

Міністерство освіти і науки України
Національний університет
Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка
Кафедра теплогазопостачання, вентиляції та теплоенергетики

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

з курсу

ПАЛЬНИКОВІ ПРИСТРОЇ ТА ОБЛАДНАННЯ

для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика»

Полтава 2024

А.Г. Колієнко Конспект лекцій з курсу «Пальникові пристрої та обладнання»: – Національний університет Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка, 2024. –90 С.

Відповідальний за випуск : завідувач кафедри теплогазопостачання, вентиляції та теплоенергетики Ю.С. Голік, к.т.н., професор

Рецензент: Кутний Б.А., д.т.н. доцент

Затверджено радою навчально-наукового інституту нафти і газу
Протокол №01 від 30.08. 2024 р.

©Колієнко А.Г., 2024 рік

©НУПП ім. Ю. Кондратюка, 2024 рік

Зміст

| | |
|---|----|
| Вступ | 5 |
| Пристрої для спалювання горючих газів | 5 |
| 1.1. Принципи ефективного і безпечного спалювання газів..... | 5 |
| 1.1.1. Дифузійний спосіб спалювання..... | 5 |
| 1.1.2. Кінетичне спалювання газу..... | 5 |
| 1.1.3. Проміжні способи спалювання (кінетично-дифузійне горіння)..... | 9 |
| 2. Конструкції газових пальників | 13 |
| 2.1. Основні вимоги до газових пальників і їх технічні характеристики..... | 13 |
| 2.2. Класифікація газових пальників..... | 20 |
| 2.2.1. Пальники побутових газових плит..... | 22 |
| 2.2.2. Пальники опалювальних і промислових пристроїв. Інжекційні пальники..... | 23 |
| 2.2.3. Дуттьові пальники..... | 24 |
| 2.2.4. Блочні автоматизовані пальники..... | 28 |
| 2.2.5. Випромінювальні пальники..... | 29 |
| 2.2.6. Пристрої пульсаційного спалювання газу..... | 32 |
| 3. Розрахунок газових пальників | 33 |
| 3.1. Розрахунок інжекційного газового пальника повного переднього змішування..... | 35 |
| 3.1.1. Характерні особливості конструкції і роботи пальника.. | 35 |
| 3.1.2. Методика розрахунку пальника..... | 41 |
| 3.1.2.1. Вихідні дані для розрахунку..... | 41 |
| 3.1.2.2. Послідовність розрахунку..... | 42 |
| 3.2. Розрахунок інжекційного пальника неповного попереднього змішування низького тиску | 50 |
| 3.2.1. Характерні особливості конструкції пальника..... | 50 |
| 3.2.2. Методика розрахунку пальника..... | 54 |
| 3.2.2.1. Вихідні дані для розрахунку..... | 54 |
| 3.2.2.2. Послідовність розрахунку | 55 |
| 3.3. Розрахунок дифузійного пальника | 63 |
| 3.3.1. Характерні особливості конструкції і роботи дифузійного подового щілинного пальника..... | 63 |
| 3.3.2. Методика розрахунку пальника..... | 65 |

| | |
|--|-----------|
| 3.3.2.1. Вихідні дані для розрахунку | 65 |
| 3.3.2.2. Послідовність розрахунку..... | 65 |
| Література..... | 74 |

Вступ

Проектування та експлуатація газоспалювальних установок та обладнання газових мереж - відповідальна науково-технічна задача.

Тому при розгляді питань з вибору і розрахунку паливоспалювальних пристроїв і газових пальників ефективності слід особливу увагу приділити питанням підвищення ефективності спалювання газу, безпеки роботи обладнання газових мереж, ефективного тепломасообміну у камерах згорання і топкових пристроях. Неможливо уявити собі фахівця в області теплоенергетики або газопостачання, який погано орієнтується в питаннях, пов'язаних з вибору і експлуатації газопальникових пристроїв і іншого обладнання газових мереж.

У довідниках виробників паливоспалювального обладнання представлено в основному інформація з підбору і застосування їх продукції, але не міститься теоретичних основ, необхідних для підготовки інженерів – теплоенергетиків.

Конспект лекцій призначений в першу чергу для студентів спеціальності «Теплоенергетика», як навчальний посібник за програмами підготовки бакалаврів при вивченні профільюючого предмета, «Газові мережі і обладнання газових мереж», «Паливо та теорія горіння» а також цілого ряду інших предметів, таких, наприклад, як «Спецкурс з газопостачання», «Системи транспортування і використання горючих газів» та інших. Курс також може використовуватись широким колом фахівців, що займаються проектуванням, та експлуатацією систем паливоподачі, систем транспортування і використання палив на промислових підприємствах. Курс лекцій може бути корисним для аспірантів і науковців, які займаються проблематикою спалювання палива.

