

ТЕХНІЧНІ НАУКИ

DOI: <https://doi.org/10.32839/2304-5809/2021-3-91-26>

УДК 622.66:662.767.1

Бутовський Л.С., Грановська О.О.,
Мороз О.С., Старченко О.С.Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИФУЗІЙНО-СТАБІЛІЗАТОРНОГО СПАЛЮВАННЯ ГАЗУ ПРИ ЗНИЖЕНОМУ ВМІСТІ КИСНЮ В ОКИСЛЮВАЧІ

Анотація. Представлено результати експериментальних досліджень характеристик мікро-дифузійних стабілізаторних пальникових пристроїв при спалюванні газоподібного палива в умовах зменшення вмісту кисню у повітряному потоці. В результаті випробувань встановлено залежність втрат тиску в пальнику від конструктивних та режимних факторів. Опір пальника залежить від форми стабілізатора, коефіцієнту затінення стабілізаторної решітки і швидкості повітряного потоку. Втрати тиску збільшуються при підвищенні швидкості повітряного потоку і коефіцієнту затінення. При горінні палива додаються гідравлічні втрати від виділення тепла к камері згоряння. Одержано відповідні залежності, які дозволяють виконувати попередні розрахунки гідравлічних характеристик пальникових пристроїв стабілізаторного типу у разі відсутності змішувача вторинного повітря. У випадку роботи стабілізаторного пальника на режимах вторинного підігріву продуктів згоряння основної камери після їх охолодження в спеціальному охолоджувачі встановлено, що при збільшенні долі баласту в продуктах згоряння основної камери сталість горіння у вторинній камері на режимах «багатого» зриву погіршується, тобто значення мінімального коефіцієнту надлишку повітря збільшується. Стале горіння в стабілізаторному пальниковому пристрої забезпечується до зменшення вмісту кисню в окислювачі до 15%.

Ключові слова: стабілізаторний пальник, гідравлічний опір, сталість горіння, окислювач, баласт.

Butovsky Leonid, Hranovska Olena,
Moroz Oleg, Starchenko Oleksandr
National Technical University of Ukraine
«Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute»

INVESTIGATION OF DIFFUSION-STABILIZER GAS COMBUSTION AT REDUCED OXYGEN CONTENT IN OXIDIZER

Summary. The current trend of increasing of the initial temperature of the gases before the turbine and, thus, reducing the ratio of excess air leads to a decrease in oxygen content in the combustion products, which complicates the organization of efficient fuel combustion. Analysis of the characteristics of burner devices which used in combustion chambers shows that this requirement can be met by micro flare diffusion-stabilizing burner devices, which consists of a system of angular or flat poorly streamlined bodies – stabilizers that run through by the air flow. Combustion fuel is supplied by discrete jets from the holes, which are placed along the height of the stabilizer. The results of experimental researches of characteristics of stabilizing burner devices at combustion of gaseous fuel in the conditions of decrease of the oxygen content in an air stream are presented. As a result of tests, the dependence of pressure losses in a torch from design and mode factors is established. The resistance of the burner depends on the shape of the stabilizer, the shading factor of the stabilizer grid and the air flow rate. When burning fuel, hydraulic losses from heat release are added to the combustion chamber losses. Appropriate dependences are obtained, which allow to perform preliminary calculations of hydraulic characteristics of burners of stabilizer type in the absence of a secondary air mixer. In the case of operation of the stabilizer burner during the secondary heating of the combustion products of the main chamber after cooling in a special cooler, it is found that with increasing the ballast content in the combustion products of the main chamber increases. Steady combustion in the stabilizer burner is possible to reduce the oxygen content in the oxidant to 15%.

Keywords: stabilization burner device, pressure losses, combustion stability, chamber, ballast.

Постановка проблеми. Одною з характерних особливостей світової та української енергетики є наявність нерівномірності енергоспоживання. При цьому в Україні гостро відчувається дефіцит маневрових установок, які здатні ефективно працювати в піковому і напівпіковому режимах. Це викликає збільшення долі базових теплових та атомних електростанцій в структурі генеруючих потужностей, що призводить до погіршення умов регулювання енергосистеми. Крім того, в умовах використання в Україні цен-

тралізованого тепло і електропостачання на базі органічних палив в умовах зростаючої вартості та дефіциті природного газу важливою задачею є забезпечення максимальної економії палива при одночасному зменшенні рівня капітальних і матеріальних затрат, якісному підвищенні техніко-економічних показників і зменшенні шкідливих викидів в навколишнє середовище.

