УДК 621.181.7

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИХРОВИХ ГАЗОПАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ПРИ СПАЛЮВАННІ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ТА БІОГАЗУ

Майстренко О.Ю.[1], Куріс Ю.В.[1], Семененко Н.В.[2]

[1]*Інститут вугільних енерготехнологій НАН України, Київ, Україна*
[2]*Запорізька державна інженерна академія, Запоріжжя, Україна*

АНОТАЦІЯ

Розглянуті способи спалювання біогазу та природного газу. Досліджено роботу експериментального зразка універсального вихрового пальникового приладу з внутрішньою стабілізацією полум’я на вогневому стенді, з’ясовано вплив геометричних характеристик пальників на характеристики вихрового потоку. Досліджено склад продуктів згоряння та вміст шкідливих викидів на різних навантаженнях та режимах роботи.

СПОСОБИ СПАЛЮВАННЯ ГАЗУ

Спалювання газу в агрегатах, які використовують паливо, може здійснюватися кінетичним, дифузійним та проміжним способами.

При кінетичному способі спалювання факел має найменшу довжину при найбільшій повноті згоряння. Зазвичай, для спалювання газу за кінетичним принципом, застосовують спеціальні пальники, які готують гомогенну газоповітряну суміш при мінімальній (α_1 = 1,02-1,05) кількості первинного повітря. Однак, таке полум'я дуже нестійке як по відношенню до проскакування, так і до відриву, тому необхідна надійна стабілізація полум'я.

При дифузійному способі спалювання (α_1 = 0) процеси змішування та горіння розвиваються паралельно. Особливостями такого спалювання є висока стійкість полум'я при зміні теплової потужності від нуля до максимально можливого значення (за умови відриву), порівняльна сталість температур по всій довжині полум'я, великі розміри полум'я і неминучість появи піролітичних процесів. Пальники, які працюють за дифузійним принципом, відрізняються компактністю і простотою виготовлення, але для розвитку дифузійного факелу потрібні топкові пристрої з великими поверхнями.

Проміжний між кінетичним і дифузійним спосіб застосовується, коли з гирла пальника виходить газ, змішаний з частиною необхідного повітря (α_1 <1). За цим принципом працюють всі газові апарати, обладнані інжекційними пальниками. Стійкість полум'я та його прозорість залежать від вмісту первинного повітря в суміші. При цьому, чим більша повнота згоряння і коротше факел, тим менша стійкість горіння.

Дифузійне горіння може бути переведено в кінетичне або проміжне на пальниках з примусовою подачею повітря шляхом створення умов, за яких процеси змішування дещо випереджають процеси горіння.

ВИХРОВИЙ ПАЛЬНИК З ВНУТРІШНЬОЮ СТАБІЛІЗАЦІЄЮ ПОЛУМ'Я

Вихровий пальник з внутрішньою стабілізацією полум'я може бути використаний в котельних установках різної потужності, в технологічних печах, особливо з малим робочим об'ємом, для обігріву теплиць, сушки будівель та споруд. Топкові агрегати з такими пальниками можуть застосовуватися в системах сушіння, термічної обробки гною, вологих опадів, активного мулу, органічних відходів хімічної і медичної промисловості і ряду інших галузей.

Конструкція пальника, яку представлено на рисунку 1, забезпечує двозонну послідовну подачу повітря для горіння. Проточна частина пальника, укладена співвісною в повітророзподільному корпусі 1, складається з тангенціального лопаткового завихрювача 4 та вихідного сопла 7. Корпус обладнаний тангенціальним вхідним патрубком 8 та має, з одного боку, плоску торцеву стінку, а з іншого вихідне вікно. Сопло встановлено у вихідному вікні корпусу з кільцевим зазором. На торцевій стінці корпусу пальника розміщено вузол 2 подачі палива з запальним пристроєм 3. Газ подається з газової камери крізь газовипускні отвори, які розташовані на торцевій стінці проточної частини. Первинне повітря надходить через завихрювач 4 за стрілкою 5, вторинне повітря прямує через кільцевий зазор за стрілкою 6.

Більш детально ескіз проточної частини пальника з основними геометричними характеристиками представлено на рисунку 2. Для

подачі газу з циліндричної газової камери передбачено 18 отворів діаметром 5 мм. Введення первинного повітря здійснюється через отвори 2 (чотири ряди по шість отворів діаметром 7 мм). Подачу первинного повітря можна змінювати за допомогою регулювальних гвинтів 3, що перекривають частину отворів 2. Вторинне повітря надходить через кільцевий канал 4, величина якого може регулюватися поворотом заслінки 5. Площа кільцевого зазору може бути визначена за розташуванням вказівника 6. Таким чином, при зміні витрати газу, а також його складу, можна легко регулювати подачу окислювача.