У курсі лекцій розглянуто класифікацію принципів спалювання палива, класифікацію газопальникових пристроїв, особливості протікання процесу горіння у пальниках різної конструкції. Зроблено огляд пальників і особливості протікання процесів тепломасообміну у продуктах згорання для пальників різних типів. Наведено дані про обладнання газових мереж, подано методики розрахунків газових пальників.

При роботі над курсом лекцій автор прагнув зберегти збалансоване співвідношення теоретичних основ та інформації щодо їх практичного застосування для розрахунків і проектування. Тому в курсі лекцій містяться приклади розрахунків, пов'язаних з розглянутими завданнями, а також численні таблиці, необхідні для розрахунків.

Слова глибокої вдячності і поваги автор висловлює професору Миколі Лукичу Стаскевичу, чий багаторічний практичний, науковий та педагогічний досвід був використаний при розробленні лекційного курсу.

Розділ 1

Пристрої для спалювання горючих газів

1.1. Принципи ефективного і безпечного спалювання газів

Згідно з сучасними науковими поглядами оптимальна організація ефективного і безпечного спалювання газоподібного палива у потоку з повітрям ґрунтується на ряді принципів, з яких граничними є принципи **дифузійного і кінетичного** спалювання.

Обидва терміни є досить умовними, оскільки кожен процес спалювання є реалізацією певного поєднання кінетичних і дифузійних факторів. Тим не менш, використання цих понять є зручним і наочним. Вони дозволяють узагальнено охарактеризувати стан газоповітряної суміші перед спалюванням, вид, структуру і розміри різних типів полум'я, а також процеси, що протікають у ньому.

На фото подано види факелів газоподібного палива, що спалюється за різними принципами.



Фото. Види полум'я горючого газу при організації горіння за різними принципами: 1-дифузійний ламінарний принцип горіння, $\alpha_1=0$; 2 – дифузійний турбулентний принцип горіння, $\alpha_1=0$; 3 – проміжний принцип організації процесу горіння (дифузійно-кінетичний) $0 < \alpha_1 < 1,0$; 4- кінетичний принцип горіння $\alpha_1 > 1$.

1.1.1. Дифузійний принцип спалювання

Дифузійний спосіб спалювання газового палива (англ. *diffusion flame*) - на горіння надходить не попередньо перемішаний гомогенний потік повітря і горючого газу, а **окремими потоками** до місця запалювання подається горючий газ і повітря. Коефіцієнт надлишку первинного повітря для такого принципу згорання дорівнює 0 ($\alpha_1 = 0$), тобто первинне повітря відсутнє. Горіння проходить лише у вторинному потоку повітря. Тому процеси горіння і перемішування газу з вторинним повітрям (процеси підготовки суміші до горіння) проходять паралельно у часі.

Оскільки процеси перемішування протікають значно повільніше процесів горіння, то швидкість і повнота згорання цілком залежать і визначаються швидкістю і якістю перемішування палива з вторинним повітрям.

Перемішування горючого газу з повітрям за дифузійним принципом спалювання може протікати двома способами:

- або повільною молекулярної дифузією молекул палива і окиснювача;
- або шляхом швидкоплинної турбулентної дифузії, яка включає у себе молекулярну, як одну із стадій, як правило, заключну.

Відповідно до цього розрізняються і швидкість горіння, і структура дифузійного полум'я (рис. 1.1) [15, 30]. На рис. 1.1-а наведена спрощена принципова схема вільного ламінарного дифузійного факелу, що виникає за рахунок взаємної молекулярної дифузії газу і повітря.

У середині конусного ядра 1 міститься чистий горючий газ, який витікає із каналу пальника за ламінарним режимом течії. У зоні 2 утворюється суміш, до складу якої уходить газ і продукти згорання, а у зоні 3 – уже суміш з продуктів згорання і навколишнього повітря. Межа 4 між зонами 2 і 3 - це гладкий конусний фронт полум'я, до якого зсередини дифундують молекули газу, а ззовні - молекули вторинного повітря.