На сучасному етапі розвитку енергетики одним з шляхів вирішення вказаної вище проблеми є використання газотурбінних та парогазо-

вих установок [1, с. 51]. Аналіз досвіду розробки та експлуатації парогазових установок показує, що у порівнянні з традиційними паротурбінними установками впровадження парогазових циклів забезпечує підвищення ефективності виробництва теплової та електричної енергії шляхом термодинамічного удосконалення циклу і оптимізації структури генеруючих потужностей енергетичних систем; найбільш раціональне використання обмежених ресурсів природного газу; підвищення економічності з одночасним значним зменшенням викидів шкідливих речовин у навколишнє середовище; зменшення габаритів обладнання, питомих матеріальних витрат та капіталовкладень, обсягів будівельно-монтажних робіт; максимальну уніфікацію і типізацію технічних рішень.

Сучасна тенденція підвищення початкової температури газів перед турбіною і, таким чином, зменшення коефіцієнту надлишку повітря призводить до зменшення вмісту кисню в продуктах згорання [2, с. 84], що затрудняє організацію ефективного горіння палива.

На ТЕЦ можуть знайти використання парогазові установки (ПГУ), які створюються за схемами з високонапорним парогенератором (ПГУ з ВПГ), низьконапорним парогенератором (ПГУ з НПП) та котлом-утилізатором (ПГУ з КУ).

Кожна з цих схем має свої переваги та недоліки. Одною з основних вимог є можливість спалювання палива в топці в середовищі вихідних газів [3, с. 54].

В одній з останніх розробок з метою підвищення коефіцієнта корисної дії термодинамічного циклу використовується з двоступеневе допалювання палива, наприклад, в високоманевровій ПГУ-ТЕЦ (NossenerBrucke, м. Дрезден, Німеччина, Siemens) [4, с. 11]. Допалення палива в середовищі вихідних газів газотурбінної установки використовується також в схемі ПГУ з котлом утилізатором (КУ) [2, с. 84]. Таке рішення дозволяє підвищити температуру газів перед котлом, збільшити потужність ПГУ і стабілізувати параметри генеруємої пари в котлі-утилізаторі.

Необхідно враховувати, що при двостадійному спалюванні після першого ступеню продукти згорання охолоджуються в турбіні на 500–700°C.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких почато рішення проблеми. Пальникові пристрої камери допалювання повинні забезпечити надійне запалювання вторинного палива, стабільне горіння при зміні швидкості газового потоку після ГТУ і величині вторинного підігріву, високу ступінь повноти згорання палива, створення рівномірного температурного поля після пальників. Поряд із необхідністю виконання основних вимог такі пальникові пристрої повинні забезпечити мінімальний гідравлічний опір [4, с. 10].

Аналіз характеристик пальникових пристроїв, які використовуються в камерах допалювання, показує, що вказаним вимогам можуть відповідати мікрофакельні дифузійно-стабілізаторні пальникові пристрої, які являють собою систему кутових або плоских погано-обтічних тіл – стабілізаторів, що обтігаються повітряним потоком. Паливо на горіння подається дискретними струменями з отворів, які розміщені вздовж висоти стабілізатора [4, с. 12; 5, с. 9; 6, с. 833; 7, с. 325; 8, с. 109].

В цих пальникових пристроях, незважаючи на дифузійний принцип подачі палива, завдяки високій інтенсивності масообмінних процесів в зоні рециркуляції і аеродинамічному сліду за стабілізатором, процеси горіння наближаються до характеристик горіння в пальникових пристроях з попереднім перемішуванням палива і повітря. В той же час, завдяки дискретній подачі палива вказані пальникові пристрої працюють в широкому діапазоні режимів щодо зміни коефіцієнту надлишку повітря і швидкості повітряного потоку [7, с. 325].

Стабілізаторні пальникові пристрої вторинного підігріву вихідних газів було використано у вигляді системи кутових стабілізаторів – «Блоку допалюючи пристроїв» (БДУ) перед мережними підігрівачами в теплофікаційній ГТУ типу ГТ-25-700 ЛМЗ на Якутській ГРЕС [9, с. 48]. Підвищення температури вихідних газів дозволило приблизно в 2 рази збільшити теплову потужність установки. Такі БДУ також було встановлено на турбінах ГТ-35-770 ХТГЗ. Пальникові пристрої стабілізаторного типу було розроблено для котла-утилізатора ПГУ-800 [10, с. 55], а також фірмою Джeneral Електрик для котлів-утилізаторів [11, с. 14].

З конструктивних міркувань в наведених розробках використовувались стабілізатори відносно великих розмірів $V_{cr} = 180$ мм; 360 мм, що призводить до значного збільшення довжини факелу і камери опалювання, а також довжини, яка необхідна для вирівнювання поля температур газів. Крім того, відсутні систематизовані дані щодо впливу конструктивних і режимних параметрів, наприклад, вмісту кисню в окиснювачі, швидкості, температури потоку, а також вмісту кисню на характеристики робочого процесу.