Пальник працює, як правило, в автомодельному режимі, коли за певною геометричною характеристикою всередині вихрової камери встановлюється відповідна структура потоків.

При відношенні діаметру сопла d_c до діаметру камери d_k, яке перевищує значення d_c/d_k = 0,2 (за Ляховським Д.М.), вздовж осі камери завжди є зона осьового зворотного струму, яка зароджується поза камерою та впадає до неї через приосьову область сопла. Зона осьового зворотного струму обмежена по радіусу значенням максимуму окружної складової швидкості та нульовим значенням аксіальної складової. Ця межа є деяким умовним кільцевим об’ємом, межі якого по радіусу обмежені значеннями пульсаційних складових характеристик вихрового потоку. Рециркуляційна зона відіграє

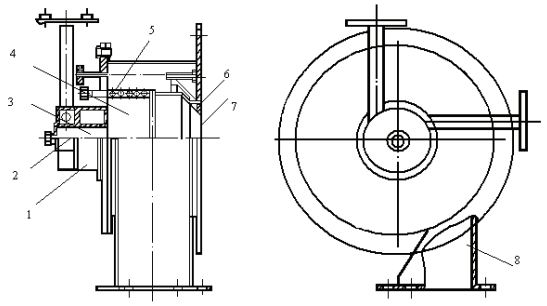

Рис.1. Вихровий газопальниковий прилад з внутрішньою стабілізацією полум’я. 1 – повітророзподільний корпус; 2 – вузол подачі палива; 3 – запальний пристрій; 4 - тангенціальний лопатковий завихрювач; 5, 6 – стрілки; 7 – вихідне сопло; 8 – тангенціальний вихідний патрубок.

важливу роль у стабілізації полум'я, створюючи потік гарячих рециркулюючих продуктів згоряння та область знижених швидкостей, де швидкість поширення полум'я та швидкість потоку можуть бути близькі одна до одної, при цьому довжина полум'я і відстань, на якому відбувається стабілізація полум'я, значно скорочуються. Високий рівень турбулентних пульсацій в зоні займання палива, який знаходиться всередині пальникової камери, практично миттєво створює безліч мікрооб'ємів зі сприятливими температурними, концентраційними і швидкісними характеристиками.

При розгляді критеріїв наближеного вогневого моделювання пальниково-топкових пристроїв, першою вимогою є геометрична подоба зразка та моделі. Для практичної реалізації вихрового пальника з внутрішньою стабілізацією полум'я цю умову треба конкретизувати. Перш за все, геометрична подібність зумовлює рівність значень

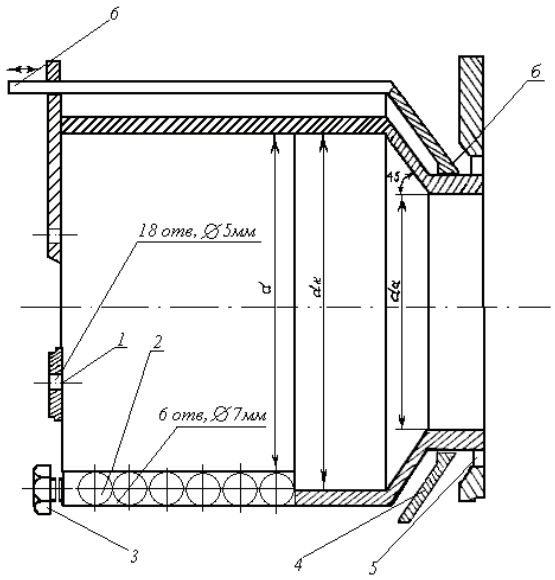

Рис. 2. Ескіз проточної частини пальника. 1 – вхід газу, $F_г$ = 0,000353 м^2; 2 – вхід первинного повітря; 4 отв., F_1 = 1, 54·10 $^{-4}$ м^2; $F_1\backslash F_k$ = 1,39·10^{-2}; 8 отв., F_1 = 3,08·10^{-4} м^2; $F_1\backslash F_k$ = 2,77·10^{-2}; 12 отв., F_1 = 4,62·10 $^{-4}$ м^2 ; $F_1\backslash F_k$ = 4,16·10^{-2}; 16 отв., F_1 = 6,15·10^{-4} м^2; $F_1\backslash F_k$ = 5,53·10^{-2}; 20 отв., F_1 = 7,69·10^{-4} м^2; $F_1\backslash F_k$ = 6,92·10^{-2}; 24 отв., F_1 = 9,23·10^{-4} м^2; $F_1\backslash F_k$ = 8,30·10^{-2}. 3 – регулювальний гвинт (4шт.); 4 – кільцевий канал вторинного повітря; 5 – регулювальна заслінка вторинного повітря; 6 – вказівник переміщення пол. 5.

