Зміст

1. Аналіз стану вугільної енергетики в світі, Європі та Україні: виклики переходу та необхідність технологічних рішень……..3

2. Розгляд механізму механічного недопалу та його вплив на спалювання вугілля……14

3. Огляд сучасних методів покращення експлуатаційних показників промислових парогенераторів……..18

4. Аналіз результатів досліджень зі збагачення киснем дуттьового повітря..23

5. Оцінювання методу на універсальність відносно різних сортів вугілля….27

6. Детальний опис генерації термічних NOx в топці парогенератора……..34

7. Комбіноване рішення для покращенні енергетичних та екологічних показників……..42

8. Проведення розрахунків……...51

9. Технологія мембранного розділення повітря для отримання збагаченого киснем повітрята економічний аналіз запропонованого методу…….....94

Вступ

На початку 21 сторіччя бурхливо розвивається так зваана «зелена енергетика», яка активно витісняє традиційні джерела електроенергії. Основна ціль розвитку відновлювальних джерел енергії - це відмова від вуглецевого спалювання для зменьшення забруднення навколишнього середовища. В більшій частині світу зокрема в ЄС вже було прийнято план дій для повної відмови від вуглецевого спалювання до 2030 року. Однак досвід експлуатації виявив, що ціна на енергію є досить високою в порівнянні з традиційними джерелами. Також через нетсабільність погодних умов неможливо контролювати та точно прогнозувати об'єм енергії, яка буде отримана. Також варто зазначити не можливість регулювання кількості виробленої енергії, що призводить до аварій, як от нещодавно, коли більша частина Іспанії та декілька регіонів Франції були знестурмлені через високу напругу в мережі яку спровокували відновлювальні джерела енергії (ВДЕ).

Через подібні факторів повна відмова від вуглецевого спалювання в ЄС була перенесена на 2038 рік. Деякі країни, такі як Польша, дивляться на ситуацію меньш оптимістично, тому їх план передбачає відмову від вуглецю аж до 2050 року. Звідси виникає актуальність пошуків шляхів покращення енергетичних, екологічних та економічних характеристик вуглецевих підприємств, зокрема вугільних, які визначаються як найбільш не екологічні. Вдоскналенню вугільної генерації присвячено багато досліджень. Аналіз інформаійних джерел дозволив визначити декілька відомих та активно застосованих методів підвищення ефективності спалювання вугілля. З точки зору покращення екологічних показників виділяється метод ступеневого спалювання вугілля. В світі є величезний досвід його використання. Але найбільш перспективним визначається метод збагачення киснем дуттьового повітря.Дана робота присвяченааналізу модливостей використання цього методу

Окремі розділи роботи докладались на кофнеренціях студентів та апірантів в КНУБА на конференціях « Будмайстер клас» в 2022-2024 роках, з відповідною публікацією доповідей. Крім того докладлися на міжнародних конференціях «Зелене будівництво» в 2024 та 2025 роках з публікацією тез доповідей.В 2023 та 2024 роках доповідалась на міжнародній конференції«Енергія.Ресурси.Екологія» з публікацією тездоповідей. Та в 2024 році докладалась на міжнародній конференції в місті Ченстахова (Польща). Відповідні сертифікати учасника наведені в додатку 1.

Аналіз стану вугільної енергетики в світі, Європі та Україні: виклики переходу та необхідність технологічних рішень

Вугільна енергетика залишається одним з найбільш спірних питань сучасної енергетичної політики. Попри активне просування відновлюваних джерел енергії та зобов'язання щодо декарбонізації, вугілля продовжує відігравати значну роль у глобальному енергетичному балансі. Цей аналіз розглядає поточний стан вугільної енергетики на глобальному рівні, в Європі та Україні, а також обґрунтовує необхідність поступового підходу до відмови від вугілля з одночасним удосконаленням технологій його використання.

За даними Міжнародного енергетичного агентства (IEA), вугілля продовжує забезпечувати близько 27% світового виробництва електроенергії станом на 2024 рік. Незважаючи на зниження цього показника з 38% у 2010 році, абсолютні обсяги споживання вугілля в деяких регіонах світу продовжують зростати. Китай залишається найбільшим споживачем вугілля, забезпечуючи близько 57% світового споживання, Індія займає друге місце з часткою близько 11%, США, незважаючи на скорочення, все ще споживають близько 8% світового вугілля, а Росія та Японія замикають п'ятірку найбільших споживачів. Вугільна енергетика залишається конкурентоспроможною в багатьох регіонах світу завдяки низькій вартості видобутку в країнах з великими запасами, наявності розвиненої інфраструктури, стабільності постачання незалежно від погодних умов та можливості створення

стратегічних запасів. За оцінками BP Statistical Review of World Energy 2024, середня вартість виробництва електроенергії з вугілля становить $40-78 за МВт·год, що робить його конкурентоспроможним з газовою генерацією в багатьох регіонах.

Сучасна вугільна енергетика характеризується впровадженням передових технологій, зокрема надкритичні та ультранадкритичні енергоблоки досягають ККД 45-47%, що на 10-15% вище за традиційні технології. Китай та Японія є лідерами у впровадженні цих технологій. Технології вловлювання та зберігання CO2 (CCS) знаходяться на стадії комерціалізації, проєкти в Норвегії (Sleipner), Канаді (Boundary Dam) та Австралії (Gorgon) демонструють технічну можливість зниження викидів вуглекислого газу на 85-95%. Інтегровані системи газифікації вугілля (IGCC) забезпечують вищу ефективність та нижчі викиди забруднюючих речовин порівняно з традиційним спалюванням.

Європейський Союз реалізує амбітну програму відмови від вугілля в рамках Європейської зеленої угоди (European Green Deal), частка вугілля у виробництві електроенергії ЄС скоротилася з 28% у 2010 році до 13% у 2023 році за даними Eurostat. Німеччина планує повну відмову до 2038 року, хоча раніше планувалося до 2030 року, але терміни переглянуто через енергетичну кризу, Польща здійснює поступову відмову до 2049 року, Чехія планує закриття до 2033 року, а Болгарія - відмову до 2038 року. Енергетична криза 2022-2023 років, та обмеженням постачань російського газу, змусила багато європейських країн переглянути плани щодо вугільної енергетики: Німеччина тимчасово повернула в експлуатацію кілька вугільних блоків, Польща збільшила використання вугілля для компенсації скорочення імпорту газу, а Нідерланди відклали закриття окремих вугільних електростанцій. За даними Agora Energiewende, споживання вугілля в ЄС збільшилося на 6,7% у 2022 році порівняно з 2021 роком, що стало першим зростанням за останнє десятиліття.

Справедливий перехід (Just Transition) від вугільної енергетики вимагає значних інвестицій, ЄС виділив €17,5 млрд через Фонд справедливого переходу для підтримки регіонів, залежних від вугільної промисловості. Основні напрямки підтримки включають перекваліфікацію працівників вугільної галузі, диверсифікацію економіки вугільних регіонів, розвиток відновлюваної енергетики та модернізацію енергетичної інфраструктури. Європейські країни активно інвестують у технології чистого вугілля, проєкт CLEAN в Німеччині демонструє можливості зниження викидів CO2 на вугільних електростанціях на 35-40% через оптимізацію процесів спалювання, а польська програма модернізації передбачає заміну старих енергоблоків на сучасні з ККД понад 45%, що дозволить скоротити викиди при збереженні енергетичної безпеки.

За даними НЕК "Укренерго", у 2021 році частка теплової енергетики (переважно вугільної) становила 27,3% від загального виробництва електроенергії. Основні вугільні електростанції України включають Бурштинську ТЕС (2000 МВт), Ладижинську ТЕС (1800 МВт), Трипільську ТЕС (1800 МВт), Кураховську ТЕС (1500 МВт) та Слов'янську ТЕС (880 МВт).Україна має значні запаси вугілля - близько 34 млрд тонн за даними Державної служби геології та надр, однак більшість шахт на сьогодні не функціонують. Попри всі негаразди, Україна розглядає можливості модернізації вугільної енергетики в рамках програми "чистого вугілля", яка передбачає впровадження технологій зниження викидів NOx та SO2, підвищення ККД енергоблоків до 42-45%, використання альтернативних видів палива (біомаса, відходи) та розвиток технологій утилізації золи і шлаків.

Швидка відмова від вугільної генерації створює серйозні технічні виклики для енергосистем, зокрема проблему базового навантаження, оскільки вугільні електростанції забезпечують стабільне базове навантаження на відміну від мінливих відновлюваних джерел. За даними IRENA, для

заміщення 1 ГВт вугільної потужності потрібно 2-3 ГВт вітрової та сонячної генерації з додатковими системами накопичення енергії. Великі синхронні генератори вугільних електростанцій забезпечують інерційність, необхідну для стабільності частоти в енергосистемі, швидке вилучення цих потужностей може призвести до нестабільності системи. Сучасні вугільні блоки можуть змінювати потужність зі швидкістю 3-5% номінальної потужності за хвилину, що важливо для балансування системи.

McKinsey оцінює вартість глобального переходу від вугілля до відновлюваних джерел у $12-15 трлн до 2050 року, для України ця сума може становити $50-70 млрд. Багато вугільних електростанцій ще не відпрацювали свій економічний ресурс, дострокове закриття означає списання інвестицій на суму мільярдів доларів. В Україні у вугільній галузі працює близько 150 тисяч осіб, швидке закриття шахт та електростанцій призведе до масового безробіття в регіонах, де альтернативних робочих місць обмаль. Відновлювані джерела енергії характеризуються значною сезонною мінливістю, в Україні коефіцієнт використання встановленої потужності сонячних електростанцій становить лише 13-15%, вітрових - 25-30%. Тривалі періоди безвітря та хмарності можуть призвести до дефіциту генерації, зима 2022-2023 років в Європі продемонструвала ці ризики, коли низька швидкість вітру збіглася з високим енергоспоживанням. Сучасні технології накопичення енергії ще не досягли масштабів та економічної ефективності, необхідних для повного заміщення диспетчерської генерації.

Залежність від імпорту газу чи електроенергії створює геополітичні ризики, власні запаси вугілля забезпечують більшу енергетичну незалежність, а використання місцевого вугілля знижує залежність від імпорту енергоносіїв та валютні ризики. Надкритичні параметри пари (USC - Ultra-Supercritical) дозволяють досягти ККД 45-47% порівняно з 35-38% у традиційних блоків з параметрами пари понад 221 бар тиску та понад 566°C температури. Переваги USC технологій включають зниження споживання палива на 8-

12%, скорочення викидів CO2 на 8-10%, зменшення викидів забруднюючих речовин та підвищену маневреність енергоблоків. Технології циркулюючого киплячого шару (CFB) забезпечують більш ефективне та екологічно чисте спалювання завдяки нижчій температурі горіння (850-900°C), можливості спалювання низькосортного вугілля, зниженню викидів NOx та SO2 і високій надійності роботи.

Системи очищення димових газів включають технології DeNOx, зокрема селективне каталітичне відновлення (SCR) з ефективністю 80-95%, селективне некаталітичне відновлення (SNCR) з ефективністю 50-70% та гібридні системи SCR+SNCR. Технології DeSO2 представлені мокрим вапняко-гіпсовим очищенням з ефективністю до 98%, напіврухомим очищенням з ефективністю 90-95% та сухим очищенням содою з ефективністю 80-90%. Системи очищення від твердих частинок включають електрофільтри з ефективністю 99,5-99,8%, рукавні фільтри з ефективністю 99,9% та гібридні системи.

Технології вловлювання CO2 представлені пост-комбустійним вловлюванням, яке використовує амінові розчинники для поглинання CO2 з димових газів з ефективністю 85-95%, але знижує ККД електростанції на 8-12%. Пре-комбустійне вловлювання включає газифікацію вугілля з подальшим вловлюванням CO2, має менший вплив на ККД (4-8%), але вищу складність технології. Окси-паливне спалювання передбачає спалювання вугілля в середовищі кисню та рециркулюючих димових газів, високі концентрації CO2 полегшують вловлювання. Напрямки використання CO2 включають виробництво синтетичних палив, карбонізацію будівельних матеріалів, використання в хімічній промисловості та Enhanced Oil Recovery (EOR).

IGCC технології перетворюють вугілля на синтез-газ, який потім спалюється в газових турбінах, забезпечуючи ККД до 50-55% у комбінованому циклі, низькі викиди забруднюючих речовин, можливість виробництва водню та

гнучкість у використанні різних видів палива. Однак IGCC має високу капітальну вартість, складність технології та необхідність кваліфікованого обслуговування. За даними IEA, приведена вартість енергії (LCOE) для традиційних вугільних блоків становить $60-120/МВт·год, USC блоків - $80-140/МВт·год, IGCC - $100-180/МВт·год, вугільних блоків з CCS - $130-220/МВт·год. Для порівняння, LCOE вітрової енергетики становить $40-100/МВт·год, сонячної енергетики - $50-120/МВт·год.

Впровадження систем торгівлі квотами на викиди CO2 змінює економіку вугільної генерації, європейська система торгівлі (EU ETS) має ціну на CO2 в межах €60-100 за тонну, що додає $40-70/МВт·год до вартості вугільної генерації. Запланований механізм карбонового коригування на кордонах (CBAM) ЄС вплине на конкурентоспроможність українських енергоємних галузей. Джерела фінансування технологічної модернізації включають міжнародні кліматичні фонди, приватні інвестиції через зелені облігації, державну підтримку в рамках програм енергетичного переходу та кредити міжнародних фінансових організацій. Бар'єри для фінансування включають високі початкові інвестиції, довгі терміни окупності, політичні ризики та екологічні, соціальні і управлінські (ESG) критерії інвесторів.

Вугільна енергетика є основним джерелом антропогенних викидів CO2, забезпечуючи близько 39% глобальних викидів від виробництва електроенергії за даними IEA. В Україні вугільні електростанції відповідають за близько 25% загальних викидів CO2. Основні забруднюючі речовини включають діоксид вуглецю (820-1050 кг/МВт·год), діоксид сірки (1,5-12 кг/МВт·год), оксиди азоту (1,8-5,5 кг/МВт·год), тверді частинки (0,1-2 кг/МВт·год). Комплексні системи очищення можуть знизити викиди забруднюючих речовин на 90-98% через багатоетапне очищення димових газів, що включає електрофільтри або рукавні фільтри, системи DeSO2, системи DeNOx та доочищення від важких металів.

Утилізація відходів спалювання передбачає використання золи-виносу у виробництві цементу і бетону, шлаку в дорожньому будівництві та рекультивації земель, гіпсу (продукту DeSO2) у будівельній промисловості. Системи неперервного моніторингу (CEMS) забезпечують реєстрацію викидів у реальному часі, автоматичну передачу даних до регуляторних органів та контроль ефективності систем очищення. Міжнародні стандарти якості повітря включають Директиву про промислові викиди ЄС (IED), стандарти WHO щодо якості повітря та національні нормативи граничних викидів.

Вугільна промисловість забезпечує робочими місцями мільйони людей по всьому світу, в Україні у цій галузі зайнято близько 150 тисяч осіб, включаючи видобуток вугілля (~80 тисяч осіб), теплову енергетику (~40 тисяч осіб) та супутні галузі (~30 тисяч осіб). Німеччина виділила €4,35 млрд на підтримку вугільних регіонів до 2038 року, включаючи створення нових робочих місць, перекваліфікацію працівників, розвиток інфраструктури та підтримку інновацій. Рекомендації для України включають створення центрів перекваліфікації, розвиток альтернативних галузей промисловості, підтримку малого та середнього бізнесу, інвестиції в освіту та науку.

Аналіз стану вугільної енергетики в світі, Європі та Україні свідчить про складність та багатогранність проблем, пов'язаних з енергетичним переходом. Незважаючи на глобальні зобов'язання щодо декарбонізації, вугілля продовжує відігравати важливу роль в енергетичному балансі багатьох країн. Технічні, економічні та соціальні фактори унеможливлюють швидку відмову від вугільної енергетики без загрози енергетичній безпеці та соціальній стабільності. Впровадження сучасних технологій спалювання та очищення може значно знизити екологічний вплив вугільної енергетики при збереженні її економічної доцільності. Вугільна енергетика може служити "містком" до відновлюваної енергетики, забезпечуючи стабільність енергопостачання під час розбудови ВДЕ.

Для глобальної спільноти необхідна розробка міжнародних стандартів "чистого вугілля", підтримка трансферу технологій для країн, що розвиваються, та створення механізмів фінансування модернізації вугільної енергетики. Для Європи рекомендується перегляд термінів відмови від вугілля з урахуванням енергетичної безпеки, розширення програм справедливого переходу та інвестиції в технології CCS і CCUS. Для України необхідна розробка національної стратегії модернізації вугільної енергетики, залучення міжнародного фінансування для впровадження чистих технологій, створення програм перекваліфікації працівників вугільної галузі та розвиток внутрішнього видобутку вугілля для зниження імпортної залежності. Вугільна енергетика потребує не простої відмови, а розумного переходу з використанням найкращих доступних технологій, лише такий підхід дозволить збалансувати вимоги енергетичної безпеки, економічної ефективності та екологічної відповідальності.

Пошук рішень для вирішення проблеми

Оглядаючи проблематику вугільної енергетики та відмову від спалювання вуглецю постало питання в пошуку покращення фізичних та екологічних показників вугільних ТЕЦ та ТЕС. В Київському національному університеті будівництва та архітектури на кафедрі теплотехніки також були проведено аналіз та пошук вирішення цієї проблеми. Одним з таких є збагачене киснем дуттьове повітря.

Попри наявний досвід модифікації дуттьового повітря шляхом збагачення киснем у металургійних і промислових печах, його пряме перенесення на теплоенергетичні котли залишається обмеженим з низки причин. Насамперед, варто зазначити, що коефіцієнт корисної дії (ККД) печей і котлів відрізняються технічно та економічно, а відповідно — і різні закономірності теплових процесів. Для металургії основна ціль дати як найбільшу температуру для плавки отримання металу. В енергетиці необхідний баланс для отримання електроенергії у випадку з ТЕС та при

комбінованому виробництві електричної та теплової енергії. Тому підняття ККД для кожного підприємства відрізняються. Крім того, конструктивно-технологічні особливості процесів горіння у топках печей істотно відрізняються від тих, що відбуваються в енергетичних котлоагрегатах. Значна частина доступних досліджень та публікацій зосереджена переважно на використанні природного газу як палива, тоді як на вітчизняних теплових електростанціях основним видом палива є вугілля, а природний газ застосовується лише для підтримання горіння в факелі.

У світовій практиці виділяють два основні підходи до використання кисню у процесах спалювання твердих органічних палив. Перший передбачає спалювання вугілля в середовищі чистого кисню або його суміші з діоксидом вуглецю (CO_2). Другий — збагачення киснем повітря, що подається в котел. Перший напрям отримав найбільший розвиток у країнах з високим рівнем використання вугілля низької якості, зокрема в Польщі, Китаї, Швеції та Фінляндії.

У зазначених країнах активно ведуться дослідження щодо вдосконалення циклу Ренкіна із застосуванням теплоенергетичних установок, що працюють на надкритичних параметрах. У таких системах як паливо використовується вугілля, а окиснювачем виступає суміш кисню та CO_2, який рециркулюється після очищення продуктів згоряння від золи й вологи методом мембранного розділення. Такий підхід, відомий під терміном oxy-fuel combustion, розглядається як перспективний напрям з точки зору зниження викидів парникових газів та підвищення енергоефективності. Наразі існує значна кількість публікацій, присвячених дослідженню цього процесу.

Технологія oxy-fuel combustion, попри свої теоретичні переваги у сфері зниження викидів вуглекислого газу, сьогодні виявляється економічно недоцільною для широкого впровадження на існуючих теплових електростанціях. Основною причиною цього є надзвичайно високі капітальні витрати на переобладнання діючих ТЕЦ, які включають встановлення

установок розділення повітря для отримання кисню, модернізацію всієї системи подачі окиснювача, реконструкцію топкових камер та систем очищення димових газів. За різними оцінками, вартість такої модернізації може становити 60-80% від вартості будівництва нової електростанції, що робить проекти економічно нерентабельними в умовах існуючих цін на електроенергію та вуглецеві кредити.

Більш того, енергетичний ландшафт стрімко змінюється завдяки активному розвитку двох ключових технологій: атомних реакторів четвертого покоління та водневої енергетики. Ці напрями демонструють значно більший потенціал для довгострокового вирішення проблеми декарбонізації енергетики при кращих економічних показниках.

Атомні реактори четвертого покоління, також відомі як регенеруючі або розмножуючі реактори, представляють революційний крок у розвитку ядерної енергетики. Основною їх особливістю є здатність не тільки виробляти енергію, але й створювати більше ядерного палива, ніж споживають. Це досягається завдяки використанню швидких нейтронів для перетворення природного урану-238 або торію-232 у паливні ізотопи уран-235 або уран-233 відповідно. Найбільш перспективними типами таких реакторів є реактори з з розплавленими сольовими теплоносіями та реактори рідкометалевим теплоносієм, зокрема натрієві реактори.

Натрієві реактори швидкого спектра використовують рідкий натрій як теплоносій, що дозволяє досягти високих температур без значного тиску в контурі. Це забезпечує високу термодинамічну ефективність та безпеку експлуатації. Такі реактори можуть працювати в замкненому паливному циклі, переробляючи відпрацьоване ядерне паливо та значно зменшуючи кількість радіоактивних відходів. Росія вже експлуатує промисловий швидкий реактор БН-800 потужністю 880 МВт, а Китай будує експериментальний реактор CFR-600.Ще більше перспективним виглядають реактори з росплавленим свинцем.

