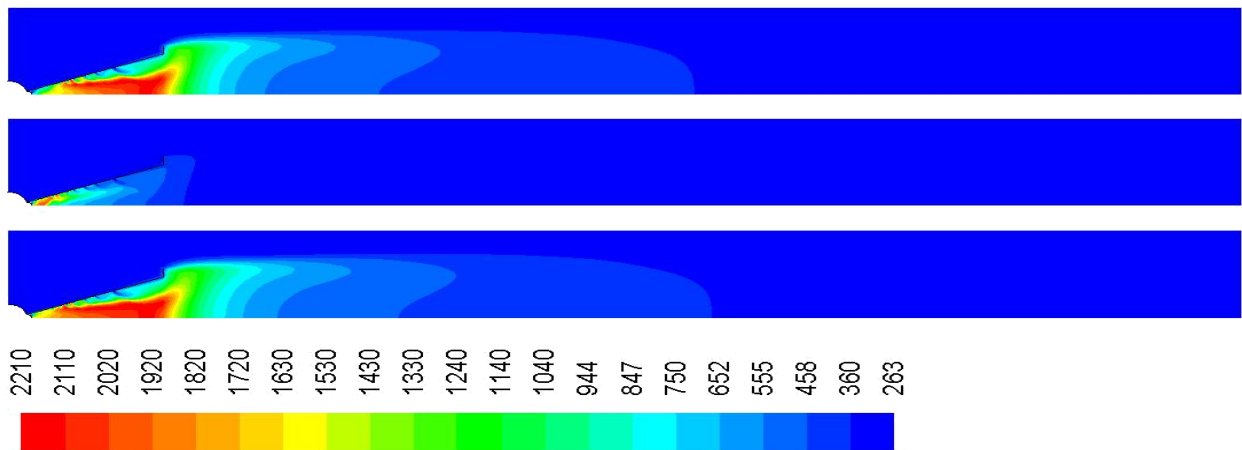


Рис. 6. Температура газу (К) в поздовжній площині пальника. Зверху вниз: варіант 1, варіант 2, варіант 3.

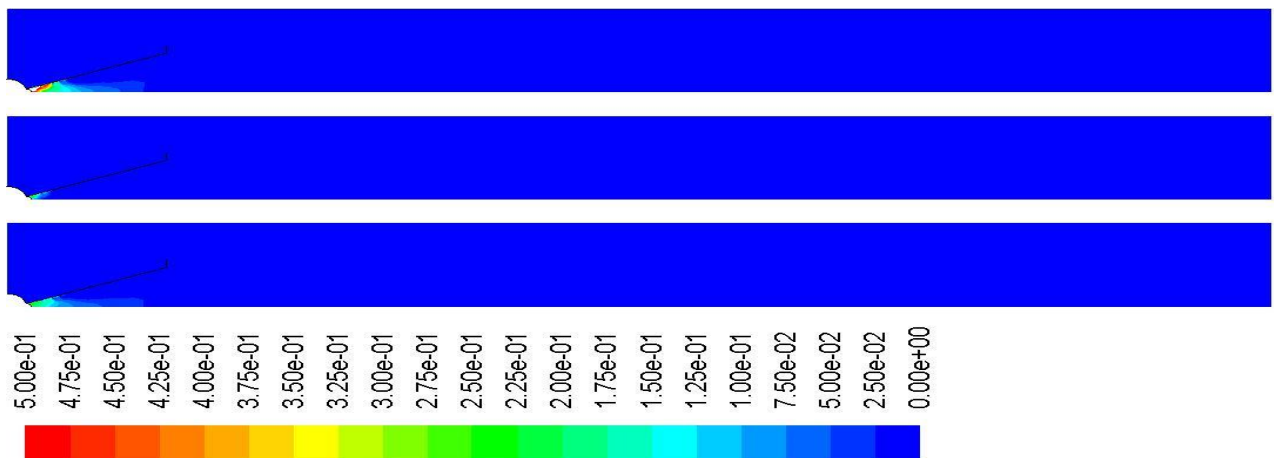


Рис. 7. Масова частка CH_4 в поздовжній площині пальника. Зверху вниз: варіант 1, варіант 2, варіант 3.

Спалювання низькосортних твердих палив і відходів вуглезбагачення в топках з киплячим шаром.

При спалюванні твердих, рідких і газоподібних палив в котельних установках в продуктах згоряння містяться шкідливі домішки - оксиди азоту та сірки. Спалювання палив в киплячому шарі дозволяє зменшити шкідливі викиди. Однак у складі твердих палив міститься значна кількість золи і вологи, що викликає певні проблеми при їх спалюванні.

Спалювання водовугільних суспензій твердих палив в киплячому шарі показує досить низькі значення шкідливих викидів в продуктах згоряння (рис. 11).

Втрати теплоти від хімічного недопалу складають 1-4% при зміні коефіцієнта надлишку повітря від 1,3 до 1,7.

Втрати теплоти з хімічного недопалу q_3 (рис. 8) при спалюванні ВВС шламу донецького вугілля марки Т становить 8 ... 12% при значенні коефіцієнта надлишку повітря $\alpha_B = 1,0 \dots 1,05$; при збільшенні α_B до 1,2 ... 1,3 втрати теплоти зменшуються до 2 ... 3%.

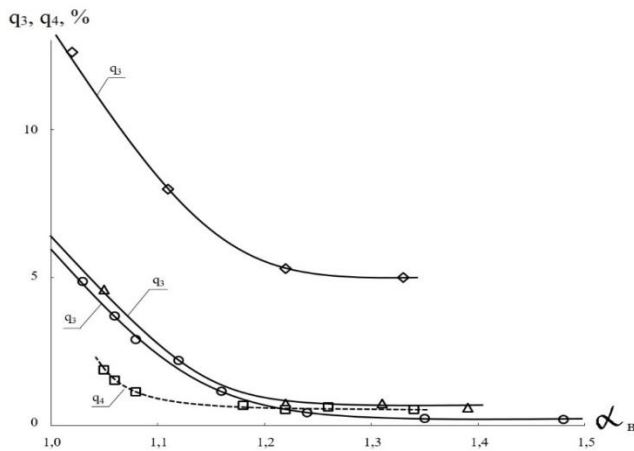


Рис. 8. Залежність хімічного недопалу q_3 і механічного недопалу q_4 від коефіцієнту надлишку повітря
 ○ - ВВС шламу донецького вугілля марки Т_ж, $W^p=50\%$, $t_{кш}=1000^0C$; ◇ - донецьке вугілля марки Т_ж, $t_{кш}=900\dots950^0C$, △ – ВВС шламу донецького вугілля марки Г, $t_{кш}=950^0C$; $W^p=45\dots50\%$; □ - ВВС шламу донецького вугілля марки Г; $t_{кш}=900\dots950^0C$; $W^p=45\dots50\%$

Таким чином, величина теплових втрат q_3 зменшується зі збільшенням коефіцієнта надлишку повітря α_B .

Так при α_B більше 1,3 теплові втрати q_3 складають близько 0,3 ... 0,6%. З підвищенням температури киплячого шару до значень 950 ... 970⁰C при спалюванні водовугільної суспензії вологістю 45 ... 50% втрати q_3 практично відсутні.

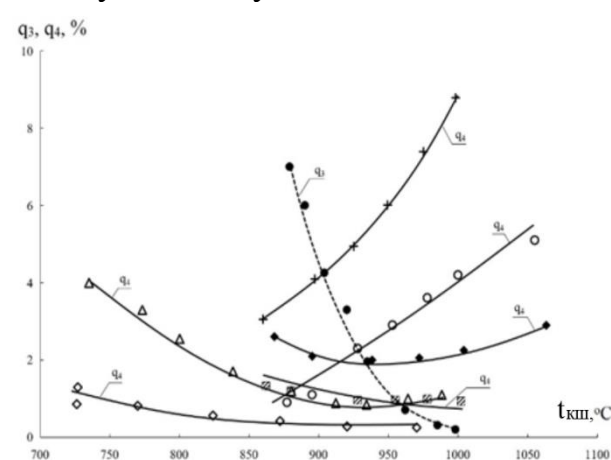


Рис. 9. Вплив температури киплячого шару на механічний недопал q_4 і хімічний недопал q_3 , + - донецьке вугілля марки Т_ж; ○ – донецьке вугілля марки АШ_ж; ■ – ВВС шламу донецького вугілля марки Т_ж; ◇ – ВВС шламу донецького вугілля марки АШ_ж; △, ▨ – ВВС шламу донецького вугілля марки Г, 1 - $W^p=45\dots50\%$; 2 - $W^p=30\dots35\%$; ● – ВВС шламу донецького вугілля марки Т, $W^r=50\%$.

Розподіл горючих по фракціям виносу показує, що 15 ... 25% горючих міститься в віднесенні частинок діаметром 0 ... 250 мкм, в частинках більших (діаметр 1 ... 3 мм) горючих міститься близько 8 ... 10%. Зі збільшенням температури киплячого шару частка горючих в віднесенні зменшується для великих часток до 5 ... 8%. Втрати теплоти з механічним недопалом q_4 в значній мірі визначаються фракційним складом палива. На частку дрібнофракційного складу (0 ... 250 мкм)

припадає 60 ... 80% теплових втрат q_4 . Зі збільшенням розміру часток до 1,5 ... 3 мм втрати теплоти зменшуються до 1 ... 3%.

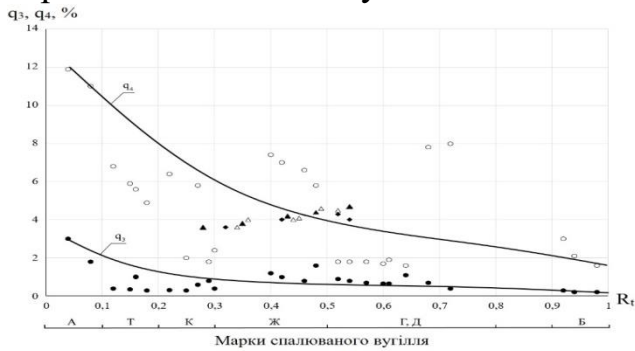


Рис. 10. Залежність втрат теплоти q_4 та q_3 від теплопродуктивності котла (Δ – ДКВР-10/13(паровий режим), паливо: $Q_H^P=3380$ ккал/кг; \circ – КЕ-10/14, $Q_H^P=4424$ ккал/кг; ∇ – ДКВР-10/13(водогрійний режим), $Q_H^P=4260$ ккал/кг.

Викиди SO_2 при підвищенні температури киплячого шару вище $950^{\circ}C$ також збільшуються (рис. 11). Зв'язування оксидів сірки можливо внесенням в шар домішок, наприклад, вапняку. Однак, при цьому через дрібний фракційний склад вапняку (частки розміром 0,5 мм) зростають викиди пилоподібних частинок і спостерігається збільшення теплових втрат q_4 .

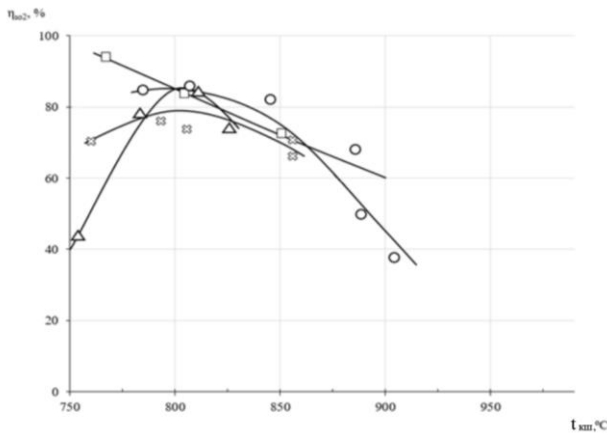


Рис. 11. Ступінь уловлювання SO_2 від температури киплячого шару x – відходи збагачення донецького вугілля марки Т, $S^P=2,8\%$; $Ca/S=1,5...2,0$; \circ – донецьке вугілля марки АШ; $S^P=1,7\%$; Δ – дані [Баскаков], $Ca/S=2,2$; \square – вугілля Чехії, $S^P=0,97\%$; $Ca/S=3,44$

Одним із способів зниження викидів NO_x як при факельному спалюванні, так і при спалюванні палив в киплячому шарі, є ступінчасте спалювання шляхом зниження коефіцієнта надлишку повітря (α_v).

Спостерігається різке зниження концентрації NO_x і CO при ступінчастій подачі повітря в шар і надшаровий простір топки в співвідношенні 0,8 і 0,3. Важливим фактором є вибір співвідношення часток вторинного, третинного і т. д. кількостей повітря яке подається в топку.

При цьому зниження α_v порівняно з розрахунковим значенням і, відповідно, концентрації кисню в киплячому шарі в процесі спалювання палива призводить до збільшення концентрації оксидів вуглецю CO на виході з шару і збільшення вмісту горючих в дрібних твердих частинках, які виносяться з шару і тому необхідно подавати вторинне повітря в надшаровий простір в такій кількості, яке забезпечувало спалювання CO і горючих в віднесенні. Температура в надшаровому просторі повинна бути досить висока (вище $850 \dots 870^{\circ}C$), що забезпечить значне зниження хімічного недопалу. Відомо, що зниження первинного повітря α_v до 0,7 ... 0,8 призводить до зниження концентрації оксидів азоту до значень $140 \dots 180$ мг / м³, що в 1,5 ... 1,7 рази нижче, ніж при спалюванні палива з розрахунковим коефіцієнтом надлишку повітря α_v . Лабораторні та дослідно-промислові дослідження на опалювальних котлах Донецької області показали наступні результати.

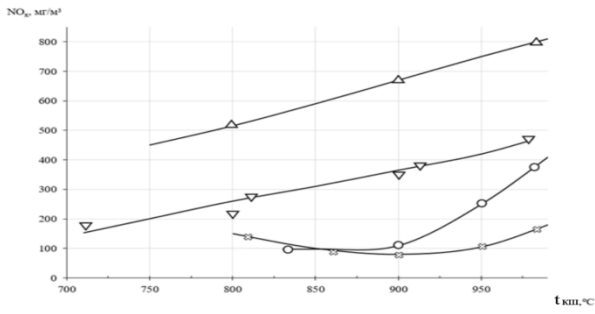


Рис. 12. Залежність концентрації NO_x від температури киплячого шару O – ВВС шламу донецького вугілля марки Т_ж; X – ВВС шламу донецького вугілля марки АШ_ж; $\alpha_b = 1,05 \dots 1,10$; Δ - розрахунок [Баскаков]; ∇ - котли ДКВР 10/13 и КВФ - 4,65 – 95 паливо – промпродукт К

Зниження викидів оксидів азоту в значній мірі залежать від температури киплячого шару (рис. 12). У діапазоні температур 850 ... 900°C спостерігаються найменші викиди оксидів азоту. Однак при зміні теплового навантаження котельної установки температура киплячого шару підтримується на необхідному рівні шляхом подачі в шар додаткової кількості вугілля і збільшення висоти шару, що викликає збільшення витрати повітря і значень коефіцієнта надлишку повітря до 2 ... 4. При таких значеннях α_b викиди NO_x спочатку збільшуються, а потім знижуються, але збільшуються теплові втрати q_2 . В даному випадку ефективним є регулювання температури киплячого шару розміщенням в шарі занурених поверхонь теплообміну (рис.13).