геометричної характеристики, яка може бути записана у вигляді співвідношень розмірів проточної частини:

$$S = \frac{d_c / d_k}{F_{âõ} / F_k}$$

де $F_{вх}$ і F_k - сумарний перетин входу та торцевий перетин тангенціального лопаткового завихрювача відповідно.

При незмінних геометричних співвідношеннях конструктивні особливості проточної частини камери не роблять помітного впливу на організацію процесу горіння.

У процесі експлуатації крім рівності відносних геометричних характеристик необхідно забезпечити охолодження проточної частини і компенсацію температурних розширень з урахуванням нерівномірного нагрівання окремих елементів. Найкращі характеристики має сопло помірної конусності (25-30° відносно осі камери) і довжини (0,4-0,45 d_k), яке вставлено в повітророзподільний корпус пальника та де воно інтенсивно охолоджується закрученим потоком повітря, що витікає через кільцевий зазор вторинного тракту навколо сопла. Сумарне температурне розширення проточної частини компенсується в цьому ж зазорі. В кращих за охолодженням умовах знаходиться лопатковий завихрювач. Він складається з лопаток, які омиваються потоком первинного повітря. Ширина щілини між лопатками приймається в межах 0,005-0,03 м., щоб уникнути деформацій фіксується за допомогою установки профільованих лопаток з чергуванням в шаховому порядку з повітряними каналами. Вигнута в поперечному перерізі форма лопатки краща, оскільки забезпечує закрутку при мінімальному зовнішньому діаметрі зборки проточної частини. Кількість лопаток (вихідних каналів) для забезпечення рівномірності введення повітря в камеру повинно бути не менше чотирьох. Довжина лопаток та ширина щілини між ними формують вхідний перетин для первинного повітря. Лопатки виготовлені порожніми, з профілем поперечного перерізу у вигляді сегменту. Порожниста лопатка має підвищений запас міцності та додаткові можливості для охолодження.

Довжина камери прийнята за умови $L_k/d_k = 0,8$. Циліндричний корпус при тангенціальному патрубку цілком забезпечує рівномірний розподіл потоку по каналах циліндричного тангенціального завихрювача, про що свідчить рівність значень повного тиску у вхідному патрубку та значень статичного тиску в усіх точках простору корпусу.

Інтенсивність закручення потоку є найважливішим критерієм подібності вихрових пальниково-топкових пристроїв та обчислюється за виміряним значенням швидкості й статичного тиску. Проте, проведення таких замірів, особливо на гарячих потоках, вкрай складно або взагалі неможливо. Інтенсивність закручення для більшості вихрових пристроїв, у тому числі для вихрового пальника з внутрішньою стабілізацією полум'я, за деякими припущеннями, може оцінюватися як геометрична характеристика. Наприклад, зворотний осьовий струм в камері зароджується при інтенсивності закручення (геометричної характеристиці) $S > 0,6$ [1] Практичні значення цієї величини для вихрового пальника знаходяться в області $S \geq 6$. Стійкість процесу горіння в вихрових пристроях може бути настільки великою, що традиційні поняття про відрив і проскакування полум'я в діапазоні значень тиску палива і повітря, які звичайно застосовуються, втрачають сенс. Наприклад, є відомості [1] про стійку роботу пальника при $\alpha > 300$. Таке значення коефіцієнта надлишку повітря може відповідати горінню запального факелу при подачі повітря в пальник, та відповідати робочому режиму. Проскакування полум'я в газорозподільчу камеру виключається встановленням випускних отворів в зоні мінімальних значень тиску закрученого потоку повітря та збереженням мінімально допустимої швидкості виходу газу.

Дослідження експериментального зразку вихрового пальника з внутрішньою стабілізацією полум'я потужністю 0,2 МВт проведено на вогневому стенді, який схематично представлено на рисунку 5. Дослідження проводилися як з водоохолоджуваним вихлопним патрубком (охолодження в зоні догорання) та перехідним фланцем від пальника до патрубка (охолодження в корені факела), так і без водяного охолодження. Подача охолоджуваної води призводить до істотного зниження температур в патрубку.