Продукти згорання, що утворюються у фронті полум'я частково дифундують назустріч газу, інтенсивно нагріваючи його в передполум'яній зоні 2, а частково – до існуючого навколо факелу атмосферного повітря (зона 3). Нагрівання газу розжареними продуктами згорання, що не містять у

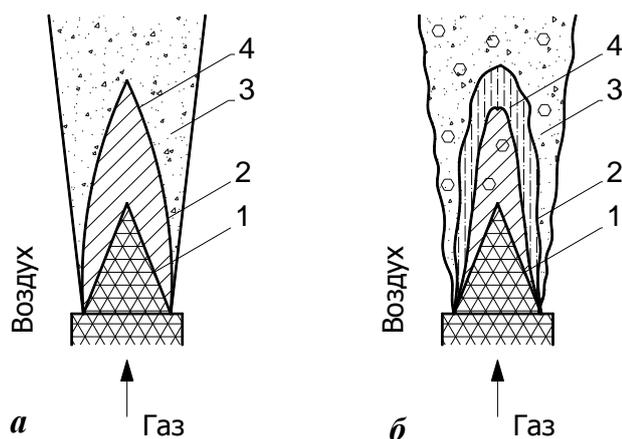


Рис. 1.1. Структура вільного дифузійного полум'я:
а - ламінарне полум'я; б - турбулентний полум'я

своєму складі кисню, призводить до часткового термічного розпаду (піролізу) вуглеводнів і утворення частинок сажі, які надають полум'ю яскраве жовте забарвлення світіння і високу ступінь чорноти.

Вид характерного дифузійного ламінарного полум'я добре відомий більшості людей по виду полум'я звичайної газової запальнички.

Перевагами дифузійного способу спалювання є:

- висока стійкість полум'я при зміні теплових навантажень від нуля до максимально можливих величин, за умовами як відриву, так і проскоку полум'я, ;

- порівняно постійна температура по усій висоті (довжині) полум'я;

- можливість розподілу полум'я по великій поверхні нагріваємих тіл будь якої складної форми;

- компактність і простота виготовлення пальників;

- висока світимість полум'я, основний спосіб передачі теплоти - випромінювання

Однак, при використанні пальників, що працюють за таким принципом спалюванні необхідно враховувати наступні взаємообумовлені особливості дифузійного факелу:

- низька інтенсивність горіння (низькі теплові напруження факелу і топкового пристрою);

- велика висота (довжина) і значний простір, який займає полум'я;

- необхідність у топках великих розмірів, об'єму і довжини (висоти) котрі могли б забезпечити вільний розвиток полум'я, без контакту з холодними теплообмінними поверхнями;

- неприпустимість омивання високотемпературним полум'ям більш холодних поверхонь теплообміну, оскільки це призводить до їх забруднення шаром сажі і утворення газоподібних продуктів хімічного недопалу;

- неминучість піролітичних процесів при спалюванні вуглеводневих палив;

- майже завжди гарантована наявність у продуктах згорання продуктів незавершеного (неповного) горіння;

- висока емісійна здатність дифузійного факелу у зв'язку з високим показником ступеню чорноти факелу і його високою світимістю (значна кількість теплоти від такого факелу передається за рахунок променевого теплообміну). Тому топкові пристрої повинні мати високу ступінь екранування топкового простору.

Саме з цих причин ламінарне спалювання на основі принципу дифузійного молекулярного змішування застосовується лише у пристроях, де не потрібні великі об'ємні теплові напруження топкових пристроїв, з низькою об'ємною щільністю теплового потоку у камері згорання і топках, де

забезпечуються умови вільного розвитку полум'я. Це переважно чавунні секційні та деякі конструкції водотрубних котлів. Спроби перевести роботу таких котлів на інші пальники, принцип роботи яких відрізняється від дифузійного, як правило, призводять до втрати теплопродуктивності котлів.

Але навіть і у цих випадках рекомендується дробити газовий потік на тонкі струмені, що спрямовані під кутом до потоку повітря, щоб забезпечити інтенсифікацію процесів змішування і горіння.

Значна інтенсифікація процесу дифузійного горіння досягається застосуванням методів природної і штучної турбулізації процесів перемішування потоків.

На рис. 1.1-б показана спрощена схема вільного **турбулентного** дифузійного факелу, що отримана на основі проведення хімічного аналізу продуктів згорання, відібраних з різних областей факелу.

На відміну від ламінарного горіння у цьому випадку немає чіткого конусного фронту полум'я. Фронт горіння розмитий і роздроблений на окремі палаючі об'ємні частки у результаті пульсацій і завихрень, що мають місце при турбулентній течії.

Результати газового аналізу свідчать про наявність у факелі ядра чистого газу 1, зони порівняно повільного горіння 2 з переважним умістом у ній горючого газу, розмитою зоною найбільш інтенсивного горіння 3 з найбільш високим умістом продуктів згорання і зони горіння 4 з з переважним умістом у ній повітря. При цьому не існує чітких меж між цими зонами, і вони постійно зміщуються і змінюють обриси залежно від ступеню турбулізації потоків [23].