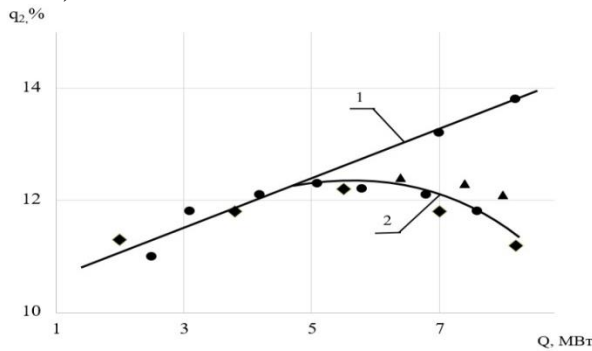


Рис.13. Залежність втрат теплоти q_2 від теплопродуктивності котла (▲- ДКВР- 10/13(паровий режим, $Q_H^P = 3380$ ккал/кг; ●-КЕ- 10/14. $Q_H^P = 4424$ ккал/кг; ◆-ДКВР(водогрійний режим; $Q_H^P = 4260$ ккал/кг; 1 -без занурених поверхонь нагріву; 2 -з зануреними поверхнями)

Результати спалювання деревних відходів представлені на рис. 14 та 15.

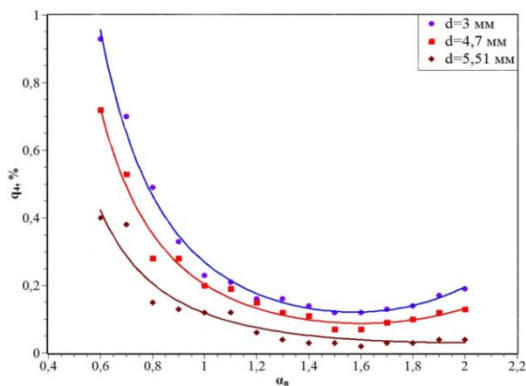


Рис. 14. Залежність втрат теплоти через механічний недопал від коефіцієнта надлишку повітря. ●- $d=3$ мм, ■- $d=4,7$ мм, ◆- $d=5,51$ мм

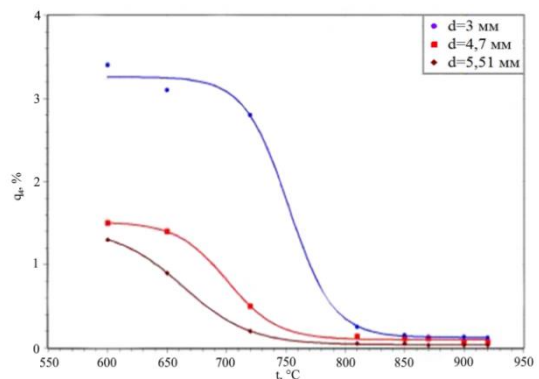


Рис. 15. Залежність втрат теплоти через механічний недопал від температури шару. ●- $d=3$ мм, ■- $d=4,7$ мм, ◆- $d=5,51$ мм.

Регулювання температури киплячого шару здійснювалося за рахунок зміни витрати теплоносія в калориметрі. За результатами експериментів побудований

графік залежності втрат теплоти через механічний недопал (рис. 15) від температури при $\alpha_B = 1,4 \dots 1,6$.

В результаті узагальнення експериментальних даних отримана залежність втрат теплоти через механічний недопал від коефіцієнта надлишку повітря для деревних відходів з розміром фракцій від 3 до 6 мм і для температури шару $800 \dots 850^\circ\text{C}$

$$q_4 = \alpha \cdot \alpha_B^{-2,5} + b \cdot \alpha_B^6, \quad (1)$$

де: α і b – коефіцієнти, залежні від середнього еквівалентного діаметра частинок палива

$$\alpha = 0,252 + 0,040d - 0,012d^2; \quad (2)$$

$$b = 0,00067 + 0,0013d - 0,00025d^2. \quad (3)$$

Експериментально встановлено, що для стабілізації гідравлічного режиму необхідно вводити в киплячий шар 20-30% інертний матеріал (пісок, шамот і ін.). Наявність інертного матеріалу запобігає винос деревного палива з киплячого шару і забезпечує його повне спалювання.

Результати вимірювань тепловіддачі гладкої і оребреної труб показані на рис. 16.

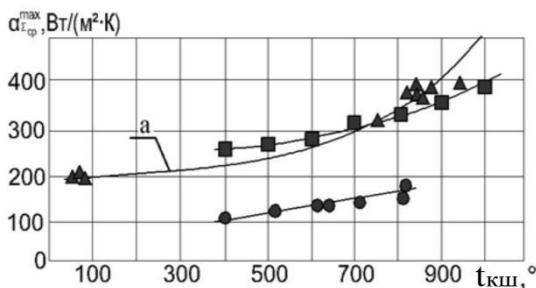


Рис. 16. Залежність сумарного коефіцієнта тепловіддачі гладких труб від температури шару: \blacktriangle – шамот, $d_s=2,81$ мм; \blacksquare – пісок, $d_T=1,0-1,5$, $t_{ст}=134-355^\circ\text{C}$; \bullet – шамот, $d_T=2,0-5,0$; α – розрахунок

Залежність коефіцієнта тепловіддачі від швидкості ожигаючого газу в високотемпературному киплячому шарі аналогічна залежності коефіцієнта тепловіддачі в шарі при низьких температурах $T_{кш}$ до 423K . У дослідях вибиралися швидкості продуктів згоряння, при яких коефіцієнт тепловіддачі мав максимальне значення, наприклад для піску $v = 0,5-2,0$ м/с, для шамоту $d_s = 2,81$ мм, $v = 0,7-2,5$ м/с. З підвищенням температури киплячого шару до $973-1223\text{K}$ коефіцієнт тепловіддачі зростає в 2,0-2,5 рази і в шарі шамоту з діаметром частинок $d_T = 2,5-5$ мм становить $300-350$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, що значно вище, ніж для шарових топків. Порівняння розрахункових і дослідних даних задовільній (рис. 16). Тепловіддача оребреної труби ($h_p \cdot S_p = 10 \times 20$ мм) на 15-20% нижче значень тепловіддачі гладкої. При цьому вимір температурного режиму ребер показало, що температура в вершині ребра висотою 20 мм і вище досягає значень $873-973\text{K}$, що для ребер з матеріалу 3 т. 20 є неприпустимим. Більш сприятливий температурний режим ребер висотою 10 мм, температура яких менш $723-673\text{K}$.

Результати експериментального дослідження тепловіддачі оребрених труб в високотемпературному киплячому шарі при температурі $973-1223\text{K}$ показані на рис. 19 і узагальнені у вигляді залежності, аналогічно,

$$Nu_{po}^{\max} = Nu_o^{\max} \cdot \eta_{pn} \cdot \varphi^{0,9}. \quad (4)$$

Таким чином, застосування оребрення занурених в киплячий шар горизонтальних труб при $T_{\text{кш}}=1023-1273\text{K}$ забезпечує досягнення високих коефіцієнтів теплообміну, рівних $800-900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, і збільшує тепло перенос порівняно з гладкою трубою в 2,5-3,0 рази.

Особливості пульсуючого шару, якщо в киплячому шарі частинок шамоту ($d_s = 2,81\text{мм}$) α_{max} фіксувалися при швидкості псевдоожиження $1,6-1,8 \text{ м/с}$, то в пульсуючому шарі α_{max} досягалися при середній швидкості $w_{\text{cp}}=0,5 \text{ м/з}$ і шпаруватості (відношення періоду імпульсу до тривалості імпульсу) потоку $\varphi = 0,3$. Максимальний коефіцієнт тепловіддачі оребреної труби в пульсуючому шарі на 20-30% більше, ніж в стаціонарному киплячому шарі. Зі зменшенням діаметра частинок киплячого шару від 2,81 до 0,71 мм теплообмін збільшується в 1,3-1,5 рази

Коефіцієнт тепловіддачі слабо залежить від частоти пульсацій. Так, якщо при $\nu = 0,5 \text{ Гц}$, $\alpha_{\text{max}} = 510 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, то при $\nu = 2,0 \text{ Гц}$, $\alpha_{\text{max}} = 560-570 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. При подальшому збільшенні частоти пульсацій до 5-10 Гц коефіцієнт тепловіддачі зменшувався до $515-520 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Таким чином, при пульсуючій подачі газоповітряної суміші з частотою 1,0-2,0 Гц коефіцієнт тепловіддачі зростає на 10-15%, при подальшому збільшенні частоти пульсацій до 10 Гц теплообмін пульсуючого шару практично не відрізняється від теплообміну в стаціонарному киплячому шарі. Теплообмін горизонтальних оребрених труб в високотемпературному пульсуючому шарі характеризується досягненням максимальних значень коефіцієнта тепловіддачі (на 20-30% вище, ніж в стаціонарному киплячому шарі) при більш низьких значеннях середньої швидкості ожигаючого газу; спостерігається залежність коефіцієнта тепловіддачі (збільшення на 10-15%) від частоти пульсацій в діапазоні 1,0-2,0 Гц; зі зменшенням шпаруватості пульсацій від 0,8 до 0,3 теплообмін збільшується на 30-35%, тобто найбільш суттєва інтенсифікація теплообміну пульсаціями зі шпаруватістю 0,25-0,35; зі зменшенням діаметра частинок шару від $d = 2,81 \text{ мм}$ до $d = 0,71 \text{ мм}$ при частоті $\nu = 0,5 \text{ Гц}$ і шпаруватості пульсацій $\psi = 0,3$ коефіцієнт тепловіддачі збільшується в 1,3-1,5 рази; підвищення температури пульсуючого шару на 200°C і стінки труби на 100°C призводить до збільшення теплопереносу на 25-30%.

Дослідні дані задовільно описуються розрахунковою залежністю

$$Nu_{\text{max}} = 2,75(\text{Re}_{\text{omn}}^n)^{0,4}(1 + e^{-\nu} - e^{-2\nu}). \quad (5)$$

Досліджувалася тепловіддача оребреної ($h_p \cdot S_p = 10 \cdot 20\text{мм}$) і гладкої труби в пульсуючому шарі. Залежність зріджуючого газу в пульсуючому шарі носить практично такий же характер, як і для стаціонарного шару.

Результати експериментів наведені на рис. 17.

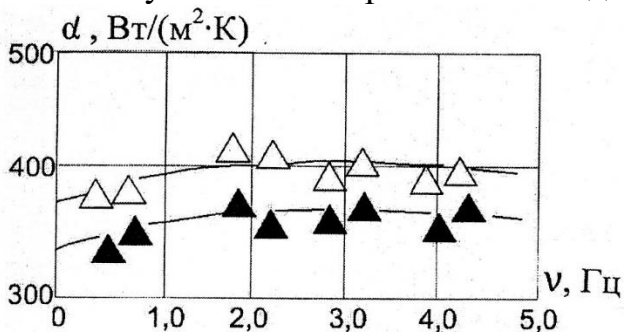


Рис. 17. Залежність коефіцієнта тепловіддачі оребреної труби від частоти пульсуючого шару: Δ – $\Psi=0,3$; $d_s=2,81\text{мм}$; $h_p \cdot S_p=10 \cdot 20\text{мм}$
 \blacktriangle – $\Psi=0,8$; $d_s=2,81\text{мм}$; $h_p \cdot S_p=10 \cdot 20\text{мм}$.

У четвертому розділі наведено результати чисельного дослідження робочих процесів в топках зі вторинним випромінювачем.

З використанням креслень топки котла і пальника побудовані розрахункові моделі цих пристроїв (рис. 18)

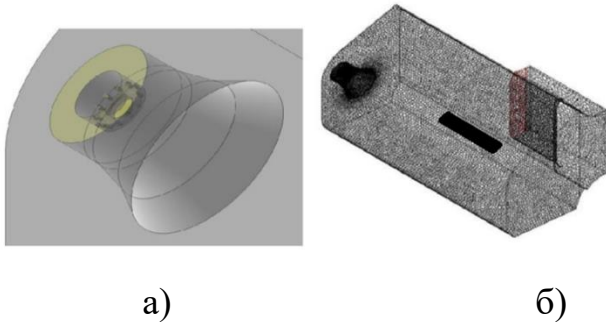


Рис. 18 - Розрахункові схеми: а) - модель пальника; б) - розрахункова сітка топки котла.

Повітря в пальник ГМГ надходить двома потоками - (близько 15%) у вигляді первинного повітря через реєстр з кутом установки лопаток $\varphi_1 = 60^\circ$ (коефіцієнт крутки $n_1 = 2,4$), інша частина у вигляді вторинного повітря в обсязі близько 85% закручується в лопатковому апараті реєстра, лопатками, встановленими під кутом $\varphi_2 = 45^\circ$, коефіцієнт крутки $n_2 = 1,6$. Подача газу в пальник - центральна (через 42 отвори), паралельно повітряному потоку при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,1$. Розглядався варіант установки лопаток в каналі первинного повітря з кутом $\varphi_1 = 45^\circ$, а в каналі вторинного повітря з кутом $\varphi_2 = 60^\circ$. Амбразура пальника конічна з кутом розкриття 60° . Закручування первинного і вторинного повітря - в одну сторону.

Результати чисельного моделювання процесів аеродинаміки і теплообміну в топці котла з вторинним випромінювачем показувало, що кут нахилу лопаток впливає на структуру факела і процеси теплообміну в топці котла. При значенні кута нахилу лопаток реєстра $\varphi_2 = 60^\circ$ в каналі потоку вторинного повітря і $\varphi_1 = 45^\circ$ в каналі первинного повітря спостерігається широке розкриття факела V - образного виду поблизу зрізу пальника на відстані 0,5 - 0,6 м (рис.20). Горіння газо-повітряної суміші відбувається в вузьких струменях розкритого факела на відстані 1,0 - 1,5 м. Температура газів в струменях факела становить близько 1500 - 1700°C. При цьому, вузькі струмені рухаються поблизу екранних поверхонь теплообмінних труб. На рис.20 показані горизонтальні перерізи розподілу температури газів в обсязі топки.