Реактори з розплавленими солями представляють іншу перспективну концепцію, де паливо знаходиться в рідкому стані у вигляді розплаву фторидних солей. Це дозволяє досягти надзвичайно високого ступеня безпеки завдяки природним фізичним властивостям системи та можливості використовувати торій як основне паливо. Торій є значно більш поширеним елементом на Землі порівняно з ураном, що вирішує проблему довгострокового забезпечення паливом.

Паралельно з розвитком ядерної енергетики четвертого покоління активно розвивається воднева економіка. Водень як енергоносій має унікальні властивості: при згорянні він утворює лише водяну пару, не продукуючи жодних викидів вуглекислого газу чи інших забруднюючих речовин. Сучасні технології виробництва водню включають електроліз води з використанням відновлюваних джерел енергії, парову конверсію метану з улавлюванням вуглекислого газу, та високотемпературний електроліз з використанням надлишкового тепла від атомних електростанцій.

Особливо перспективним є поєднання атомної енергетики з водневим виробництвом. Високотемпературні газоохолоджувані реактори четвертого покоління можуть забезпечувати температури до 950 градусів Цельсія, що ідеально підходить для ефективного термохімічного розкладання води на водень та кисень. Такі гібридні системи можуть одночасно виробляти електроенергію та водень, забезпечуючи гнучкість енергопостачання та можливість зберігання енергії у вигляді водню.

Водневі технології також швидко розвиваються у сфері транспорту та промисловості. Паливні елементи для автомобілів досягли комерційної зрілості, а водневі електростанції демонструють високу ефективність при пікових навантаженнях. Металургійна промисловість розглядає водень як альтернативу коксу для виробництва сталі, що може кардинально знизити викиди вуглекислого газу в цій галузі.

З огляду на ці тенденції, інвестиції в oxy-fuel combustion для модернізації вугільних електростанцій видаються нераціональними. Замість витрачання значних коштів на технології, які лише частково вирішують проблему викидів, доцільніше направити ресурси на розвиток атомної енергетики четвертого покоління та водневих технологій, які забезпечують повну декарбонізацію енергетичного сектору з кращими довгостроковими економічними перспективами. Однак вартість і терміни будівництва атомних електростанцій вимагають великих ресурсних затрат, що не можливо реалізувати швидко.Отже треба розвивати можливості технологічного підвищення енергоефективності вугільних підприємств.

Мета роботи

Метою роботи є пошук аналіз та обчислення можливих способів покращення фізичних та екологічних процесів спалювання вугільного палива різних марок на існуючому обладнанні. Основною вимогою є не висока вартість, легкість у впровадженні та експлуатації. головним аспектом є зниження витрати з механічним недопалом а також зниження шкідливих викидів у атмосферу.

Розгляд механізму механічного недопалу та його вплив на спалювання вугілля

Механічний недопал виникає коли частинки вугілля фізично покидають топкову камеру до того, як встигають повністю згоріти. Цей процес розпочинається з моменту подачі подрібненого вугілля в топку разом з первинним повітрям через пальники. Частинки вугілля різного розміру потрапляють у потік гарячих димових газів, який рухається з великою швидкістю до виходу з топки.

Найменші частинки розміром менше 10 мікрон практично миттєво нагріваються до температури займання і встигають повністю згоріти навіть при швидкому русі газового потоку. Частинки середнього розміру 20-50

мікрон мають більший час прогрівання та горіння, але за сприятливих умов також встигають згоріти. Найбільші проблеми створюють більші частинки розміром понад 100 мікрон, які потребують значно більше часу для повного згоряння.

Коли більша частинка вугілля потрапляє в топку, вона спочатку рухається разом з потоком первинного повітря з пальника. Через різницю в густині між твердою частинкою та газовим потоком виникає аеродинамічна сила опору, яка намагається затримати частинку. Однак якщо швидкість газового потоку занадто висока, частинка продовжує рухатися разом з потоком, не встигаючи повністю згоріти.

У добре спроектованій топці створюються зони рециркуляції, де частинки можуть "зависнути" на довший час. Ці зони утворюються за рахунок особливої геометрії топки та організації подачі повітря. Більші частинки, які потрапляють у такі зони, мають більше шансів повністю згоріти, оскільки перебувають у високотемпературному середовищі довше.

Особливо небезпечними є частинки неправильної форми та пористі частинки з низькою реакційною здатністю. Такі частинки можуть мати велику масу при відносно малій поверхні контакту з киснем, що значно уповільнює процес їх згоряння.

Головним фактором є надмірна швидкість димових газів у топці. Коли тяга занадто сильна або топка неправильно розрахована, гази рухаються так швидко, що навіть частинки середнього розміру не встигають згоріти. Це особливо характерно для топок з вертикальним розташуванням пальників, де гази рухаються знизу вгору з великою швидкістю.

Неправильна організація подачі вторинного повітря також сприяє механічному недопалу. Якщо вторинне повітря подається занадто інтенсивно або в неправильних місцях, воно може створювати додаткові потоки, які виносять неспалені частинки з топки.

Низька температура в топці призводить до того, що процес горіння уповільнюється, і навіть частинки, які мають достатньо часу для згоряння, не встигають повністю окислитися через повільну швидкість реакцій.

Антрацит через свою високу щільність та низьку реакційну здатність особливо схильний до механічного недопалу. Його частинки важкі та потребують тривалого часу для повного згоряння.

Буре вугілля, хоча і має високу реакційну здатність, часто містить багато вологи, що уповільнює процес займання. Більші частинки бурого вугілля спочатку мають випарити вологу, потім пройти стадію виходу летких речовин і лише після цього розпочинається горіння коксового залишку.

Газове вугілля є досить реакційним через високий вміст летких речовин, що призводить до швидкого займання та високої температури на початку горіння. Це вказує на те, що факел є досить низьким, і як наслідок, після повного згорання летких речовин та виходу палива з активної зони температура знижується, що ускладнює догорання фіксованого вуглецю.

Механізм дифузії кисню до вуглецю

Процес дифузії кисню до поверхні вуглецевої частинки є складним багатостадійним процесом. Спочатку кисень має подолати ламінарний примежовий шар, який завжди існує навколо частинки навіть при турбулентному потоці газів. Товщина цього шару залежить від швидкості обтікання частинки газовим потоком.

Вугільні частинки мають складну пористу структуру з порами різного розміру. Макропори діаметром понад 50 нанометрів дозволяють відносно вільний рух молекул кисню всередину частинки. Мезопори діаметром 2-50 нанометрів створюють певний опір дифузії, а мікропори менше 2 нанометрів можуть бути практично недоступними для молекул кисню.

При високих температурах структура пор змінюється. Деякі пори можуть закриватися через термічне розширення матеріалу або утворення продуктів реакції, в той час як інші можуть розкриватися через руйнування органічної структури вугілля. Це створює динамічну картину доступності внутрішньої поверхні для реакції з киснем.

Конкуренція процесів

На поверхні вуглецевої частинки одночасно відбувається кілька конкуруючих процесів. Молекули кисню адсорбуються на активних центрах поверхні, утворюючи поверхневі кисневі комплекси. Ці комплекси можуть далі реагувати з утворенням оксиду вуглецю або діоксиду вуглецю, або можуть десорбуватися з поверхні без реакції.

Швидкість споживання кисню реакцією окислення залежить від температури поверхні. При низьких температурах кисень може накопичуватися на поверхні, поступово утворюючи кисневі комплекси. При високих температурах кисень споживається дуже швидко, створюючи різкий градієнт концентрації в примежовому шарі.

Вплив продуктів згоряння на інтенсивність процесів окиснення

Утворені в результаті реакції молекули оксиду та діоксиду вуглецю мають дифундувати від поверхні частинки в основний потік газів. Цей зворотний потік продуктів реакції конкурує з дифузією кисню до поверхні, створюючи додатковий опір масопереносу.

У порах частинки може виникати ситуація, коли продукти згоряння накопичуються через ускладненний їх вихід назовні. Це призводить до зниження парціального тиску кисню всередині пори та уповільнення реакції окислення внутрішньої поверхні.

Температурні ефекти

При підвищенні температури коефіцієнт дифузії кисню збільшується, що прискорює його доставку до поверхні. Однак одночасно зростає і швидкість споживання кисню реакцією, що може призвести до ще більшого дефіциту кисню біля поверхні.

Неоднорідний розподіл температури всередині великих частинок створює градієнти швидкості реакції. Зовнішні шари частинки можуть горіти інтенсивно, створюючи бар'єр для проникнення кисню до внутрішніх шарів. Це може призвести до утворення золової кірки на поверхні, яка додатково ускладнює дифузію.

Огляд сучасних методів покращення експлуатаційних показників промислових парогенераторів

За десятиліття досліджень та практичної експлуатації котлоагрегатів розроблено значну кількість технологій та методів, спрямованих на оптимізацію процесів горіння, підвищення енергетичної ефективності та зниження негативного впливу на навколишнє середовище. Розглянемо основні з них, зосереджуючи увагу на можливості їх адаптації до умов українських ТЕЦ, що перейшли з вугілля марки "АШ" на вугілля марки "Г".

Методи оптимізації горіння вугільного палива можна умовно поділити на три основні групи: технології підготовки палива, хіміко-фізичні рішення та конструктивні рішення.

Технології підготовки палива спрямовані на покращення фізико-хімічних характеристик вугілля перед його подачею в топку. Одним з найпоширеніших методів є глибоке сушіння вугілля, яке дозволяє знизити вміст вологи до технічно оптимального рівня. Для вугілля марки "Г", що характеризується підвищеною вологістю (8-15%), цей метод може бути особливо ефективним. Зниження вологості на кожен відсоток підвищує теплоту згоряння приблизно на 0,15-0,2 МДж/кг та покращує умови займання пилоповітряної суміші. Крім того, зменшення кількості вологи, яка потрапляє

в топку, знижує витрати енергії на її випаровування та підвищує температуру в зоні горіння, що сприяє більш повному вигорянню вуглецю.

Технологія глибокого сушіння може бути реалізована різними шляхами: використанням газів рециркуляції або використовуючи свіже повітря попередньо підігріте в повітропідігрівачах. Також з застосуванням спеціальних сушарок із псевдозрідженим шаром або шляхом модернізації існуючих систем пилоприготування. Проте, незважаючи на очевидні переваги, даний метод має і суттєві недоліки. Насамперед, це значні енергетичні витрати на процес сушіння, які можуть сягати 2-4% від загальної теплової потужності котла. Крім того, сушіння вугілля при високих температурах підвищує ризик вибуху пилоповітряної суміші в системах пилоприготування. Збільшується також відкладання вугільного пилу при транспортуванні та зберіганні палива, що створює додаткові проблеми експлуатаційному персоналу.

Іншим важливим напрямком оптимізації підготовки палива є регулювання тонкості помелу вугільного пилу. Цей параметр критично важливий для ефективного горіння, оскільки визначає питому поверхню реагування частинок з киснем. При переході на вугілля марки "Г" оптимальна тонкість помелу відрізняється від тієї, що застосовувалася для антрациту. Якщо для вугілля марки "АШ" типовий залишок на ситі з розміром комірок 90 мкм становить 7-10%, то для газового вугілля цей показник може бути збільшений до 12-15%. Це пов'язано з вищою реакційною здатністю газового вугілля та меншою густиною його частинок.

Оптимізація тонкості помелу дозволяє збільшити питому поверхню реагування, що прискорює процес горіння та знижує механічний недопал. Однак надмірне подрібнення також має негативні наслідки: підвищуються витрати електроенергії на помел (які можуть складати 12-20 кВт·год на тонну вугілля), прискорюється знос розмельного обладнання. Тому вибір

оптимальної тонкості помелу для конкретного типу вугілля та конструкції котла вимагає проведення спеціальних досліджень та випробувань.

Методи хіміко-фізичної оптимізації горіння зосереджені на вдосконаленні організації потоків палива та окислювача в топковому просторі. Найбільш перспективним і широко застосовуваним методом є двоступенева подача повітря. Ця технологія передбачає розділення всього обсягу повітря, необхідного для горіння, на дві частини: первинне повітря (60-70% від теоретично необхідного), що подається разом з паливом через основні пальники, та вторинне повітря (30-40%), що вводиться в топку на певній відстані від основних пальників.

Такий підхід дозволяє створити в нижній частині топки відновлювальну атмосферу з недостатньою кількістю кисню (коефіцієнт надлишку повітря α = 0,7-0,8), що сприяє зниженню утворення оксидів азоту на 30-40% меньше за рахунок пригнічення окислення азотовмісних сполук палива. Водночас у верхній частині топки, після введення вторинного повітря, створюються умови для повного доокислення продуктів неповного згоряння. Двоступенева подача повітря також сприяє стабілізації горіння та зменшенню шлакування екранів завдяки більш рівномірному розподілу температури по висоті топки.

Проте і цей метод має певні недоліки. Зокрема, при неправильному виборі параметрів може спостерігатися збільшення механічного недопалу через недостатню кількість кисню в зоні початкового горіння. Для реалізації технології часто необхідна також модернізація пиловпроводів та повітроподавальної системи котла, що пов'язано з додатковими витратами.

Ще один аеродинамічний метод оптимізації горіння — рециркуляція димових газів. Ця технологія передбачає відбір частини продуктів згоряння (зазвичай 15-25%) з конвективної шахти котла та їх повернення в топку, найчастіше через спеціальні сопла, розташовані поблизу основних пальників. Введення рециркуляційних газів дозволяє знизити пікову температуру в ядрі

факела на 100-150°С, що призводить до зменшення утворення термічних оксидів азоту на 20-25%. Крім того, рециркуляція сприяє стабілізації процесу горіння, особливо при використанні палива зі змінними характеристиками.

Однак рециркуляція димових газів має і суттєві недоліки. Насамперед, це зниження термічного ККД котла на 0,5-1,5% через охолодження факела та погіршення умов теплообміну. Крім того, для організації рециркуляції потрібні додаткові витрати електроенергії на тягодуттьові машини, що забезпечують транспортування димових газів. Спостерігається також прискорений знос газоходів через абразивну дію золи, що міститься в рециркуляційних газах.

Конструктивні методи оптимізації горіння передбачають внесення змін безпосередньо в конструкцію пальникових пристроїв або топкового простору. Модернізація пальникових пристроїв є найбільш поширеним підходом, оскільки дозволяє адаптувати існуюче обладнання до нових видів палива без значної реконструкції котла. Сучасні пальники для вугільного пилу марки "Г" характеризуються удосконаленою аеродинамікою, що забезпечує краще сумішоутворення та стабілізацію факела. Часто використовуються тангенціальні або вихрові пальники, які створюють інтенсивне закручування потоку, збільшуючи час перебування частинок вугілля в зоні горіння, але одночасно в зоні горіння затримується і азот, що збільшує вірогідність його окиснення.

Модернізація пальників дозволяє покращити сумішоутворення, стабілізувати факел та оптимізувати температурний режим у топці. Проте такі заходи пов'язані зі значними капітальними витратами та вимагають зупинки обладнання для реконструкції. Крім того, виникає складність підбору оптимальної конструкції пальників для забезпечення ефективної роботи при змінних режимах експлуатації котла та не стабільному складі палива, що характерно для вугілля марки "Г".

Більш радикальним, але й більш витратним підходом є реконструкція топкового простору. Вона може включати зміну об'єму топкової камери, перерозподіл екранних поверхонь, встановлення додаткових перегородок або інших елементів, що впливають на аеродинаміку потоків. Такі заходи дозволяють оптимізувати розподіл температур у топці, збільшити час перебування частинок вугілля в зоні горіння та знизити втрати з механічним недопалом. Однак реконструкція топкового простору вимагає дуже високих капітальних витрат, має тривалий термін окупності та передбачає значний простій обладнання під час реконструкції, що часто є неприйнятним для об'єктів критичної інфраструктури.

Проаналізовані існуючі методи оптимізації горіння вугільного палива в топках промислових парогенераторів дозволяють частково вирішити проблеми, пов'язані з переходом на непроектне паливо. Кожен з методів має свої переваги та обмеження, а їх ефективність залежить від конкретних умов експлуатації та характеристик використовуваного палива. Найбільш ефективними можна виділити метод додаткової сушки вугільного пилу та двухстадійного спалювання. Вони можуть значно оптмізувати процес спалювання і зменшити негативний вплив на атмосферу, хоча і мають низку мінусів.

Тому актуальним є пошук нових, більш ефективних технологій, які б дозволили максимально використати енергетичний потенціал непроектного палива та покращити процесс його спалювання шляхом півищенння ККД,без значної реконструкції існуючого обладнання. Однією з таких перспективних технологій може стати інтенсифікація горіння шляхом збагачення киснем дуттьового повітря, що подається в топку котлоагрегату.

Аналіз результатів досліджень зі збагачення киснем дуттьового повітря

Попередньо було представлено теоретичний розрахунок для бурого вугілля Львівсько-Волинського вугільного басейну, розрахунок було проведено для

парогенератора ТП-100 який встановлений на Бурштинській ТЕС. Суть методу це збільшення концентрації кисню в дуттьовому повітрі за допомогою мембранного методу очищення газів.

В основі розділення газових середовищ за допомогою мембранних кисневих установок лежить різниця у швидкостях проникнення компонентів у газовій суміші через речовину мембрани. Процес розділення зумовлений різницею в парціальних тисках на різних сторонах мембрани. Сучасна газорозподільна мембрана являє собою аж ніяк не плоску пластину або плівку, а порожнисте волокно. Для технологій мембранного розділення газів застосовується сучасна поліволоконна мембрана, що складається з пористого полімерного волокна з нанесеним на його зовнішню поверхню газорозподільним шаром. Конструктивно поліволоконна мембрана компонується у вигляді циліндричного картриджа, який являє собою котушку з намотаним на неї особливим чином полімерним волокном. Пористе волокно має складну асиметричну структуру, щільність полімеру зростає в міру наближення до зовнішньої поверхні волокна. Як наслідок отримується азот з чистотою 95-97% та збагачене киснем повітря в якому вміст ксиню приблизно 45%, чого цілком достатньо для інтенсифікації горіння. Попередні розрахунки показали що при збільшенні концентрації кисню у дуттьовому повітрі більше ніж на 40% кардинального прискорення горіння не спостерігається.

Тепловий розрахунок показав, що зі збільшенням концентрації кисню в дуттьовому повітрі відбуваються суттєві зміни в процесах тепломасообміну в котлах.

− Зменшення об’єму дуттьового повітря. Це відбувається за рахунок збільшення кількості молекул O2 в активній зоні горіння, що пришвидшує дифузію кисню до вуглецю, а отже і зменшує необхідність загальної витрати дуттьового повітря для спалювання (Рис.1.).

– Зменшення об’єму димових газів. На цей чинник впливає загальне зменшення витрати повітря для спалювання кілограму палива(Рис.1.).

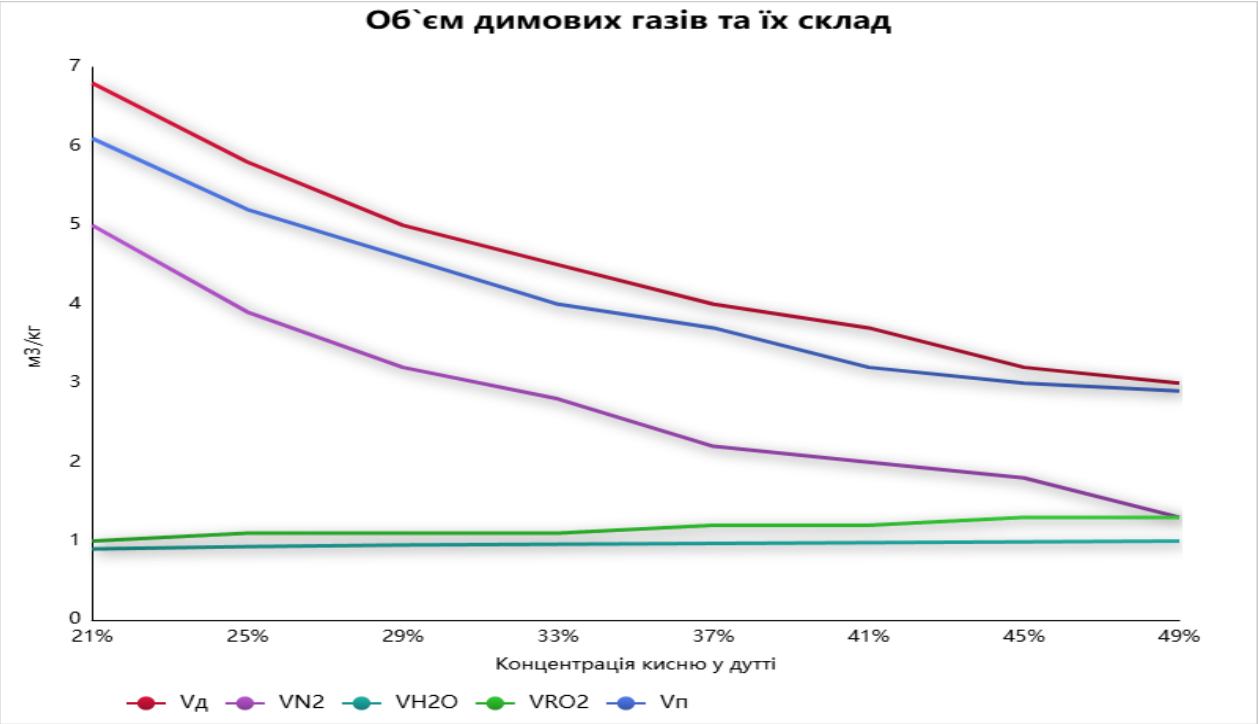

Рис.1 Залежність об’ємів необхідного кисню, повітря та продуктів згорання вугільного пилу від концентрації кисню в дуттьовому повітрі

– Зменшення вмісту та об’ємної частки азоту в димових газах. Чим менший відсоток азоту у дуттьовому повітря, тим менше ми вносимо азоту в топку разом з дуттьовим повітря і тим менше азоту потрапляє в димові гази(Рис.2.). Відомо, що азот являє собою баласт який забирає на себе корисне тепло виділене в топці та погіршує теплообмін. Зменьшення його присутності, покращить теплообмін в топці та конвективній частині.