Мета роботи: визначення впливу на характеристики дифузійно-стабілізаторних пальникових пристроїв ступеня затінення стабілізаторної решітки, а також зміни вмісту кисню в окислювачі.

Відповідні дослідження були проведені на стенді, схема якого показана на рис. 1. Стенд складається з вхідного дифузору 1, за яким розташовується камера попереднього підігріву повітря 2 розміром в світлі 400x400 мм, де відбувається прямий підігрів повітря до необхідної температури. Між дифузором та камерою попереднього підігріву розташована вирівнююча решітка 3.

Для прямого підігріву повітря використовується фронтний пристрій 4 дифузійно-стабілізаторного типу встановлений в камері попереднього підігріву повітря. Після камери попереднього підігріву повітря продукти згорання проходять через вирівнюючу ділянку попереднього підігріву повітря 5, яка футерована зсередини кремнеземним волокном КВ-11. Далі розташована ділянка 6, в якій продукти згорання проходять через систему трубок кількістю 200 шт. з внутрішнім діаметром 16 мм, що омиваються ззовні водою. Вирівнювання потоку охолоджених продуктів згорання відбувається в перехідній ділянці 7, до якої приєднана робоча камера 8, футерована зсередини вогнетривкою керамікою з Al_2O_3 , в якій встановлюються моделі фронтних пристроїв. Розмір робочої камери в світлі – 200x100 мм. Спостереження за робочим процесом здійснюється через вікно 9, закрите кварцовим

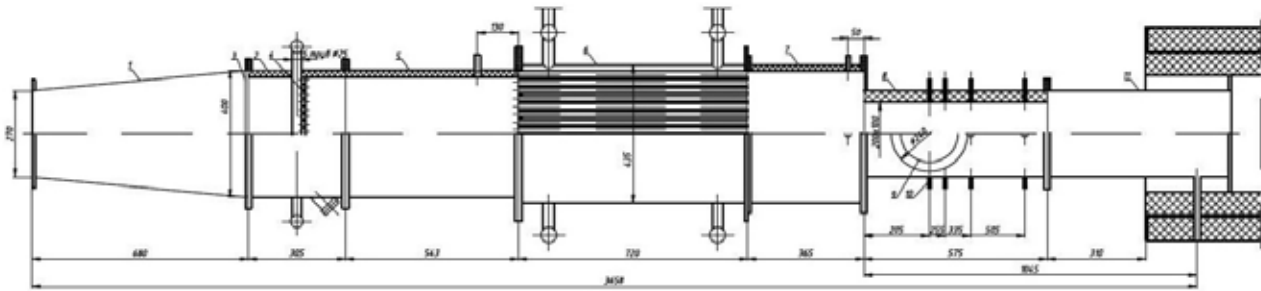


Рис. 1. Схема стенду для випробувань палинкових пристроїв в умовах баластування повітря продуктами згоряння:

- 1 – вхідний дифузор; 2 – камера згоряння попереднього підігріву повітря;
- 3 – вирівнююча решітка; 4 – палинковий пристрій попереднього підігріву повітря;
- 5 – вирівнюючі ділянки; 6 – охолоджуюча ділянка; 7 – перехідна ділянка; 8 – робоча камера

склом діаметром 200 мм. Для введення зондів заміру температури робочого тіла, відбору проб для газового аналізу передбачена система штуперів 10. Продукти згоряння видаляються через газохід 11.

За умовами роботи стенду була можливість проводити дослідження з температурою газів в першому ступеню підігріву ($t_{r1}^{ст}$)_{max} = 850 °С. Після водяного холодильника температура газів перед палинковим пристроєм змінювалася в діапазоні $t_{вх}^{2ст}$ = 50 – 500°С.

Випробування моделей палинкових пристроїв проводились в робочій камері шириною $V_k = 200$ мм. Ширина стабілізаторів складала $V_{ст} = 30$ мм ÷ 60 мм, кут при вершині стабілізатора $\beta = 60^\circ \div 90^\circ$; коефіцієнт затінення $K_f = 0,3 \div 0,81$, де $K_f = V_{ст} / t_{ст}$ ($t_{ст}$ – крок розміщення стабілізаторів).

Результати досліджень. На рис. 2, як приклад, показана схема розташування одного з варіантів палинкових пристроїв з двома стабілізаторами $V_{ст} = 40$ мм; $K_f = 0,4$.