При значенні кутів установки лопаток $\varphi_1=45^\circ$ і $\varphi_2 = 60^\circ$ спостерігається сильне V-образне розкриття факела під кутом 60° і наближення зони горіння до фронту топкової камери і бокових теплообмінних поверхонь. Швидкість струменів становить $30 \div 42$ м/с на відстані $0,5 \div 0,6$ м від зрізу пальника, потім швидкість знижується до $25 \div 17$ м/с. У центрі ядра на осі топки швидкість газів $13 \div 16$ м/с, ближче до периферії швидкість знижується до $4 \div 6$ м/с. На відстані $2 \div 2,5$ м швидкість газів низька, і становить від $4 \div 2$ м/с до 1 м/с в окремих зонах. На осі топки на відстані 1,5-2 м утворюється мало-рухома область, де відбувається допалювання горючого газу. Для варіанту $\varphi_1 = 60^\circ$, $\varphi_2 = 45^\circ$ результати чисельного дослідження показали, що на виході з вихрового пальника профіль швидкості має W-подібну форму з провалом в приосевій зоні. Спостерігається зниження максимуму швидкості до периферії факела і утворення зони рециркуляції. Складні траєкторії руху рециркуляції газів призводять до збільшення аеродинамічного опору, можливості зустрічі з низькотемпературними теплообмінними поверхнями. Розподіл швидкості газового потоку в об'ємі топки показано на рис. 19.

Середні значення швидкості газів змінюються від 25 м/с до 5 м/с на виході з топки. У поздовжньо-горизонтальному перетині значення швидкості на осі топки становить 10,3 м/с, а поблизу бічних трубчастих поверхонь 2,5 м/с. У поздовжньо-вертикальному перерізі значення швидкості поблизу верхнього барабана становить 3 м/с, а поблизу нижнього барабана 3,2 м/с.

Тиск газів в топці змінюється від 154,7 Па на виході з пальника до 73,0 Па на виході з топки. Перепад тиску газів по глибині топки становить 87 Па. Статичний тиск підвищується від 50 Па до 69,4 Па на виході з топки. На відстані 1,5÷2 м і далі статичний тиск газів практично постійний (61,9÷69,4 Па).

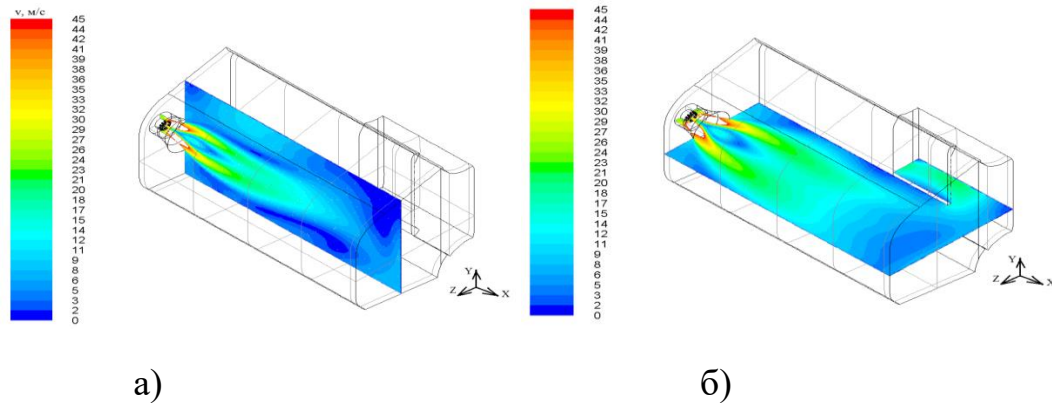


Рис. 19 Швидкість течії газів при $\varphi_1=60^\circ$ і $\varphi_2=45^\circ$:
а) в вертикальному розрізі; б) – в горизонтальному розрізі.

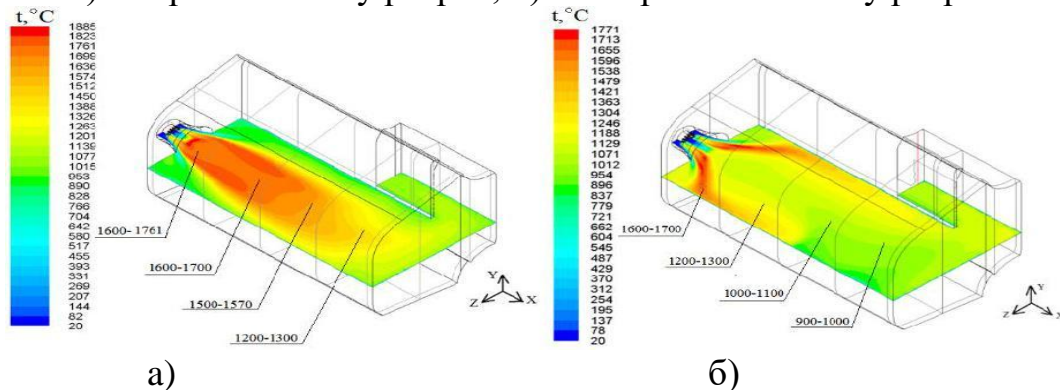


Рис. 20 Розподіл температури газового потоку в топці:
а) – $\varphi_1=60^\circ$ і $\varphi_2=45^\circ$; б) – $\varphi_1=45^\circ$ і $\varphi_2=60^\circ$.

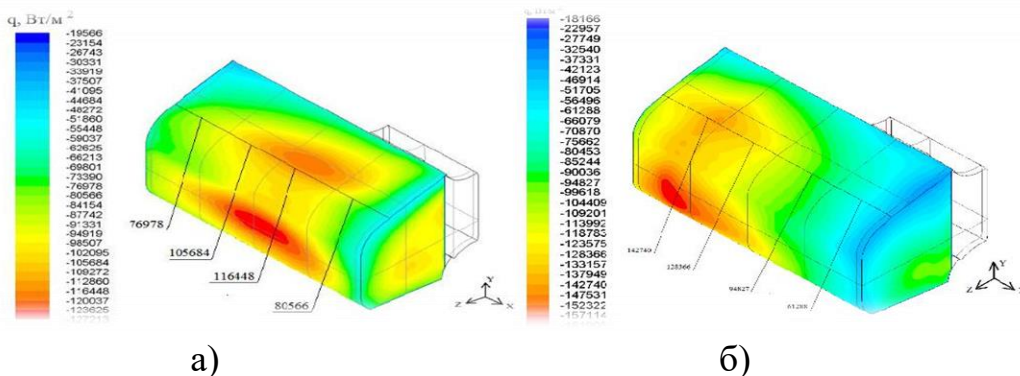


Рис. 21 Інтенсивність радіаційного теплового потоку на стінках:
а) – $\varphi_1=60^\circ$ і $\varphi_2=45^\circ$; б) – $\varphi_1=45^\circ$ і $\varphi_2=60^\circ$.

Щільність теплового потоку нерівномірна по площі теплообмінної поверхні. Максимальні локальні значення щільності сумарного теплового потоку для варіанту $\varphi_1=45^\circ$ і $\varphi_2=60^\circ$ спостерігаються поблизу пальника на відстані 0,7÷0,8 м і становлять

202-207 кВт/м², потім знижуються до значення 70-80 кВт/м² на відстані 2 - 2,2 м, а далі до значення 55-65 кВт/м² на іншій відстані глибини топки. Для варіанту $\varphi_1=60^\circ$ і $\varphi_2=45^\circ$ максимальні значення щільності сумарного теплового потоку становлять 151-154 кВт/м². Значення щільності променистого теплового потоку характеризуються нерівномірністю по глибині топки. Максимальні значення локальної щільності променистого потоку для варіанту $\varphi_1=45^\circ$ і $\varphi_2=60^\circ$ становлять 152 - 157 кВт/м², тобто 78 - 80% від сумарного теплового потоку. Потім щільність теплового потоку знижується до значень 80 кВт/м². Для варіанту $\varphi_1=60^\circ$ і $\varphi_2=45^\circ$ максимальні значення щільності променистого теплового потоку становлять 123 - 127 кВт/м² і знижуються до значень 90 - 80 кВт/м².

При установці лопаток $\varphi_1=60^\circ$ і $\varphi_2=45^\circ$ поблизу стінки температура газів нижча 800 - 900°C (рис. 20), і тому щільності променистого потоку нижчі і складають від 50 до 70 Вт/м². Слід зазначити, що температура поверхні днища камери згоряння, досягає значень 800 - 950°C для варіанту – $\varphi_1=60^\circ$ і $\varphi_2=45^\circ$; і 1030 - 1070°C для варіанту – $\varphi_1=45^\circ$ і $\varphi_2 = 60^\circ$.

Результати чисельного дослідження вказують на суттєвий вплив кута нахилу лопаток в реєстрах пальника на процеси теплообмінних газів в топковому об'ємі водотрубного котла. Встановлено, що структура факела при куті установки лопаток $\varphi_2=45^\circ$ симетрична і стійка, а розміри факела більше відповідають геометрії топкового об'єму. При цьому не спостерігається накид факела на екранні бокові поверхні і днище топки, затягування факела в конвективний пучок (рис. 21). Проте, температура газів і щільність теплового потоку недостатньо високі – середні значення складають близько $q = 100$ кВт/м² (при $q^{cp} = 76,8$ кВт/м²).

Результати термодинамічного аналізу процесу спалювання газоподібного палива (метану) в топці парового котла ДЕ -10/14 показують, що основними втратами енергії є: втрати хімічного переходу палива в продукти згоряння (горіння метану), приріст ексергії вироблення пару, втрати ексергії при теплообміні продуктів згоряння з екранними трубчастими поверхнями котла. Втрати ексергії горіння метану в топці котла ДЕ-10/14 складає 43% (без випромінювача - 49%), зменшення ексергії в процесах теплообміну з екранними поверхнями становить 30% (без випромінювачів - 36%) і збільшення ексергії в процесі вироблення пару по відношенню до ексергії метану становить 29%, по відношенню до зміни ексергії хімічної реакції горіння становить 72% (62,7% без вторинного випромінювача). Визначено області екранних поверхонь з високою зміною ентропії (втрати ексергії) в процесі теплообміну. Значне виробництво ентропії спостерігається в ядрі і на поверхні факела (топка без вторинних випромінювачів), але генерація ентропії знижується при низькій температурі продуктів згоряння в топці з вторинним випромінювачем.

Процеси утворення оксидів азоту були досліджені в топці з вторинним випромінювачем. Аеродинамічні і температурні параметри газового потоку істотно впливають на утворення NO_x в процесі спалювання природного газу. У разі сильної закрутки паливо-повітряної потоку відбувається ущільнення факела, що приводить до зростання концентрації оксидів азоту, в той час як при розосередженні факела спостерігається її зменшення. Значний вплив на освіту NO_x надає інтенсивність відводу теплоти від факела. Підвищення цього показника зменшує швидкість реакції горіння, час утворення і концентрацію оксидів азоту. Встановлено, що вихід

«термічних» оксидів азоту, що утворюються в результаті реакції окислення азоту повітря вільним киснем при спалюванні палива в топці котла, визначається максимальною локальною температурою факела T_{\max} , коефіцієнтом надлишку повітря і часом перебування газоповітряної суміші в зоні активного горіння при температурі, що перевищує T_{\max} . У перспективних технологіях зниження утворення NO_x в топках котлів використовуються наступні прийоми: зменшення максимальної локальної температури в факелі, баластування дут'євого повітря димовими газами, контрольоване нестехіометричне двоступеневе спалювання. В роботі досліджувалися процеси утворення NO_x при роздільній подачі повітря і природного газу і при подачі в топку підготовленої газоповітряної суміші. Структура факела залежно від кількості первинного повітря суттєво змінюється (при цьому конструктивні параметри пальника - кути установки лопаток реєстрів - однакові). Так, при коефіцієнті надлишку первинного повітря $\alpha'v=15\%$ факел має V-подібну форму з кутом розкриття 60° . Спалювання газу відбувається в вузьких струменях поблизу екранних охолоджуючих поверхонь. В обсязі на осі топки відбувається допалювання газу при температурі $800\text{...}1200^\circ\text{C}$. При спалюванні підготовленої газоповітряної суміші при $\alpha'v=75\%$, структура факела має форму вузького струменя значної довжини $2,8\text{...}3$ м діаметром $0,5\text{...}0,8$ м. При цьому факел має практично однакову температуру по всій довжині. Спалювання газу відбувається по всій довжині факела. Поля концентрації оксидів азоту показані на рис. 22. Показано структуру факела і значення концентрації оксидів азоту при різних значеннях коефіцієнтів надлишку первинного повітря.

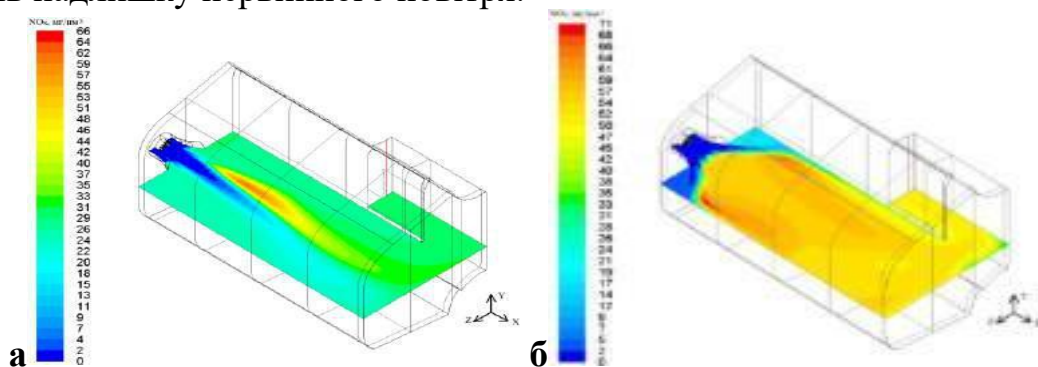


Рис. 22 . Поля концентрації NO_x в горизонтальних перетинах:
 а – при $\varphi_1=45^\circ$; $\varphi_2=60^\circ$; $\alpha_1=75\%$; б – при $\varphi_1=45^\circ$; $\varphi_2=60^\circ$; $\alpha_1=15\%$.