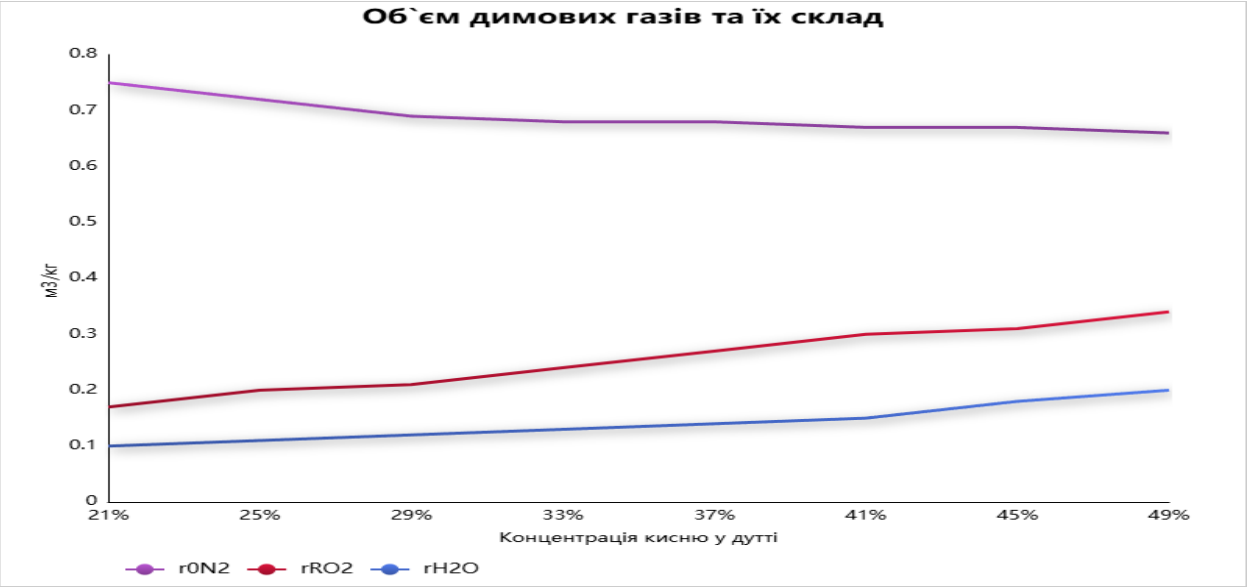

Рис.2 Залежність об’ємних часток продуктів згорання вігульного пилу від концентрації кисню в дуттьовому повітрі

– збільшення об’ємної частки трьохатомних газів та водяних парів при їх постійному об’ємі в продуктах згорання. Це вказує на покращене вигорання палива, тобто доокиснення моно оксидів вуглецю(CO) (Рис.2.) та зменшення витрати палива(Рис.3). На це впливає збільшене вивільнення корисного тепла в топці разом з паливом.

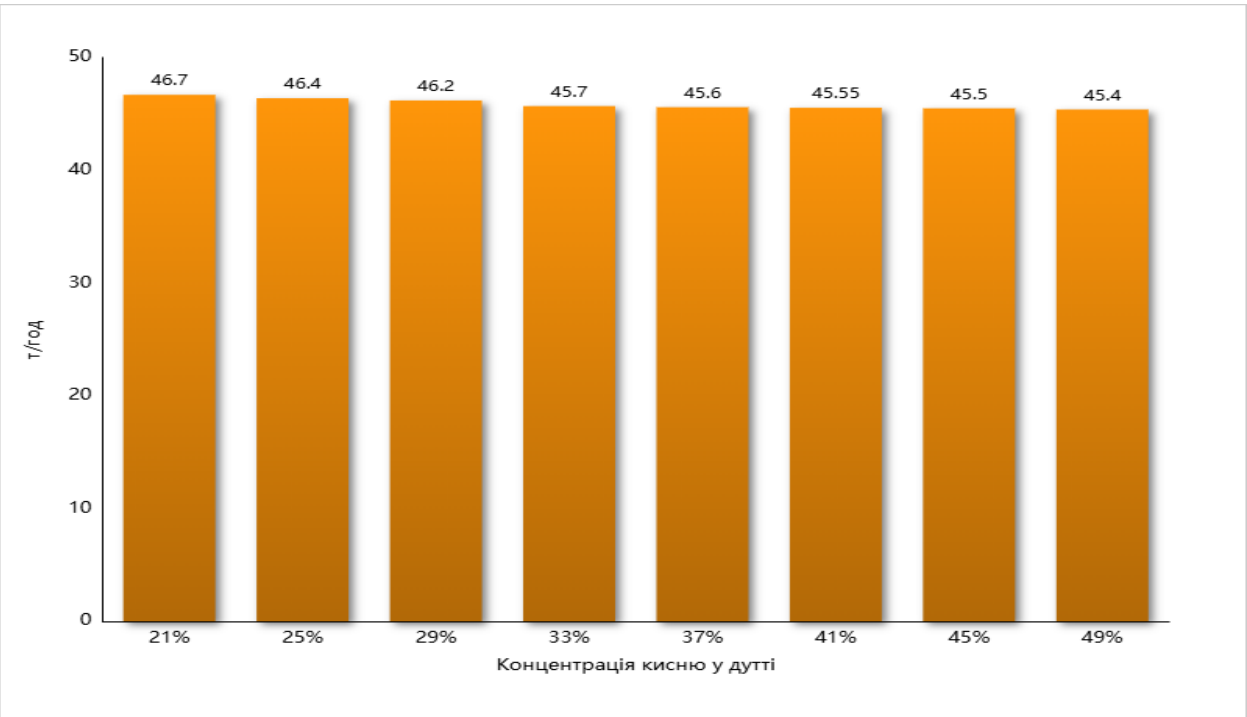

Рис.3 Залежність витрати палива від концентрації кисню в дуттьовому повітрі

− Зниження температури вихідних газів. Хімічний склад димових газів змінюється в сторону збільшення відсотку триатомних газів, що впливають на тепловіддачу, а також зменшення вмісту азоту в димових газах, який виступає баластом та забирає на себе велику частку тепла, яка виноситься з парогенератора(Рис.4.).

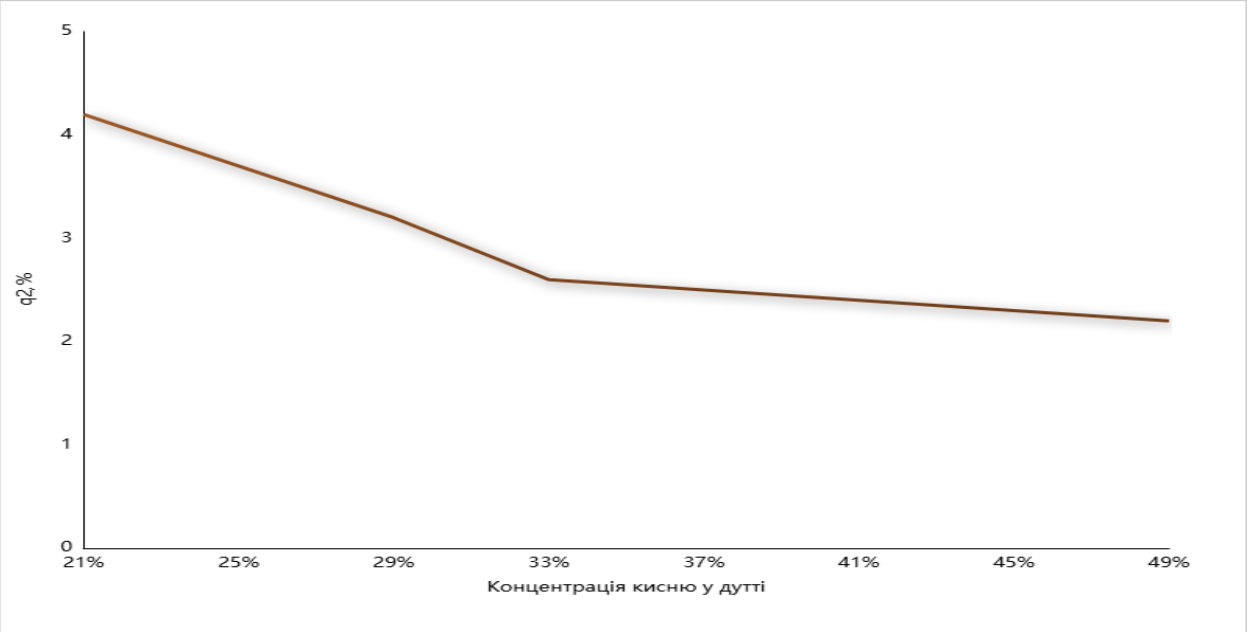

Рис.4 залежність втрати теплоти з димовими газами від концентрації кисню в дуттьовому повітрі

− Загальне збільшення ККД котлоагрегату. Загальна інтенсифікація горіння палива в топці, вивільнення більшої кількості корисного тепла та зниження витрат разом з хімічним та механічним недопалом, а також разом з димовими газами, призводять до підвищення ККД.

Підбиваючи підсумки аналізу оцінки методу збагачення киснем дуттьового повітря киснем стає зрозуміло: головною зміною є інтенсифікація горіння вугілля, як наслідок зменшення недопалу та витрати палива; зменшення об’єму димових газів та їх складу, що впливає позитивно на екологічні

показники та теплообмін в тпоковому середовищі та конвективній частині. Як наслідок зменшення витрати разом з димовими газами.

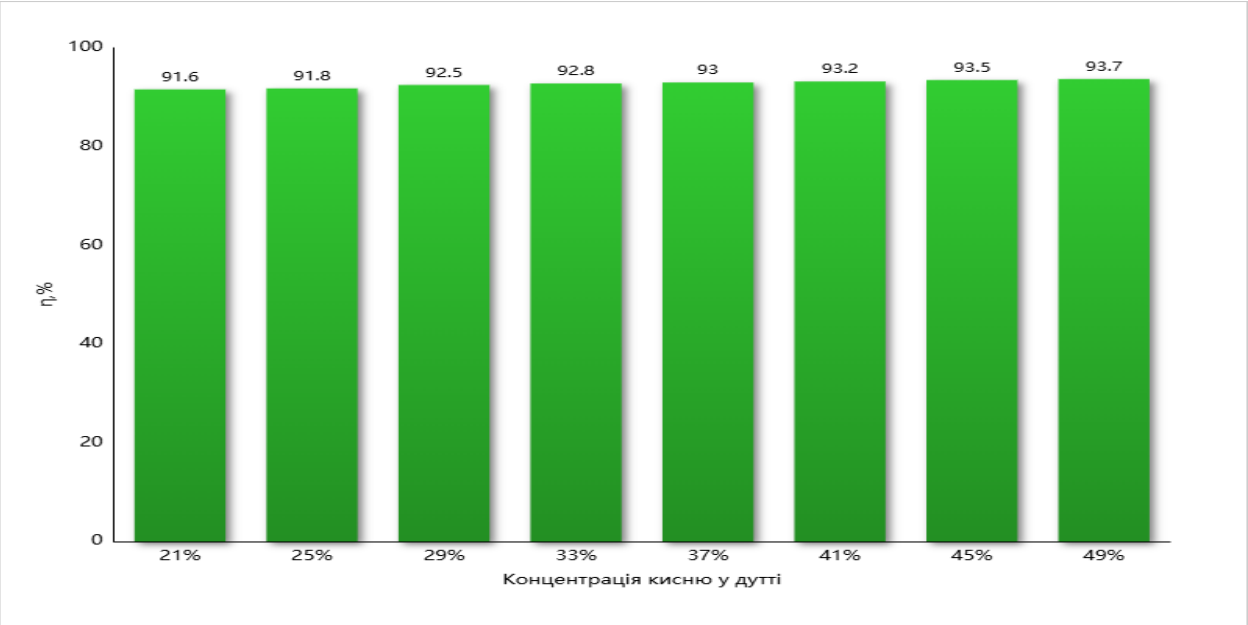

Рис.5 Залежність ККД котла від концентрації кисню в дуттьовому повітрі

Зменьшуючи кількість втрат тепла збільшується загальний ККД. Також стало зрозуміло що підвищення концентрації кисню у дуттьовому повітрі більше ніж на 33-37% немає сенсу так як зміни стають незначні.

Отже метод можно оцінити як перспективний, але він вимагає глибшого дослідження та можливість його використання на різник котлоагрегатах та для різних видів вугілля яке використовується в Україні.

Оцінювання методу на універсальність відносно різних сортів вугілля

Після вивчення матеріалів та детального дослідження було прийнято рішення перевірити даний метод на універсальність та можливість адаптації під різні види парогенераторів та складу вугілля. Тому було проведено розрахунок для парогенератора ТП-170, встановленого на Дарницькій ТЕЦ в місті Києві. Були проведені розрахунки для проектного палива «АШ» (антрацит штибовий) Донецького вугільного басейну, бурого вугілля «Б»

Дніпровського вугільного басейну, та газового вугілля «ДГ» Донецького вугільного басейну. Детальний тепловий розрахунок показав, що позитивні зміни, які були визначені для парогенератора ТП-100, також були помітними для всіх видів вугілля на парогенераторі ТП-170.

Першою найголовнішою зміною в тепловому розрахунку котлоагрегату яка відслідковується для кожного виду палива та впливає на зменьшення недопалу є збільшення температури горіння в топці.

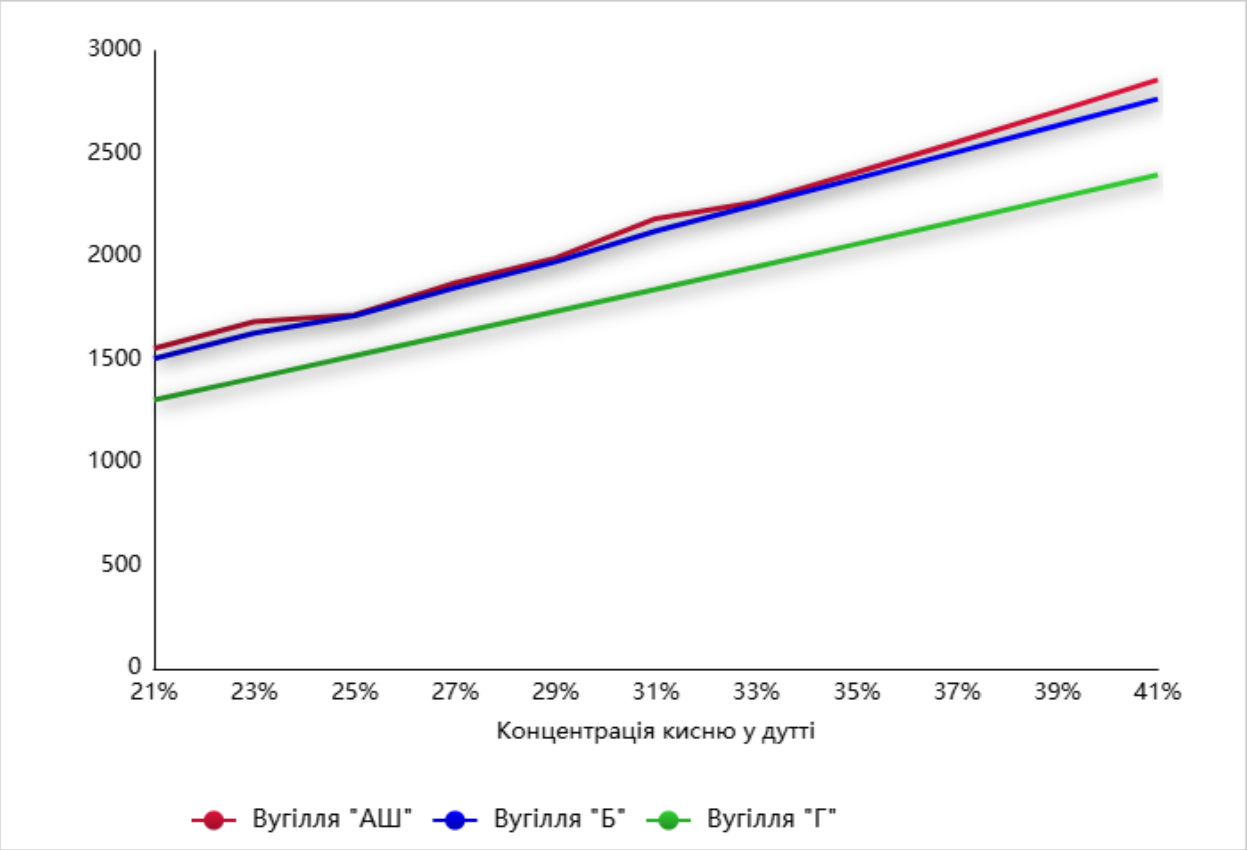

Рис.6 Зміна температури горіння топці при збільшенні концентрації кисню у дуттьовому повітрі, С

Як було сказано раніше відбувається це за рахунок покращеної дифузії вуглецю з киснем. Цей важливий фактор тягне за собою одразу декілька позитивних змін у тепловому балансі котла. Найбільш позитивним є покращення вигоряння великих часточок палива, що недомололися у вугільних млинах. Це прямий вплив на зменшення втрати тепла разом з механічним недопалом. Цю зміну можна відслідкувати на рис. 7.

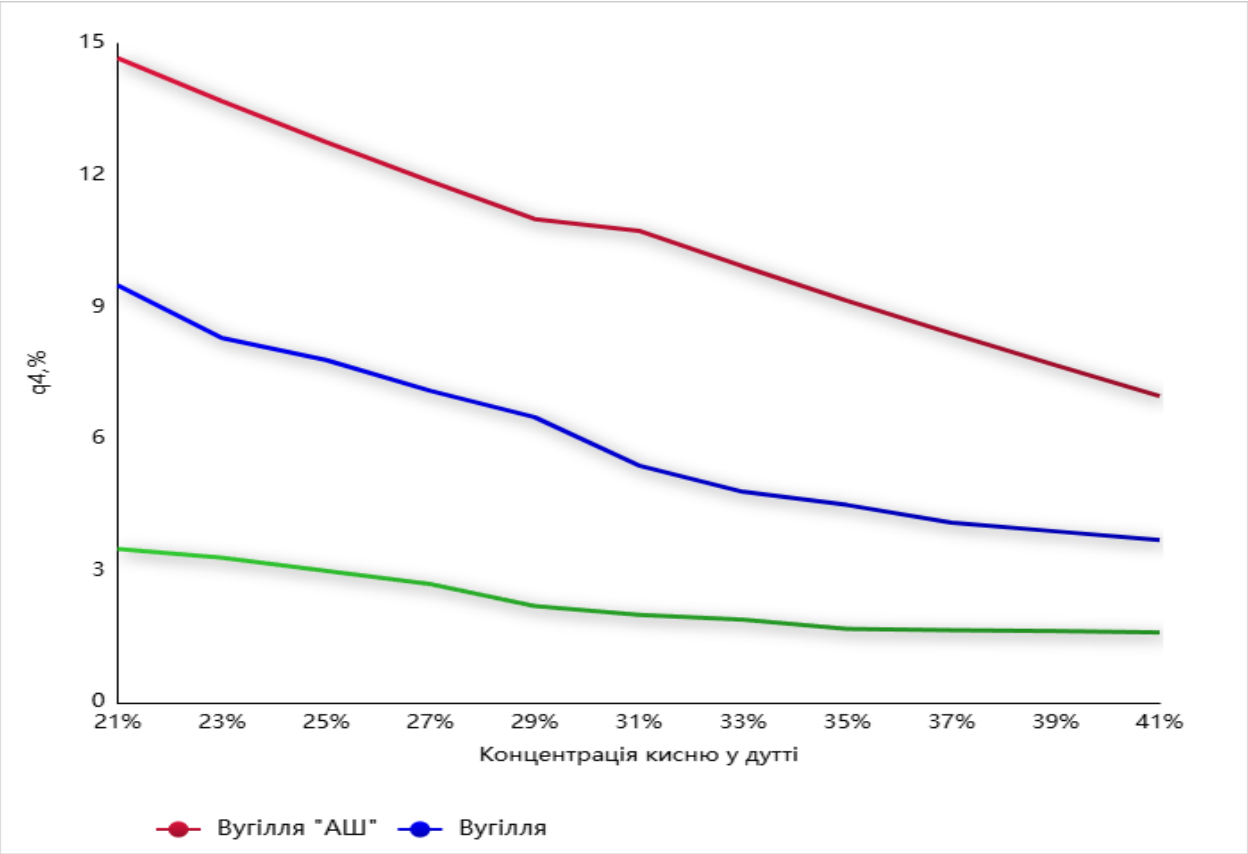

Рис.7 Зміна втрати тепла разом з механічним недопалом при різній концентрації кисню

Також варто зазначити за рахунок покращення вигорання палива та збільшенню вивільненої теплоти в топці парового котла зменшується і витрати палива. Адже завдяки пришвидшені реакції окиснення та зменшенню недопалу ми отримуємо більшу кількість тепла спалюючи ту ж саму або меншу кількість палива.