На економічність газотурбінного або парогазового циклу в значній мірі впливають втрати тиску в фронтальному пристрою камери згоряння ГТУ або ПГУ [12, с. 121]. Зниження повного тиску призводить до зменшення наявного тепло-

перепаду і, таким чином, зниження термічного ККД установки.

У камерах згоряння без змішувача її загальний опір складається з гідравлічного опору, який виникає при течії потоку у фронтальному пристрої і по довжині камери, а також теплового опору, що виникає в результаті підігріву робочого тіла [13, с. 29].

В якості прикладу на рис. 3 показані дані щодо втрати тиску в стабілізаторних системах при різних коефіцієнтах затінення палинкового пристрою і швидкості повітряного потоку, що набігає, де ΔP^* – втрата повного тиску повітря при проходженні через фронтальний пристрій, P_b^* і W – повний тиск і швидкість повітря в камері перед фронтальним пристроєм. Кут при вершині стабілізатора $\beta = 90^\circ$.

З рис. 3 видно, що для зменшення втрат тиску повітряного потоку необхідно знижувати швидкість повітряного потоку в камері перед фронтальним пристроєм, а також зменшувати коефіцієнт затінення стабілізаторної решітки.

Аналіз методик розрахунку коефіцієнту опору системи погано обтічних тіл $\xi_{фр}$ показав, що в найбільшій мірі вплив різних чинників враховує залежність виду [14, с. 72]

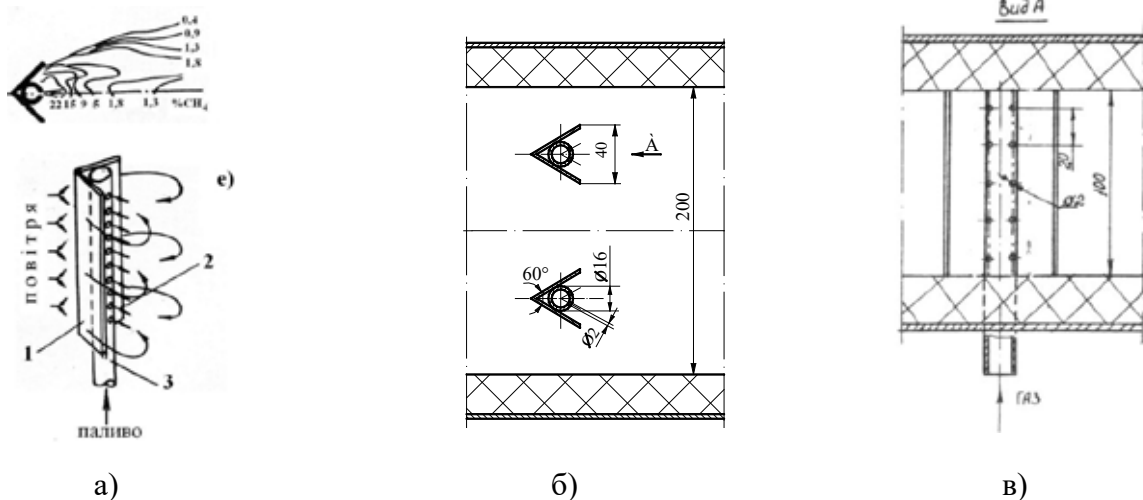


Рис. 2. Схема палинкового пристрою дифузійного типу (а), розміщення в стенді (б) і схема газороздачі (в)

$V_{ст} = 40$ мм; $V_k = 200$ мм; $K_f = 0,4$

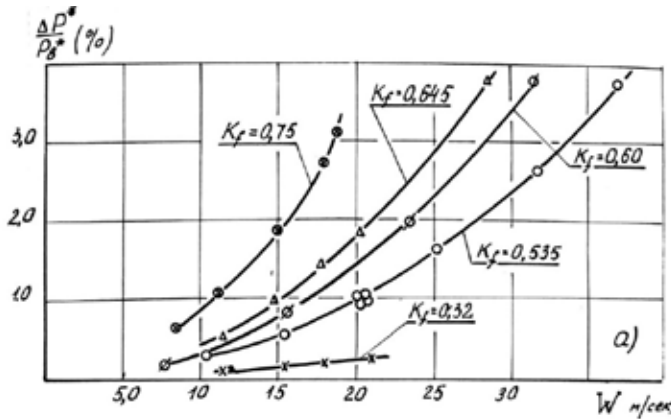


Рис. 3. Гідравлічний опір кутових пальників в залежності від швидкості повітряного потоку при різних коефіцієнтах затінення камери (β = 90°)

$$\xi_{\text{фр}} = \beta_1 \left\{ \xi_{\phi} + \varepsilon^{\text{Re}} \left[(\eta + \tau \sqrt{K_f}) \cdot K_f + K_f^2 \right] + \xi_{\text{ГР}} \right\} \cdot \frac{1}{(1 - K_f)^2} \quad (1)$$