Спалювання природного газу (метану) характеризується високою швидкістю реакції горіння, при цьому скорочується зона активного горіння і збільшується максимальна температура (до 2000 K). Встановлено, що інтенсивне відведення теплоти від факела зменшує швидкість реакції горіння і час досягнення рівноважної концентрації оксиду азоту при температурі реакції, що забезпечує зниження концентрації оксидів азоту на виході з топки котла. При цьому, зниження температури факела і теплової напруги перетину топкової камери також призводить до зниження концентрації оксидів азоту. При $\varphi_2 = 60^\circ$ спостерігається допалювання газу всередині розкритого V-подібного факела завдовжки $0,5\text{--}0,7$ м на осі топки (на відстані $1\text{--}1,2$ м від зрізу пальника). Оксиди азоту утворюються поблизу охолоджуваних екранних поверхонь, де відбувається горіння газоповітряної суміші. Температура в струменях V-подібного факела досягає $700\text{--}1500^\circ\text{C}$. Спалювання газу на осі топки відбувається при більш низьких температурах, тому значення концентрації оксидів азоту становить тут $50\text{--}67\text{ мг/м}^3$. Близько екранних поверхонь

цей показник знижується до 40-46 мг/м³. При куті установки лопаток $\varphi_2=45^\circ$ спалювання газу відбувається в вигляді W-подібного факелу довжиною 1,5-1,8 м з допалюванням по всій довжині факела на його зовнішньому кордоні. Тривалість процесу горіння і температура факела в цьому випадку збільшуються, що тягне за собою підвищення концентрації NO_x. Ступінь інтенсивності утворення оксидів азоту залежить від температури газів в топковому об'ємі котла, розподіл якої свідчить про те, що велика частина цих газів (варіант $\varphi_1=45^\circ$, $\varphi_2=60^\circ$) рухається поблизу бічних стінок топки і має температуру трохи нижче, ніж на осі топки (800 - 900°C і 800 - 1200°C відповідно). На відстані 1,5-2 м від пальника в зоні V-подібного факела температура газів досягає 1700-1750°C. По мірі їх просування в глиб топки вона знижується до 800-1000°C. При $\varphi_1=60^\circ$ і $\varphi_2=45^\circ$ температура газів в ядрі факела доходить до 1500 -1700°C, а поблизу бічних екранних поверхонь не перевищує 1000-1100°C. Довжина ядра факела становить 1,5-1,8 м, діаметр обсягу, в межах якого утворюються оксиди азоту, - 1-1,5 м.

Результати чисельного дослідження показують, що температура газів при спалюванні підготовленої газоповітряної суміші має значення 1150 °С по всій довжині факела. При спалюванні газу з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha'_B=15\%$ вища температура спостерігається в зоні горіння газу (близько 1350 °С), а потім знижується по глибині топки. Висока концентрація кисню в зоні горіння також викликає зростання утворення оксидів азоту. Розподіл температури газів і концентрації кисню в топковому об'ємі визначає концентрацію утворення оксидів азоту.

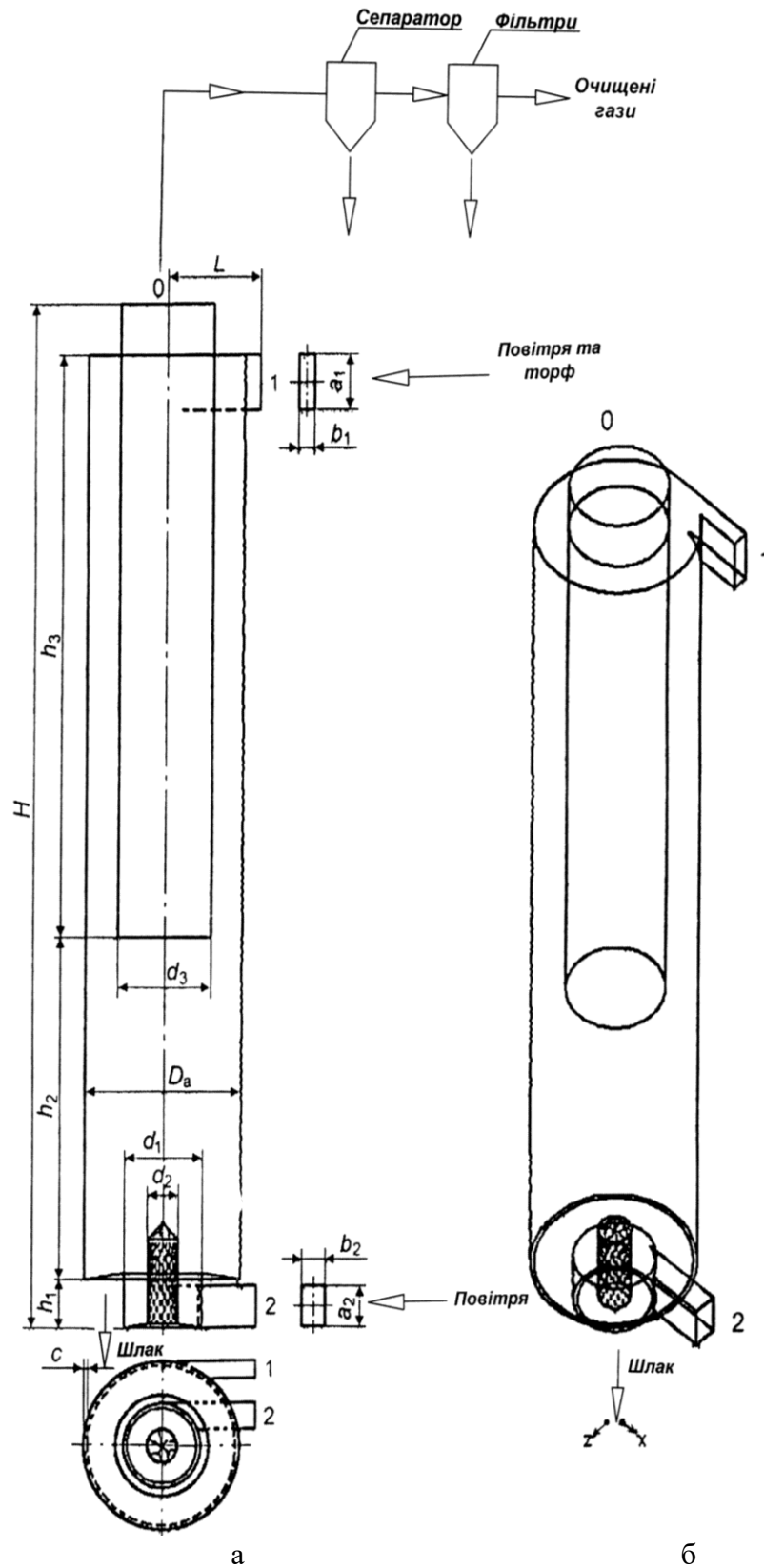
За відомими з літератури джерел і експериментальними даними концентрація оксидів азоту при спалюванні газу в котлі ДКВР-10/13 становила 280...310 мг/м³.

Результати чисельного дослідження впливу конструктивних параметрів пальникового пристрою і коефіцієнта надлишку повітря показують можливість зниження термічних оксидів азоту в вихровому потоці. Спалювання підготовленої газоповітряної суміші (коефіцієнт надлишку первинного повітря дорівнює 75%) дозволяє знизити концентрацію термічного оксиду азоту до значень 25...30 мг / м³. При цьому, кут установки лопаток в каналі первинного повітря дорівнює $\varphi_1=45^\circ$, а в каналі вторинного повітря – $\varphi_2=60^\circ$. Структура факела показана у вигляді струменя довжиною 2,8...3 м і діаметром 0,5...0,8 м. Температура факела практично постійна по довжині і становить близько 1150 °С. Сукупність цих факторів визначають значення концентрації оксидів азоту.

У **п'ятому розділі** наведено результати розробки теплової схеми топки з зустрічними закрученими потоками (ЗЗП).

Типову конструкцію ТЗЗП показано на рис. 23. Визначено співвідношення геометричних розмірів основних елементів ТЗЗП. Визначено, що співвідношення загальної висоти топки до діаметру складає як 6:1.

Визначено габаритні розміри зразків модельного ряду ТЗЗП тепловою потужністю від 0,25 МВт до 25 МВт.



а – види збоку й зверху; б – ізометрія.

Рис. 23 - Конструкція ТЗЗП: 1 – вхід аеросуміші; 2 – вхід вторинного повітря; 0 – вихід топкових газів

У шостому розділі наведені результати процесів спалювання твердого палива (торфу) у топці з ЗЗП.

Наведено результати комп'ютерного моделювання процесів спалювання низькосортного твердого палива - пилоподібного торфу з вологістю 40%, зольністю 6% і вищою теплотою згоряння $Q_{в.р.}=12,3$ МДж/кг. Визначено поля розподілу температури, швидкості газів і частинок в обсязі і на виході з топки. Тривимірний розподіл температури в топковому об'ємі вказує на початок спалювання частинок торфу в верхній зоні при температурі вище 1700 °С. а в середній зоні при температурі $1300-1450$ °С з рідким шлаковидаленням в нижній частині топки. Визначено, що при охолодженні топки не забезпечується повне спалювання палива. Значення швидкості закрученого потоку на виході з топки (до 370 м/с) забезпечує ефективність сепарації частинок палива, знижуючи втрати теплоти від механічного недопалу. Теплова потужність топкового об'єму становить $22,12$ МВт/м³, а тепла потужність перетину топки $80,64$ МВт/м². Наведено траєкторії руху частинок діаметром 25 мкм і 250 мкм в обсязі топки. По всій висоті топки концентрація кисню близька до нуля, на виході з топки концентрація кисню дорівнює $5...6\%$, оскільки кисень подається з надлишком ($\alpha_v = 1,9$). Механічний недопал становить $0,06\%$. Результати чисельного дослідження показали, що діаметр частинок торфу впливає на процес їх згоряння: кокс частинок з початковим діаметром від 25 мкм до 250 мкм вигорає на 96% . Топка забезпечує повноту спалювання пилоподібних частинок торфу $99,8\%$, летких - 100% .

Визначено значення швидкості і температури газів і частинок, частка коксу, що згорає і що видаляється з топки, концентрації торфу, кисню, віднесення з урахуванням фракційного складу частинок палива. Аеродинаміка вихрової топки характеризується складною структурою течій. В топці спостерігаються радіальні двофазні потоки і осьова їх циркуляція. На аеродинаміку потоків суттєво впливає концентрація частинок коксу. Зі збільшенням завантаженості топкового обсягу частинками коксу потік стає нестійким і розшаровується, вихори змінюють форму і розміри, утворюються зони з високою концентрацією часток і температурою, яка відрізняється від середньої по топкового обсягу, тобто утворюються небезпечні зони великомасштабних пульсацій і виносу частинок з топки.

Результати моделювання (табл.1) дозволили визначити: геометричні розміри топок, розподіл дуття і подача палива, форму і положення тангенціальних сопел і пристроїв подачі палива, геометрію газовипускного вікна і виведення шлаків.

Таблиця 1

Конструктивні й режимні параметри й показники якості досліджених варіантів ТЗЗП

Параметр, одиниця виміру	Номер варіанту печі							
	1	2	3	4	5	6	7	8
D_a , мм	600	1100	600	600	600	600	600	600
H , мм	3645	6683	3645	3645	3645	3645	3645	3645
$G_{пал}$, кг/с	0,18	0,6	0,09	0,027	0,18	0,18	0,18	0,18
W_H , МВт	2,5	7,51	1,25	0,375	2,5	2,5	2,5	2,5
W , %	100	100	50	15	100	100	100	100
G пов.1, кг/с	1,26	4,2	0,63	0,189	1,26	1,26	1,26	1,26
t пов.1, °С	377	377	377	377	377	377	177	377
G пов.2, кг/с	0,315	1,05	0,1575	0,04725	0,14	0,42	0,315	0,315

t пов.2, °C	377	377	377	377	377	377	177	377
G пов.Σ, кг/с	1,575	5,25	0,7875	0,23625	1,4	1,68	1,575	1,575
Q пов.1, %	80	80	80	80	90	75	80	80
Q пов.2, %	20	20	20	20	10	25	20	20
α_1	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9
α_Σ	2,36	2,36	2,36	2,36	2,10	2,52	2,36	2,36
d ч.мин, мкм	25	25	25	25	25	25	25	100
d ч.макс, мкм	250	250	250	250	250	250	250	1000
d , мкм	57	57	57	57	57	57	57	250
$t_{г.вих}$ °C	1711	1719	1684	1559	1830	1657	1594	1609
$t_{з.вих}$, °C	1380	1000	1330	1280	1830	1330	1230	400...1530
$g_{O_2.вих.сер}$, %	5,2	5,2	5,2	5,2	3,3	6,2	5,2	6,0
Ступінь вигорання летких, %	100	100	100	100	100	100	100	100
Ступінь вигорання коксу, %	99,8	100	100	100	96,8	100	99,4	67,3
Недопал механічний, % (горючої маси)	0,06	0	0	0	0,96	0	0,18	9,81
Уловлювання частинок, %	47,6	47,4	44,3	19,9	64,4	32,2	46,2	100
Винос частинок, %	52,4	52,6	55,7	80,1	35,6	67,8	53,8	0

а) базовий варіант №1 (ТЗЗП-600) топки має такі показники якості: температура газу на виході 1711°C; кінцева температура золи до 1380 °C; недопал механічний 0,06 % (горючої маси); винос золи 52 % (маси золи); аналіз траєкторій руху частинок показує, що частинки діаметром 25 мкм потрапляють в висхідний потік топкових газів і виносяться з топки, а частинки діаметром 250 мкм осідають в нижній частині топки. Леткі вигорять з частинок діаметром 25 мкм і 250 мкм. Кокс (порошковий нелеткий залишок - вуглець і мінеральна частина) вигорє з частинок діаметром 25 мкм. Залежно від діаметра частинок кокс вигорє по різному: кокс з частинок з початковим діаметром до 250 мкм вигорє повністю; кокс з частинок з початковим діаметром 250 мкм в складі дрібнодисперсного пилу від 25 мкм до 250 мкм вигорє на 96%; кокс з частинок з початковими діаметрами 100 мкм, 325 мкм і 550 мкм в складі грубо дисперсного пилу від 100 мкм до 1000 мкм вигорє на 79%, 35% і 5% відповідно; кокс з частинок з початковими діаметрами більше 775 мкм в складі грубо дисперсного пилу від 100 мкм до 1000 мкм практично не вигорє.