Характерними особливостями турбулентного дифузійного горіння у порівнянні з ламінарним є: протікання хімічних реакцій процесу горіння по усьому об'єму факела; значно більш висока інтенсивність горіння; більша прозорість полум'я і його менша стійкість по відношенню до відриву.

Спалювання газу за турбулентним дифузійним принципом широко використовується у котельній техніці і промислових печах. При цьому використовується як природна турбулізація за рахунок підвищення швидкості потоків газу і повітря, так і їх штучна турбулізація завихренням потоків. У останньому випадку найбільш часто застосовується крутка повітряного потоку за допомогою завиткового тангенціального введення повітря, або спеціальних направляючих лопаток з подачею у закручений потік повітря тонких струменів газу під різними кутами.

Серед широко поширених промислових котлів, в котрих застосовується дифузійний принцип спалювання газу – котли серії ТВГі КВГ. Спроби перевести роботу таких котлів на інші пальники, принцип роботи яких відрізняється від дифузійного, як правило, призводять до втрати теплопродуктивності котлів у результаті погіршення процесів теплообміну випромінюванням у топковому просторі при переході від високоемісійного дифузійного факелу на кінетичний з низьким ступенем чорноти.

Дифузійне горіння може бути переведено у кінетичне або кінетично-дифузійне, якщо створити умови, за яких процеси утворення газоповітряної суміші горючої суміші будуть дещо випереджувати процеси горіння. На

газопальникових пристроях це досягається влаштуванням додаткової ділянки змішування між турбулентним завихрювачем повітряного потоку та тонелем-стабілізатором горіння.

1.1.2. Кінетичне спалювання газу

При кінетичному спалюванні (англ. *Premixed flame*) попередньо (до початку загорання) готується однорідна (гомогенна) горюча газоповітряна суміш, яка містить первинне повітря у кількості, що перевищує теоретичну потребу на горіння за стехіометричним співвідношенням ($\alpha_1 > 1,0$). Потреба у вторинному повітрі при цьому відпадає.

Згорання такої горючої суміші відбувається в короткому «жорсткому», блакитному, а іноді майже прозорому факелі (вид 4 на фото).

При цьому практично відсутні видимі ознаки протікання піролітичних процесів, що призводять до термічного розпаду вуглеводнів і утворення у полум'я частинок сажі, які при дифузійному спалюванні дають ефект світіння полум'я у жовтій частині спектру.

Процес кінетичного горіння може протікати при майже необмеженій об'ємній щільності теплового потоку у зоні горіння і практично без хімічного недопалу або з його контрольованим рівнем. Сгорання відбувається у короткому жорсткому прозорому факелі, що не потребує значних розмірів топкового простору.

Недоліками кінетичного принципу спалювання є наступне:

- мала стійкість полум'я щодо відриву і проскоку полум'я;
- неможливість регулювання швидкості згорання суміші і труднощі спалювання газу з попередньо нагрітим повітрям (небезпека проскоку полум'я);
- низька емісійна здатність факелу.

Зазвичай для спалювання газу за цим принципом застосовуються спеціальні змішувачі або інжекційні пальники, що забезпечують приготування однорідної газоповітряної суміші з коефіцієнтом надлишку первинного повітря $\alpha_1 = 1,02 \div 1,05$ [13]. Приготування однорідної суміші майже завжди визначає досить велику довжину таких пальників (див. далі), або високу турбулізацію потоку і витрати електричної енергії на приведення до дії дуттьового вентилятора.

1.1.3. Проміжні способи спалювання(кінетично-дифузійне горіння)

Дуже часто процеси спалювання палива не укладаються у дві розглянуті

вище схеми дифузійного і кінетичного горіння і є проміжними по відношенню до них. Можна виділити два характерних варіанти протікання дифузійно-кінетичного горіння.

1. Наприклад, якщо за умов кінетичного згорання уміст первинного повітря у заздалегідь підготовленій газоповітряній суміші менше стехіометричної величини ($0 < \alpha_1 < 1,0$), то за кінетичним принципом проходить лише початковий етап горіння - аж до повного використання кисню, що міститься у суміші.

Та частина горючих газів і продуктів їх розпаду, що не вигоріли, разом з продуктами неповного згорання, що утворились на першій стадії горіння, догорають за рахунок дифузії кисню із навколишнього повітря, тобто за дифузійним принципом спалювання.

Спосіб організації спалювання газів з попередньою підготовкою суміші з

$0 < \alpha_1 < 1,0$ є проміжним між кінетичним і дифузійним принципами, і його називають змішаним принципом спалювання. Він широко використовується у більшості побутових і комунальних газових приладів, а також у деяких промислових апаратах, що обладнані інжекційними пальниками неповного попереднього змішування. Саме так працюють в усьому світі величезна кількість конфорочних пальників побутових газових плит і інжекційних пальників котлів малої потужності.