Пальник 1 приєднано до вихлопного патрубку 6 діаметром 0,45 м та довжиною 1,0 м через водоохолоджуваний перехідник 5. Витрата води на охолодження регулювалася вентилем 9, температура охолоджуючої води на вході і виході з патрубка вимірювалася лабораторними термометрами 8 за ГОСТ 215-73 Подача газу регулюється поворотом запірного крану 12. Витрата газу вимірювалася ротаметром 13 типу РМ-25Г-43 за ГОСТ 13045-81, тиск газу перед ротаметром, а також тиск повітря в корпусі пальника - U-подібним манометром 4, тиск у вузлі подачі газу пальника і перед пальником - мікроманометрами ММН 2. Повітря для горіння подається вентилятором 11. Кількість повітря регулюється шибером 10 та скидним клапаном 14. Максимальні витрати повітря забезпечується при повністю відкритому шибері 10 і закритому клапані 14. При проведенні випробувань враховувалися атмосферні умови: вимірювалися температура (ртутним термометром), тиск (барометром), відносна вологість (психрометром). Витрата повітря встановлювалася за тарувальними характеристикам пальника, отриманими заздалегідь. Відбір продуктів згоряння проводився через дві водоохолоджувальні газовідбірні трубки з

вбудованими термопарами для виміру температури в точці відбору.

Для оцінки розподілу температурних та концентраційних полів вимірювання проводили у взаємноперпендикулярних перетинах з переміщеннями в поздовжньому і поперечному напрямку. Водоохолоджувальна газовідбірна трубка встановлюється в пробовідбірні люки, які розташовані на відстані 1,65, 6,33 і 7,9 калібрів від зрізу пальника, вхідний отвір з боку циліндричної поверхні прямує назустріч потоку продуктів згоряння. Температура продуктів згоряння вимірювалася одночасно з відбором проб за допомогою термопар ТП і ХА в комплекті з потенціометром ПП-63.

Поля розподілу температури продуктів згоряння біогазу по радіусу і довжині вихлопного патрубка з водяним охолодженням свідчать про вихрову структуру факелу. Поблизу кратера пальника спостерігаються характерні яскраво виражені піки значень температури при відносному радіусі r_i/r_n = 0,5. "Провали" температури по осі патрубка свідчать про наявність зони утворення зворотних струмів та рециркуляції продуктів згоряння. При віддаленні від кратеру пальника максимуми температур зсуваються від осі, значення їх зменшуються, а отже, вихор розпадається. На відстані $L_ф/d_c$> 3 для біогазу поля температур в основному вирівнюються. Заміряний в цих перетинах об'ємний вміст вуглекислого газу в продуктах згоряння досягає максимальних значень, тобто можна зробити висновок про завершення процесу горіння. У зв'язку з цим максимальні та мінімальні навантаження встановлювалися при повному згоранні досліджуваних газів при відносній довжині факелу $L_ф/d_c \geq 2,5$ для природного газу та $L_ф/d_c \leq 3,0$ для біогазу. Звичайний підхід до встановлення граничних і номінальних навантажень виявився непридатним, оскільки в діапазоні досліджених навантажень (від 0,01 до 0,25 МВт) відриву або проскакування полум'я не спостерігалося.

Зміни навантаження пальника і відносної довжини факела в залежності від конструктивних особливостей пальники ілюструють рисунки 3, а, б. Як для природного, так і для біогазу оптимальні режими роботи спостерігалися при співвідношенні діаметрів сопла і камери d_c/dк = 0,65. При цьому максимальна потужність, яка дорівнює 0,22 МВт, забезпечує повне згоряння газу при відношенні перетину входу первинного повітря $F'_{вх}$ до поперечного перетину камери згоряння $F_к$, дорівнює 0,083 - це відповідає повному розкриттю всіх отворів для входу первинного повітря. При зменшенні перерізу отворів для входу первинного повітря $F'_{вх}$ до $F'_{вх}/F_к$ = 0,0277 відзначалося зниження максимального навантаження до 0,20 МВт, на якому було забезпечено вихрову структуру потоку і задану довжину факелу. Збільшення потужності призводило до появи оксиду вуглецю в продуктах згоряння. Це можна пояснити конструктивними особливостями пальника. Подача первинного повітря при повному розкритті $F_{вх}$ здійснюється дрібними цівками в закручений потік