На траєкторію руху частинок в топці впливають вихід вологи і летючих частинок з палива. Волога виділяється на вході в топку. Леткі виділяються з дрібних частинок (25 мкм) на виході в топку і концентрація їх збільшується в нижній зоні топки, а великі частинки концентруються у верхній зоні топки так як вихід летючих з них більш повільний. Зола дрібних частинок видаляється з топки разом з топковими газами, а зола великих частинок виловлюється і переміщується в бункер в нижній зоні топки (44,3 - 47,6%). Леткі згоряють повністю (100%), а тверді частинки мають механічний недопал (до 0,06%), винос золи 52%;

б) масштабування топки шляхом збільшення її геометричних розмірів у 1,83 рази й номінальної теплової потужності у 3 рази призводить до зниження кінцевої температури золи до 1000 °C і зникнення механічного недопалу;

в) зниження теплового навантаження до 50 % і до 15 % призводить: 1) до зниження температури газу на виході на 1,6 % і на 9 % відповідно; 2) до зниження кінцевої температури золи до 1330 °C і 1280 °C відповідно; 3) до збільшення виносу золи до 56 % і до 80 % відповідно;

г) зменшення масової витрати вторинного повітря у 2,25 рази (до $\alpha_{\Sigma} = 1,11$) призводить: 1) до збільшення температури газу і кінцевої температури золи до 1830 °С; 2) до збільшення механічного недопалу до 1 % (горючої маси); 3) до зменшення виносу золи до 36 %;

д) збільшення масової витрати вторинного повітря на третину (до $\alpha_{\Sigma} = 1,33$) призводить: 1) до зниження температури газу на виході на 3,2 %; 2) до зниження кінцевої температури золи до 1330 °С; 3) до усунення механічного недопалу; 4) до збільшення виносу золи до 68 %;

ж) зниження температури повітря до 177 °С призводить: 1) до зниження температури газу на виході на 7 %; 2) до зниження кінцевої температури золи до 1230 °С; 3) до збільшення механічного недопалу до 0,2 % (горючої маси); 4) до збільшення виносу золи до 54 %;

к) застосування у 4 рази грубішого торфового пилу ($d_{ч.мін} = 100$ мкм, $\bar{d} = 250$ мкм, $d_{ч.макс} = 1000$ мкм) призводить: 1) до зниження температури газу на виході на 6 %; 2) до збільшення механічного недопалу до 10 % (горючої маси); 3) до усунення виносу золи.

На рис. 24–28 показано результати числового моделювання вихідного варіанту №1 ТЗЗП.

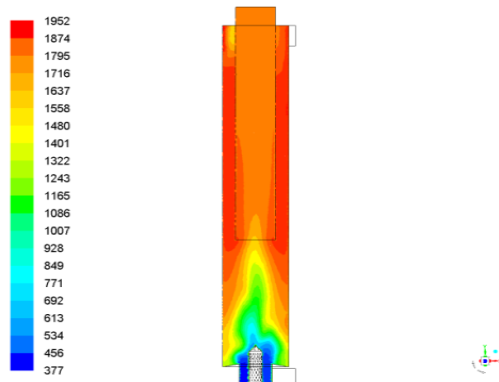


Рис. 24. Розподіл температури газу (°С) у повздовжньому перерізі топки (варіант № 1)

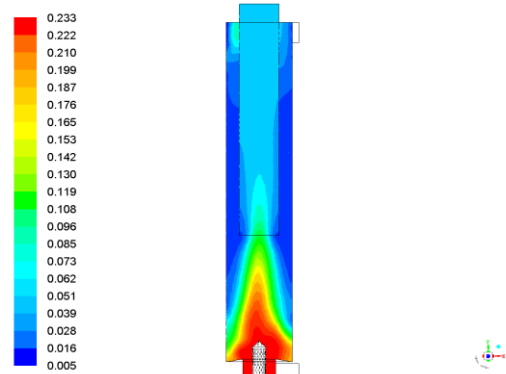


Рис. 25. Розподіл масової долі кисню у повздовжньому перерізі топки (варіант № 1)

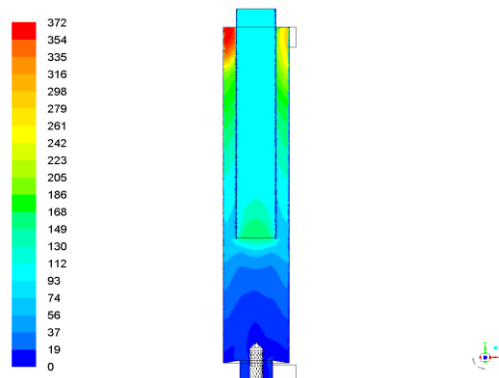


Рис. 26. Розподіл абсолютної швидкості газу у повздовжньому перерізі топки (варіант № 1)

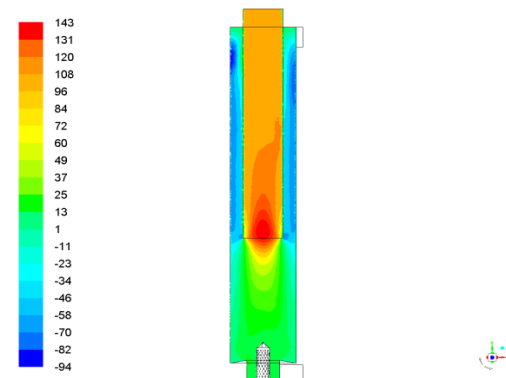


Рис. 27. Розподіл осьової компоненти швидкості газу у повздовжньому перерізі топки (варіант № 1)

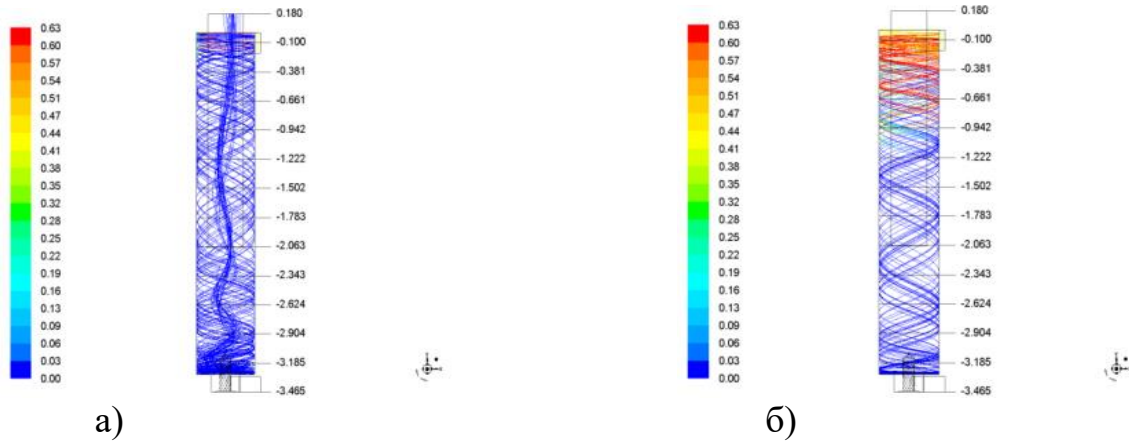


Рис. 28. Траєкторії частинок торфу із початковим діаметром 25 мкм (а) і 250 мкм (б), пофарбовані згідно масової долі летких у їхньому складі (варіант № 1), праворуч – шкала висот

З рис. 24 видно, що температура газу досягає максимальної величини 1952°C у середній частині кільцевої ділянки топки. Там само має місце мінімальна масова доля кисню $0,5\%$ (рис. 25). Подальше змішування продуктів згоряння торфу із вторинним повітрям призводить до зменшення температури газу до 1711°C і до збільшення масової долі кисню до $5,2\%$ на виході з топки. В наслідок випаровування з торфу вологи та виходу і вигорання летких максимальна абсолютна швидкість газу досягає 372 м/с у верхній частині кільцевої ділянки топки навпроти верхнього вхідного патрубку, у який подають аеросуміш із абсолютною швидкістю 196 м/с (рис. 27). При цьому осьова компонента швидкості газу сягає максимальної величини 143 м/с на вході у вихідну трубу (рис. 26), Тангенціальна компонента швидкості газу зменшується згори додолу кільцевої ділянки топки від максимальної величини 427 м/с у її верхній частині до близько нульової у її нижній частині, а також на осі симетрії і на виході з топки (рис. 28). Інтенсивність турбулентності сягає максимальної величини $9,3\%$ у верхній частині кільцевої ділянки топки, зменшуючись до $0,5\%$ у сепараційній ділянці топки й у центрі вихідного перерізу топки і маючи локальний максимум близько 5% біля входу у вихідну трубу.

З рис. 28 видно, що деяка кількість частинок із початковим діаметром 25 мкм потрапляє у висхідний потік і виноситься з топки через вихідну трубу, тоді як всі частинки із початковим діаметром 250 мкм уловлюються у сепараційній ділянці топки, потрапляючи крізь золотбірну щілину у розташований під нею бункер. З порівняння рис. 24-28 видно різницю у зміні основних параметрів найдрібніших (25 мкм) і найгрубіших (250 мкм) частинок: тангенціальної компоненти їхньої швидкості, масової долі вологи, летких і коксу, температури. Леткі встигають вийти з будь яких частинок (від 25 до 250 мкм) у межах верхньої частини кільцевої ділянки топки (рис. 28). Проте кокс встигає вигоріти у межах кільцевої ділянки топки тільки з найдрібніших частинок (25 мкм), тоді як переважна частина коксу найгрубіших частинок (250 мкм) вигоряє під час їхнього обертального руху біля поду топки.

а) кокс з частинок із початковими діаметрами до 200 мкм вигоряє повністю;

б) кокс з частинок із початковими діаметром 250 мкм у складі дрібнодисперсного пилу від 25 мкм до 250 мкм вигоряє на 96% ;

в) кокс з частинок із початковими діаметрами 100 мкм, 325 мкм і 550 мкм у складі грубо дисперсного пилу від 100 мкм до 1000 мкм вигоряє на 79 %, 35 % і 5 % відповідно;

г) кокс з частинок із початковими діаметрами більше 775 мкм у складі грубо дисперсного пилу від 100 мкм до 1000 мкм практично не вигоряє.

У **сьомому розділі** наведено результати чисельного моделювання і оптимізації параметрів теплової мережі, результати натурних теплотехнічних випробувань житлових будинків.

Розробка теплової схеми котельні з АБТН

Використання АБТН в тепловій схемі ТЕЦ розглядається в зарубіжній літературі.

В результаті аналізу потоків теплоти в котельній установці визначена можливість використання теплоти відхідних газів котлів (приблизно 5 – 10 % теплової потужності).

Температурний рівень даного потоку теплоти може складати 50 – 60 °С. Більш великий тепловий потік забезпечується підігрівом води до температури 95 °С та використання її частини (приблизно 5 %) високотемпературного теплоносія АБТН.

Таким чином, в АБТН може використовуватися приблизно 15 % теплоти теплової потужності котельної установки. При роботі двох котлів ця потужність може бути збільшена до 30%, що суттєво може збільшити ефективність теплогенерації

Теплова схема котельної установки зображена на рис. 29.

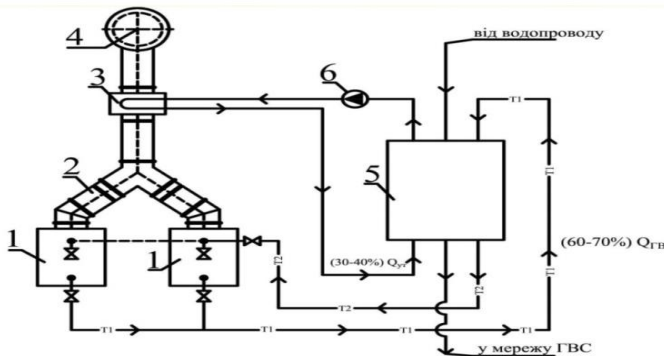


Рис. 29. Теплова схема котельної установки: 1 – Котел; 2 – газохід; 3 – теплоутилізатор; 4 – димова труба, 5 – АБТН, 6 – насос.

Розглянемо варіанти роботи котельної установки.

Варіант 1. Режим роботи котельної установки в літній час для підігріву води системи гарячого водопостачання. Один котел працює при номінальному режимі, інший – при зниженому. Необхідна теплова потужність забезпечується роботою абсорбційного теплового насосу (АБТН), включеного в теплову схему. Для роботи АБТН необхідно виконання наступних умов:

- наявність допоміжного джерела теплоти;
- наявність низькотемпературного джерела теплоти.

В цій схемі високотемпературним джерелом теплоти – є вода, яка подається в прямий трубопровід з температурою 80–95°С. Низькотемпературним джерелом теплоти – є вода, яка нагрівається в економайзері та теплоутилізаторі, з температурою 50–60°С. Нагрів водопровідної води від 15°С до 65°С забезпечується в АБТН. При використанні одноступінчастого АБТН з коефіцієнтом перетворення 0,75 – кількість теплоти від спалювання палива знижується до 25 %, тобто другий

котел може працювати при пониженому тепловому навантаженні (25% від номінальної теплової потужності) може працювати і забезпечувати необхідний підігрів води, яка подається в систему гарячого водопостачання.

Характеристика комерційних АБТН наведена нижче.

Одноступінчастий тепловий насос серії ВДН на гарячій воді (фірма Broad): низькотемпературне джерело теплоти: вихід/вхід 20/30 °С; джерело теплоти: гаряча вода від 75°С до 140°С; вода що нагрівається: вихід/вхід 80/50 °С або 90/60 °С; теплопродуктивність: 282 – 56489 кВт.

Теплова потужність АБТН 700–1000 кВт забезпечується наступними параметрами теплоносіїв: низькотемпературне джерело: масова втрата 25-37м³/год; витрата пари, 632 – 946 кг/год, нагріта вода, 20 – 30 м³/год.

Варіант 2. В зимовий час котельна установка працює в опалювальному режимі і підігріві води для системи ГВС.

Режим роботи наступний. Котли працюють в номінальному режимі. Кількість теплоти яка утилізується в системі «економайзер – теплоутилізатор» збільшується до 30 – 40 %, що дозволяє суттєво зменшити витрату палива при використанні АБТН.

В залежності від температури навколишнього повітря, зміна теплової потужності котельної установки, регулюється подачею води в АБТН і температурою її підігріву.

В піковому режимі працюють котли і АБТН при підігріві води зі зворотного трубопроводу та підживлювальну воду при зниженні теплового навантаження відпускають споживачам, теплова потужність котлів знижується, при цьому АБТН працює при номінальному тепловому навантаженні.

Таким чином, включення в теплову схему АБТН дозволяє забезпечити економію палива яке витрачається. Аналіз теплових схем опалювальних і промислових котельних установок показує можливості включення АБТН і використання системи глибокого охолодження продуктів згорання.

У роботі наведені результати чисельного дослідження впливу конструктивних і режимних параметрів теплової мережі на вибір оптимальної температури і витрати мережної води централізованої системи тепlopостачання (ЦСТ).

Розрахунки виконані за методикою, яка полягає в наступному; електрична потужність насосів, визначається за формулою

$$P_{\text{ел}} = \Delta p_{\text{ел}} \cdot Q / \eta, \quad (8)$$

де: $\Delta p_{\text{ел}}$ - втрати тиску на метр трубопроводу, Па/м; Q - об'ємна витрата теплоносія, м³/с; η - ККД насосної установки.

Формулу (8) можна записати у вигляді,

$$P_{\text{ел}} = \frac{0,86 K_e^{0,25} G_m \ell}{\eta_n \eta_e n^2 \rho^2 D_{\text{вн}}^{5,25}}, \quad \text{Вт/м}, \quad (9)$$

де: K_e - еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні трубопроводу (0,5 мм), м; G_m - масова витрата теплоносія, кг/год; η_n і η_e - ККД насоса і електродвигуна відповідно (брали рівними 0,6); ρ - густина теплоносія, кг/м³; $D_{\text{вн}}$ - внутрішній діаметр трубопроводу, м; сума коефіцієнтів місцевих опорів прийнята 0,1; ℓ - довжина, м.