Позначення параметрів, які входять в формулу (1), мають вигляд

$$\xi_{\phi} = \frac{6,7 + 9,3 \cdot K_f^5}{\text{Re}^{(0,48 + 1,75 \cdot K_f^{3,6})}} \quad \text{при } 40 < \text{Re} < 4 \cdot 10^4 \quad (2)$$

$$\xi_{\square} = 0 \quad \text{при } \text{Re} > 4 \cdot 10^4 \quad (3)$$

$$\varepsilon^{\text{Re}} = 0,2 \cdot \text{Re}^{0,124}; \quad \text{Re} = \frac{W_{\text{к}} \cdot D_{\text{г}}}{(1 - K_f) \cdot \nu} \quad (4)$$

Коефіцієнт пом'якшення входу η враховує форму вхідної кромки стабілізатора. Для плоских стабілізаторів він визначається за формулою

$$\eta = \frac{0,5}{1 + 36 \left(\frac{l}{D_{\text{г}}} \right)^{1,36}} \quad (5)$$

де l – висота стабілізатора, D_г – гідравлічний діаметр.

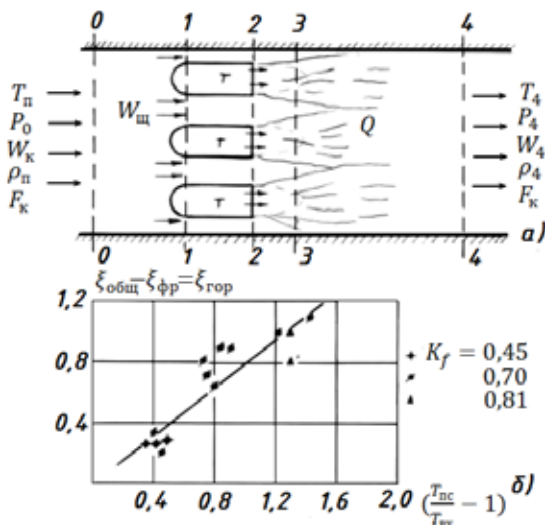


Рис. 4. Розрахункова схема камери згоряння для обліку підігріву газів (а) і залежність коефіцієнта опору від підігріву газів при горінні (б)

Можна прийняти для пластини η = 1,0; для кутового стабілізатора з кутом при вершині β = 90° величина η = 0,30, для β = 45° рекомендується η = 0,15.

Коефіцієнт τ враховує вплив форми отвору або щілини (вид вхідної кромки и глибину каналу). Для подовжених за потоком стабілізаторів (пилонів) він дорівнює

$$\tau = \frac{1,35}{1 + 0,2 \left(\frac{l}{D_{\text{г}}} \right)^{0,56} + 3,9 \left(\frac{l}{D_{\text{г}}} \right)^{3,7}} \quad (6)$$

Для кутових стабілізаторів

$$\tau = 2\sqrt{\eta} \quad (7)$$

Параметр ξ_{ГР} враховує опір тертя при проходженні потоку через решітку погано обтічних тіл і визначається як:

$$\xi_{\text{ГР}} = \frac{0,3164}{\text{Re}_r} \left(\frac{l}{D_{\text{г}}} \right) \quad (8)$$

Дослідний коефіцієнт β₁ в формулі (1) визначається на підставі даних експериментальних досліджень і враховує конструктивні особливості конкретного фронтного пристрою. У першому наближенні можна прийняти для кутових стабілізаторів β₁ = 1,0, для плоских стабілізаторів (пилонів) β₁ = 0,67.

Приведені вище гідравлічні характеристики фронтних пристроїв були отримані при ізотермічному режимі роботи камери згоряння.

Процес горіння палива в камері супроводжується підвищенням температури газів уздовж камери і збільшенням об'єму продуктів згоряння, що призводить до прискорення потоку (якщо площа поперечного перерізу не змінюється) і додаткових втрат повного тиску потоку в камері.

При аналізі процесу горіння розглядається схема, представлена на рис. 3.84, а. Передбачається, що виділення тепла відбувається на ділянці камери між перетинами 2 – 2 і 4 – 4. Коефіцієнт опору від виділення тепла зазвичай представляється у вигляді:

$$\xi_{\text{ГОР}} = \frac{P_4^* - P_2^*}{\frac{\rho W_{\text{к}}^2}{2}} = \frac{\Delta P_{\text{ГОР}}^*}{\frac{\rho W_{\text{к}}^2}{2}} \quad (9)$$

де P₂* і P₄* відповідно значення повних тисків в перетинах 2 – 2 і 4 – 4.