Уміст первинного повітря у суміші приймається залежно від виду газу. При цьому кількість його підтримується таким, щоб у полум'ї не протікали піролітичні процеси, і при цьому забезпечувалася природна стабілізація факелу в усьому можливому діапазоні зміни теплового навантаження паливоспалювального пристрою. Ще однією вимогою є те, що для запобігання проскоку полум'я пальника суміш у змішувачі пальника повинна бути негорючою. [23].

Особливістю полум'я при спалюванні суміші з $0 < \alpha_1 < 1,0$ є наявність двох видимих фронтів горіння: внутрішнього, що утворюється за рахунок первинного повітря і зовнішнього, у якому горіння відбувається у результаті дифузії кисню з навколишнього полум'я повітряного середовища.

У результаті затримки процесу перемішування при такому спалюванні довжина полум'я збільшується, а температура дещо знижується. Стійкість такого полум'я і його прозорість (за інших рівних умов) залежить від умісту первинного повітря у суміші. Чим вищий уміст первинного повітря у суміші, тим нижче стабільність факелу і більше його прозорість, і навпаки.

2. З іншої сторони, якщо при дифузійному спалюванні створити умови, за яких процеси змішування, що протікають після подачі до пальника газових і повітряних потоків, будуть дещо випереджати процеси горіння, то дифузійне горіння може перейти у кінетичне або проміжне.

Таке рішення забезпечує створення однорідної або близькою до неї суміші з $\alpha_1 > 1,0$, яка згорає у прозорому полум'ї. Дослідження і практика показують, що впровадження такого методу попереднього змішування

позитивно впливає на повноту і ефективність згорання газу, сприяє зменшенню виходу продуктів хімічного недопалу.

Перенесення процесів перемішування суміші, разом з її горінням, у топку супроводжується, як правило, підсвічуванням полум'я у жовтій частині спектру і виникненням продуктів хімічного недопалу, особливо у топках екранованих котлів.

Але деяке підвищення світимості полум'я і супутнє підвищення ступеню його чорноти може бути позитивним фактором у котлах з екранованими топками. Відповідно до закону Стефана-Больцмана променевиї потік енергії від полум'я визначається виразом:

$$q_o = \varepsilon \cdot \sigma_o \cdot \Delta T^4, \quad (1.1)$$

де: $\sigma_o = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла; T – абсолютна температура полум'я, К; ε – ступінь чорноти полум'я.

Аналізуючи формулу (7.1), неважко переконатися, що підвищення ступеню чорноти полум'я навіть в 1,5 ÷ 2 рази при супутньому падінні температури всього на 10 ÷ 20% не приведе до зростання потоку променевої енергії і емісійної тепловіддачі. Тому рекомендувати до впровадження можна лише такі способи «підсвічування» полум'я і збільшення емісійної здатності топки, які не призводять до помітного зниження температури горіння.

Найбільш поширеним способом збільшення променевого потоку теплоти є введення невеликої кількості газоподібних або рідких вуглеводнів у високотемпературне ядро полум'я. Максимальний ефект досягається у термічних печах, що працюють на попередньо нагрітому повітрі. При спалюванні газу в котлах, обладнаних газомазутними пальниками, застосовується «підсвічування» топки шляхом додавання певної кількості мазуту при роботі котла на газі.

У екранованих топках котлоагрегатів тепловіддача від факелу до екранних поверхонь нагрівання здійснюється в основному шляхом теплового випромінювання. Конвективна тепловіддача, як правило, менша. Тому питанню збільшення тепловіддачі випромінюванням потрібно приділяти велике значення.

Прозорий низькоемісійний кінетичний факел не завжди є ідеальним рішенням з точки зору отримання оптимального тепломасообміну для екранованих котлів. Крім трьохатомних складових продуктів згорання (CO_2 , H_2O), і, у деяких випадках, метану та важких вуглеводнів, гарний ефект збільшення випромінювальної здатності топки мають вторинні і проміжні тверді випромінювачі у вигляді розжарених вогнетривких керамічних тіл, що приймають участь у теплообміні у топковому просторі.

Такі проміжні випромінювачі сприймають селектричне випромінювання і конвективні потоки від продуктів згорання і передають його повним

спектром випромінювання до водоохолоджуємих теплообмінних поверхонь топки. Дослідження показують, що влаштування таких вторинних випромінювачів із поверхнею, що співставна з поверхнею екранних поверхней нагрівання, дає можливість збільшити корисну тепловіддачу у топковому просторі на 25-35%. При цьому доцільно використовувати керамічні насадки, багатоярусні склепіння обмурування і багатоходові конструкції топок.