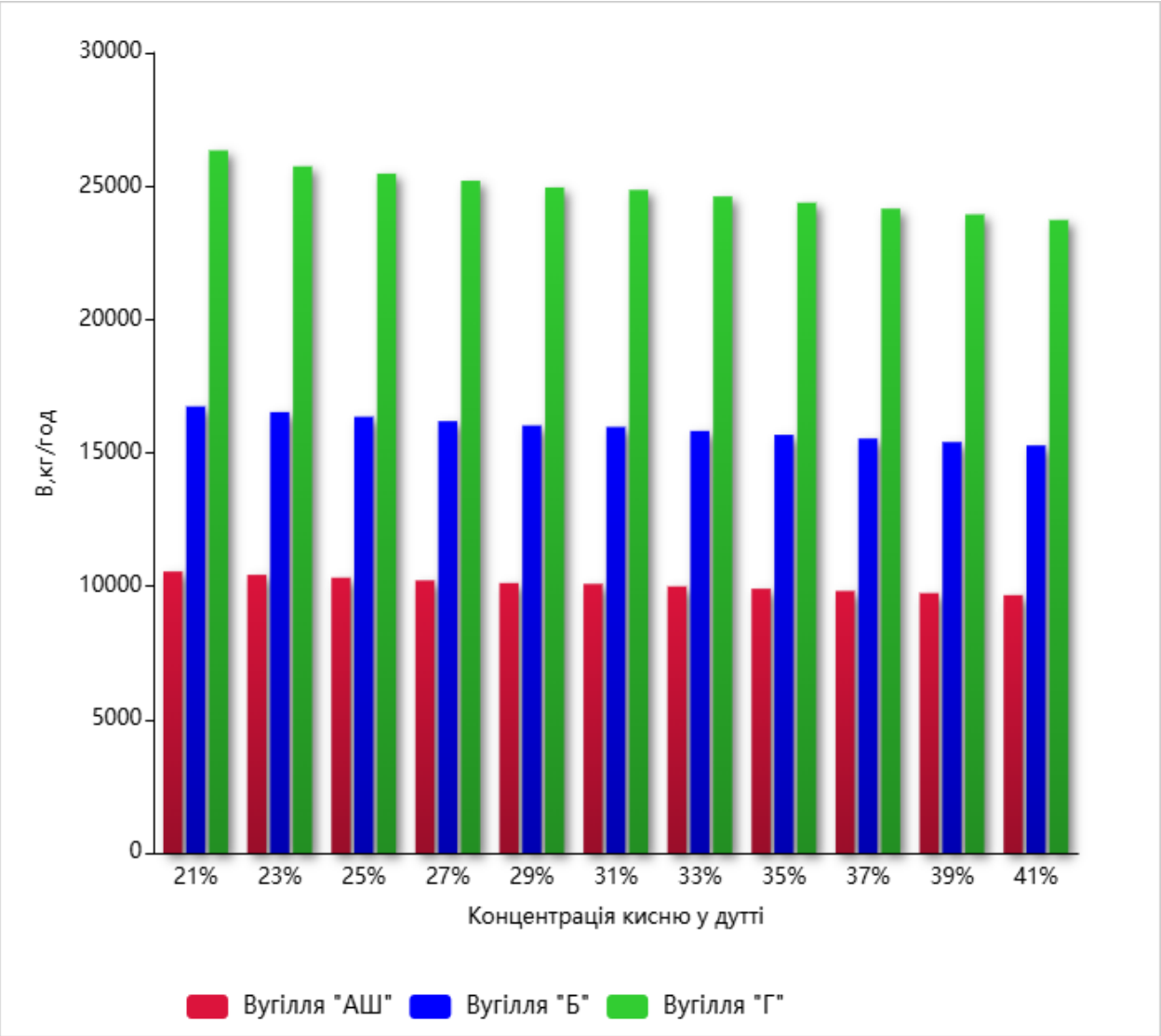

Рис.8 Зміна витрати палива при збільшенні концентрації кисню у дуттьовму повітрі

Окрім покращення економічних показників котлоагрегату зменшення витрати палива, що впливають на вартість отриманої теплової та електричної енергії. Цей фактор впливає на покращення екологічних показників. При спалюванні меншої кількості палива котел викине в атмосферу меншу кількість димових газів.

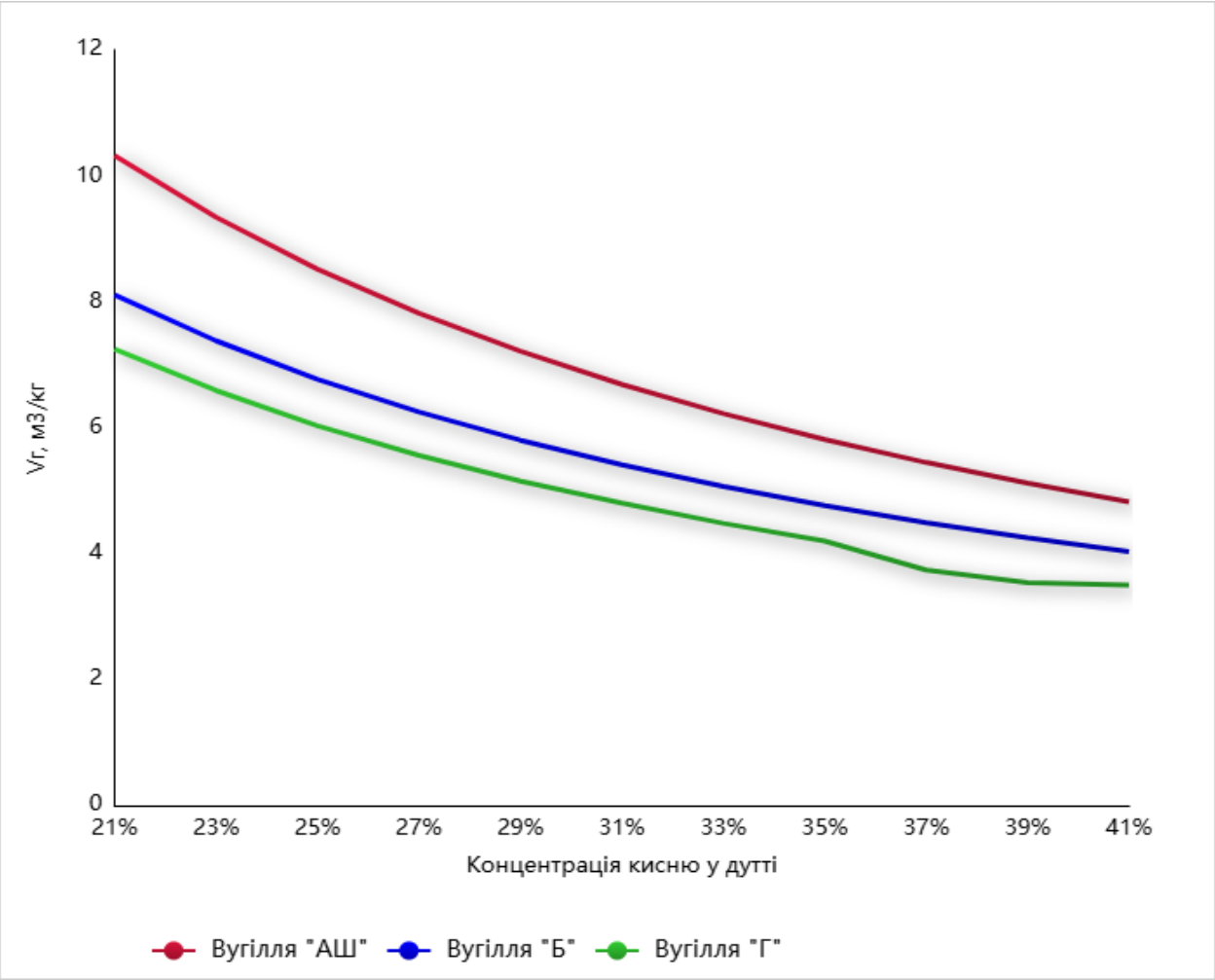

Рис.9 Зміна об’єму виходячих газів при збільшенні концентрації кисню у дуттьовому повітрі

На цей фактор також впливає менша необхідність дуттьового повітря, так як при збільшенні відсотку кисню у дуттьовому повітрі в топку потраплять більше активних молекул кисню. Які пришвидшують реакцію окиснення вуглецю та збільшують імовірність його повного вигорання в топці.

Отже це призведе до зменшення потреби дуттьового повітря рис. 10. Тому зменшення витрати палива та зменшення потреби великої кількості дуттьового повітря призведуть до загального зменшення об’єму виходячих газів рис. 9.

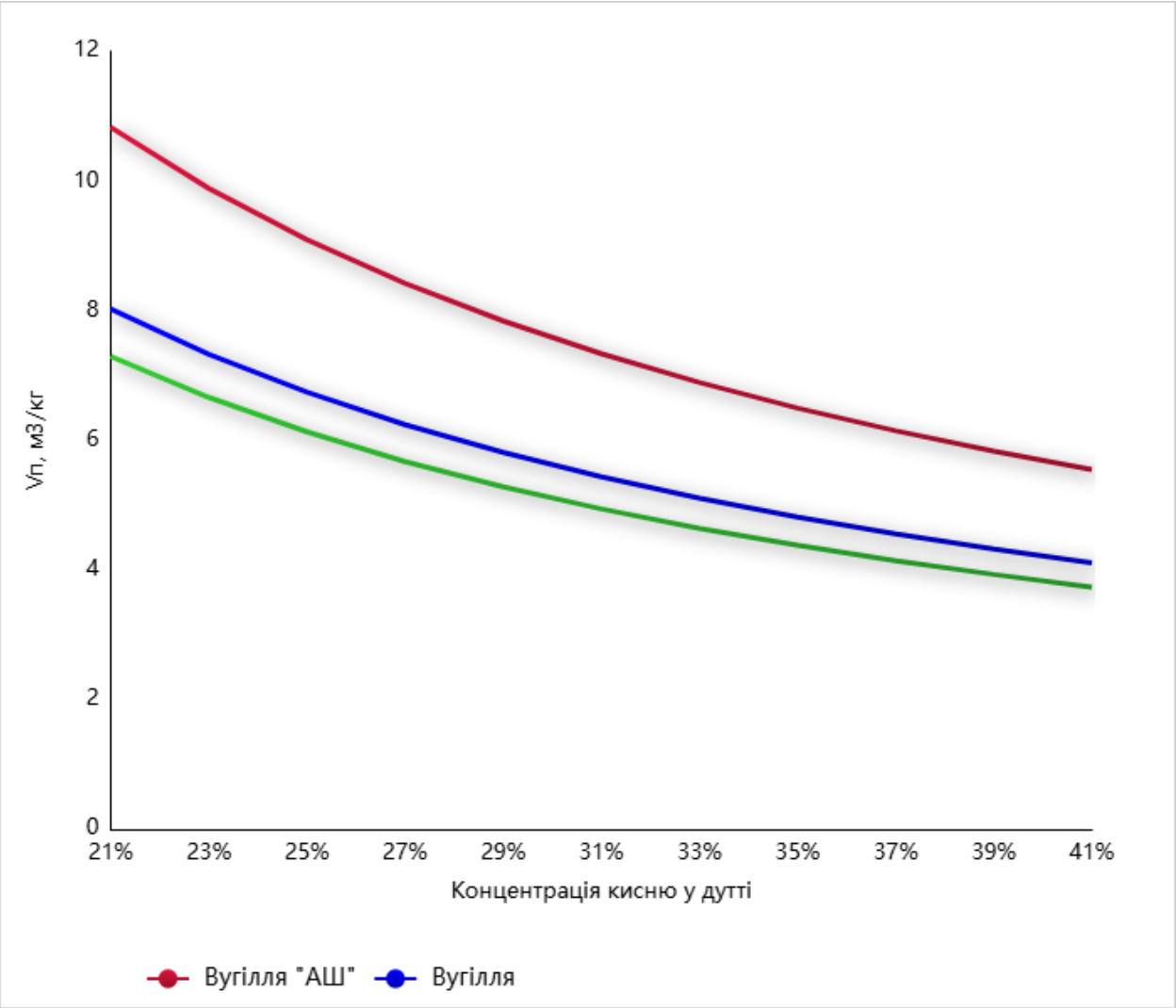

Рис.10 Зміна витрати дуттьового повітря при збільшенні концентрації кисню у дуттьовому повітрі

Варто зазначити, окрім зменшення об’єму виходячих газів також зміниться і їх склад рис.11. Основною зміною є зменшення об’єму азоту у виходячих газах. Це досягається шляхом зменшення об’єму дуттьового повітря та зменшення концентрації азоту у дутті. Також є помітним зростання об’єму CO2 та триатомних газів, об’єм CO2 вказує на покращення дифузії кисню з вуглецем та на пришвидшення реакції горіння.

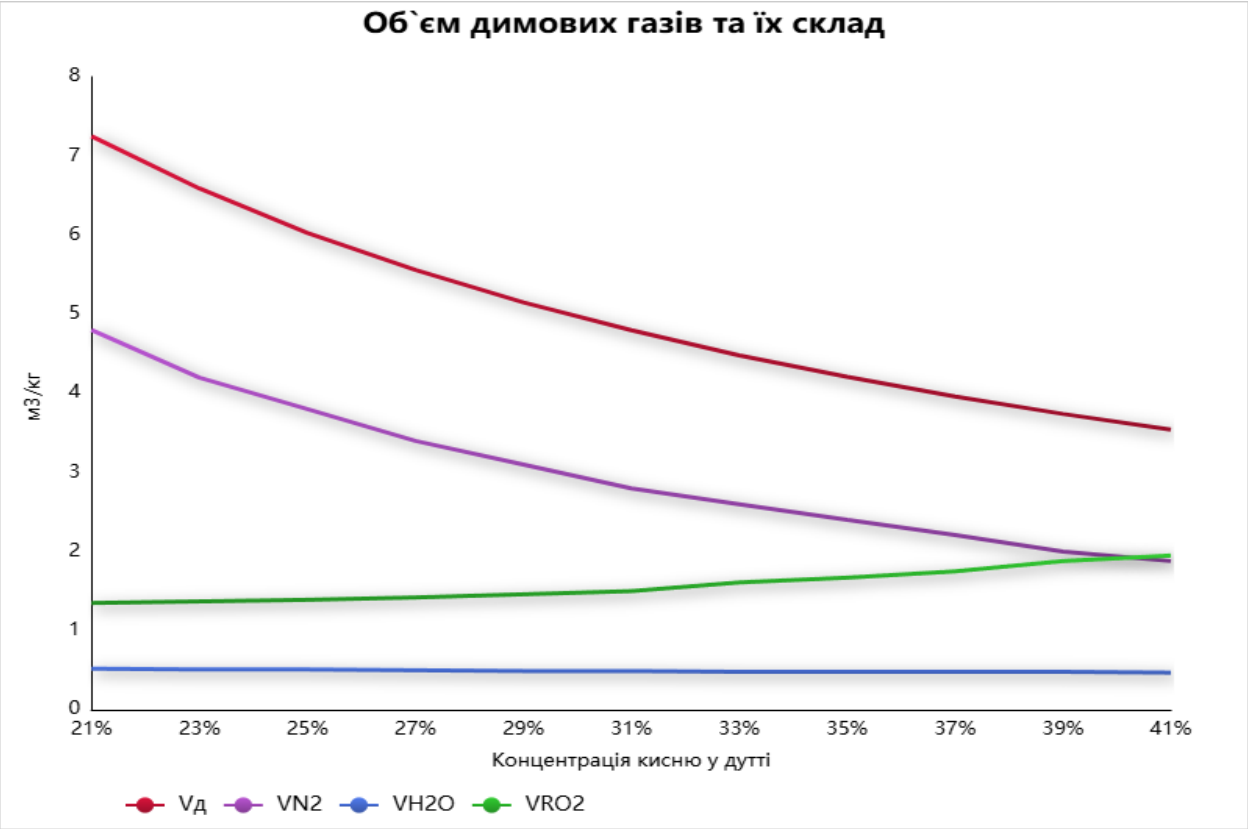

Рис.11 Зміна об’єму продуктів горіння при збільшенні концентрації кисню у дуттьовому повітрі

Що ж до триатомних газів їх об’єм вплине на покращенні інтенсифікації тепловіддачі в топці а також у конвективній частині газового тракту парового котла. Окрім покращення тепловіддачі через зменшення об’єму виходячих газів зменшиться їх швидкість та відповідно їх руку по газовому тракту. Цей чинник впливає на втрату тепла разом з виходячими газами (q2). На рис.12 можна відслідкувати ці зміни.

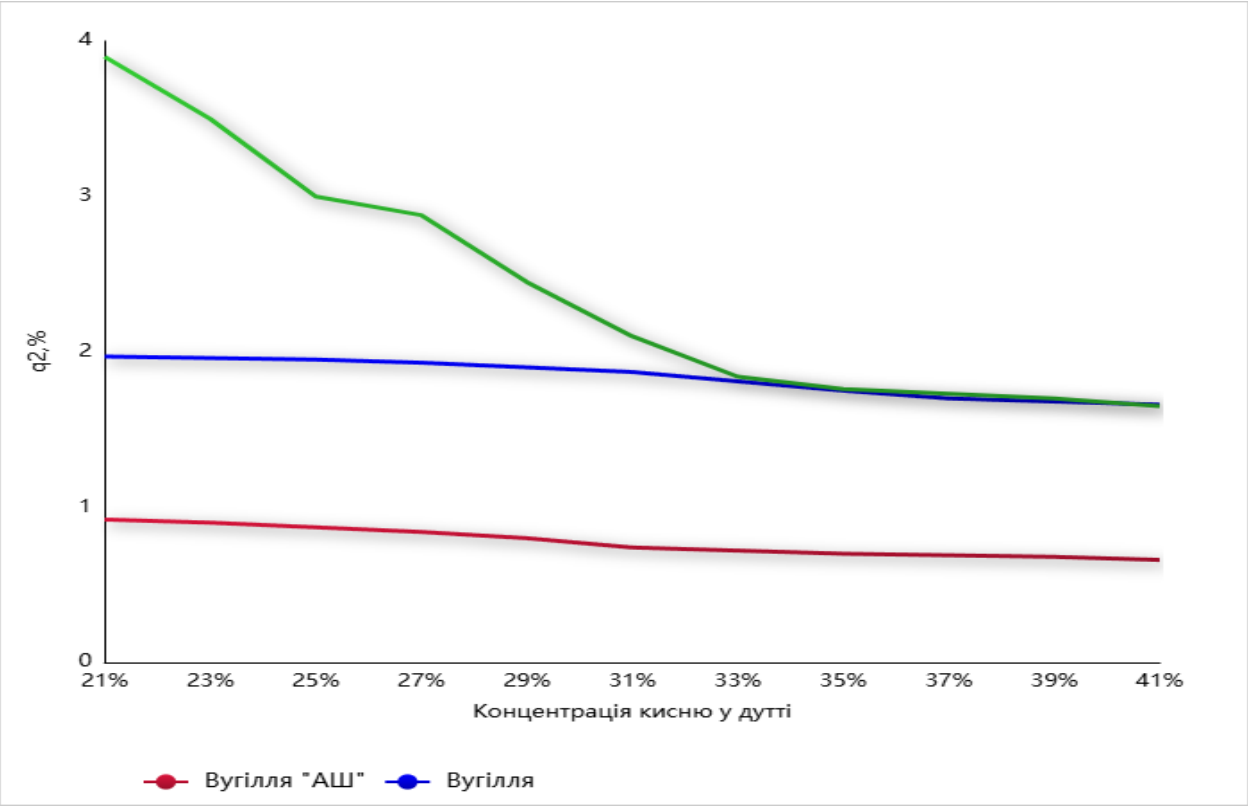

Рис.12 Зміна втрати разом з виходячими газами при збільшенні концентрації кисню у дуттьовому повітрі

Всі ці зміни активно покращують інтенсифікацію горіння в топці для кожного виду вугілля, не залежно від його складу відслідковується позитивні зміни в його фізичних та екологічних показниках. Особливо це підвищення його ККД, зменшення витрати палива та зменшення об’єму шкідливих викидів у атмосферу, що позитивно впливає на його роботу взагалом. Але звідси виникає інша екологічна проблема,яка була не помітна одразу, завдяки збільшенню концентрації кисню ми позбуваємось CO та зменшуємо механічний та хімічний недопал але через збільшення температури збільшується генерація термічних NOx.

Детальний опис генерації термічних NOx в топці парогенератора

Генерація оксидів азоту (NOx) в топковій камері парогенератора є складним фізико-хімічним процесом, який відбувається під впливом високих

температур та включає декілька механізмів утворення цих забруднюючих речовин. Термічні NOx, також відомі як Zeldovich NOx або температурні NOx, утворюються внаслідок окислення молекулярного азоту повітря при високих температурах в зоні активного горіння палива. Цей механізм був вперше детально описаний радянським фізико-хіміком Яковом Зельдовичем у 1946 році і з тих пір носить його ім'я.