З розгляду рівнянь нерозривності і кількості руху для перетинів 2 – 2 і 4 – 4 можна показати, що величина ξ_{гор} є пропорційною величині відносного підігріву газів в камері, тобто.

$$\xi_{\text{ГОР}} = \left(\frac{T_4}{T_2} - 1 \right), \quad (10)$$

де T₂ і T₄ – температури газів (в Кельвінах) в перетинах 2 – 2 і 4 – 4.

В реальних камерах згоряння необхідно враховувати поправку на нерівномірність поля температури і швидкості при вході і виході з камери і формула зазвичай має вигляд:

$$\xi_{\text{ГОР}} = K_{\text{ГОР}} \left(\frac{T_4}{T_2} - 1 \right). \quad (11)$$

На рис. 4 наведені дані щодо залежності коефіцієнта опору ξ_{ГОР} для камери згоряння від

ступеня підігріву газів в камері. Обробка результатів випробувань показує, що найкраще відповідність дослідних даних і розрахункової залежності має місце при $K_{zop} = 0,79$.

Запропоновані залежності дозволяють провести попередній розрахунок опору камер згоряння стабілізаторного типу. При цьому сумарні втрати потоку можуть бути визначені з виразу:

$$\Delta P_{к.з} = \Delta P_{фр} + \Delta P_{zop} \quad (12)$$

де $\Delta P_{фр}$ – втрати тиску при обтіканні фронтального пристрою ізотермічним потоком, ΔP_{zop} – втрати тиску внаслідок виділення тепла при горінні палива.

В роботі виконувались дослідження щодо впливу попереднього підігріву газів і їх наступного охолодження на межі багатого зриву факелу у камері вторинного підігріву. Обробка експериментальних даних виконувалась з використанням таких залежностей.

Коефіцієнт надлишку повітря в камері підігріву повітря

$$\alpha^{1cr} = G_{п} / L_{o} \cdot G_{r}^{1cr} \quad (13)$$

де $G_{п}$ – витрата повітря через дослідну ділянку, кг/с; G_{r}^{1cr} – витрата газу в камері підігріву повітря, кг/с; L_{o} – стехіометричний коефіцієнт, кг/кг.

Коефіцієнт надлишку повітря в дослідному пальниковому пристрої

$$\alpha^{2cr} = G_{r} / L_{п} \cdot G_{r}^{2cr} \quad (14)$$

де G_{r}^{2cr} – витрата газу в дослідному пальниковому пристрої, кг/с; $L_{п}$ – стехіометричний коефіцієнт з урахуванням баласту в повітрі від камери підігріву, кг/кг.

В свою чергу

$$L_{п} = L_{o} \frac{21}{O_{2ocm}^{1cm}} \quad (15)$$

де O_{2ocm}^{1cm} – вміст залишкового кисню в продуктах згоряння камери підігріву повітря, об. %.

Значення O_{2ocm}^{1cm} знаходиться з формули

$$\alpha^{1cm} = \frac{21}{21 - O_{2ocm}^{1cm}} \quad (16)$$

Доля баластних газів в окислювачі після камери підігріву повітря розраховується за формулою [15, с. 12]

$$g_6 = G_{6,r} / (G_{п} + g_z^{1cm}) = (1 + L_{o}) / (1 + \alpha^{1cr} \cdot L_{o}) \quad (17)$$

де $G_{6,r}$ – витрата баластних газів з урахуванням вигорання в камері підігріву повітря, кг/с.

На рис. 5 наведена залежність відношення мінімального коефіцієнту надлишку повітря при баластуванні газів перед фронтальним пристроєм $(\alpha_{min}^{2cm})_{g_6 > 0}$, тобто при $(g_6 > 0)$, до мінімального коефіцієнту надлишку повітря без баластування

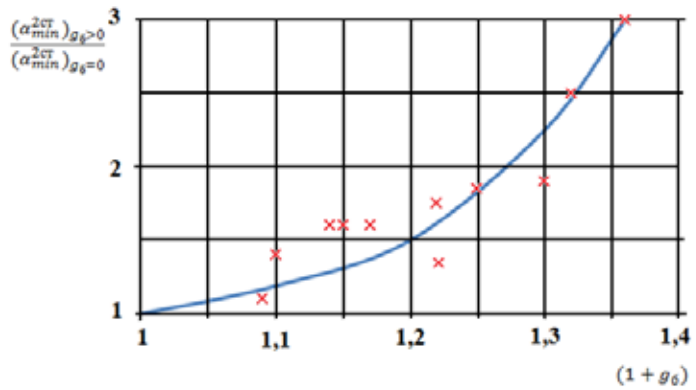


Рис. 5. Вплив баластування окислювача на характеристики «багатого» зриву в стабілізаторному пальниковому пристрої

повітря перед фронтальним пристроєм $(\alpha_{min}^{2cm})_{g_6 = 0}$, тобто при $(g_6 = 0)$. Як видно з графіку, при баластуванні повітря продуктами згоряння сталість факелу на режимі багатого зриву погіршується.