Особливим способом організації горіння є метод пульсуючого горіння, який порівняно недавно з'явився і його взагалі неможливо класифікувати за вищерозглянутою схемою. Це пов'язано, перш за все, з тим, що при цьому способі взагалі відсутній конструктивний елемент, який можна було б назвати пальником. Таким чином, доводиться говорити не про сам спосіб спалювання, а про пристрої, що працюють за цією ознакою. Такі пристрої будуть розглянуті у подальшому.

Вибір принципу спалювання палива визначається вихідними умовами і вимогами технологічного процесу, який забезпечує паливоспалювальний агрегат. У одних випадках необхідна організація процесу горіння за дифузійним принципом з отриманням високоемісійного факелу із значною випромінювальною здатністю, або відновлювальними властивостями (виплавлення і нагрівання металу, виробництво скла, обпалювання фарфору). А у інших – потрібен короткий жорсткий кінетичний факел з мінімальною токсичністю продуктів згорання.

Назвемо деякі характеристики, котрі можуть впливати на вибір принципу спалювання:

- температура факелу при переході з кінетичного на дифузійний факел зменшується на 10...20% за рахунок збільшення довжини і поверхні факелу, затримки і «розтягнутості» процесу горіння;

- довжина факелу, що визначається як відстань від зрізу пальника до точки факелу, у якій повнота згорання горючих компонентів сягає 95% від повного згорання, при переході на дифузійне горіння значно збільшується. Це потребує для дифузійних пальників значних об'ємів топкового простору і відповідних інвестицій. Горіння у кінетичному факелі може завершуватись на зрізі тонелю;

- низька ефективність процесів перемішування повітря і горючого газу за організації дифузійного горіння призводить до необхідності суттєво збільшувати загальний надлишок повітря, що подається на горіння. Тому коефіцієнт надлишку повітря α для дифузійних пальників більший у порівнянні з кінетичними пальниками. Разом з коефіцієнтом надлишку повітря збільшуються втрати теплоти з відхідними газами і зменшується ККД агрегату;

- стабільність факелу відносно відриву і проскоку при переході від кінетичного до дифузійного принципу спалювання збільшується. Найбільшу стійкість має дифузійний факел при $\alpha_1=0$;

- теплове напруження топкового простору, що визначається залежністю:

$$q_v = \frac{B_2 \cdot Q_n^p}{V_m}, \text{ МВт} / \text{м}^3$$

зменшується при переході з кінетичного на дифузійне горіння. Так у топках котлів, що обладнано дифузійними пальниками можна досягнути теплового напруження топкового простору q_v у межах 0,3...0,6 МВт/м³. У пальниках, що працюють за кінетичним принципом з 1 м³ топкового простору можна отримати до 1,1...1,9 МВт/м³.

Але збільшення величини теплового напруження топки супроводжується, на жаль, зростанням емісії токсичних оксидів азоту у процесі згорання.

РОЗДІЛ 2.

Конструкції газових пальників

Безперервний розвиток техніки спалювання газів протягом багатьох років привів до того, що наразі у експлуатації знаходиться величезна кількість різноманітних конструкцій пальників. Тому у цьому розділі описуються лише загальні вимоги до газових пальників, їх класифікація і систематизація відомостей про їх конструкції, принципи дії і вимоги до них.

Газовий пальник - це пристрій, що забезпечує подачу газоподібного палива і повітря до місця загорання, стійке запалювання і стабільне згорання палива та можливість регулювання процесу горіння.

Пальник, який обладнано додатковим пристроєм, наприклад, вогнетривким тунелем-стабілізатором, дуттьовим вентилятором, пристроями для регулювання теплової потужності, або співвідношення «газ-повітря» називається газопальниковим пристроєм (ГПП).

Часто параметри роботи даного ГПП можуть бути реалізовані лише у комбінації з конкретною установкою, або його топковим пристроєм. У випадку використання установки пульсуючого горіння, сам пальник відсутній. Тому у таких випадках використовують визначення «паливоспалювальний» або «паливовикористовуючий» пристрій (обладнання). Пальник, що обладнано вбудованим в його конструкцію дуттьовим вентилятором для подачі повітря на горіння називається блочним ГПП.