Основний механізм утворення термічних NOx базується на розщепленні міцних потрійних зв'язків в молекулі азоту N_2 за рахунок високої термічної енергії. Молекулярний азот, який становить близько 78% повітря, при нормальних умовах є дуже стабільною сполукою з енергією дисоціації 941 кДж/моль. Однак при температурах вище 1300-1400°C енергія теплового руху молекул стає достатньою для руйнування цих зв'язків та ініціації ланцюгових реакцій окислення азоту. Саме тому термічні NOx утворюються переважно в найгарячіших зонах топкової камери, де температура досягає 1500-1800°C.

Механізм Зельдовича включає три основні реакції, які відбуваються послідовно та визначають швидкість утворення термічних NOx. Перша реакція є лімітуючою стадією процесу:

$$N_2 + O \rightarrow NO + N \qquad (1)$$

Ця реакція характеризується дуже високою енергією активації (315 кДж/моль), що пояснює сильну температурну залежність процесу утворення термічних NOx. Атомарний кисень, необхідний для цієї реакції, утворюється в результаті дисоціації молекул O_2 при високих температурах або внаслідок реакцій з радикалами OH. Друга реакція протікає значно швидше:

$$N + O_2 \rightarrow NO + O \qquad (2)$$

при цьому утворений атомарний кисень може брати участь в першій реакції, створюючи ланцюговий механізм. Третя реакція включає взаємодію з гідроксильними радикалами:

$$N + OH \rightarrow NO + H \qquad (3)$$

ця реакція стає особливо важливою в умовах горіння вуглеводневих палив, де концентрація OH радикалів є значною. При спалюванні вугілля ця реакція найбільш вірогідна в зоні вивільнення летких, які в блшості і є вуглеводними.

Кінетика утворення термічних NOx характеризується експоненційною залежністю від температури, яка описується рівнянням Арреніуса. Швидкість утворення NO за механізмом Зельдовича може бути виражена як

$$d[NO]/dt = 2k_1[N_2][O]\sqrt{(k_1[N_2]/k_2[O_2] + k_3[OH])} \qquad (4)$$

де k_1, k_2, k_3 - константи швидкості відповідних реакцій, які експоненційно залежать від температури.

Практично це означає, що при підвищенні температури з 1400°C до 1600°C швидкість утворення термічних NOx збільшується в 5-10 разів, а при досягненні 1800°C - в 50-100 разів порівняно з температурою 1400°C.

Розподіл температурних полів в топковій камері парогенератора має вирішальний вплив на інтенсивність генерації термічних NOx. В сучасних енергетичних котлах з пиловугільним спалюванням максимальні температури досягаються в ядрі факела, де відбувається інтенсивне горіння летких речовин та дрібних частинок вугільного пилу. Ця зона характеризується температурами 1600-1900°C і є основним джерелом термічних NOx. По мірі віддалення від ядра факела температура знижується внаслідок теплообміну з поверхнями нагріву та розбавлення продуктами згоряння, що призводить до сповільнення процесів утворення NOx. Важливо відзначити, що термічні NOx утворюються не тільки в момент досягнення максимальної температури, але і протягом всього часу перебування газів при

високих температурах.

Час перебування продуктів згоряння при високих температурах є другим критично важливим фактором після температури. Утворення термічних NOx описується кінетикою першого порядку відносно часу при постійній температурі, тому навіть короткочасне перебування газів при екстремально високих температурах може призвести до значного утворення NOx. В реальних умовах топкової камери час перебування продуктів згоряння в зоні максимальних температур становить 0,1-0,5 секунди, однак цього достатньо для утворення значних кількостей термічних NOx. Саме тому зниження часу перебування при високих температурах є ефективним методом зменшення викидів NOx.

Концентрація кисню в зоні горіння безпосередньо впливає на швидкість утворення термічних NOx через участь атомарного кисню в ініціюючій реакції механізму Зельдовича. Підвищення концентрації O_2 призводить до збільшення концентрації атомарного кисню внаслідок дисоціації молекул та реакцій з радикалами, що прискорює процес утворення NO. Крім того, надлишок кисню сприяє підвищенню температури горіння, що додатково інтенсифікує процес. Зниження концентрації кисню нижче стехіометричної кількості призводить до неповного згоряння палива та утворення продуктів неповного згоряння, включаючи оксид вуглецю та сажу.

Стехіометричні умови горіння, коли кількість повітря точно відповідає теоретично необхідній для повного окислення всіх горючих компонентів палива, створюють оптимальні умови для досягнення максимальної температури та, відповідно, максимального утворення термічних NOx. При коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,0$ температура адіабатичного горіння досягає максимальних значень для даного виду палива. Збільшення α понад 1,0 призводить до зниження температури внаслідок розбавлення продуктів згоряння надлишковим повітрям та витрат тепла на його нагрівання, однак одночасно збільшує концентрацію кисню. Зменшення α нижче 1,0 також

знижує температуру через неповне згоряння, але зменшує концентрацію кисню. Максимальне утворення термічних NOx зазвичай спостерігається при α = 1,05-1,15 для більшості видів палива.

Аеродинамічна структура потоків в топковій камері визначає характер змішування палива з повітрям та формування температурних полів. Інтенсивне турбулентне змішування сприяє швидкому досягненню високих температур та скорочує час їх досягнення, але може призводити до утворення локальних зон з особливо високими температурами. Навпаки, повільне змішування призводить до більш рівномірного розподілу температур, але збільшує загальний час перебування продуктів згоряння при підвищених температурах. Оптимальна аеродинамічна структура повинна забезпечувати достатньо швидке змішування для повного згоряння, але уникати утворення локальних перегрівів.

Тип і властивості палива значно впливають на процеси утворення термічних NOx. Вуглеводневі палива з високим вмістом водню (природний газ, мазут) при згорянні утворюють значну кількість гідроксильних радикалів OH, які беруть участь в третій реакції механізму Зельдовича та можуть інтенсифікувати процес утворення NO. Тверді палива, такі як вугілля, характеризуються стадійним згорянням: спочатку відбувається піроліз і горіння летких речовин при відносно низьких температурах, а потім горіння коксового залишку при вищих температурах. Це призводить до більш складного розподілу температурних полів та зон утворення NOx.

Вплив зольності палива на утворення термічних NOx проявляється через зміну радіаційних властивостей факела та теплообміну в топці. Присутність мінеральних частинок підвищує ступінь чорноти факела, що інтенсифікує радіаційний теплообмін і може призводити до зниження максимальних температур в ядрі факела. Водночас зольні частинки можуть виконувати роль каталізаторів для деяких реакцій утворення або розкладу оксидів азоту, хоча цей ефект зазвичай менш значний порівняно з температурним.

Геометрія топкової камери і розташування пальників визначають структуру факела та розподіл температурних полей. Компактні топки з інтенсивним теплообміном сприяють швидкому охолодженню продуктів згоряння і зменшенню часу перебування при високих температурах, що знижує утворення термічних NOx. Розтягнуті топки з меншою інтенсивністю теплообміну можуть забезпечувати більш рівномірне згоряння, але збільшують час перебування при підвищених температурах. Тангенціальне розташування пальників створює обертальний рух газів, що поліпшує змішування, але може призводити до утворення високотемпературного ядра в центрі топки.

Режимні параметри роботи парогенератора, такі як навантаження, температура живильної води, температура повітря та палива, суттєво впливають на процеси утворення термічних NOx. При зниженні навантаження зменшується витрата палива та повітря, що може призводити до зміни аеродинамічної структури потоків та розподілу температур. Підвищення температури повітря для горіння збільшує температуру адіабатичного горіння і, відповідно, інтенсивність утворення термічних NOx. Попередній підігрів палива також сприяє підвищенню температури горіння.

Методи зниження утворення термічних NOx базуються на принципах впливу на основні фактори їх утворення: температуру, час перебування при високих температурах та концентрацію кисню. Ступінчасте подавання повітря (Air Staging) передбачає подачу частини повітря через додаткові сопла, розташовані вище основної зони горіння. Це створює первинну зону з дефіцитом кисню ($\alpha < 1,0$), де температура знижена через неповне згоряння, а термічні NOx практично не утворюються. У вторинній зоні додавання повітря забезпечує довигоряння продуктів неповного горіння при помірних температурах.

Ступінчасте подавання палива (Fuel Staging) або технологія Reburning включає подачу додаткової кількості палива (10-20% від загальної кількості)

у зону після основного горіння. Це створює відновлювальну атмосферу, в якій раніше утворені оксиди азоту відновлюються до молекулярного азоту за реакціями:

$$NO + CH_i \rightarrow HCN + CO + H_2 \qquad (5)$$

з подальшим відновленням HCN до N_2. Ефективність цього методу може досягати 50-70% зниження викидів NOx.

Рециркуляція димових газів (Flue Gas Recirculation, FGR) передбачає повернення частини охолоджених димових газів назад в топку. Димові гази, що містять переважно CO_2 та H_2O, мають високу теплоємність і поглинають частину тепла, що виділяється при горінні, знижуючи таким чином максимальну температуру факела. Крім того, димові гази розбавляють концентрацію кисню в зоні горіння. Зазвичай рециркулюється 15-25% димових газів, що дозволяє знизити утворення термічних NOx на 20-40%.

Модифікація конструкції пальників спрямована на створення більш рівномірного розподілу температур та оптимізацію процесів змішування. Пальники з попереднім змішуванням палива і повітря (premix burners) забезпечують більш однорідне горіння з нижчими піковими температурами. Пальники з внутрішньою рециркуляцією продуктів згоряння використовують ежекційний ефект для підсмоктування частини димових газів безпосередньо в зону горіння.

Низькотемпературне горіння (Low NOx Combustion) досягається за рахунок оптимізації всіх параметрів процесу горіння з метою зниження піковых температур при збереженні ефективності згоряння. Це включає оптимальний розподіл повітря та палива, контроль аеродинамічної структури потоків, використання попереднього змішування та інші технічні рішення.

Каталітичне відновлення оксидів азоту (Selective Catalytic Reduction, SCR), хоча і не впливає безпосередньо на процеси утворення термічних NOx, є

ефективним методом їх знешкодження. Процес відбувається при температурах 280-420°C в присутності каталізатора (зазвичай V_2O_5/TiO_2) та відновника (NH_3 або сечовина):

$$4NO + 4NH_3 + O_2 \rightarrow 4N_2 + 6H_2O \quad (6)$$

Ефективність SCR може досягати 90-95%.

Сучасні системи керування процесом горіння використовують багатопараметричне регулювання з урахуванням концентрації NOx в димових газах в реальному часі. Це дозволяє оптимізувати розподіл повітря та палива для мінімізації утворення термічних NOx при збереженні високої ефективності згоряння та мінімальних викидах інших забруднюючих речовин.

Математичне моделювання процесів утворення термічних NOx використовує CFD (Computational Fluid Dynamics) методи для розрахунку тривимірних полів температур, концентрацій та швидкостей в топковій камері з подальшим розрахунком швидкостей реакцій механізму Зельдовича. Сучасні моделі враховують турбулентність, радіаційний теплообмін, кінетику хімічних реакцій та двофазність потоку (газ-тверді частинки). Такі моделі дозволяють прогнозувати ефективність різних методів зниження NOx та оптимізувати конструкцію і режими роботи парогенераторів.

Контроль та моніторинг термічних NOx здійснюється за допомогою автоматичних систем неперервного вимірювання концентрації оксидів азоту в димових газах (CEMS - Continuous Emission Monitoring Systems). Сучасні системи використовують хемілюмінесцентні, електрохімічні або спектроскопічні методи аналізу з точністю ±2% та часом відгуку менше 1 хвилини. Це дозволяє здійснювати оперативне керування процесом горіння для мінімізації викидів NOx.

Пошук оптимального вирішення проблеми генерації NOx та боротьби з недопалом в топці

Стає зрозуміло, що підвищення концентрації кисню у дуттьовому повітрі покращує фізичні та економічні характеристики парогенератора, але при цьому має негативний вплив на його екологічні показники. Боротьба з NOx відбувається вже багато років, так як саме він одним знайбільше небезпечний викидів на рівні з SO2 які утворюються на ТЕЦ та ТЕС. Отже постає питання в пошуку балансу між покращенням фізичних та екологічних показників. Потрібне нове комбіноване рішення.

Комбіноване рішення для покращенні енергетичних та екологічних показників

Аналіз існуючих методів оптимізації процесів горіння в топках котлоагрегатів показує, що кожен з них має свої переваги та обмеження. Двоступеневе спалювання ефективно знижує викиди оксидів азоту, але може призводити до підвищеного механічного недопалу. Збагачення повітря киснем інтенсифікує процес горіння і знижує втрати з механічним та хмычним недопалом, але може спричиняти підвищення температури в топці та, як наслідок, зростання викидів термічних NOx. В умовах переходу українських теплоелектроцентралей на непроектне паливо особливо актуальним стає пошук комплексних технологічних рішень, які дозволили б одночасно вирішити кілька ключових проблем. Саме таким рішенням може стати комбінована технологія двоступеневого спалювання зі збагаченням киснем, яка була розроблена в цій роботі.

Концепція комбінованої технології базується на оптимальному синтезі переваг двох методів при одночасній мінімізації їх недоліків. Основна ідея полягає в диференційованому підході до організації процесу горіння в різних зонах топкового простору із застосуванням збагаченого киснем повітря на тих стадіях, де це дає максимальний позитивний ефект.

Враховуючи конструктивні парметри пальників та способу змішування палива в топковому середовищі котла ТП-170 стає зрозуміло, що формування основної маси окисдів азоту відбувається на етапі загоряння вугільноги пилу, так як газове вугілля має високий вихід летких – воно швидко загоряється. Відбувається вигоряння летких речовин так фіксованого вуглецю, що дає високу температуру горіння. При цьому активна зона горіння стає меньшою. При збільшенні відсотку кисню у дутті температура горіння в активній зоні стане більшою, це позитивно вплине на вигорання фіксованого вуглецю, як наслідок зменьшить втрату тепла з q4 у тепловому балансі. Але і як наслідок підвищить генерування термічних NOx та підвищить теплове напруження внизу топки та може призвести до локального перегріву екранних поверхонь. Глибина активної зони горіння обчислюється за формулою:

$$l_{ф} = \frac{Q_{гор}}{q_{об} \cdot b} \tag{7}$$

де, Qгор - теплова потужність котла,Вт; qоб – об’ємне тепловиділення в топці, Вт/м³; b- ширина топки,м.

Після проведення розрахунків було визначено, що глибина активної зони становить lф = 6,2м. Отже потрібно розтягнути активну зону та зменшити температуру щоб знизити швидкість генерування термічних окисдів азоту.

Після проведення аналізу можливих способів зниження генерування термічних оксидів азоту було детально розглянуто можливість комбінації збагчення киснем дуттьового повітря та організація двоступеневого спалювання. Як було сказано раніше організація двоступеневого спалювання значно знижує генерування термічних NOx, але в той же час підвищує механічний недопал. Збагачене киснем дуттьове повітря покарщує вигорання та дифузію вуглецю в топці. Щвидкість реакції окиснення вуглецю розраховується за формулою :

$$r = k \cdot p_{O_2}^{n} \quad (8)$$

де: r — швидкість окиснення (моль/м²·с); k - константа швидкості, pO2 – парціальний тиск,атм (концентрація кисню); n — порядок реакції за O_2 (зазвичай 0.5 – 1.0). Результат визначення швидкості реакції окиснення вуглецю в залежності від концентрації кисню в дуттьовому повітрі представлені в таблиці 1.

Таблиця 1. Результат розрахунків швидкості реакції при різних концентраціях кисню

Конц. O_2 у повітрі (%)	Парціальний тиск O_2 (атм)	Відносна швидкість (r / r_0)
21%	0.21	1.00
24%	0.24	~1.14
26%	0.26	~1.24
28%	0.28	~1.33
30%	0.30	~1.42

Тобто при збільшенні концентрації кисню до 30% швидкість реакціх зросте на 42%, що вказує на повне допалювання CO та випалювання фіксованого вуглецю.

На основі результатів аналізу, був проведений пошук оптимальної схеми організації двоступеневого спалювання в комбінації зі збагаченим киснем дуттьовим повітрям. Обраним паливом було вугілля марки «Г», яке сьогодні дійсно спалюється на українських ТЕЦ та ТЕС.

Таблиця 2 Склад вугілля марки «Г» Дніпровського вугільного басейну

Параметр	Теплотворна здатність палива,ккал/	C_p, %	H_p, %	O_p, %	N_p, %	S_p, %	A_p, %	W_p, %	Vг, %

	кг								
Показник	5 019	55,2	3,8	5,8	1	2	22,6	9,6	43

Вугілля марки Г (газове) з Дніпровського вугільного басейну — це кам’яне вугілля, яке має високий вміст летких речовин, завдяки чому легко займається і швидко розгорається. Воно активно горить яскравим полум’ям і підходить для пиловугільного спалювання в енергетичних котлах.

Це вугілля має невисоку температуру запалення, добре подається до дроблення та пилоприготування, а під час горіння виділяє достатню кількість теплоти. Його зольність і вологість зазвичай середні, що робить його зручним для використання в котлах без особливих вимог до палива.

Через високий вміст летких компонентів під час нагрівання воно активно виділяє гази, що полегшує займання, але утворює пористий, нестійкий кокс, який не підходить для металургійного виробництва. Саме тому це вугілля застосовують переважно в енергетиці або для газифікації.

Зола в ньому має середню температурну плавкість, що дозволяє використовувати його в звичайних умовах без надмірного шлакування. Також воно містить помірну кількість сірки, що важливо враховувати при очищенні димових газів.

У загальному — це активне, добре горюче вугілля, зручне для механізованого спалювання, яке дає стабільне полум’я, високу температуру і придатне для енергетичних котлів.

Таблиця 2. Розрахунок активної зони

№	Показник	Формула	Одиниці	Значення
1	Масова витрата палива	$G_{паливо}$ (задано)	кг/с	10.000
2	Теоретичне повітря (L_0)	з довідників	м³/кг	9.550
3	Коеф. надлишку повітря (α)	задано	—	1.300
4	Об’ємне повітря (L)	$L = L_0 \times \alpha$	м³/кг	12.415

5	Масова витрата повітря	$G_{пов} = L \times \rho \times G_{паливо}$	кг/с	160.526
6	Масова витрата газів	$G_9 = G_{паливо} + G_{пов}$	кг/с	170.526
7	Густина газів при 1200°C	$\rho = \rho_0 \times 273 / T$	кг/м³	0.2396
8	Об’ємна витрата газів	$Q = G_9 / \rho$	м³/с	711.594
9	Площа перерізу топки	A = ширина × висота	м²	35.75
10	Швидкість газів у топці	$v = Q / A$	м/с	19.905
11	Швидкість згоряння летких речовин (ω_v)	$\omega_v = \rho g \times v \times Y$	кг/м²·с	0.7155
12	Площа поверхні активної зони	$S = 2 \times (a + b) \times H$	м²	156.000
13	Час повного згоряння летких речовин (τ)	$\tau = G_{летк} / (\omega_v \times S)$	с	0.0385
14	Глибина активної зони горіння	$\ell = v \times \tau$	м	0.767

Після проведення детального аналізу та конструктивних розрахунків було прийнято рішення прийняти наступну схему організації. На першому ступені (зона первинного горіння) створюється відновлювальна атмосфера з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha = 0.6\text{-}0.7$ та подачею повітря із стандартним вмістом кисню (21%). Така організація процесу дозволяє пригнітити утворення термічних NOx завдяки відносно низькій температурі в ядрі факела (1100-1300°C) та дефіциту окислювача. На цьому етапі відбувається інтенсивний вихід та займання летких компонентів вугілля, часткове окислення продуктів піролізу та формування коксового залишку.

Другий ступінь (зона доокислення) характеризується введенням повітря, збагаченого киснем до 30-33%, що забезпечує повне окиснення продуктів неповного згоряння, сформованих на першому етапі. Саме на цій стадії особливо ефективним є застосування збагаченого киснем повітря, оскільки воно дозволяє інтенсифікувати доокислення монооксиду вуглецю до діоксиду, завершити вигоряння коксових частинок та забезпечити максимально повне використання енергетичного потенціалу палива. Важливо підкреслити, що введення збагаченого киснем повітря на другому ступені не

призводить до суттєвого підвищення утворення NOx, оскільки більша частина азотовмісних компонентів палива вже трансформувалася у молекулярний азот в умовах відновлювального середовища першого ступеня.

Практична реалізація комбінованої технології вимагає модифікації системи подачі повітря в котлоагрегат. Необхідно забезпечити розділення повітроводів на контури первинного та вторинного повітря з можливістю незалежного регулювання їх витрат та складу. Система первинного повітря, призначена для транспортування пиловугільної суміші та створення відновлювального середовища в нижній частині топки залишається без змін і використовує атмосферне повітря зі стандартним вмістом кисню. Натомість система вторинного повітря доповнюється обладнанням для його збагачення киснем та точного контролю концентрації останнього(O_2). Особлива увага приділяється конструкції сопел подачі збагаченого киснем повітря, які повинні забезпечувати рівномірний розподіл окислювача в зоні доокислення та запобігати локальним перегрівам поверхонь нагріву.