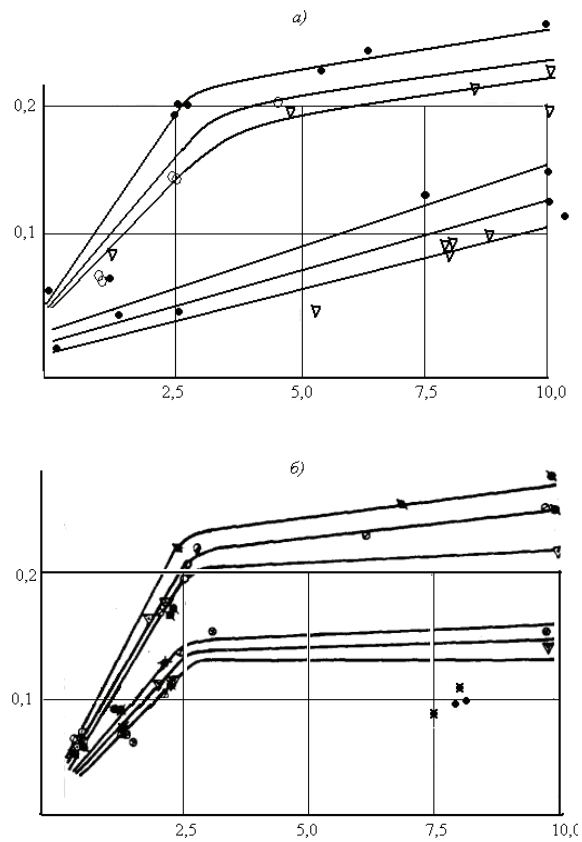

Рис.3. Навантаження вихрового пальника з внутрішнім стабілізуванням полум'я: а- $d_c\backslash d_k$ = 0,5 ;б – $d_c\backslash d_k$ = 0,65

газу через отвори, вторинне повітря подається закрученим потоком через щілину. До початку горіння існує ділянка для змішання первинного повітря з газом. Гомогенну суміш отримуємо закрученням потоків газу і повітря та струмового змішання. Чим краще дрібнення потоку первинного повітря, тим якісніше змішання і при більших навантаженнях досягається повне згоряння.

Як для природного, так і для біогазу, при оптимальних режимах коефіцієнт надлишку первинного повітря змінювався в межах 0,25 < α1 < 0,75 при зміні загального коефіцієнта надлишку повітря 1,02 < αзаг <1,20, відповідно, максимальна потужність складає 0,22 МВт, за якою Lф /dc не більше 2,5 для природного газу і 3,0 для біогазу та також зберігається вихрова структура потоків.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОДУКТІВ ЗГОРЯННЯ НА ВМІСТ ШКІДЛИВИХ ВИКИДІВ

При оптимальних навантаженнях на різних режимах були проведені дослідження складу продуктів згоряння. Мінімально допустима кількість оксиду вуглецю (до 0,01%) помічалася в широкому діапазоні значень загального коефіцієнту надлишку повітря від 1,02 до 3,0. Кількість оксидів азоту визначалося при роботі на стендах з охолодженням і без охолодження як на біогазі (БГ), так і на природному газі (ПГ).

Отримані в результаті експериментів залежності виходу оксиду азоту і діоксиду азоту від загального коефіцієнту надлишку повітря $\alpha_{заг}$, свідчать, що максимальний вихід оксиду азоту досягає екстремального значення (109 мг/м^3) при $\alpha_{заг}$ = 1,3 для ПГ та 64 мг/м^3 при $\alpha_{заг}$ = 1,3 для БГ (тобто для БГ на 41% нижче, ніж для ПГ). При роботі на охолоджуваному стенді максимум виходу оксиду азоту зміщується у бік зменшення до $\alpha_{заг}$ =1,25, стаючи рівним 39 мг/м^3 для ПГ та 22 мг / м^3 для БГ (на 44% менше) під час роботи на максимальних навантаженнях. При зменшенні навантаження до мінімального (2-5 м^3/год або 0,02-0,05 МВт) вихід оксиду азоту знижується ще більше, пік концентрації його зміщується до α = 1,1. У цій точці для ПГ вихід оксиду азоту становить 22 мг/м^3, для БГ 12 мг/м^3, що на 36,8% менше. У межах $\alpha_{заг}$ = 1,1 - 1,5 при роботі на біогазі вихід оксиду азоту не перевищує 50 мг/м^3 на неохолоджуваному стенді, що свідчить про добрі екологічні характеристики спалювання біогазу. В розрахунках, отриманих на основі математичної моделі, вміст оксиду азоту в продуктах згоряння при спалюванні БГ на 65% нижче, ніж для ПГ, У реальній установці це зниження становить близько 40% на різних режимах роботи.