З урахуванням отриманих експериментальних даних можна запропонувати формулу розрахунку характеристик сталості факелу на багатій межі з урахуванням баластування газів продуктами згоряння попереднього газового підігріву у вигляді

$$\alpha_{min}^{2cm} = 1,44 \frac{W_k^{0,3} e^{1,5k_f} \left(\frac{T_b}{273}\right)^{-0,6}}{B_{cr}^{0,5} k_f^{1,5}} \left(4,08 \cdot 10^{-3} \frac{F_{cr}}{\sum f_r} + 0,84\right) \cdot (1 + g_6)^m \quad (18)$$

де показник ступеню m залежить від доли баластних газів в окислювачі

$$m = 7,2 \cdot (1 + g_6) - 6,2 \quad (19)$$

Слід зазначити, що в досліджених варіантах стабілізаторних пальникових пристроїв горіння метану виявилось можливим при зниженні вмісту кисню в продуктах згоряння основної камери до 15%.

Для роботи із збільшеною величиною вмісту баласту в окислювачі необхідно забезпечити відповідні конструктивні заходи, наприклад, організувати подачу в зону горіння додаткового кисню.

Висновки. Випробування моделей стабілізаторних пальникових пристроїв показали, що втрати тиску в пальнику збільшуються при підвищенні коефіцієнту затінення стабілізаторної решітки і у випадку горіння палива. Сталість факелу на режимах «багатого» зриву погіршується, тобто коефіцієнт надлишку повітря α_{min}^{2cm} підвищується при зменшенні концентрації кисню в повітрі. Стале горіння факелу в пальникових пристроях з мікро-дифузійним спалюванням палива забезпечується до зменшення вмісту кисню в окислювачі до 15%.

Список літератури:

1. Варварский В.С., Прутковский Е.Н., Грибов В.Б. Комбинированное производство тепла и электроэнергии, современные циклы ПГУ, включая внутрицикловую газификацию твердого топлива. Москва, 1990. Вып. 3. С. 51–54.
2. Цанев С.В., Бузов В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций / Под ред. С.В. Цанева. Москва, 2002. 584 с.
3. Длугосельский В.И., Темиров А.М., Барочин Б.Л. Определение оптимальных параметров ГТУ для ПГУ с низкотемпературными парогенераторами, работающими на угле и мазуте. Москва, 1990. Вып. 3. С. 54–57.
4. Хоменок Л.А. Создание горелочных устройств камер дожигания котлов-утилизаторов ПГУ-ТЭЦ. Москва, 2007. Вып. 9. С. 10–16.
5. Христин В.А., Любчик Г.Н. Газогорелочные устройства для сжигания газа при высоких и переменных избытках воздуха. Научно-технический обзор. Серия : Использование газа в народном хозяйстве. Москва, 1978. Вып. 10. 160 с.

6. Rao K.V.L., Leffevre A.N. Flame Blow off Studies Using Land-scale Flame holders. 1982. 104, № 4. P. 833–837.
7. Бутовский Л.С., Грановская Е.А., Любчик Г.Н., Христин В.А. Исследование закономерностей выгорания топлива за уголковыми и плоскими стабилизаторами пламени. Теория и практика сжигания газа. Ленинград, 1975. Вып. VI. С. 324–338.
8. Шатиль А.А. Расчетное исследование топочных устройств. Санкт-Петербург, 2003. 153 с.
9. Акулов В.А., Бутовский Л.С., Жемчугов В.И. Испытание блока дожигающих устройств ГТ-25-700 на Якутской ГРЭС. Москва, 1981. Вып. 6. С. 48–51.
10. Горбаненко А.Д., Морозов О.В., Тумановский А.Г., Абросимов А.А., Романов А.П. Горелочное устройство для котла-утилизатора ПГУ-800. Москва, 1989, Вып. 5. С. 54–58.
11. Морозов О.В. Горелочные устройства котлов-утилизаторов ПГУ. 1985. Вып. 5. С. 13–15.
12. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. Москва, 1973. 392 с.
13. Христин В.А., Любчик Г.Н. К вопросу о камерах сгорания высокотемпературных ГТУ. Москва, 1975. Вып. 8. С. 29–31.
14. Мьоль. Расчет сопротивления перфорированных дисков. 1972. 44. № 1-2. С. 72–79 (на нем. яз.).
15. Аполлонов В.Л., Груздев Н.В., Талантов А.В. Влияние температуры, балластирования и уровня турбулентности на стабилизацию пламени в гетерогенных топливо-воздушных смесях. *Горение в потоке. Межвузовский сборник*. Казань, 1976. Вып. 1. С. 12–18.