Надзвичайно важливим елементом технологічної схеми є система автоматичного регулювання, яка повинна забезпечувати оптимальне співвідношення повітря/паливо на обох ступенях процесу залежно від режиму роботи котла, характеристик палива та вимог до екологічних показників. Автоматизована система управління повинна включати контур регулювання концентрації кисню у вторинному повітрі, який забезпечує її підтримання на оптимальному рівні з урахуванням навантаження котла та якості палива. Не менш важливим є контроль розподілу повітря між ступенями, який визначає ефективність роботи всієї системи. Система повинна бути інтегрована з існуючими контурами регулювання котлоагрегату та забезпечувати узгоджену роботу всіх елементів.

Важливо зазначити, що окрім зменшення генерації термічних оксидів азоту, можна припустити також зменшення генерації оксидів сірки. Сірка потрапляє в топку разом з вугіллям, в паливі вона присутня у трьох видах.

Піритна сірка (FeS_2) становить зазвичай 50-70% від загального вмісту сірки у вугіллі. Пірит може також існувати у формі марказиту (α-FeS_2) з іншою кристалічною структурою. Сульфатна сірка присутня у вигляді сульфатів заліза ($FeSO_4$), кальцію ($CaSO_4$) та інших металів, зазвичай становить 5-15% від загальної сірки. Органічна сірка хімічно зв'язана з органічною речовиною вугілля у вигляді тіофенових, сульфідних та дисульфідних груп, складає 20-40% загальної сірки.

Механізми термічного розкладання сірки

При нагріванні вугілля до температур 400-600°C відбувається термічне розкладання сірковмісних сполук:

Розкладання піриту відбувається за реакцією(при T > 450°C):

$$4FeS_2 \rightarrow 4FeS + 4S \quad (9)$$

Утворений елементарний сірка далі окислюється:

$$S + O_2 \rightarrow SO_2 \quad (10)$$

Сульфід заліза також піддається окисленню:

$$4FeS + 7O_2 \rightarrow 2Fe_2O_3 + 4SO_2 \quad (11)$$

Розкладання органічної сірки відбувається через розрив C-S зв'язків з утворенням сірководню:

R-S-R' → H_2S + вуглеводневі фрагменти

Окислення в зоні горіння

У високотемпературній зоні горіння (1200-1600°C) відбуваються наступні процеси:

Повне окислення сірководню та елементарної сірки:

$$H_2S + 3/2O_2 \rightarrow SO_2 + H_2O \quad (12)$$

$S + O_2 \rightarrow SO_2$(9)

Часткове окислення за умов дефіциту кисню може утворювати проміжні продукти:

$$H_2S + 1/2O_2 \rightarrow S + H_2O \quad (13)$$

Утворення триоксиду сірки

У зоні більш низьких температур (600-900°C) за наявності каталізаторів відбувається окислення діоксиду сірки:

$$2SO_2 + O_2 \rightleftharpoons 2SO_3 \quad (14)$$

Цей процес каталізується оксидами заліза, ванадію та іншими металами, присутніми в золі вугілля. Рівновага цієї реакції зміщується вправо при зниженні температури та підвищенні концентрації кисню.

Вплив температурного режиму

Співвідношення SO_2/SO_3 у димових газах сильно залежить від температурного профілю в топці:

При температурах вище 1200°C переважає утворення SO_2 через термодинамічну нестабільність SO_3.

У температурному діапазоні 600-900°C створюються оптимальні умови для каталітичного окислення SO_2 до SO_3.

При температурах нижче 500°C SO_3 може конденсуватися з водяною парою, утворюючи сірчану кислоту:

$$SO_3 + H_2O \rightarrow H_2SO_4 \quad (15)$$

Для боротьби з сіркою розроблено кілька методів, що допомагають зв’язати оксиди сірки та утворити нейтральній хімічні сполуки які не будуть руйнувати екранні та конвективні поверхні. Але якщо звернути увагу на

реакції сірки всі вони утворюються в реакції з киснем при підвищенні температури, якщо розглянути таблицю хімічних елементів(рис.13), то можна визначити активність кожного хімічного елемента у періодичній системі.

Періодична система

Група	1 I	2 II	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13 III	14 IV	15 V	16 VI	17 VII	18 VIII
Період 1	1 H																	2 He
2	3 Li	4 Be											5 B	6 C	7 N	8 O	9 F	10 Ne
3	11 Na	12 Mg											13 Al	14 Si	15 P	16 S	17 Cl	18 Ar
4	19 K	20 Ca	21 Sc	22 Ti	23 V	24 Cr	25 Mn	26 Fe	27 Co	28 Ni	29 Cu	30 Zn	31 Ga	32 Ge	33 As	34 Se	35 Br	36 Kr
5	37 Rb	38 Sr	39 Y	40 Zr	41 Nb	42 Mo	43 Tc	44 Ru	45 Rh	46 Pd	47 Ag	48 Cd	49 In	50 Sn	51 Sb	52 Te	53 I	54 Xe
6	55 Cs	56 Ba	*	72 Hf	73 Ta	74 W	75 Re	76 Os	77 Ir	78 Pt	79 Au	80 Hg	81 Tl	82 Pb	83 Bi	84 Po	85 At	86 Rn
7	87 Fr	88 Ra	**	104 Rf	105 Db	106 Sg	107 Bh	108 Hs	109 Mt	110 Ds	111 Rg	112 Cn	113 Nh	114 Fl	115 Mc	116 Lv	117 Ts	118 Og
8	119 Uue	120 Ubn	***															

Рис.13 Періодична система хімічних елементів

Як ми бачимо серед всіх молекулярних складових, сірка є найменьш реакційною, отже можна припустити, що при організації двоступеневого спалювання зі зменьшинмм від стехіометричного значення подаванням повітря, оксидів кисню які необхідні для формування оксидів сірки буде значно меньше, так як сірка буде вступати в реакцію окиснення останьою є вірогідність, що молекул кисню просто не вистачить на неї і оксиди сірки не встигнуть сформуватися під час перебування їх в топковому середовищі.

Проведення розрахунків

Розрахунок вугілля марки «Г» при звичайному дуттьовому повітрі

Розрахунокова величина	Позначення	Формула	Розмірність	5,982
Теоретична кількість сухого повітря	$V_0^{сп}$	$(1+K)*V_{O2}$	$м^3/кг$	7,179
Дійсна витрата сухого повітря	$V_д^{сп}$	$\alpha*V_0^{сп}$	$м^3/кг$	6,082
Теоретична кількість вологого повітря	$V_0^{вп}$	$(1+0,00124*g_{сп})*V_0^{сп}$	$м^3/кг$	7,299
Дійсна витрата вологого повітря	$V_д^{вп}$	$\alpha*V_0^{вп}$	$м^3/кг$	0,386
Об'єм CO2 що утворився	V_0^{co2}	$0,01*0,7*C^р$	$м^3/кг$	0,014
Об'єм SO2 що утворився	V_0^{so2}	$0,01*0,7*S^р$	$м^3/кг$	0,426
Об'єм H2O який був внесений разом з	$V_{па}^{H2O}$	$0,01*11,2*H^р$	$м^3/кг$	0,100

паливом				
Об'єм H2O який був внесений разом з повітрям	$V_{по}^{H2O}$	$0,00124*g_{сп}*V_0^{сп}$	$м^3/кг$	0,526
Сумарний об'эм H2O	V_0^{H2O}	$V_{по}^{H2O}+V_{па}^{H2O}$	$м^3/кг$	0,080
Об'єм азоту, який був внесений разом з паливом	$V_{па}^{N2}$	$0,1*0,8*N^р$	$м^3/кг$	4,726
Об'єм азоту, який був внесений разом з повітрям	$V_{по}^{N2}$	$K*V_{O2}$	$м^3/кг$	5,982
Сумарний об'эм азоту	V_0^{N2}	$V_{па}^{N2}+V_{по}^{N2}$	$м^3/кг$	4,806
Об'эм H2O при α=1,25	$V_д^{H2O}$	$V_0^{H2O}+0,00124*g_{сп}*(\alpha-1)*V_0^{сп}$	$м^3/кг$	0,551
Об'эм N2 при α=1,25	$V_д^{N2}$	$V_0^{N2}+K*(\alpha-1)*V_{O2}$	$м^3/кг$	5,987
Об'эм надлишку кисню	$V^{над}_{O2}$	$(\alpha-1)*V_{O2}$	$м^3/кг$	0,314
Питомий обєм	$V_д$	$V_0^{co2}+V_0^{so2}+V_д^{H2O}+V_д$	$м^3/кг$	7,253

продуктів горіння		$^{N2}+V^{над}_{O2}$		
Відсоток CO2	CO2	$V_0^{CO2}*100/V_д$	%	5,328
Відсоток SO2	SO2	$V_0^{SO2}*100/V_д$	%	0,193
Відсоток H2O	H2O	$V_д^{H2O}*100/V_д$	%	7,594
Відсоток N2	N2	$V_д^{N2}*100/V_д$	%	82,555
Відсоток O2	O2	$V_д^{O2}*100/V_д$	%	4,330
Хімічна ентальпія продуктів горіння	$i_х$	$Q^р_Н/V_д$	кДж/м^3	2895,450
Фізична ентальпія палива	$I_т$	$c_т t_т/V_д$	кДж/м^3	40,503
Ентальпія підігрітго повітря	$i_п$	$c_в t_в V_д^{вп}/V_д$	кДж/м^3	397,009
Кількість тепла втраченого с хімічним та механічним недопалом	Q_{3-4}	$Q^р_Н*Q_{3-4}/100$	ккал/кг	736,064
Ентальпія разом з хімічним і механічним недопалом	i_{3-4}	$Q_{3-4}/V_д$	кДж/м3	101,490

Загальний тепловміст в топці	$i_{заг}$	$i_х+i_т+i_п-i_{З-4}$	кДж/м^3	3231,473
Температура горіння	$t_г$	за табл ентальпій	°С	1950
Надлишок повітря	V	$(V_д^{вп}-V_0^{вп}/V_д) * 100\%$	-	16,77

Тепловий Баланс

Назва	Позначення	Формула	Розмірність	Розрахунок
Температура виходячих газів	Тух	Задаємось	°С	160
Теплоємність виходячих газів	∑VctТух	по 54епло. Ентальпій	ккал/кг	327,30
Тепло внесене холодним повітрям від дуттєвого вентилятора	Qвент	(αт+Δαт)*V0*qв	ккал/кг	74,67
В топці	Qт’	Δαт*V0*qв	ккал/кг	
В перегрівачі	Qпе	Δαпе*V0*qв	ккал/кг	5,40
В 1ч. Економайзера	Qек’	Δαек’*V0*qв	ккал/кг	3,37
В 1ч.	Qпп’	Δαпп’*V0*qв	ккал/кг	2,02

Повітропідігрівача				
В 2ч. Економайзера	Qек»	Δαек»*V0*qв	ккал/кг	2,02
В 2ч. Повітропідігрівача	Qпп»	Δαпп»*V0*qв	ккал/кг	2,02
Сумарна кількість тепла внесеного в котел холодним повітрям	Qхв	Qвент+Qт+Qпе+Qек'+Qпп'+Qек»+Qпп»	ккал/кг	2,02
Витрата разом з механічним недопалом	q4	$a_{ун}$*$Г_{ун}$*A^{p}/100-$Г_{ун}$ *1,55	%	91,53
Витрата разом з механічним недопалом	Q4	Qhp/100*q4	ккал/кг	14,67
Втрати з хімічним недопалом	q3	Задаемось	%	736,06
Втрата тепла з виходячими газами	Q2	∑VctTух-Qхв	ккал/кг	1
Втрата тепла з	q2	Q2/Qhp*(100-q4)	%	235,77

виходячими газами				
Втрати тепла в наколишне середовище	q5	З таблиці	%	4,01
Сумарна на котел	Q5	(Qhp/100)*q5	ккал/кг	0,5
В топці	Q5т	0,5*Q5	ккал/кг	25,10
В перегрівачі	Q5пе	0,1*Q5	ккал/кг	12,55
В 1ч. економайзера	Q5ек’	0,1*Q5	ккал/кг	2,51
В 1ч. повітропідігрівача	Q5пп’	0,1*Q5	ккал/кг	2,51
В 2ч. економайзера	Q5ек»	0,1*Q5	ккал/кг	2,51
В 2ч. повітропідігрівача	Q5пп»	0,1*Q5	ккал/кг	2,51
Сумарні втрати в котлі	∑q	q2+q3+q4+q5	%	2,51
ККД котла	ηк	100-∑q	%	20,17
Дійсна витрата палива	В	D*(іпе-iw’)+Dпр*(tнас-tжив)*100/(Qhp*ηк)	кг/год	79,83

Кількість сгорівшого палива	Bx	B*(100-q4)/100	кг/год	26 338,30
Видиме 57епло напруження об’єма топки	q	B*Qhp/Vт	ккал/м3*год	22 475,64

Тепло передача в топці

Назва	Позначення	Формула	Розмірність	Розрахунок
Температура гарячого повітря	tгп	Попередньо задана	°C	360
Теплоємність гарячого повітря	qгв	Таблиця теплоємності повітря	ккал/нм3	117
Кількість тепла внесеного втопку з гарячим повітрям	Qгв	(αт-Δαт)*V0*qгв	ккал/нм3	939,34
Корисна кількість тепла внесеного в топку	Qк	Qhp+Qгв+Qт'-Q5т	ккал/кг	5951,19
Теоретична	T0	Qк/(V0N2+V0H2O+V0	°C	1151,65

температура горіння в топці		RO2)*сг		
Ступінь чорноти факела	α	«Нормативний метод»номогр.2	-	0,45
Теплове навантеження радіаційної поверхні	qрад	Вх*Qт/Нсум	ккал/м2*год	311062,55
Температура газів перед фестоном	Тф'	Нормативний метод	°С	1100,00
Теплоємність газів перед фестоном	∑VctТф '	Попередньо задана	ккал/кг	2602,00
Кількість тепла поглинутого радфаційною поверхнею	Qрад	Qт-∑VctТф'	ккал/кг	3520,19
Положення максимума температури полумя по висоті топки	М	0.56-0.5хт	-	0,54
	хт	хт =hп/Нт	-	0,04

Середня сумарна теплоємність продуктів згорання палива	Vcep	(Qкор – I"T)/(υa – υ"T)	ккал/кг°С	2,81
Ступінь чорноти топки	ат	аф /(аф +(1- аф) ψср)	-	0,98
Середній коефіцієнт теплової ефективності топки	ψср	(Σψi × Fст.i)/Fст	-	0,49
Повна поверхня стін топки , зайнятих екранами	Fст	-	м2	460,00
Дійсна температура димових газів на виході з топки	Тд	Та/(М((4,9ψсраТFстТ3а)/(108φВрVсср))0.6+1)	°С	1034,71
Коефіцієнт збереження теплоти	ϕ	1 – q5/(ηка+q5)	-	0,99
Теплоємність газів перед фестоном	∑VctTф '	Проінтерпольована за розрахунком дійсної температури	ккал/кг	2431

Розрахунок фестону

Назва	Позначення	Формула	Розмірність	Розрахунок
Температура газів за фестоном	Тпе	Задається	°С	1034,7
Середня температура газів	Тср	0,5*(Тф'+Тпе)	°С	1067,4
Сердній секундний об'єм газів у фестоні	Vсек	(∑V*Bx/3600) * (Тср/273+1)	м3/сек	222,3
Живий перетин по газам	F	-	м	34,8
Сердня швидкість газів	Wсек	Vсек/F	м/сек	6,4
Температура стінки	tст	-	°С	317,0
Відноешення поперечного перерізу труби до його діаметру	ΔS1	S1/d	-	5,0
Відноешення поздовжного перерізу труби до його діаметру	ΔS2	S2/d	-	3,9
Коефіцієнт конвективної тепловіддачі від газу	αк	Номограма для визначення αк	ккал/м2°Сгод	32,3
Конівективна поверхність	Нф	-	м3	116,0

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки випромінюванням	αп	Номограма для визначення αп	ккал/м2°Сгод	22,7
Коефіцієнт використання газоходу	ξф	Коефіцієнт теплової ефективності для конвективних поверхонь підігірву	-	0,6
Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі	К	(αк+αп)*ξф	ккал/м2°Сгод	33,0
Температурний напір у фестоні	Δtср	Тср-tст	°С	750,4
Кількість телпа поглинутого фестоном	Qф	Нф*К*Δtср/Bх	ккал/кг	127,8
Тепловміст газів за фестоном	∑VctTпе '	∑VctTф ' – Qф	ккал/кг	2303,2
Температура газів за фестоном	Тпе'	за таблицею ентальпій	°С	984,1

Пароперегрівач другого ступені

Назва	Позначення	Формула	Розмірність	Розрахунок
Проміжна	tпр	Задається	°С	317,00

температура пару				
Проміжний 62епло напр пару	іпр	Калькулятор:таблиця властивостей пари	ккал/кг	648,00
Кількість радіаційного тепла приходячого на фестон та пароперегрівач	Qфрад	Qрад*Нфр/Нр	ккал/кг	365,12
Доля радіаційного тепла приходячого на пароперегрівач	ψ	Задається	-	1,00
Кількість радіаційного тепла поглинутого пароперегрівачем	Qперад	Qфрад*ψ	ккал/кг	365,12
Кількість тепла поглинутого 1 частиною 62епло напру	Qпе’	D/Bx*(іпе-іпр)-Qперад	ккал/кг	857,94
Теоретичний тепловміст газів в	∑VctTпе	∑VctTпе ‘-Qпе’+Δqпе-Q5пе/2	ккал/кг	1445,51

середині пароперегрівача				
Теоретична температура газів за перегрівачем	Тпр	по таблиці ентальпій	°С	640,30
Середня температура пару	tср’	0,5(tпе+tпр)	°С	413,50
Середня температура стінки	tст’	tср’+25	°С	438,50
Середня логарифмічна різниця температур	Δtср	(Тпе-tср)-(Тпр-tпе)/2,3*lg(Тпе-tср/Тпр-tпе)	°С	314,67
Середня температура газів	Тср	tср+Δtср	°С	728,17
Середній секундний об’єм газів	Vсек	(∑V*Bх/3600)*(Тср/273+1)	м3/сек	166,05
Живий перетин по газам	F	-	м2	29,50
Середня швидкість	W	Vсек/F	м/сек	5,63

газів				
Коефіцієнт конвективної тепловіддачі від газів	αк	Номограма для визначення αк	ккал/м2°Сгод	35,30
Ефективна товщина газового шару	Sеф	(1,87(S1+S2)-4,1d)*10-3	м	0,34
Конвективна поверхня нагріву	Н’пе	-	м2	545,00
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	αп	Номограма для визначення αп	ккал/м2°Сгод	19,00
Середні питомий об’єм пари	Vср	-	м3/кг	0,03
Середня швидкість пару	Wп	D*Vср/3600*0,0706	м/сек	17,93
Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до пару	α2	Номограма для визначення 64епло напру тепловіддачі від стінки до пари	ккал/м2°Сгод	1430,00

Коефіцієнт використання газоходу	ξпе	Коефіцієнт теплової ефективності для конвективних поверхонь підігірву	-	0,60
Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі	К	((αк+αп)*α2/αк+αп+α2)*ξф	ккал/м2°Сгод	31,39
Кількість тепла поглинутого перегрівачем 1 ступеню	Qпе’	Н’пе*К*Δtср/Вх	ккал/кг	239,50
Проміжний 65епло напр газів	∑VctTпп ‘	∑VctTпе ‘-Qпе’+Δqпе-Q5пе/2	ккал/кг	2064,20
Температура газів після перегрівача	Тпр	по таблиці ентальпій	°С	890,60
Промыжний 65епло напр пару	іпр	іпе-Вх*Qпе’/D	ккал/кг	778,04
Проміжна температура пару	tпр	Калькулятор:таблиця властивостей пари	°С	410,73

Пароперегрівач першого ступені

Назва	Позначення	Формула	Розмірність	Розрахунок
Кількість тепла поглинутого 2 частиною пароперегрівача	Qпе»	D/Bx*(iпр-iнас+Qрег)	ккал/кг	993,39
Теоретичний тепловміст газів за перегрівачем	∑VctТек ‘	∑VctTпп ‘-Qпе»+Δqпе-Q5пе/2	ккал/кг	1071,06
Теоретична температура газів за пароперегрівачем	Тек ‘	по таблиці ентальпій	°С	483,00
Середня температура пари	tпср	0,5(tпр+tнас)	°С	363,87
Середня температура стінки	tст	tпср+25	°С	388,87
Середньо арифметична різниця	Δtср	(Тпр-tпр)+(Тек’-tнас)/2	°С	322,94

температур				
Середня 67епло напру газів	Tср	tпср+Δtср	°С	686,80
Середній секундний об’єм газів	Vсек	(∑V*Bx/3600)*(Tср/273+1)	м/сек	159,19
Живийи перетин по газу	F	-	м2	20,70
Середня швидкість газів	W2	Vсек/F	м/сек	7,69
Коефіцієнт конвективної тепловіддачі від газів	αк	Номограма для визначення αк	ккал/м2°Сгод	42,20
Коефіцієнт тепловіддачі випроміненням	αп	Номограма для визначення αп	ккал/м2°Сгод	10,70
Середні питомий об’єм пари	Vп	Калькулятор:таблиця властивостей пари	м3/кг	0,02
Середня швидкість пару	Wп	D*Vп/3600*0,058	м/сек	12,21