Втрати теплоти (лінійна щільність теплового потоку), визначаються з рівняння

$$q_{\ell} = \frac{\pi(t_{\text{пр}} - t_{\text{нп}})}{R_{\ell}}, \quad \text{Вт/м}, \quad (10)$$

де: $t_{\text{пр}}$ - температура прямої води, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{нп}}$ - температура навколишнього повітря $^{\circ}\text{C}$; R_{ℓ} - лінійний термічний опір теплоізолюваного трубопроводу, $\text{м}\cdot\text{K} / \text{Вт}$,

$$R_{\ell} = \frac{1}{2\lambda_{\text{із}}} \ell n \frac{D_{\text{із}}}{D_{\text{тр}}}, \quad (11)$$

де: $\lambda_{\text{із}}$ - коефіцієнт теплопровідності теплоізоляції, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$; $\lambda_{\text{із}} = 0,05 \text{Вт} / (\text{м}\cdot\text{K})$ - для пінополіуретану; $D_{\text{із}}$ - діаметр ізоляції, м; $D_{\text{тр}}$ - діаметр труби, м.

Сумарні питомі втрати енергії при неізотермічному транспорті мережної води визначаються за формулою,

$$P_{\Sigma} = P_{\text{ел}} + q_{\ell}, \quad \text{Вт/м}. \quad (12)$$

Масова витрата теплоносія, визначається з рівняння

$$G_m = \frac{Q_{\text{сп}}}{2c_p \cdot (t_{\text{пр}} - t_{\text{вн}} - \frac{Q_{\text{сп}}}{KF})}, \quad \text{кг/с}, \quad (13)$$

де: $Q_{\text{сп}}$ - кількість теплоти, яка споживається будівлею (або будівлями), Вт ; $t_{\text{пр}}$ - температура води в подаючому трубопроводі, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{вн}}$ - температура всередині приміщення $^{\circ}\text{C}$; KF - теплотехнічна характеристика обладнання системи опалення будівлі Вт/К ; c_p - теплоємність теплоносія, $\text{Дж} / \text{кг}\cdot\text{K}$.

Кількість теплоти, яка споживається будівлею, визначали за формулою

$$Q_{\text{сп}} = G_m c_p (t_{\text{пр}} - t_{\text{зв}}). \quad (14)$$

Теплотехнічну характеристику будівлі визначали з виразу

$$KF = \frac{Q_{\text{сп}}}{(t_{\text{пр}} + t_{\text{зв}})/2 - t_{\text{вн}}}. \quad (15)$$

Витрати на транспорт теплоти визначалися з урахуванням тарифів на електроенергію і теплоту, які прийняті, відповідно, $C_{\text{ел}} = 1,883 \text{ грн}/(\text{кВт}/\text{год})$ і $C_q = 1,06 \text{ грн} / (\text{кВт} / \text{год})$.

Для ізолюваної системи теплопостачання виробництво ентропії визначається швидкістю її зміни

$$\frac{ds}{d\tau} = \sum \frac{q_i}{T_i} + \delta, \quad (16)$$

де: q_i , T_i , δ відповідно щільність потоку теплоти з температурою T_i , виробництво ентропії, кВт/К .

Зміна ентропії в системі теплопостачання, визначалася згідно

$$\Delta S_{\Sigma} = \Delta S_Q + \Delta S_{\Delta p}. \quad (17)$$

Зміна ентропії при теплообміні теплоносія з навколишнім середовищем

$$\Delta S_Q = q_{\ell} \cdot \left(\frac{1}{T_{\text{нп}}} - \frac{1}{T_{\text{пр}}} \right), \quad (18)$$

де: $T_{\text{нп}}$ - температура навколишнього середовища, K ; $T_{\text{пр}}$ - температура води в подаючому трубопроводі, K ; q_{ℓ} - лінійна щільність теплового потоку, Вт/м .

Зміна ентропії при транспортуванні теплоносія

$$\Delta S_{\Delta p} = \frac{G_m \Delta p}{\rho T_{\text{пр}}}. \quad (19)$$

Оптимізація параметрів теплової мережі виконувалася за цільовими функціями з урахуванням вартості електроенергії та теплоти

$$P_{\Sigma} = P_{\text{ел}} c_{\text{ел}} + q_{\ell} c_q \rightarrow \min, \quad (20)$$

$$\Delta S_{\Sigma} = \Delta S_{\Delta p} + \Delta S_Q \rightarrow \min. \quad (21)$$

Рішення рівняння (20) та (21) виконували із застосуванням математичного планування експерименту методом LPт - пошуку в залежності від наступних факторів: діаметра і товщини теплової ізоляції трубопроводу. В результаті рішення задачі визначали температуру теплоносія в подаючому і зворотному трубопроводі, витрата теплоносія при мінімальних питомих втратах енергії для різних значень температури зовнішнього повітря (м. Харків).

Вибір оптимальної витрати теплоносія залежить від діаметра трубопроводу, товщини і властивостей теплової ізоляції, температури мережевої води. Тому при визначенні температури теплоносія необхідно враховувати втрати енергії при транспорті та теплові втрати в навколишнє середовище. Фактичні дані, вказують, що значення kF для житлових будинків становить 4 - 5,8 кВт/ К. При цьому в житлових будинках забезпечуються комфортні умови. Значення опалювальної характеристики (kF) визначалося протягом 2006-2019 років за даними натурних вимірювань для двох джерел тепlopостачання м. Харкова: філія КП «Харківські теплові мережі. ТЕЦ - 3 », що виробляє 1 353 Гкал / год і ПАТ« ТЕЦ - 5 », що виробляє 1420 Гкал / год. Встановлена потужність ТЕЦ - 5 складає 540 МВт, ТЕЦ - 3 - 86 МВт. Сумарна потужності, що виробляється двох джерел становить понад 50% споживаної теплоти для міста з населенням понад 1,5 млн. жителів. Результати вимірювань для ТЕЦ - 3 і ТЕЦ - 5 наведені на рис. 30 і 31. Вимірювання показують, що значення опалювальної характеристики становить (6,4 - 7,2 кВт / К).

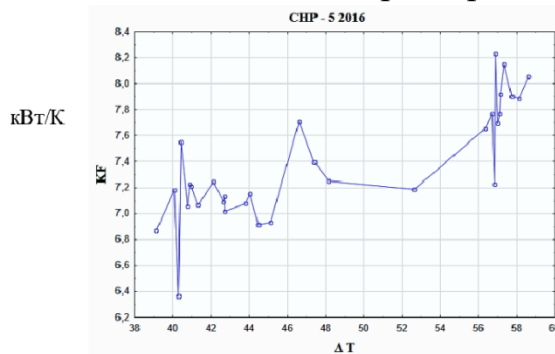


Рис. 30. ТЕЦ-5 (січень 2016)

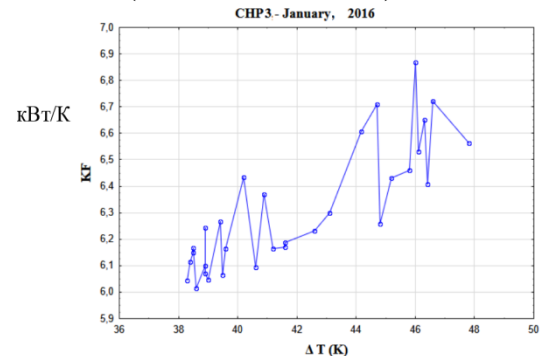


Рис. 31. ТЕЦ-3 (січень 2016)

Рис. 30 та рис. 31. Значення опалювальної характеристики для джерела тепlopостачання ТЕЦ – 5 та ТЕЦ - 3.

Натурні вимірювання енергетичних характеристик житлових будинків (м. Харків), виконані в 2015-2019 роках. Результати показали, що їх значення перевищують нормативні, рекомендовані ДБН В.2.6 - 31: 2006, на 35 - 75%.

Теплотехнічні характеристики окремих житлових будинків відрізняються в залежності від поверховості, конструкції огорожувальних стін, кількості квартир. Так для 16-поверхового житлового будинку $kF=6,76$ кВт/К, 12-поверхового $kF=3,1$ кВт/К, 9-поверхового $kF=5,68$ кВт/К. При цьому, установка теплового лічильника з автоматичним регулюванням в залежності від температури атмосферного повітря дозволяє знизити теплову характеристику 16-поверхового житлового будинку $kF=2,7$ кВт/К. Значення теплових характеристик будівель, які визначаються за даними ТЕЦ-3 і ТЕЦ-5 на 20-25% вище, ніж значення kF для окремих житлових будинків. Тому, скорочення теплових втрат на теплових мережах і регулювання

теплового споживання житловими будинками дозволить застосувати знижений температурний графік.

Визначено суттєвий вплив опалювальної характеристики $k \cdot F$, Вт/К, будівлі на параметри ЦСТ, визначені фактичні значення $k \cdot F$ деяких житлових будинків за даними натурних досліджень.

Поверхня KF показана на рис. 32.

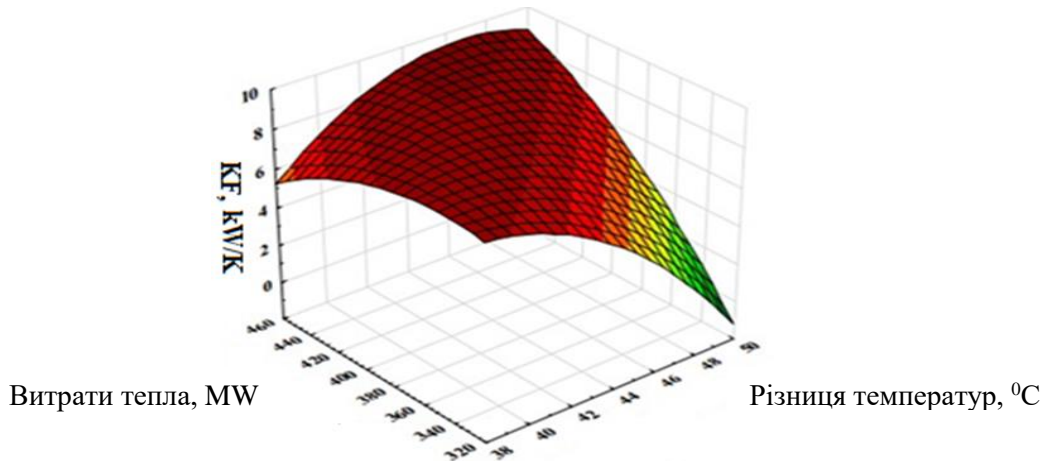


Рис. 32. Залежність KF від витрати тепла і різниці температур.

В результаті обробки даних обчислювального експерименту отримано рівняння регресії

$$KF = -5,7775 + 1,6643 \cdot \Delta t - 0,112 \cdot Q - 0,056 \cdot \Delta t^2 + 0,0077 \cdot \Delta t \cdot Q - 0,0003 \cdot Q^2. \quad (22)$$

Температура теплоносія в подаючому трубопроводі, визначається за формулою

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{пр}}^0 + t_{\text{пр}}^1 \cdot t_{\text{зов}}, \quad (23)$$

$$\text{де: } t_{\text{пр}}^0 = 48,198 - 3,318X_1 + 0,213X_2 - 0,133X_1X_2; \quad (24)$$

$$t_{\text{пр}}^1 = -1,28 + 0,079 \cdot X_1. \quad (25)$$

Температура теплоносія в зворотному трубопроводі визначається з рівняння

$$t_{\text{зв}} = t_{\text{зв}}^0 + t_{\text{зв}}^1 \cdot t_{\text{зов}}, \quad (26)$$

$$\text{де: } t_{\text{зв}}^0 = 39,145 + 2,57X_1 - 0,155X_2 + 0,08X_1X_2; \quad (27)$$

$$t_{\text{зв}}^1 = -1,051 - 0,073X_1; \quad (28)$$

X_1 - діаметр труби, мм; X_2 - товщина ізоляції, мм.

Результати чисельного розрахунку з урахуванням зміни ентропії наведені в табл. 2.

Таблиця 2

Результати чисельного експерименту

Номер досліджу	$t_{\text{ш}}, ^\circ\text{C}$	$D_{\text{тр}}, \text{мм}$	$\delta_{\text{із}}, \text{мм}$	$t_{\text{пр}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{зв}}, ^\circ\text{C}$	$G_{\text{м}}, \text{кг/с}$	$\Delta p, \text{Па/м}$	$P_{\text{ел}}, \text{Вт/м}$	$q_t, \text{Вт/м}$	$\Delta S_{\Delta p} \cdot 10^3, \text{Вт/(м}^\circ\text{K)}$	$\Delta S_Q \cdot 10^3, \text{Вт/(м}^\circ\text{K)}$	$\Delta S_{\Sigma} \cdot 10^3, \text{Вт/(м}^\circ\text{K)}$
1	-25	308	70	75,0	69,7	28,5	6,6	0,31	66,4	0,54	52,3	19,1
2	-20	308	70	69,0	64,1	27,1	6,0	0,27	59,1	0,47	43,6	16,0
3	-15	308	70	63,0	58,5	25,5	5,3	0,23	51,8	0,40	35,5	13,0
4	-10	308	70	57,0	52,8	23,9	4,6	0,18	44,5	0,33	28,1	10,3
5	-5	308	70	51,0	47,2	22,1	4,0	0,15	37,2	0,27	21,4	7,9
6	0	308	70	45,0	41,6	20,1	3,3	0,11	29,8	0,21	15,4	5,7
7	5	308	70	38,9	36,1	17,8	2,6	0,08	22,5	0,15	10,3	3,8
8	-25	308	40	74,8	70,0	31,1	7,9	0,41	94,3	0,70	74,2	27,1
9	-20	308	40	68,8	64,3	29,5	7,1	0,35	83,9	0,60	61,8	22,6
10	-15	308	40	62,8	58,6	27,8	6,3	0,29	73,5	0,52	50,3	18,4

11	-10	308	40	56,8	53,0	26,0	5,5	0,24	63,2	0,44	39,8	14,6
12	-5	308	40	50,8	47,4	24,1	4,7	0,19	52,8	0,35	30,3	11,1
13	0	308	40	44,8	41,8	21,9	3,9	0,14	42,3	0,27	21,8	8,0
14	5	308	40	38,8	36,2	19,4	3,1	0,10	31,9	0,19	14,5	5,3
15	-25	108	70	85,8	60,8	6,0	92,9	0,92	36,9	1,5	32,3	12,6
16	-20	108	70	79,2	55,8	5,7	84,2	0,80	33,0	1,4	27,1	10,6
17	-15	108	70	72,5	50,8	5,4	75,3	0,67	29,1	1,2	22,3	8,8
18	-10	108	70	65,7	45,9	5,0	66,3	0,56	25,2	1,0	17,9	7,1
19	-5	108	70	58,8	41,1	4,7	57,1	0,45	21,2	0,8	13,8	5,5
20	0	108	70	51,9	36,3	4,3	47,7	0,34	17,2	0,6	10,1	4,0
21	5	108	70	44,8	31,7	3,8	38,0	0,24	13,2	0,5	6,8	2,7
22	-25	108	40	84,8	61,6	6,5	108,6	1,17	50,8	2,0	44,0	17,1
23	-20	108	40	78,2	56,5	6,1	98,4	1,0	45,4	1,7	37,0	14,4
24	-15	108	40	71,5	51,5	5,8	88,0	0,85	40,0	1,5	30,4	11,9
25	-10	108	40	64,8	46,5	5,5	77,4	0,70	34,6	1,2	24,3	9,5
26	-5	108	40	58,1	41,6	5,1	66,6	0,56	29,2	1,0	18,7	7,4
27	0	108	40	51,2	36,8	4,6	55,6	0,43	23,7	0,8	13,7	5,4
28	5	108	40	44,2	32,1	4,1	44,2	0,30	18,1	0,6	9,2	3,7

На рис. 33 показані температурні графіки в залежності від теплового навантаження.