References:

1. Varvarskij V.S., Prutkovskij E.N., Gribov V.B. (1990) Kombinirovannoe proizvodstvo tepla i jelektroenergii, sovremennye cikly PGU, vkljuchaja vnutriciklovuju gazifikaciju tverdogo topliva [Combined heat and power generation, modern CCGT cycles, including in-cycle solid fuel gasification]. Moscow, vol. 3. pp. 51–54.
2. Canev S.V., Burov V.D., Remezov A.N. (2002) Gazoturbinnye i parogazovye ustanovki teplovyh jelektrostantsij [Gas turbine and combined cycle plants of thermal power plants]. Moscow, p. 584.
3. Dlugosel'skij V.I., Temirov A.M., Barochin B.L. (1990) Opredelenie optimal'nyh parametrov GTU dlja PGU s nizkonapornymi parogeneratorami, rabotajushhimi na ugle i mazute [Determination of the optimal parameters of a gas turbine unit for a CCGT unit with low-pressure steam generators operating on coal and fuel oil]. Moscow, vol. 3, pp. 54–57.
4. Homenok L.A. (2007) Sozdanie gorelochnyh ustrojstv kamer dozhiganiya kotlov-utilizatorov PGU-TJeC [Creation of burners for afterburning chambers of waste heat boilers at CCGT-CHPP]. Moscow, vol. 9, pp. 10–16.
5. Hristich V.A., Ljubchik G.N. (1978) Gazogorelochnye ustrojstva dlja szhiganiya gaza pri vysokih i peremennyh izbytkah vozduha [Gas burners for gas combustion with high and variable excess air]. Moscow, vol. 10, p. 160.
6. Rao K.V.L., Leffevre A.N. (1982) Flame Blow off Studies Using Land-scale Flame holders, no. 4, pp. 833–837.
7. Butovskij L.S., Granovskaja E.A., Ljubchik G.N., Hristich V.A. (1975) Issledovanie zakonornostej vygoraniya topliva za ugoikovymi i ploskimi stabilizatorami plameni. Teorija i praktika szhiganiya gaza [Investigation of the regularities of fuel burnout behind corner and flat flame stabilizers. Theory and practice of gas flaring]. Leningrad, vol. VI, pp. 324–338.
8. Shatil' A.A. (2003) Raschetnoe issledovanie topochnyh ustrojstv [Computational study of combustion devices]. Saint Petersburg, p. 153.
9. Akulov V.A., Butovskij L.S., Zhemchugov V.I. (1981) Ispytanie bloka dozhigajushhijh ustrojstv GT-25-700 na Jakutskoj GRJeS [Testing of the GT-25-700 afterburner unit at the Yakutskaya SDPP]. Moscow, vol. 6, pp. 48–51.
10. Gorbanenko A.D., Morozov O.V., Tumanovskij A.G., Abrosimov A.A., Romanov A.P. (1989) Gorelochnoe ustrojstvo dlja kotla-utilizatora PGU-800 [Burner device for waste heat boiler PGU-800]. Moscow, vol. 5, pp. 54–58.
11. Morozov O.V. (1985) Gorelochnye ustrojstva kotlov-utilizatorov PGU [Burners of CCGT waste-heat boilers], vol. 5, pp. 13–15.
12. Pchelkin Ju.M. (1973) Kamery sgoraniya gazoturbinnyh dvigatelej [Combustion chambers of gas turbine engines]. Moscow, p. 392.
13. Hristich V.A., Ljubchik G.N. (1975) K voprosu o kamerah sgoraniya vysokotemperaturnyh GTU [On the issue of combustion chambers for high-temperature gas turbines]. Moscow, vol. 8, pp. 29–31.
14. Mohl (1972) Raschet soprotivlenija perforirovannyh diskov [Calculation of the resistance of perforated discs], no. 1-2, pp. 72–79.
15. Apollonov V.L., Gruzdev N.V., Talantov A.V. (1976) Vlijanie temperatury, ballastirovanija i urovnja turbulentsnosti na stabilizaciju plameni v geterogennyh toplivo-vozdushnyh smesjah [Influence of temperature, ballasting and turbulence level on flame stabilization in heterogeneous fuel-air mixtures]. Kazan, vol. 1, pp. 12–18.