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до пару	α2	Номограма для визначення 68епло напру тепловіддачі від стінки до пари	ккал/м2°Сгод	3600,00
Коефіцієнт використання газоходу	ξпе	Коефіцієнт теплової ефективності для конвективних поверхонь підігірву	-	0,60
Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі	К	((αк+αп)*α2/αк+αп+α2)*ξф	ккал/м2°Сгод	31,28
Кількість тепла поглинутого перегрівачем 2 ступеню	Qпе»	Нпе*К*Δtср/Вх	ккал/кг	280,90
Проміжний 68епло напр газів	∑VctТек’	∑VctTпg ‘-Qпе»+Δqпе-Q5пе/2	ккал/кг	1783,54
Проміжна температура газів	Тек	по таблиці ентальпій	°С	779,60

Поверхян нагріву	Нпп	-	м2	625,00

Економайзер 2 ступені

Назва	Позначення	Формула	Розмірність	Розрахунок
Витрата тепла на весь водяний економайзер	Qек	Qрн-Q2-Q5-Qрад-Qф'-Qпе'-Qпе»	ккал/кг	589,74
Кількість тепла потрібна на нагрівання 1 кг води	qw	Qек*Bx/D	ккал/кг	77,97
Тепловміст води за економайезером	iw»	tw'+qw	ккал/кг	298,47
Температура води за економайзером	tw»	Задається	°С	296,00
Проміжна температура води	tпр	Задається	°С	232,00
Проміжний тепловміст води	iпр	Задається	ккал/кг	239,00

Кількість тепла поглинутого 1 кг. Води в 1 ч. Економайзера	qw'	iw»-iпр	ккал/кг	59,47
Поглинуте тепло в 1ч. Економайзера	Qек'	qw'*D/Bx	ккал/кг	449,81
Теоретичний тепловміст газів за 1ч. Економайзера	∑VctTпп'	∑VctTек'-Qек'+Δqек'-Q5ек	ккал/кг	1333,25
Теоретична температура газів в 1ч. Економайзера	Твп'	по таблиці ентальпій	°С	586,40
Середньо логарифмічна різниця температур	Δtср	(Тек'-tw»)-(Твп'-tпр)/2,3logТек'-tw»/Твп'-tпр	°С	416,13
Середня температура води	tср'	0,5(tпр+tw»)	°С	264,00
Середня температура стінки	tст	tср'	°С	264,00
Середня температура	Тср	tср'+Δtср	°С	680,13

газів				
Середній секундний об'єм газів	Vсек	(∑V*Bx/3600) * (Tср/273+1)	м3/сек	158,08
Живе січення по газам	F	-	м2	14,40
Середня швидкість газів	W2	Vсек/F	м/сек	10,98
Відношення поперчного кроку труби до діаметру	ΔS1	S1/d	-	2,76
Відношення поздовжного кроку труби до діаметру	ΔS2	S2/d	-	1,97
коефіцієнт конвективної тепловіддачі	αк	Номограма для визначення αк	ккал/м2°Сгод	37,30
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	αл	Номограма для визначення αл	ккал/м2°Сгод	5,70

Коефіцієнт використання газоходу	ξек'	Коефіцієнт теплової ефективності для конвективних поверхонь підігірву	ккал/м2°Сгод	0,85
Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі	К	(αк+αл)*ξек'	ккал/м2°Сгод	36,55
Поверхя нагріву 1ч економайзера	Нек'	-	м2	700,00
Кылькысть тепла поглинутого 1ч економайзера	Qек'	Нек'*К*Δtср/Bx	ккал/кг	473,69
Тепловміст газів за 1ч. Економайзера	∑VctTпп'	∑VctTек'-Qек'+Δqек'-Q5ек	ккал/кг	1310,34
Температура газів за 1ч. Економайзера	Тпп'	по таблиці ентальпій	°С	585,10
Кількість тепла поглинутого 1 кг. Води в 1 ч. Економайзера	qw'	Qек'*Bx/D	ккал/кг вод	62,63

Проміжний тепловміст води	iпр	iw»-qw'	ккал/кг вод	235,84
Проміжна температура води	tпр	Калькулятор:таблиця властивостей води	°С	130,50

Повітропідігрівач 2 ступені

Назва	Позначення	Формула	Розмірність	Розрахунок
Кількість температури поглинутої повітропідігрівачем	Qпп	∑VctTпп'-Qек-∑VctTух+Qек+Qвп-Q5ек-Q5вп	ккал/кг	863,60
Температура гарячого повітря за повітропідігрвачем	tгп	tхп+Qпп/(αт+Δαт)*V0*Сгп	°С	298,30
Проміжна температура повітря	tпр	Задається	°С	130,00
Кількість тепла поглинутого 1ч. Повітропідігрівача	Qпп	(αт-Δαт)*Сгв*V0*(tгп-tпр)	ккал/кг	425,64

Теоретичний 74епло напр газів за 1 ч повітропідігрівача	∑VctTек	∑VctTпп'-Qпп+ΔQпп-Q5пп	ккал/кг	446,25
Теоретична температура газів за 1 ч повітропідгрівача	Тек»	по таблиці ентальпій	°С	290,00
Середня температура повітря	tср	0,5(tгп+tпр)	°С	214,15
Середня 74епло напру газів	Тср	0,5(Тек»+Твп')	°С	438,20
Середня температура стінки	tст	0,5(Тср+tср)	°С	326,18
Середній 74епло нап 74епло газів в 1ч повітропідігрівача	Vгсек	∑V*Bх/3600*(Тср/273+1	м3/сек	117,96
Середній 74епло нап 74епло повітря в 1ч повітропідігрівача	Vпсек	(αт-Δαт+Δαвп'/2)*V0*Bх/3600*(tср/273+1)	м3/сек	44,93
Живе січення по	F	-	м2	9,60

газам				
Живе січення по повітрю	f	-	м2	9,60
Середня швидкість газів	Wг	Vгсек/F	м/сек	12,29
Середня швидкість повітря	Wп	Vпсек/f	м/сек	4,68
Коефіцієнт теплоттдачи от газа к стенке	α1	Графік для визначення 75епло напру тепловіддачі конвекцією від газу до стінки	ккал/м2°Сгод	32,50
Відношення поперчного кроку труби до діаметру	ΔS1	S1/d	-	1,57
Відношення 75епло напруж кроку труби до діаметру	ΔS2	S2/d	-	1,03
Коефіцієнт тепловіддачі від	α2	Номограма для визначення 75епло напру тепловіддачі	ккал/м2°Сгод	41,10

стінки до повітря		від стінки до пари		
Коефіцієнт використання газоходу	ξпп	Коефіцієнт теплової ефективності для конвективних поверхонь підігірву	ккал/м2°Сгод	0,75
Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі	К	(α1*α2/α1+α2)*ξпп	ккал/м2°Сгод	9,07
Середня арифметична різниця температур	Δtср	(Тпп'-tгп)+(Тек»-tпр)/2	°С	223,40
Поправний коефіцієнт двухходячого потоку	ψ	Задається	-	0,60
Температурний напір	Δt	Δtср*ψ	°С	134,04
Кылькысть тепла поглинутого 1ч повітропідігрівача	Qпп'	Нпп'*К*Δt/Bх	ккал/кг	265,17
Тепловміст газів за 1ч. Повітропідгрівача	∑VctТек»	∑VctТпп'-Qпп'+ΔQпп-Q5пп	ккал/кг	1045,17

Температура газів за 1ч. Повітропідігрівач	Тек»	по таблиці ентальпій	°С	470,40
Проміжний теплоскалад повітря	qпр	qгп-Qпп’/(αт+Δαт)*V0	ккал/нм3	107,37
Проміжна температура повітря	tпр	задається за циркуляційною схемою	°С	125,00

Економайзер 1 ступені

Назва	Позначення	Формула	Розмірність	Розрахунок
Тепло поглинуте 2 ч економайзера	Qек»	Qек-Qек’	ккал/кг	116,044
Теоретичний тепловміст газів за 2ч. Економайзера	∑VctTпп»	∑VctTек»-Qек»+Δqек»-Q5ек	ккал/кг	929,612
Теоретична температура газів за 2ч. Економайзеру	Тпп»	по таблиці ентальпій	°С	324,20
Середня температура води	tср»	0,5*(tw’+tпр)	°С	172,75

Середня температура стінки	tст	tср»	°С	172,75
Середня логарифмічна різниця температур	Δtср	(Тек»-tпр)-(Твп»-tw’)/2,3logТек»-tпр/Твп»-tw’	°С	350,23
Середня температура газів	Тср	tср»+Δtср	°С	522,98
Середній секундний об’єм газів	Vсек	(∑V*Bх/3600) * (Тср/273+1)	м3/сек	132,02
Живе січення по газам	F	-	м2	14,40
Середня швидкість газів	Wг	Vсек/F	м/сек	9,17
Відношення поперчного кроку труби до діаметру	ΔS1	S1/d	-	2,76
Відношення 78епло напруж кроку труби до діаметру	ΔS2	S2/d	-	1,97
Коефіцієнт	αк	Номограма для	ккал/м2°Сгод	25,60

конвективної тепловіддачі		визначення αк		
Ефективна товщина газового шару	Sеф	(1,87(S1+S2)-4,1*d)*10-3	м	0,18
Сумарний 79епло напр тепловіддачі випромінюванням	αл	Номограма для визначення αл	ккал/м2°Сгод	2,00
Коефіцієнт використання газоходу	ξек’	Коефіцієнт теплової ефективності для конвективних поверхонь підігірву	ккал/м2°Сгод	0,75
Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі	К	(αк+αл)*ξек’	ккал/м2°Сгод	20,70
Поверхя нагріву 2ч економайзера	Нпп»	-	м2	700,00
Кылькысть тепла поглинутого 2ч економайзера	Qпп»	Нек»*К*Δtср/Вх	ккал/кг	225,79

Тепловміст газів за 2ч. Економайзера	∑VctTпп»	∑VctTек»-Qпп»+ΔQпп»-Q5пп	ккал/кг	819,87
Температура газів за 2ч. Економайзера	Tпп»	по таблиці ентальпій	°C	371,30
Загальна кількість тепла поглинутого 1 кг. Води в економайзері	qw	Bx*Qек'+Qек»/D	ккал/кг	92,48
Тепловміст води за економайзером	iw»	iw'+qw	ккал/кг	312,98
Температура води за економайзером	tw»	Задається	°C	146,50
Питомий 80епло води на вході в економайзер	Vw'	Калькулятор:Властивості води	м3/кг	0,00117
Живе січення проходу води	f	-	м2	0,07
Швидкість входу води в економайзер	Ww'	D*Vw'/3600*f	м	0,81

Повітропідігрівач 1 ступені

Назва	Позначення	Формула	Розмірність	Розрахунок
Кількість температури поглинутої повітропідігрівачем	Qпп»	Qпп-Qпп’	ккал/кг	598,43
Теоретичний 81епло напр газів за 2 ч повітропідігрівача	∑VctTек	∑VctTпп’-Qпп+ΔQпп-Q5пп	ккал/кг	221,44
Теоретична температура виходячих газів	Тух	по таблиці ентальпій	°С	180,00
Середня температура повітря	tср»	0,5(tхп+tпр)	°С	77,50
Середня 81епло напру газів	Тср	0,5(Тпп»+Тух)	°С	275,65
Середня температура стінки	tст	0,5(Тср+tср»)	°С	176,58
Середній 81епло нап	Vгсек	∑V*Bх/3600*(Тср/273	м3/сек	91,00

82епло газів в 1ч повітропідігрівача		+1		
Середній 82епло нап 82епло повітря в 1ч повітропідігрівача	Vпсек	(αт+Δαт+Δαвп'/2)*V0 *Bx/3600* (tcp»/273+1)	м3/сек	64,50
Живе січення по газам	F	-	м2	9,60
Живе січення по повітрю	f	-	м2	7,35
Середня швидкість газів	Wг	Vгсек/F	м/сек	9,48
Середня швидкість повітря	Wп	Vпсек/f	м/сек	8,78
Коефіцієнт теплоттдачи от газа к стенке	α1	Графік для визначення 82епло напру тепловіддачі конвекцією від газу до стінки	ккал/м2°Сгод	28,50
Відношення поперчного кроку	ΔS1	S1/d	-	1,57

труби до діаметру				
Відношення 8Зепло напруж кроку труби до діаметру	ΔS2	S2/d	-	1,03
Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря	α2	Номограма для визначення 8Зепло напру тепловіддачі від стінки до пари	ккал/м2°Сгод	39,30
Коефіцієнт використання газоходу	ξпп	Коефіцієнт теплової ефективності для конвективних поверхонь підігірву	ккал/м2°Сгод	0,75
Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі	К	(α1*α2/α1+α2)*ξпп	ккал/м2°Сгод	12,39
Середня логарифмічна різниця температур	Δtср	(Тух-tхв)-(Тпп»-tпр)/2,3logТух-tхв/Тпп»-tпр	°С	194,40
Поправний коефіцієнт	ψ	Задається	-	0,60

двухходячого потоку				
Температурний напір	Δt	Δtср*ψ	°С	116,64
Кількість тепла поглинутого 2ч. повітропідігрівача	Qпп’	Н*К*Δt/Вх	ккал/кг	355,26
Тепловміст газів за 2ч. Повітропідгрівача	∑VctTух	∑VctTпп»-Qпп»+ΔQпп-Q5пп	ккал/кг	462,10
Температура газів за 2ч. Повітропідігрівача	Тух	по таблиці ентальпій	°С	208,90
Теплоскалад гарячого повітря	qгп	qхп+Qпп’+Qпп»/(αт+Δαт)*V0	ккал/нм3	62,31
Температура гарячого повітря	tгв	Задається	°С	187,00

Проведення розрахунків для топки при організації двоступеневого спалювання

Розрахунокова величина	Позначення	Формула	Розмірність	Розрахунок для 1ст.	Розрахунок для 2 ст.
Теоретична кількість сухого повітря	$V_0^{сп}$	(1+К)*V_{O2}	$м^3$/кг	3,589	2,210

Дійсна витрата сухого повітря	$V_д^{сп}$	$\alpha*V_0^{сп}$	$м^3/кг$	3,589	2,210
Теоретична кількість вологого повітря	$V_0^{вп}$	$(1+0,00124*g_{сп})*V_0^{сп}$	$м^3/кг$	3,649	2,247
Дійсна витрата вологого повітря	$V_д^{вп}$	$\alpha*V_0^{вп}$	$м^3/кг$	3,649	2,247
Об’єм CO2 що утворився	V_0^{co2}	$0,01*0,7*C^р$	$м^3/кг$	0,232	0,155
Об’єм SO2 що утворився	V_0^{so2}	$0,01*0,7*S^р$	$м^3/кг$	0,008	0,006
Об’єм H2O який був внесений разом з паливом	$V_{па}^{H2O}$	$0,01*11,2*H^р$	$м^3/кг$	0,255	0,170
Об’єм H2O який був внесений разом з повітрям	$V_{по}^{H2O}$	$0,00124*g_{сп}*V_0^{сп}$	$м^3/кг$	0,060	0,037
Сумарний об’эм H2O	V_0^{H2O}	$V_{по}^{H2O}+V_{па}^{H2O}$	$м^3/кг$	0,315	0,292
Об’єм азоту, який був внесений разом з	$V_{па}^{N2}$	$0,1*0,8*N^р$	$м^3/кг$	0,048	0,032

паливом					
Об’єм азоту, який був внесений разом з повітрям	$V_{по}^{N2}$	$K*V_{O2}$	$м^3/кг$	2,836	1,230
Сумарний об’эм азоту	V_0^{N2}	$V_{па}^{N2}+V_{по}^{N2}$	$м^3/кг$	2,884	1,278
Об’эм H2O при α=1,25	$V_д^{H2O}$	$V_0^{H2O}+0,00124*g_{сп}*(α-1)*V_0^{сп}$	$м^3/кг$	0,376	0,329
Об’эм N2 при α=1,25	$V_д^{N2}$	$V_0^{N2}+K*(α-1)*V_{O2}$	$м^3/кг$	7,609	4,354
Об’эм надлишку кисню	$V^{над}_{O2}$	$(α-1)*V_{O2}$	$м^3/кг$	1,256	1,256
Питомий 86епло продуктів горіння	$V_д$	$V_0^{co2}+V_0^{so2}+V_д^{H2O}+V_д^{N2}+V^{над}_{O2}$	$м^3/кг$	9,481	6,100
Відсоток CO2	CO2	$V_0^{CO2}*100/V_д$	%	2,445	3,801
Відсоток SO2	SO2	$V_0^{SO2}*100/V_д$	%	0,089	0,138
Відсоток H2O	H2O	$V_д^{H2O}*100/V_д$	%	3,961	5,399
Відсоток N2	N2	$V_д^{N2}*100/V_д$	%	80,256	71,380
Відсоток O2	O2	$V_д^{O2}*100/V_д$	%	13,250	20,595
Хімічна ентальпія	i_x	$Q^p_н/V_д$	$кДж/м^3$	2214,806	3442,748

продуктів горіння					
Фізична ентальпія палива	$I_т$	$c_т t_т / V_д$	кДж/м^3	30,982	48,159
Ентальпія підігрітго повітря	$i_п$	$c_в t_в V_д^{вп} / V_д$	кДж/м^3	151,841	145,298
Кількість тепла втраченого с хімічним та механічним недопалом	Q_{3-4}	$Q^р_Н * Q_{3-4} / 100$	ккал/кг	95,389	46,220
Ентальпія разом з хімічним і механічним недопалом	i_{3-4}	$Q_{3-4} / V_д$	кДж/м3	10,061	7,577
Загальний тепловміст в топці	$i_{заг}$	$i_х + i_т + i_п - i_{3-4}$	кДж/м^3	2387,568	3628,627
Температура горіння	$t_г$	за 87епло ентальпій	°С	1500,0	1950,000
Надлишок повітря	V	$(V_д^{вп} - V_0^{вп} / V_д) * 100\%$	-	38,490	36,831

Тепловий Баланс

Назва	Позначення	Формула	Розмірність	Розрахунок	Розрахунок
Температура виходячих газів	Тух	Задаємось	°С	160	160
Теплоємність виходячих газів	∑VctТух	по 88епло. Ентальпій	ккал/кг	327,30	327,30
Тепло внесене холодним повітрям від дуттєвого вентилятора	Qвент	(αт+Δαт)*V0*qв	ккал/кг	17,65	15,04
В топці	Qт’	Δαт*V0*qв	ккал/кг		
В перегрівачі	Qпе	Δαпе*V0*qв	ккал/кг	7,05	4,54
В 1ч. Економайзера	Qек’	Δαек’*V0*qв	ккал/кг	2,65	1,70
В 1ч. Повітропідігрівача	Qпп’	Δαпп’*V0*qв	ккал/кг	1,76	1,13
В 2ч. Економайзера	Qек»	Δαек»*V0*qв	ккал/кг	1,76	1,13
В 2ч. Повітропідігрівача	Qпп»	Δαпп»*V0*qв	ккал/кг	1,76	1,13
Сумарна кількість тепла внесеного в котел холодним	Qхв	Qвент+Qт+Qпе+Qек’+Qпп’+Qек»+Qпп»	ккал/кг	1,76	1,13

повітрям					
Витрата разом з механічним недопалом	q4	$a_{ун}*Г_{ун}*A^{р}/100-Г_{ун}*1,55$	%	34,40	25,82
Витрата разом з механічним недопалом	Q4	Qhp/100*q4	ккал/кг	1,90	0,92
Втрати з хімічним недопалом	q3	Задаемось	%	95,39	46,22
Втрата тепла з виходячими газами	Q2	∑VctTух-Qхв	ккал/кг	0,5	0,5
Втрата тепла з виходячими газами	q2	Q2/Qhp*(100-q4)	%	292,90	301,48
Втрати тепла в наколишне середовище	q5	З таблиці	%	5,72	5,95
Сумарна на котел	Q5	(Qhp/100)*q5	ккал/кг	0,5	0,5
В топці	Q5т	0,5*Q5	ккал/кг	25,10	25,10
В перегрівачі	Q5пе	0,1*Q5	ккал/кг	12,55	12,55

В 1ч. економайзера	Q5ек’	0,1*Q5	ккал/кг	2,51	2,51
В 1ч. повітропідігрівача	Q5пп’	0,1*Q5	ккал/кг	2,51	2,51
В 2ч. економайзера	Q5ек»	0,1*Q5	ккал/кг	2,51	2,51
В 2ч. повітропідігрівача	Q5пп»	0,1*Q5	ккал/кг	2,51	2,51
Сумарні втрати в котлі	∑q	q2+q3+q4+q5	%	2,51	2,51
ККД котла	ηк	100-∑q	%	8,63	7,87
Дійсна витрата палива	В	D*(іпе-iw’)+Dпр*(tнас-tжив)*100/(Qhp*ηк)	кг/год	91,37	92,13
Кількість сгорівшого палива	Вх	В*(100-q4)/100	кг/год	13 805,65	9 128,53
Видиме 90епло напруження об’єма топки	q	В*Qhp/Vт	ккал/м3*год	13 543,27	9 044,47

Тепло передача в топці

Назва	Позначення	Формула	Розмірність	Розрахунок	Розрахунок

Температура гарячого повітря	tгп	Попередньо задана	°С	360	360
Теплоємність гарячого повітря	qгв	Таблиця теплоємності повітря	ккал/нм3	117	117
Кількість тепла внесеного втопку з гарячим повітрям	Qгв	(αт-Δαт)*V0*qгв	ккал/нм3	222,03	189,25
Корисна кількість тепла внесеного в топку	Qк	Qhp+Qгв+Qт'-Q5т	ккал/кг	5235,53	5200,24
Теоретична температура горіння в топці	T0	Qк/(V0N2+V0H2O+V0RO2)*cг	°С	1400	1650
Ступінь чорноти факела	α	«Нормативний метод»номогр.2	-	0,45	0,45
Теплове навантеження радіаційної поверхні	qрад	Bx*Qт/Hсум	ккал/м2*год	164898,20	109380,00
Температура газів перед наступним	Tф'	Нормативний метод	°С	1400,00	1650

ступенем					
Теплоємність газів перед насутпним рівнем	∑VctTф '	Попередньо задана	ккал/кг	2302,00	2602,00
Кількість тепла поглинутого радфаційною поверхнею	Qрад	Qт-∑VctTф'	ккал/кг	3155,53	3530,24
Положення максимума температури полумя по висоті топки	M	0.56-0.5xт	-	0,54	0,54
	xт	xт =hп/Нт	-	0,04	0,04
Середня сумарна теплоємність продуктів згорання палива	Vсер	(Qкор – I"T)/(υа – υ"T)	ккал/кг°С	2,29	2,26
Ступінь чорноти топки	ат	аф /(аф +(1- аф) ψср)	-	0,98	0,98
Середній коефіцієнт	ψср	(Σψi × Fст.i)/Fст	-	0,49	0,49

теплової ефективності топки					
Повна поверхня стін топки , зайнятих екранами	Fст	-	м2	230,00	230
Дійсна температура димових газів на виході з топки	Тд	Та/(М((4,9ψсраТFстТ3а)/(108φВрVсср))0.6+1)	°С	1450	1900
Коефіцієнт збереження теплоти	ϕ	1 – q5/(ηка+q5)	-	0,99	0,99

Технологія мембранного розділення повітря для отримання збагаченого киснем повітря

Фундаментальні основи мембранного газорозділення

Технологія мембранного розділення повітря базується на принципі селективної проникності газових компонентів через спеціальні полімерні мембрани. Основна ідея полягає у використанні різниці швидкостей проникнення різних газів крізь мембранний матеріал. Кисень, діоксид вуглецю та водяна пара характеризуються значно вищою проникністю порівняно з азотом, що дозволяє ефективно відокремлювати азот від повітряної суміші.