Зниження виходу діоксиду азоту при спалюванні природного газу, у порівнянні з біогазом, не настільки істотно, як для оксиду азоту, склало 4,1 мг/м^3 (на 16,3% менше) на стенді без охолодження; 1,6 мг/м^3 (на 23,8% менше) на стенді з охолодженням при максимальному навантаженні і 0,98 мг/м^3 (на 28% менше) при мінімальному навантаженні.

При оптимальних значеннях коефіцієнту надлишку первинного повітря, рівних 0,25 < α_1 < 0,75, вихід оксидів азоту при роботі на різних навантаженнях не перевищував значень 30 мг/м^3 для природного газу і 17 мг/м^3 для біогазу при зміні загального коефіцієнту надлишку повітря $\alpha_{заг}$ межах 1,02-1,05 та понад 1,35. Така кількість оксидів азоту на порядок менша в порівнянні з відомими літературними даними та забезпечується застосуванням комплексу методів придушення $N0_x$: двоступінчастого підводу окислювача до зони горіння, рециркуляції продуктів згоряння за рахунок створення вихрової структури полум'я, якісного змішання газу з окислювачем за рахунок струмової подачі первинного повітря, наявності водяної пари у складі біогазу.

Крім оксидів азоту експериментально визначено вміст бенз(а)пірену (БП) в продуктах згоряння біогазу та природного газу. Рівень концентрацій БП при роботі на природному газі та максимальних навантаженнях в зазначеному діапазоні склав 23-36 нг/м^3, на біогазі - 21-31 нг/м^3. При роботі на мінімальних навантаженнях концентрація БП склала 19-24 нг/м^3 для ПГ і 16-21 нг/м^3 для БГ.

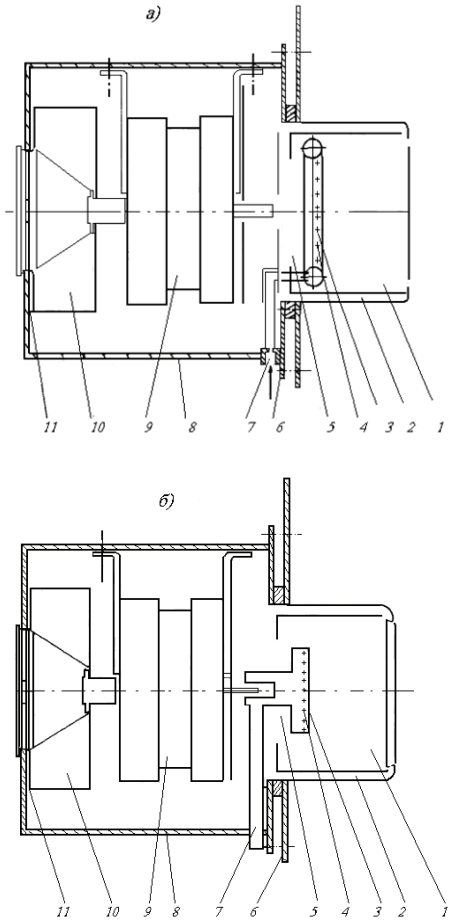

Рис.4. Схема турбулентного газового пальника для малометражних котлів: а - перший варіант; б - другий варіант; 1 - вогнева частина: 2 - повітряний зазор; 3 - газовий пальник; 4 – газовипускні отвори; 5 - отвори для підведення повітря; 6 - підвід газу; 7 - фланець; 8 - корпус; 9 - електродвигун; 10 - відцентровий вентилятор; 11 - регулююча заслінка

Таким чином, помічається незначне зниження вмісту БП в продуктах згоряння біогазу в порівнянні з природним газом. Вміст бенз(а)пірену

в продуктах згорання в залежності від $\alpha_{заг,}$, дивлячись на велику кількість баластного діоксиду вуглецю в біогазі, повинно призводити до збільшення викиду БП. Це можна пояснити присутністю в біогазі водяної пари, яка, як відомо, впливає переважно на утворення бенз(а)пірену $C_{20}H_{12}$.