2.1. Основні вимоги до газових пальників і їх технічні характеристики

Вимоги, що пред'являються до конструювання пальників, можна звести до наступних основних положень [9, 11, 12, 15]:

- створення умов для повного згорання газу з мінімальним надлишком повітря і контрольованим умістом шкідливих речовин у продуктах згорання;

- забезпечення необхідної інтенсивності тепломасопередачі і максимального використання теплоти згорання газового палива;
 - наявність меж регулювання, не менш широкіх, ніж необхідна зміна теплової потужності агрегату;
 - забезпечення стабільності факелу в усьому діапазоні регулювання теплової потужності пальника;
 - певний рівень емісії і викидів токсичних інгредієнтів у складі продуктів згорання на виході із топкового простору;
 - забезпечення необхідної теплопродуктивності топкового пристрою чи технологічного агрегату, для якого використовується пальник;
 - забезпечення необхідних аеродинамічних характеристик топки і газоходів;
 - відсутність значного шуму при роботі (рівня звукового тиску, що не повинен перевищувати 85 дБ);
 - простота конструкції, зручність ремонту, безпеку експлуатації;
 - можливість застосування автоматики регулювання і безпеки;
 - відповідність сучасним вимогам промислової естетики.

Пальники характеризуються цілим рядом технічних, конструктивних і експлуатаційних показників, серед яких необхідно виділити найбільш важливі.

У паспортних даних пальника обов'язково зазначається вид горючого газу, для якого розраховано конструкцію пальника. Для цього вказується критерій Воббе, який ідентифікує вид газу і, згідно ДСТУ ISO:13686:2016, включає теплоту згорання газу Q_n^P і його відносну густину (щільність) по повітрю за однакових, (стандартних, або нормальних) умов:

$$W_o = \frac{Q_n^P}{\sqrt{\rho_2}}, \text{кДж} / \text{м}^3, \text{або ккал} / \text{м}^3. \text{ де } \bar{\rho}_2 = \frac{\rho_2}{\rho_{нов}}$$

Теплова потужність пальника, кВт, - кількість теплоти, що виділяється в одиницю часу при повному згорянні горючого газу, що подається до пальника.

Розрізняють **номінальну $N_{ном.}$** , **максимальну N_{max}** і **мінімальну N_{min}** теплову потужність пальників. Номінальна теплова потужність – максимально можлива потужність, що досягається при тривалій роботі пальника з мінімально можливим коефіцієнтом надлишку повітря, при допустимій згідно нормативів хімічній неповноті згорання і **максимально можливому коефіцієнту** корисної дії (ККД) паливоспалювального, або технологічного обладнання, на якому встановлено пальник.

Номінальна теплова потужність пальника при його підборі приймається, як правило, на 20...25% більшою за величину теплової потужності паливоспалюючого або технологічного агрегату, для якого підбирається пальник. Величина ККД для пальника не наводиться, бо для нього характерним є лише виділення теплоти при згоранні палива. Стадія відбору теплоти від продуктів згорання належить до функцій паливоспалювального, або технологічного обладнання, для якого підбирається пальник.

Мінімальна теплова потужність N_{min} визначає ту нижню межу роботи

пальника з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha = 1,1$, при якій пальник працює стійко.

Максимальна теплова потужність N_{max} , як правило, становить близько 90% від потужності, що відповідає верхній межі роботи пальника.

Вибір типорозміру дугтьового пальника виконується за необхідною величиною його номінальної теплової потужності згідно робочої діаграми пальника, котра характеризує допустимий діапазон використання пальника і представляє собою залежність тиску у камері згорання (аеродинамічного опору топки, газоходів і димової труби за тепловою установкою з урахуванням самотяги від теплової потужності пальника) (рис.2.1. При цьому величина необхідної номінальної теплової потужності пальника за відомої величини тиску у камері згорання повинна попасти в робочу область діаграми.