Ефективність мембранного газорозділення визначається двома ключовими параметрами: газопроникністю та селективністю робочого шару мембрани. Селективний шар має надзвичайно малу товщину – від 0,01 до 0,1 мікрометра, що забезпечує оптимальний баланс між продуктивністю та селективністю процесу.

Варіюючи співвідношення між газопроникністю та селективністю полімерного матеріалу, а також обираючи відповідну конфігурацію мембран (плоскі або порожнисті волокна), можна створювати різноманітні технологічні схеми повітророзділення, адаптовані до специфічних вимог конкретних застосувань.

Матеріали та конструкційні рішення

Сучасна промисловість мембранного газорозділення спирається на широкий спектр полімерних матеріалів, кожен з яких має свої унікальні характеристики проникності та селективності. Провідні світові виробники розробили та впровадили у виробництво різноманітні матеріальні рішення, що забезпечують ефективне розділення повітряних сумішей.

Ключовим фактором, що визначає ефективність мембранного розділення на молекулярному рівні, є питома поверхня мембрани. Саме тому в промисловості надають перевагу конфігурації порожнистих волокон, які забезпечують максимальну ефективну площу поверхні на одиницю об'єму мембranного модуля.

Порожнисті волокна досягають вражаючої щільності упаковки – понад 10000 квадратних метрів поверхні на кубічний метр об'єму модуля. Кожен стандартний мембранний модуль містить від 300 до 600 квадратних метрів мембранної поверхні, що забезпечує високу продуктивність установки при компактних розмірах.

Технічні характеристики порожнистих волокон

Зовнішній діаметр порожнистих волокон може варіюватися в широких межах – від 50 до 3000 мікрометрів, залежно від специфічних вимог застосування. Волокна можуть виготовлятися як з одного матеріалу, так і мати двошарову структуру, де різні шари оптимізовані для зовнішньої або внутрішньої поверхні.

Селективний шар може бути інтегрованим з основним волокном або нанесеним як окреме покриття на пористу підкладку. Особливу категорію становлять тонкі порожнисті волокна з зовнішнім діаметром 50-200 мікрометрів. Ці волокна розраховані на високотискові процеси газового розділення і здатні витримувати зовнішній гідростатичний тиск до 1000 кілопаскалів.

Технологічні вимоги та параметри азотних установок

Сучасні мембранні азотні установки повинні забезпечувати широкий діапазон технологічних параметрів відповідно до потреб кінцевих споживачів. Основні області застосування включають продування

обладнання та трубопроводних систем, живлення імпульсним газом запірно-регулювальної арматури та інші промислові процеси.

Чистота азоту варіюється від 95% до 99,5% залежно від специфічних технологічних вимог. Робочий тиск може становити від 1,0 до 2,5 Мпа для стандартних застосувань, а для спеціальних високотискових систем – до 15,0 Мпа. Для систем запірно-регулювальної арматури критично важливою є точка роси, яка не повинна перевищувати -70°С.

Продуктивність сучасних мембранних азотних установок коливається від 100 до 1000 нормальних кубічних метрів на годину і може бути ще вищою для великопромислових застосувань. Типовим прикладом може слугувати блокова контейнерна установка продуктивністю 600 кубічних метрів на годину з робочим тиском 1,0-2,5 Мпа.

Структура та компоненти мембранної азотної установки

Основними компонентами мембранної азотної установки є компресорні агрегати, системи підготовки стисненого повітря та власне повітророзділювальні блоки, що містять мембранні модулі. Координована взаємодія цих компонентів за встановленим алгоритмом забезпечує досягнення необхідних параметрів азоту для кінцевого споживача.

З точки зору енергетичної ефективності доцільним є розміщення мембранних модулів у спеціальному відсіку з автоматизованою системою підтримки оптимальної температури. Такий підхід дозволяє мінімізувати енергетичні втрати та забезпечити стабільність технологічного процесу.

Взаємозв'язок тиску та продуктивності

Конструктивні особливості та фізико-хімічні процеси в мембранних модулях обумовлюють пряму пропорційну залежність питомої продуктивності мембрани від тиску технологічного процесу. Однак існують технічні

обмеження – серійні мембранні модулі мають максимальний робочий тиск 2,5 Мпа.

Вибір оптимального тиску процесу здійснюється на етапі проектування установки з урахуванням технологічних потреб кінцевого споживача, вимог до мобільності, масогабаритних характеристик обладнання та допустимих енергетичних витрат.

Для стаціонарних азотних установок найбільш доцільним є застосування стандартних гвинтових компресорів з максимальним тиском нагнітання 1,3 Мпа. Враховуючи втрати тиску в системах підготовки повітря, робочий тиск процесу зазвичай становить 1,1-1,2 Мпа, що задовольняє більшість промислових застосувань.

Температурні аспекти процесу

Температура суттєво впливає на ефективність мембранного розділення повітря. Зниження температури процесу призводить до покращення співвідношення продуктивності азоту до споживаного повітря, але одночасно знижує загальну продуктивність мембрани. Підвищення температури збільшує продуктивність, але конструктивні особливості мембран обмежують робочий температурний діапазон від 5°С до 80°С.

Аналіз умовної ефективності процесу (добуток співвідношення споживаного повітря до продуктового азоту на відносну продуктивність мембрани) при тиску 1,15 Мпа показує, що для отримання азоту чистотою 98% і вище ефективність після певного значення температури або знижується, або зростає незначно.

Для азоту чистотою 99% оптимальна температура становить 45-50°С, і подальше підвищення температури не дає суттєвих переваг, лише збільшуючи загальні енергетичні витрати установки.

Енергетичні характеристики

Споживана компресором потужність прямо залежить від необхідної продуктивності установки. При тиску процесу 1,15 Мпа та температурі 42,5°С можна точно розрахувати енергетичні витрати на виробництво азоту різної чистоти, що дозволяє оптимізувати експлуатаційні витрати.

Перспективи розвитку технології

Виробництво азоту методом мембранного розділення повітря має свої специфічні особливості та переваги. Для мінімізації інвестиційних та експлуатаційних витрат критично важливо забезпечити оптимальні технологічні параметри установки. Тиск, температуру, склад обладнання необхідно ретельно обирати на етапі проектування, враховуючи всі вимоги кінцевого споживача.

Майбутній розвиток мембранних технологій газорозділення пов'язаний з розробкою нових матеріалів або синтезом мембранних матеріалів з підвищеною ефективністю. Основні напрямки включають досягнення високої селективності та проникності, покращення механічних властивостей, підвищення часової стабільності, стійкості до забруднень, збільшення терміну служби та інертності до агресивних домішок.

Економічний аналіз запропонованого методу

На сьогоднішній день вартість кисневої установки яка буде забезпечувати один парогенератор збагаченим киснем дуттьовим повітрям становить приблизно 400-700 тис.$. В данну вартість входить проект, виробництво та монтаж разом з пуско - налагоджувальним процесом. Орієнтовна економія палива приблизно 0,1-0,5 т/год, приймемо в середньому 0,3т/год. Вартість 1 тони палива приблизно 400$, отже за добу буде зекономлено приблизно 0,3*400=120$ на годину, 2880$ на день та 1 051 200$ на рік при умові що котел буде працювати без зупинки. Також не було враховано кількість технічного азоту який можна збирати, як наслідковий продукт від

отриманного збагаченого киснем дуттьового повітря. Отже через рік роботи установка окупить свою вартість.

Висновки

1.Розроблено технології модерніцазії парогенераторів на вугіллі не втрачають актоальності в дійсний час

2.Найбільш перспективни напрямком модернізації аиявляються збагачення киснем дуттьового повітря при цьом діапазон збагачення лежить в межах 30-40% кисню в заледності від марки вугілля. Це дозволяє викоритсовувати для збагачення кисню дуттьоовго оповітряя досить дешевий метод мембранного розділення газів

3. Технічно оптимальним методом модернзації парогенераторів є метод двоступеневого спалювання при якому на першому ступені спалювання реалізується при нестачі повіітря(0,6-0,8 від V0), яке не збагачується киснем, а на другому ступені вже додається в топку збагачене киснем повітря. Метод розроблено вперше в рамках предлставленної роботи.

4. Метод не потребує суттєвих змін в конструкціїї парогнераторів.

5. Метод економічно привабливий термін роботи один рік при умові безперервної роботи котла.

Використан джерела інформації

1. International Energy Agency (IEA). World Energy Outlook 2024. Paris: IEA Publications, 2024.
2. BP Statistical Review of World Energy 2024. London: BP p.l.c., 2024.
3. European Environment Agency. Trends and projections in Europe 2023. Copenhagen: EEA, 2023.
4. Eurostat. Energy statistics - electricity generation. Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2024.
5. НЕК "Укренерго". Звіт про функціонування ОЕС України. Київ, 2024.
6. Міністерство енергетики України. Енергетичний баланс України. Київ, 2024.
7. McKinsey & Company. The net-zero transition: What it would cost, what it could bring. McKinsey Global Institute, 2024.
8. IRENA. Global Energy Transformation: A roadmap to 2050. Abu Dhabi: International Renewable Energy Agency, 2024.
9. Agora Energiewende. The European Power Sector in 2023. Berlin: Agora Energiewende, 2024.
10. Coal Transition Initiative. Coal plant retirement and sustainable energy transition. 2024.
11. Державна служба геології та надр України. Мінерально-сировинна база України. Київ, 2023.
12. World Health Organization. WHO global air quality guidelines. Geneva: WHO Press, 2023.
13. Dragunov Yu.G., Lemekhov V.V., Smirnov V.S. "Fast sodium reactor BN-800: construction completion and commissioning" // Nuclear Engineering and Design. 2020. Vol. 369. P. 110-118.
14. Forsberg C.W. "Molten-salt-reactor technology gaps" // Nuclear Technology. 2019. Vol. 180. № 3. P. 298-315.

15. Hydrogen Council. "Hydrogen scaling up: A sustainable pathway for the global energy transition" // McKinsey & Company Report. 2017.
16. International Energy Agency. "The Future of Hydrogen: Seizing today's opportunities" // IEA Publications. 2019.
17. Le Duigou A., Marion P., Borgard J.M. "HYTHEC: An EC funded search for a long term massive hydrogen production route using solar and nuclear technologies" // International Journal of Hydrogen Energy. 2007. Vol. 32. № 10-11. P. 1516-1529.
18. Revankar S.T. "Storage and Hybrid Systems for Renewable Energy" // CRC Press. 2020. 485 p.
19. Wall T., Liu Y., Spero C. "An overview on oxyfuel coal combustion – State of the art research and technology development" // Chemical Engineering Research and Design. 2009. Vol. 87. № 8. P. 1003-1016.
20. Zhang H., Wang L., Van herle J. "Progress in aluminum-based zero-carbon fuel" // Progress in Aerospace Sciences. 2021. Vol. 126. P. 100736.
21. Zheng L., Furinsky E. "Comparison of Shell, Texaco, BGL and KRW gasifiers as part of IGCC plant computer simulations" // Energy Conversion and Management. 2005. Vol. 46. № 11-12. P. 1767-1779.
22. Arthur J.R. "Reactions between carbon and oxygen" // Transactions of the Faraday Society. 1951. Vol. 47. P. 164-178.
23. Badzioch S., Hawksley P.G.W. "Kinetics of thermal decomposition of pulverized coal particles" // Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development. 1970. Vol. 9. № 4. P. 521-530.
24. Crowe C., Sommerfeld M., Tsuji Y. "Multiphase flows with droplets and particles" // CRC Press. 1998. 471 p.
25. Field M.A., Gill D.W., Morgan B.B., Hawksley P.G.W. "Combustion of pulverised coal" // BCURA. 1967. 412 p.
26. Flagan R.C., Seinfeld J.H. "Fundamentals of air pollution engineering" // Prentice Hall. 1988. 542 p.

27. Frank-Kamenetskii D.A. "Diffusion and heat exchange in chemical kinetics" // Princeton University Press. 1955. 374 p.
28. Glassman I., Yetter R.A. "Combustion" // Academic Press. 4th Edition. 2008. 773 p.
29. Hurt R.H., Calo J.M. "Semi-global intrinsic kinetics for char combustion modeling" // Combustion and Flame. 2001. Vol. 125. № 3. P. 1138-1149.
30. Laurendeau N.M. "Heterogeneous kinetics of coal char gasification and combustion" // Progress in Energy and Combustion Science. 1978. Vol. 4. № 4. P. 221-270.
31. Libby P.A., Blake T.R. "Theoretical study of burning carbon particles" // Combustion and Flame. 1979. Vol. 36. P. 139-169.
32. Ma L., Jones J.M., Pourkashanian M., Williams A. "Modelling the combustion of pulverized biomass in an industrial combustion test furnace" // Fuel. 2007. Vol. 86. № 12-13. P. 1959-1965.
33. Mitchell R.E. "On the products of the heterogeneous oxidation reaction at the surfaces of burning coal-char particles" // Symposium (International) on Combustion. 1988. Vol. 22. № 1. P. 69-78.
34. Mitchell R.E., Hurt R.H., Baxter L.L., Hardesty D.R. "Compilation of Sandia coal char combustion data and kinetic analyses" // Sandia National Laboratories Report SAND92-8208. 1992.
35. Niksa S., Hurt R.H. "Coal conversion submodels for design applications at elevated pressures. Part I. devolatilization and char oxidation" // Progress in Energy and Combustion Science. 2003. Vol. 29. № 6. P. 425-477.
36. Smith I.W. "The combustion rates of coal chars: A review" // Symposium (International) on Combustion. 1982. Vol. 19. № 1. P. 1045-1065.
37. Solomon P.R., Hamblen D.G., Carangelo R.M., Serio M.A., Deshpande G.V. "General model of coal devolatilization" // Energy & Fuels. 1988. Vol. 2. № 4. P. 405-422.
38. Thring M.W., Essenhigh R.H. "Combustion length of enclosed turbulent jet flames" // Combustion and Flame. 1962. Vol. 6. P. 133-143.

39. Tomeczek J., Gradon B. "The role of nitrogen oxides in coal char combustion" // Fuel Processing Technology. 2003. Vol. 82. № 2-3. P. 125-160.
40. Walker P.L., Rusinko F., Austin L.G. "Gas reactions of carbon" // Advances in Catalysis. 1959. Vol. 11. P. 133-221.
41. Waters B.J., Mitchell R.E., Squires R.G., Laurendeau N.M. "Evidence for formation of CO2 in the vicinity of burning pulverized-coal particles" // Combustion and Flame. 1988. Vol. 74. № 1. P. 91-106.
42. Wen C.Y., Chaung T.Z. "Entrainment coal gasification modeling" // Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development. 1979. Vol. 18. № 4. P. 684-695.
43. Williams A., Pourkashanian M., Jones J.M., Skorupska N. "Combustion and gasification of coal" // Taylor & Francis. 2000. 374 p.
44. Yang R.T. "Gas separation by adsorption processes" // Butterworth Publishers. 1987. 352 p.
45. Young B.C., Smith I.W. "The kinetics of combustion of petroleum coke particles in the regime where chemical reaction controls" // Combustion and Flame. 1981. Vol. 42. P. 237-252.
46. Zhang D.K., Wall T.F. "An experimental study of coal char particle combustion at high heating rates" // Fuel. 1993. Vol. 72. № 8. P. 1114-1119.
47. Zhao F., Hurt R.H., Pershing D.W., Sarofim A.F. "Coal char-nitrogen conversion: implications for NOx formation" // Symposium (International) on Combustion. 1994. Vol. 25. № 1. P. 1157-1166
48. Davidson R.M. "Sulphur in coal" // IEA Coal Research Report. 1994. IEACR/72. 73 p.
49. Flagan R.C., Taylor D.D. "Laboratory studies of submicron particles from coal combustion" // Symposium (International) on Combustion. 1981. Vol. 18. № 1. P. 1227-1237.

50. Huffman G.P., Huggins F.E., Shah N., Zhao J. "Speciation of arsenic and chromium in coal and combustion ash by XAFS spectroscopy" // Fuel Processing Technology. 1994. Vol. 39. № 1-3. P. 47-62.
51. Johansen K., Frandsen F. "High temperature reactions of potassium and chlorine in biomass fired grate boilers" // Fuel Processing Technology. 1997. Vol. 52. № 1-3. P. 154-168.
52. Kramlich J.C., Seeker W.R., Samuelsen G.S. "Influence of coal type and combustor geometry on nitrogen pollutant formation" // Symposium (International) on Combustion. 1985. Vol. 20. № 1. P. 1423-1430.
53. Laursen K., Frandsen F., Larsen O.H. "Ash deposition trials at three power stations in
54. Ausubel J.H. "Renewable and nuclear heresies" // International Journal of Nuclear Governance, Economy and Ecology. 2007. Vol. 1. № 3. P. 229-243.
55. Beckman K. "The Wind Power Fraud: Why Wind Won't Work" // Energy Tribune. 2008.
56. Brook B.W., Bradshaw C.J.A. "Key role for nuclear energy in global biodiversity conservation" // Conservation Biology. 2015. Vol. 29. № 3. P. 702-712.
57. Bowman, C. T. Kinetics of pollutant formation and destruction in combustion / C. T. Bowman // Progress in Energy and Combustion Science. – 1975. – Vol. 1, No. 1. – P. 33–45.
58. Glassman, I. Combustion / I. Glassman, R. A. Yetter. – 4th ed. – Amsterdam : Academic Press, 2008. – 773 p.
59. Kuo, K. K. Principles of Combustion / K. K. Kuo. – 2nd ed. – Hoboken : John Wiley & Sons, 2005. – 732 p.
60. Miller, J. A. Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion / J. A. Miller, C. T. Bowman // Progress in Energy and Combustion Science. – 1989. – Vol. 15, No. 4. – P. 287–338.
61. Turns, S. R. An Introduction to Combustion: Concepts and Applications / S. R. Turns. – 3rd ed. – New York : McGraw-Hill, 2012. – 752 p.

62. De Soete, G. G. Overall reaction rates of NO and N_2 formation from fuel nitrogen / G. G. De Soete // Symposium (International) on Combustion. – 1975. – Vol. 15, No. 1. – P. 1093–1102.
63. Heap, M. P. The effect of combustion conditions on NO_x emissions / M. P. Heap, T. J. Tyson, J. E. Cichanowicz // Environmental Progress. – 1990. – Vol. 9, No. 4. – P. 254–261.
64. Malte, P. C. Measurement of atomic oxygen and nitrogen oxides in jet-stirred combustion / P. C. Malte, D. T. Pratt // Combustion and Flame. – 1975. – Vol. 25. – P. 77–89.

Додаток 1Копії сертифікатів участі

Будмайстер клас-2023р.

Будмайстер класс- 2024р.

Участь в конференції в м. Ченстахова

CERTYFICATE OF PARTICIPATION

THIS CERTIFICATE IS AWARDED TO

EVGENY VAKULENKO

INTERNATIONAL CONFERENCE MATERIALS, STRUCTURES, TECHNOLOGIES AND MANAGEMENT IN CIVIL AND ENVIRONMENTAL ENGINEERING 2024

ANNA LIS
Chairman

MAŁGORZATA ULEWICZ
Co-chairman

KIPB · NUACA · UNIVERSITY OF ŽILINA