Вміст N-нітрозамінів в продуктах згоряння біогазу не перевищує значень 0,55 мкг/м^3 для (НДМА) і 0,3 мкг/м^3 для нітрозодіетіламіну (НДЕА). Ці значення незначно більші за середній вміст N - нітрозамінів в побутових приладах на газі (0,254 ± 0,090 мкг/м^3 НМДА та 0,23 ± 0,050 мкг/м^3 НДЕА), але нижче, ніж при роботі прямоточних пальників на природному газі (до 6 мкг/м^3 НДМА і 0,4 мкг/м^3 НДЕА).

Для порівняння наведемо дані досліджень інших пальників при роботі на природному газі.

Принцип роботи пальників ГНП полягає в тому, що газ дрібними струмками подається з центру до периферії в закручений потік повітря. Повітря підводиться через кільцевий канал між багатострумовим соплом і корпусом пальника. Закручення повітря здійснюється за допомогою профілюючих лопаток. При дослідженні спалення газу в стандартному пальнику з короткою ділянкою, змішування відбувалося у жорсткому напівпрозорому факелі. Аналізи продуктів згоряння показали, що вміст оксиду вуглецю змінювалося в межах від 0,09 до 0 мг/л, а БП - від 35 до 3 нг/м^3.

При обладнанні пальника змішувальною ділянкою в чотири рази довшою за стандартну, довжина факелу скоротилася майже в два рази, факел став прозорим. Коефіцієнт надлишку повітря витримувався однаково в межах від 1,02 до 1,5. Аналіз продуктів згорання довів, що вміст оксиду вуглецю зменшився від 0,03 до слідів, а вміст БП від 7 до слідів.

Таким чином, наявність подовженої змішувальної ділянки призвело до зниження вмісту в продуктах згоряння як оксиду вуглецю, так і бенз(а)пірену. Однак вміст діоксиду азоту в той же час зріс (дослідження проводилися при спалюванні природного газу з витратою 11,0 м^3/год).

ТУРБУЛЕНТНИЙ ГАЗОВИЙ ПАЛЬНИК

Дослідження продуктів згоряння турбулентного газового пальника, розробленого для малометражних котлів потужністю від 20 до 95 кВт на природному газі, засвідчили цікаві результати. Базовою конструкцією пальника була ротаційно-випарна форсунка, яка працює на легкому рідкому паливі. Газ надходить у насад пальника під кутом 45° в закручений потік повітря. Повітря подається вентилятором, який розташовано на одному валу з електродвигуном. Процес горіння протікає в насадці по кільцю, тобто в кільцевому факелі. Схема пальника на рисунку 5, а, б.

В першому варіанті (див. рис.5, а) газовий пальник вироблено зі сталевої труби у вигляді кільця, в якому просвердлені газовипускні отвори під кутом 45°. Газ дрібними струменями пронизує потік повітря з периферії до центру. У цьому пальнику спостерігається стійке кільцеве полум'я в межах вогневої частини пальника. У другому варіанті (див. рис.5, б), коли газовий пальник розташовано в центрі повітряного потоку, газ подавався з центру до периферії. Кільцевий вид полум'я було порушено. Горіння газу починалося в вогневої частини пальника, а закінчувалося на відстані 0,5 м.

Вміст оксидів азоту в продуктах згоряння при однаковому коефіцієнті надлишку повітря і витраті газу змінювалися в межах120 - 140 мг/м^3 в першому випадку, а у другому - від 140 до 165 мг / м ^{3} (при коефіцієнті надлишку повітря 1,05 - 1,2).

Вміст оксиду вуглецю відрізнявся незначно та змінювався у першому пальнику від 0,002 % до слідів, а у другому пальнику - від 0,008 % до слідів. Вміст бенз(а)пірену в першому випадку було 15-25 нг/м^3, а в другому дещо зріс (35 - 47 нг/м^3). Отримані результати дозволяють зробити висновок, що спалення газу в кільцевому факелі дозволяє знизити вміст оксидів азоту в продуктах згоряння та при цьому не призводить до збільшення вмісту бенз(а)пірену.

ВИСНОВКИ

- Екологічні характеристики продуктів спалювання біогазу, природного газу і їх сумішей можуть бути визначено на підставі результатів математичного моделювання динаміки розкладання та обертання різних компонентів, що впливають на появу шкідливих речовин.
- Результати досліджень властивостей біогазів можуть бути використано в інженерній практиці фахівцями, які розробляють обладнання, які експлуатують газоопальникові пристрої для використання біогазу.
- Вихрове спалювання газів в кільцевому полум'ї дозволяє одночасно використовувати декілька способів зниження шкідливих речовин, що значно зменшує вміст оксидів азоту та N-нітрозамінів при мінімальній кількості бенз (а) пірену в продуктах згоряння.
- Вихрове спалювання газів в кільцевому полум'ї не вимагає додаткових пристроїв та витрат енергії на рециркуляцію продуктів згоряння, вприскування пари або води в зону горіння.
- При використанні біогазів у теплогенеруючих установках для забезпечення стійкого горіння в широкому діапазоні регулювання можна рекомендувати використання газопальникових пристроїв. Це дозволяє спалювати паливо в вихровому кільцевому полум'ї.