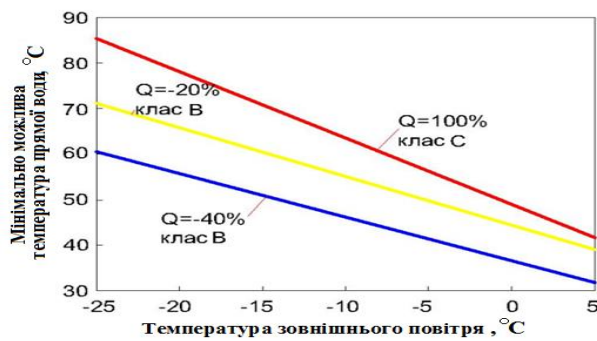


Рис. 33. Температура теплоносія при різному тепловому навантаженні.

Таким чином, застосування зниженого температурного графіка в системах теплопостачання потребують зниження енергоспоживання в житлових будинках і адміністративних будівлях

При цьому, що питома витрата теплоти енергії на опалення будівель в Україні перевищує нормативні.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі розв'язана важлива науково-практична проблема підвищення енергоефективності централізованих систем теплопостачання на основі удосконалених методів і способів спалювання альтернативних, низькосортних, місцевих видів палив.

1. Теоретично обґрунтовано дифузійне спалювання низькосортних газоподібних палив (біогаз та ін.) в подових пальниках топкопалювальних котлів і повітропідігрівниках змішувального типу сушильних камер та визначені конструктивні і режимні параметри пальників. Виконаний термодинамічний аналіз вказує на енергетичну ефективність перетворення теплової енергії від спалювання низькосортних газів в електричну у когенераційних установках або із використанням абсорбційних теплових насосів з підвищенням енергетичної ефективності централізованих систем теплопостачання.

2. Експериментально обґрунтовано 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.

3. Експериментально обґрунтовано спалювання водо вугільних суспензій в топках з киплячим шаром, визначені аеродинамічні і температурні режими киплячого шару.

4. Експериментально обґрунтовано спалювання деревних відходів, відходів переробки зерна в фонтануючому киплячому шарі при подачі палива в киплячий шар, визначена висота киплячого шару та інші конструктивні характеристики топки та аеродинамічні параметри шару.

5. В результаті узагальнення теоретичних і експериментальних даних встановлено, що спалювання відходів вуглезбагачення, водо вугільних суспензій, дерев'яних відходів характеризується підвищеними втратами $q_4^{\text{вн}}$ з дрібними фракціями (близько 70-80% і більше), при цьому втрати $q_4^{\text{вн}}$ при спалюванні паливних відходів нижче, ніж при спалюванні палив тих же марок. Одним із шляхів підвищення ефективності спалювання паливних відходів є паливо приготування (пілети, гранули і т.д.) або їх збагачення. Інший напрямок - спалювання паливних відходів спільно з вугіллям грубіших фракцій. Спалювання вугільних палив і вугільних відходів спільно з біомасою (до 20%), забезпечує зниження оксидів сірки та парникових газів до 30% (Рябов Г.О).

6. Теоретично обґрунтовано розміщення вторинних трубчастих випромінювачів в топці водотрубного котла. Визначена геометрія випромінювачів і їх розміщення в топці. Встановлено, що в топці з вторинними випромінювачами підвищується густина променистої складової теплового потоку на 15-20%, знижується концентрація викидів NOx, підвищується термодинамічна ефективність процесу спалювання газоподібного палива. Встановлено, що при спалюванні підготовленої газоповітряної суміші ($\alpha_1 = 75\%$) спостерігається зниження концентрації NOx до 30-40 мг/м³.

7. Розроблено новий технологічний напрям створення вихрових топок з ЗЗП. Розроблено типовий ряд вихрових топок з ЗЗП з тепловою потужністю до 25 МВт (охоронні документи України: №118021, №118549, №118639, №118638, №118950, №119243, №119662, №122913).

8. Теоретично обґрунтовано конструктивні параметри топки зі зустрічними закрученими потоками для спалювання торфу (спосіб подачі повітря і торфу зверху топки і видалення шлаку в нижній частині, співвідношення витрат торфу і повітря, температура підігріву повітря, вплив зовнішнього охолодження корпусу топки). Встановлено, що охолодження топки не забезпечує стійкого спалювання торфу, а також, що при зниженні витрат первинного повітря ($\alpha_1 = 0,5$) підвищується ефективність згоряння торфу. Збільшення розміру часток до 1 мм також забезпечує ефективне вигорання коксу. Встановлено вплив вологості торфу (до 30%), зольності (до 10%), фракційного складу пило повітряної суміші (від 25 мкм до 200 мкм) на ефективність спалювання.

9. Термодинамічний аналіз процесів перетворення видів енергій підвищує теплову ефективність використання технологій глибокого охолодження продуктів згоряння теплогенеруючих агрегатів в абсорбційному тепловому насосі і абсорбційній холодильній машині із скороченням витрати палива до 40% і забезпеченням нагріву мережної води систем теплопостачання з низькотемпературними параметрами.

10. Розроблено методику моделювання та оптимізації параметрів температурного графіка теплової мережі з використанням в якості критерія оптимальності мінімальне виробництво ентропії. Теоретичними і натурними випробуваннями обґрунтовано зниження параметрів температурного графіка в залежності від конструктивних і режимних параметрів теплової мережі, теплотехнічних параметрів будівель, температури атмосферного повітря.

Результати досліджень впровадженні у виробництво та навчальний процес.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у наукових періодичних виданнях інших держав:

1. Редько І. О., Редько А. О., Павловська А. А., Давиденко А. В., Павловський С. В., Куликова Н. В. Моделювання робочих процесів в топці парового водотрубного котла з метою зниження викидів оксиду азоту. - Академія наук республіки Молдова, Інститут енергетики «Проблеми регіональної енергетики» Електронний ресурс №1 (33) 2017, journal. ie. asm. md / assets / file s / 08_01_33_2017. pdf., (Видання включено у МНБД Web of Science). *(Особистий внесок здобувача полягає в розробці параметрів пальника при яких знижуються викиди оксиду азоту).*

2. Редько І. О., Редько А. О. Чисельне дослідження процесу спалювання низькокалорійного газу в подовому пальнику. - Науковий інформаційно-аналітичний та інженерний журнал «Проблеми регіональної енергетики». Молдова, 2017. - №2 (34). - с. 72-81. (Видання включено у МНБД Web of Science). *(Особистий внесок здобувача полягає в визначенні конструктивних параметрів подового пальника).*

3. Редько І. О., Редько А. О., Редько О. Ф. Спалювання твердого палива в вихровий топці із зустрічними закрученими потоками. - Науковий інформаційно-аналітичний та інженерний журнал «Проблеми регіональної енергетики». Молдова, 2017. - №3 (35). - с. 33-44. (видання включено у МНБД Web of Science). *(Особистий внесок здобувача полягає в формуванні основних положень методу спалювання твердих палив в топці із зустрічними закрученими потоками).*

4. A. Redko, R. Dzhyoiev, A. Davidenko, A. Pavlovskaya, S. Pavlovskiy, I. Redko, N. Kulikova, O. Redko. Aerodynamic Processes and Heat Exchange in Furnace of a Steam Boiler with a Secondary Emitter. – Alexandria Engineering Journal. (МНБД scopus). *(Особистий внесок здобувача полягає в обґрунтування технології спалювання природного газу в котлі ДЕ-10/14 з вторинним трубчастим випромінювачем).*

5. Редько А. О., Давиденко А. В., Павловська А. А., Куликова Н. В., Павловський С. В., Редько І. О. Чисельні дослідження процесів спалювання газоподібного палива в топці парового водотрубного котла ДЕ- 10/14 з вторинним трубчастим випромінювачем. - Інженерно-фізичний журнал. - Національна академія наук Білорусі, 2019, Т. 92, №2 (березень-квітень) (МНБД scopus). *(Особистий внесок здобувача полягає в аналізі аеродинамічних та теплових процесів в котлі ДЕ-10/14).*

6. A. Redko., I. Redko., S. Pavlovskiy., N. Kulikova., A. Cherednik., O. Redko. Entropy generation analysis and thermal characteristics of radiation heating system.

Thermal Science – International Scientific Journal., 2019 (МНБД scopus). *(Особистий внесок здобувача полягає в обґрунтуванні використання низькотемпературних опалювальних приладів випромінюючих водяних панелей).*

7. Редько А. О., Редько І. О., Давиденко А. В., Павловський С. В., Редько О. Ф., Бурда Ю. А. Ентропійний аналіз процесів спалювання газу в топці водотрубного котла з вторинним випромінювачем. Інженерно-фізичний журнал. - Національна академія наук Білорусі, 2019 (МНБД scopus). *(Особистий внесок здобувача полягає в розробці методики ексергетичного аналізу процесів спалювання газу в топці котла ДЕ-10/14).*

Публікації у наукових виданнях України, що входять до науково-метричних баз даних:

1. Редько І.О. Інтенсифікація теплообміну в низькотемпературному киплячому шарі. - Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту 2017, №5 (71), (Видання включено у МНБД Index Copernicus та Ulrichs web TM Global Serials Directory). *(Особистий внесок здобувача полягає в проведенні експериментальних досліджень процесів теплообміну поверхні в киплячому шарі, обробці результатів).*

Публікації у наукових фахових виданнях України:

1. Редько І. О., Редько А. О., Басова Н. М. Ступеневе спалювання твердих палив в топках з киплячим шаром. - Науковий вісник будівництва. №25 ХДТУБА, Харків - 2004. - с. 94-98. *(Особистий внесок здобувача полягає в розробці теплової схеми ступеневого спалення твердого палива).*

2. Редько І. О., Редько А. О. Енерго - та ресурсозбереження у виробництві високоміцного гіпсу. - Вісник Сумського університету. - 2006 г. - с. 134-140. *(Особистий внесок здобувача полягає в дослідженні виробництва гіпсу в киплячому шарі).*

3. Редько І. О., Краснопольський В. А., Редько А. О., Харлампіді Д. Х. Ступінчаста система тепlopостачання з теплонасосної установкою. Комунальне господарство міст, вип. 84, ХНАМГ, Харків-2008.- с. 155-159. *(Особистий внесок здобувача полягає в розрахунку та аналізі ступінчастої схеми з тепловими насосами).*

4. Редько І. О., Болотських Н. Н. Шляхи підвищення ефективності застосування «темних» інфрачервоних випромінювачів. - Науковий вісник будівництва №49 - Харків. - 2008 року - с. 172-179. *(Особистий внесок здобувача полягає в обґрунтуванні застосування інфрачервоних випромінювачів).*

5. Редько І. О., Мазаник М. Ю. Методика розрахунку пальників методами обчислювальної аерогідродинаміки. - Науковий вісник будівництва №60 - Харків. - 2010 року - с. 123-129. *(Особистий внесок здобувача полягає в дослідженні подових пальників для спалювання шахтного метану).*

6. Редько І. О., Мазаник М. Ю. Перевірочний розрахунок рампового пальника, що працює на метані і на шахтному газі, методами обчислювальної аерогідродинаміки. - Науковий вісник будівництва №64 - Харків. - 2010 року - с. 252-259. *(Особистий внесок здобувача полягає в обґрунтуванні використання шахтного метану для підігріву повітря).*

7. Редько І. О., Павловська А. А., Давиденко А. В., Куликова Н. В. Аеродинамічні процеси в топці водотрубного котла ДЕ-10/14 за різних параметрах закрученого потоку. - Інтегровані технології та енергозбереження. - Харків: НТУ «ХП», 2016 р. - №4. - с. 80-87. Фах. вид. *(Особистий внесок здобувача полягає в аналізі результатів аеродинамічного розрахунку робочих процесів в топці котла ДЕ-10/14).*

8. Редько І. О., Давиденко А. В., Павловський С. В., Куликова Н. В. Чисельне дослідження аеродинамічних процесів в топці водотрубного парового котла при різних експлуатаційних режимах. - Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. - К.: КНУБА, 2016. - №20. - с. 71-80. Фах. вид. *(Особистий внесок здобувача полягає в аналізі впливу режимів експлуатації котлів на аеродинамічні процеси).*

9. Редько І. О., Редько А. О., Павловська А. А., Давиденко А. В., Куликова Н. В. Дослідження можливості мінімізації обсягу викидів оксиду азоту при спалюванні газоподібного палива в топці водотрубного котла. - Науково-виробничий журнал «Екологія і промисловість». - ДП «УкрНТЦ» Енергосталь», 2017. - №3-4. - с. 54-60. Фах. вид. *(Особистий внесок здобувача полягає в обґрунтуванні спалювання природного газу з різними співвідношеннями витрати первинного та вторинного повітря для мінімізації обсягу викидів оксиду азоту).*

10. Редько І. О., Редько А. О., Приймак О. В., Костюк В. Є., Кирилаш О. І., Норчак В. М. Числове моделювання процесів спалювання твердого палива в топці із зустрічними закрученими потоками. - Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. - К.: КНУБА, 2017. - №22. - с. 43-49. Фах. вид. *(Особистий внесок здобувача полягає в розробці теплової схеми топки з зустрічними закрученими потоками та аналізі результатів розрахунку).*