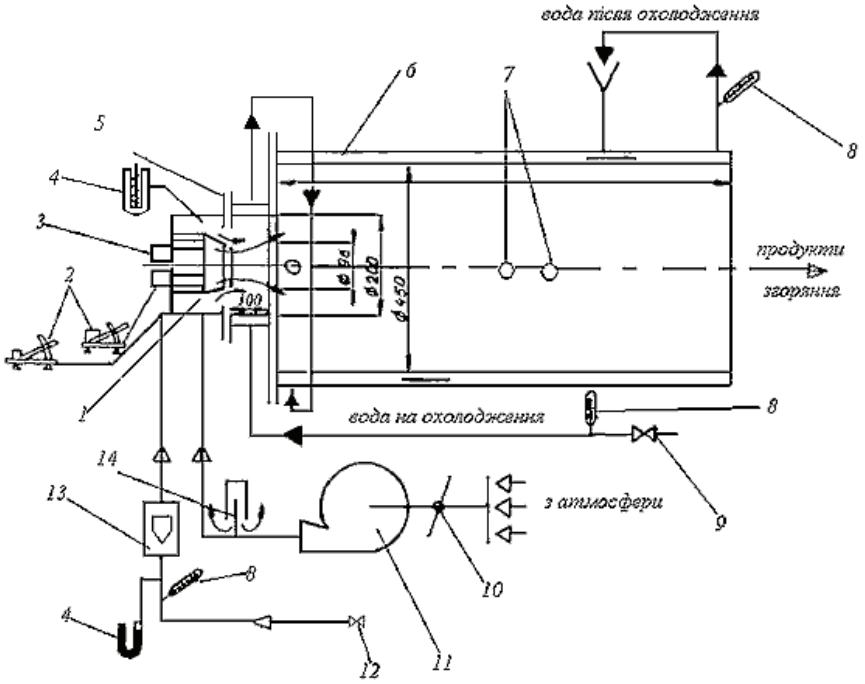

Рис.5. Принципова схема вогневого стенду 1 - пальник; 2 - мікроманометр; 3 - вузол подачі газу; 4-U-образний манометр; 5 - водоохолоджуваний перехідник; 6 – вихлопний патрубок; 7 – пробовідбиральні люки; 8-термометр; 9-вентиль; 10-регулювальний шибер; 11-вентилятор ВВД-5; 12-запірний кран; 13-ротаметр; 14-скидний клапан.

ЛІТЕРАТУРА

1. Арсеев А.В. и др. Опытные характеристики работы промышленных горелок. // Теория и практика сжигания газа. — Л.: Недра, 1972. С. 191-211.
2. Арсеев А.В. и др. Горелки длиннопламенные и с регулируемой длиной факела для природного газа / Научно-технический обзор. (Серия: Использование газа в народном хозяйстве) / ВНИИЭгазпром. 1973. — 40 с.
3. Куріс Ю.В. Підвищення теплотехнічних та технологічних показників спалювання біогазу в теплогенеруючоу обладнанні: Дис…канд. тех. наук, НУХТ, Київ, 2007.
4. Михеев В.П. и др. Газовая горелка с регулируемой геометрией факела. В сб. Теория и практика сжигания газа, Вып. 4. — Л.: Недра, 1968.
5. Винтовкин А.А., Ладыгичев М.Г., Гусовский В.Л., Калинова Т.В. Горелочные устройства промышленных печей и топок. Справочник. — М.: Интермет Инжиниринг, 1999. - 552 с.
6. Горелки газовые промышленные. Классификация. Общие технические требования, маркировка и хранение. ГОСТ 21204-97.
7. Винтовкин А.А., Арсеев А.В. Стабилизация факела при сжигании природного газа в длиннопламенных горелках. Реф. сб. Использование газа в народном хозяйстве. Вып. 1 — М.: ВНИИЭГазпром, 1975. С. 3-8.
8. Ткаченко С.Й., Степанов Д.В. Теплообмінні та гідродинамічні процеси в елементах енергозабезпечення біогазової установки. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2004.- 132 с.