11. Редько І. О., Редько О. Ф., Півненко Ю. А. Експериментальні дослідження спалювання біопалива в киплячому шарі. - Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. - К.: КНУБА, 2017. - №23. - с. 52-59. Фах. вид. *(Особистий внесок здобувача полягає в проведенні експериментальних досліджень спалювання біопалива в киплячому шарі).*

12. Редько І. О., Редько А. О., Павловська А. А., Давиденко А. В. Зниження викидів оксидів азоту при спалюванні підготовленої газоповітряної суміші в вихровому пальнику. - Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. - К.: КНУБА, 2017. - №21. - с. 96-105. Фах. вид. *(Особистий внесок здобувача полягає в обґрунтуванні спалювання природного газу з високою концентрацією повітря в вихровому пальнику).*

13. Редько І. О., Редько А. О., Давиденко А. В. Термодинамічний аналіз топкових процесів в парових водотрубних котлах. - Комунальне господарство міст. Серія: Технічні науки та архітектура. - 2017. Вип. 134. с. 37-40. *(Особистий внесок здобувача полягає в розробці методики термодинамічного аналізу робочих процесів в топці котла ДЕ-10/14).*

14. Редько І. О., Редько А. О., Приймак О. В., Ланцберг Н. Г. Параметри теплової мережі при зниженому температурному графіку. - Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник. - Вип. 24. Київ: КНУБА, 2018. -

60с. *(Особистий внесок здобувача полягає в аналізі параметрів температурного графіку теплової мережі).*

15. Редько І. О., Редько А. О., Давиденко А. В., Павловська А. А., Куликова Н. В. Вплив характеристик вихрового пальника на ефективність теплообміну в топці парового котла. - Науковий журнал «Енергетика: економіка, технології, екологія», 2018. - №2. - с. 30-36. Фах. вид. *(Особистий внесок здобувача полягає в аналізі процесів теплообміну в топці котла).*

16. Редько І. О., Редько А. О., Приймак О. В., Редько О. Ф. Оптимізація параметрів теплової мережі при зниженому температурному графіку. - Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник. - Вип. 27. Київ: КНУБА, 2018. - 79 с. *(Особистий внесок здобувача полягає в постанові обчислювального експерименту та оптимізації параметрів теплової мережі).*

17. Редько І. О., Редько А. О., Приймак О. В. Чисельне дослідження процесу спалювання низькокалорійного газу в змішувальному повітрянагрівачі. - Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». Вип. 11, Київ, 2018. - с. 87-94. Фах. вид. *(Особистий внесок здобувача полягає в обґрунтуванні спалювання біогазу в змішувальному повітрянагрівачі).*

18. Редько І. О., Редько А. О., Приймак О. В., Бурда Ю. О. Підвищення ефективності систем теплогенерації центрального теплопостачання, Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 28, Київ, КНУБА, 2019.-с. 41-47. *(Особистий внесок здобувача полягає в аналізі методів підвищення ефективності централізованих систем теплопостачання).*

Патенти на корисну модель.

1. Редько І. О., Редько А. О., Павловський С. В., Норчак В. І. Котел вихровий жаротрубний. Патент на корисну модель №118639 Україна, МПК F23C 5/00, F23G 5/00. - № а 2017 02093; заяв. 06.03.2017, опубл. 28.08.2017, Бюл. №16. *(Особистий внесок здобувача полягає в розробці конструкції топки котла та формули винаходу).*

2. Редько І. О., Редько А. О. Пристрій для спалювання твердого палива. Патент на корисну модель №119243 Україна, МПК F23C 10/18, F23B 70/00. - № а 2017 02091; заяв. 09.03.2017, опубл. 25.09.2017, Бюл. №18. *(Особистий внесок здобувача полягає в розробці конструкції топки котла та формули винаходу).*

3. Редько І. О., Редько А. О., Костюк В. Є., Кирилаш О. І. Вихрова топка для спалювання твердого палива. Патент на корисну модель №122913 Україна, МПК F23B 70/00, F23C 10/10, F23B 101/00, F23C 101/00. - № и 2017 09470; заяв. 27.09.2017, опубл. 25.01.2018, Бюл. №2. *(Особистий внесок здобувача полягає в розробці теплової схеми вихрового котла).*

АНОТАЦІЯ

Редько І. О. «Централізовані системи теплопостачання на основі удосконалених технологічних методів і способів спалювання альтернативних видів палив».

Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.23.03 «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання» (19 –

Архітектура та будівництво). – Київський національний університет будівництва та архітектури, Київ, 2019.

Дисертацію присвячено вирішенню науково-прикладної проблеми підвищення енергоефективності систем теплогенерації та централізованого теплопостачання на базі виконаних численних та експериментальних досліджень і розроблених наукових основ організації вискоелективних технологій спалювання низькосортних місцевих палив і горючих відходів залучених в паливні баланси муніципальних опалювальних і промислових котелень.

Експериментально обґрунтовано спалювання вугільних відходів з зольністю 60-75% в топках з киплячим шаром, визначені аеродинамічні і температурні режими. Розроблено технологічну схему спільного спалювання вугільних відходів з зольністю вище 70-73% спільно з низькосортними газоподібними паливами.

Експериментально обґрунтовано спалювання водовугільних суспензій в топках з киплячим шаром, визначені аеродинамічні і температурні режими киплячого шару.

Експериментально обґрунтовано спалювання деревних відходів, відходів переробки зерна в фонтануючому киплячому шарі при подачі палива в киплячий шар, визначена висота киплячого шару, аеродинамічні параметри шару.

Теоретично обґрунтовано розміщення вторинних трубчастих випромінювачів в топці водотрубного котла. Визначена геометрія випромінювачів і їх розміщення в топці. Встановлено, що в топці з вторинними випромінювачами підвищується щільність променистого теплового потоку на 15-20%, знижується концентрація викидів NOx, підвищується термодинамічна ефективність процесу спалювання газоподібного палива. Встановлено, що при спалюванні підготовленої газоповітряної суміші ($\alpha_1 = 75\%$) спостерігається зниження концентрації NOx до 30-40 мг / м³.

Теоретично обґрунтовано конструктивні параметри топки з ЗЗП для спалювання торфу, спосіб подачі повітря і торфу зверху топки і видалення шлаку в нижній частині, співвідношення витрат торфу і повітря, температура підігріву повітря, вплив зовнішнього охолодження корпусу топки. Встановлено, що охолодження топки не забезпечує стійкого спалювання торфу. Встановлено, що при зниженні витрат первинного повітря ($\alpha_1 = 0,5$) підвищується ефективність згоряння торфу. Збільшення розміру часток до 1 мм також забезпечує ефективне вигорання коксу.

Термодинамічний аналіз процесів перетворення енергії і зарубіжний досвід вказують на ефективність використання технологій глибокого охолодження продуктів згоряння тепло генеруючих агрегатів в АБТН і АБХМ, при цьому витрата палива скорочується до 40% і забезпечується підігрів мережної води з параметрами низькотемпературного температурного графіка.

Ключові слова: моделювання, топки, котли, киплячий шар, вихровий потік, температурний графік.

АННОТАЦІЯ

Редько И. А. «Централизованые системы теплоснабжения на основе усовершенствованных технологических методов и способов сжигания альтернативных топлив».

Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.23.03 «Вентиляция, освещение и газоснабжения» (19 - Архитектура и строительство). - Киевский национальный университет строительства и архитектуры, Киев, 2019.

Диссертация посвящена решению научно-прикладной проблемы повышения энергоэффективности систем теплогенерации и централизованного теплоснабжения на базе выполненных многочисленных и экспериментальных исследований и разработанных научных основ организации высокоэффективных технологий сжигания низкосортных местных топлив и горючих отходов вовлеченных в топливные балансы муниципальных отопительных и промышленных котельных.

Экспериментально обосновано сжигания угольных отходов с зольностью 60-75% в топках с кипящим слоем, определены аэродинамические и температурные режимы. Разработана технологическая схема совместного сжигания угольных отходов с зольностью выше 70-73% совместно с низкосортными газообразными топливами.

Экспериментально обосновано сжигания водоугольных суспензий в топках с кипящим слоем, определены аэродинамические и температурные режимы кипящего слоя.

Экспериментально обосновано сжигания древесных отходов, отходов переработки зерна в фонтанирующем кипящем слое при подаче топлива в кипящий слой, определена высота кипящего слоя, аэродинамические параметры слоя.

Теоретически обосновано размещения вторичных трубчатых излучателей в топке водотрубных котла. Определенная геометрия излучателей и их размещение в топке. Установлено, что в топке с вторичными излучателями повышается плотность лучистого теплового потока на 15-20%, снижается концентрация выбросов NOx, повышается термодинамическая эффективность процесса сжигания газообразного топлива. Установлено, что при сжигании подготовленной газозооной смеси ($\alpha_1 = 75\%$) наблюдается снижение концентрации NOx до 30-40 мг / м³.

Теоретически обосновано конструктивные параметры топки с ВЗП для сжигания торфа, способ подачи воздуха и торфа сверху топки и удаления шлака в нижней части, соотношение расходов торфа и воздуха, температура подогрева воздуха, влияние внешнего охлаждения корпуса топки. Установлено, что охлаждение топки не обеспечивает устойчивого сжигания торфа. Установлено, что при снижении расходов первичного воздуха ($\alpha_1 = 0,5$) повышается эффективность сгорания торфа. Увеличение размера частиц до 1 мм и обеспечивает эффективное выгорание кокса.

Термодинамический анализ процессов преобразования энергии и зарубежный опыт указывают на эффективность использования технологий глубокого охлаждения продуктов сгорания теплогенерирующих агрегатов в АБТН и АБХМ, при этом расход топлива сокращается до 40% и обеспечивается подогрев сетевой воды с параметрами низкотемпературного температурного графика.

Ключевые слова: моделирование, топки, котлы, кипящий слой, вихревой поток, температурный график.

ABSTRACT

Redko I.O. “Centralized systems of heat supply based on updated technological methods and ways of combustion of alternative kinds of fuel”

Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Thesis for a Doctor of Science Degree in specialty 05.23.03 “Ventilation, Lighting and Gas Supply” (19 - Architecture and Construction), - Kyiv National University of Civil Engineering and Architecture, Kyiv, 2019.

The dissertation is devoted to the solution of the scientifically applied problem of the increase in energy efficiency of heat generation and district heating systems on the basis of numerous and experimental researches and developed scientific bases of organization of high - efficiency technologies of burning local low-grade fuels and combustible wastes involved in fuel balances of municipal heating and industrial boiler houses.

Nowadays, district heating systems (DHS) are in operation in Ukraine. During the transitional period of economic development, the system of heat generation and heat networks is reconstructed. There occurs a replacement of boilers by more modern ones as well as modern burners and automatic equipment are installed. In the reconstruction of thermal networks, pipes of factory production with internal anti-corrosion and external thermal insulation, new systems of accounting heat and natural gas as well as automated individual and centralized thermal points are used.

In order to reduce the consumption of natural gas, various types of fuel wastes (wood and gaseous waste, low-grade fuels, etc.) are used. To burn low-grade fuels, the boilers are reconstructed. Due to the shutdown of some industrial consumers, a change in the hydraulic modes of the DHS and their operating modes is required. A reduced heat-release temperature chart is applied.. At present, the issue of energy efficiency of heat generation systems due to the modernization of combustion devices with the intensification of internal processes of aerodynamics and heat exchange, deep cooling the combustion products with the use of absorption heat pumps, which significantly changes the concept of energy saving in heat supply is still insufficiently studied. Substantiation of the parameters of the reduced temperature chart also meets the current requirements of the EU countries.

The actual scientific and technical problem is the use of low-grade fuels and the reconstruction of boilers, the development of new methods of their combustion in vortex furnaces, the introduction of technologies for the deep cooling of combustion products of boiler units using absorption heat pumps that will significantly reduce the consumption of natural gas and provide the reduced energy-effective temperature chart of district heating systems.

The combustion of coal waste with ash content of 60-75% in bubbling bed furnaces is experimentally substantiated, aerodynamic and temperature modes are determined. The technological scheme of co-combustion of coal waste with ash content of above 70-73% together with low-grade gaseous fuels is developed.

The combustion of water-coal suspensions in bubbling-bed furnaces is experimentally substantiated, the aerodynamic and temperature modes of the bubbling bed are determined.

The combustion of wood waste, waste of grain processing in a spouted bubbling bed when fuel is fed into the bubbling bed is experimentally substantiated, the height of the bubbling bed and the aerodynamic parameters of the layer are determined.

Theoretical methods of research were used for the realization of physical and mathematical modeling the combustion processes of low-grade gaseous and solid fuels on the basis of equations of physicochemical kinetics, aerodynamics and heat exchange and the analysis of jet interaction processes. Experimental laboratory and field studies were conducted using the physical simulation of combustion processes based on the similarity theory, the scale of modeling and the transformation of physical quantities as well as planning multifactorial experiments.

When using the mathematical description of physical and chemical processes in the furnace, the following basic assumptions were made: the flow of the carrier gas medium is three-dimensional, quasi-stationary, turbulent, incompressible, multicomponent and chemically reactive. The rate of gas-phase chemical reactions is infinitely high; the gas mixture is in a state of thermodynamic equilibrium; buoyancy, volumetric viscosity and viscous heating are neglected; peat particles are spherical and polydispersed; the volume occupied by the particles is neglected; the burning of peat particles involves the processes of volatile yield and ignition as well as the burnout of a coconut residue; heat exchange is taken into account; turbulence is isotropic; the particles do not affect the turbulence parameters: the turbulent scattering of particles is taken into consideration.

The placement of secondary tubular radiators in the furnace of a water-pipe boiler is theoretically substantiated. The geometry of radiators and their placement in the furnace are determined. It is found that in the furnace with secondary radiators the density of radiant heat flux increases by 15-20%, the concentration of NO_x emissions decreases, the thermodynamic efficiency of the process of burning gaseous fuel increases. It is found that the combustion of the prepared gas-air mixture ($\alpha_1 = 75\%$) decreases the concentration of NO_x to 30-40 mg/m³.

The design parameters of the furnace with the SID for the burning of peat, the method of supplying air and peat from the top of the furnace and the removal of slag in the lower part, the ratio of peat and air consumption, the temperature of heating the air and the influence of external cooling the furnace body are theoretically substantiated. It is found that the cooling of the furnace does not provide a stable burning of peat. It is found that the reduction of primary air flow ($\alpha_1 = 0.5$) increases the efficiency of peat combustion. Increasing the particle size to 1 mm also ensures the effective burning of coke.

Thermodynamic analysis of energy conversion processes and foreign experience indicate the efficiency of using deep cooling technologies for combustion products of heat generating units in absorption heat pumps (ABHPs) and absorption refrigeration machines (ABRMs), with fuel consumption being reduced to 40% and heating network water with the parameters of a low temperature chart being provided.

Keywords: simulation, furnaces, boilers, bubbling bed, vortex flow, temperature chart.