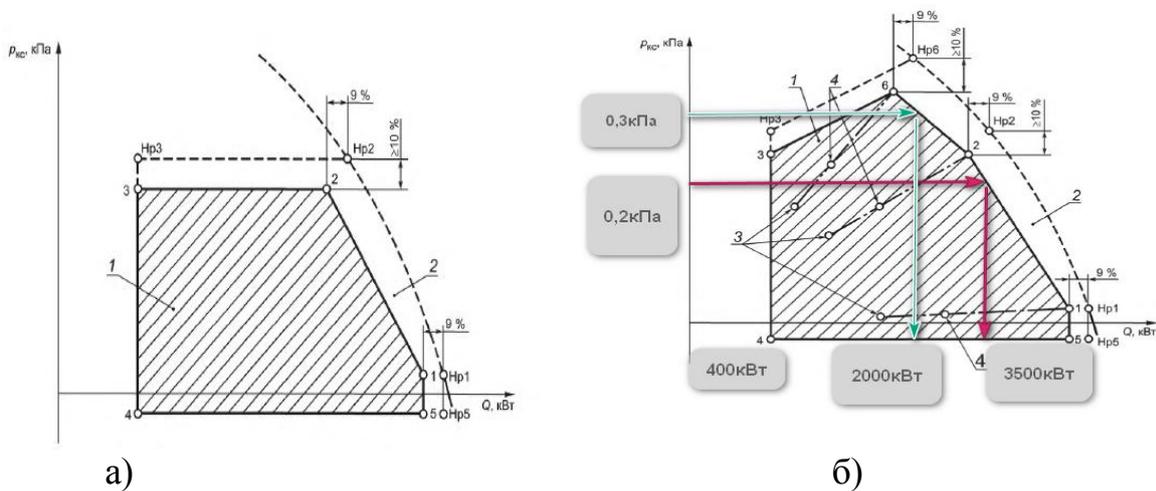


Рис. 2.1. Загальний вид робочих діаграм дугтьових пальників: а- для одноступеневого пальника; б – для багаступеневого або модульованого пальника. Область використання пальника обмежена границями багатокутника 1-2-3-4-5 –(б).

Згідно діаграми якщо тиск у камері згорання буде становити 0,2 кПа, то вибраний пальник розвиватиме максимальну теплову потужність 3500 кВт, а при збільшенні тиску до 0,3 кПа потужність пальника буде не більше 2000 кВт. Мінімальна потужність обмежується лівою пограничною лінією 3-4 і становить не менше 400 кВт. Таким чином, аеродинамічний опір системи димовидалення може обмежувати величину теплової потужності пальника.

Діаграми для пальників різних виробників можна знайти у відповідних каталогах. Наприклад нижче наведено характеристики для одного із типів пальників.

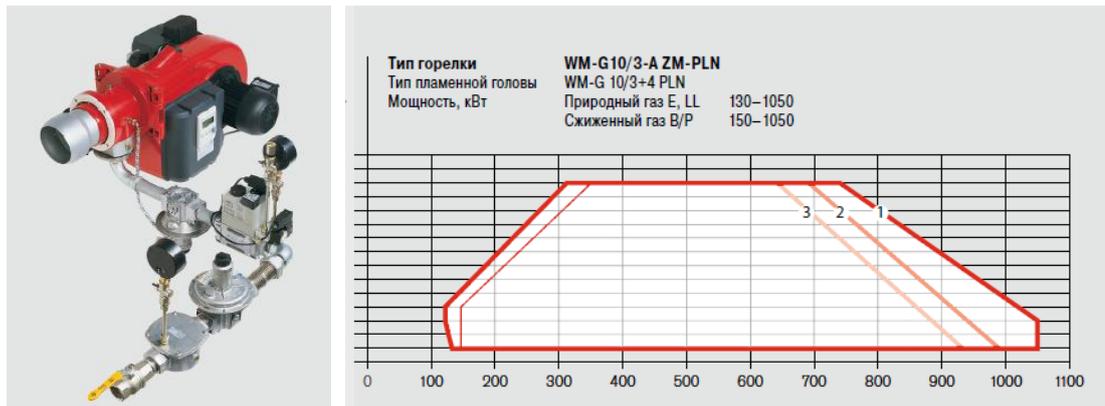


Рис.2.2. Блочний дуттьовий пальник і його робоча діаграма. На діаграму нанесено лінію максимальної теплової потужності за умови різної емісії токсичних оксидів азоту: 1- концентрація $\text{NO}_x = 80 \text{ мг/кВт год}$; 2- 30 мг/кВт год ; 3- 20 мг/кВт год .

Коефіцієнт граничного регулювання пальника по тепловій потужності (діапазон стійкої роботи пальника) - відношення максимальної

теплової потужності пальника до мінімальної.
$$k_{гр.} = \frac{N_{max}}{N_{min}};$$

Коефіцієнт робочого регулювання пальника по тепловій потужності - відношення номінальної теплової потужності пальника до мінімальної.

$$k_p = \frac{N_{ном.}}{N_{min}};$$

Коефіцієнт робочого регулювання пальників різної конструкції згідно вимог нормативів не повинен бути нижчим за вказані величини:

- для пальників з примусовою подачею повітря - $k_p = 4$;
- для інжекційних пальників неповного попереднього змішування (пальників низького тиску) $k_p = 5$;
- для інжекційних пальників повного попереднього змішування (середнього тиску газу) - $k_p = 3$;
- для безполум'яних пальників інфрачервоного випромінювання $k_p = 2$.

Тиск газу і повітря перед пальником (аеродинамічний опір пальника по газу і по повітрю), Па. Величини тиску газу і повітря підрозділяються на номінальні, максимальні і мінімальні. Номінальні величини відповідають умовам досягнення номінальної теплової потужності, максимальні і мінімальні величини тиску- відповідно, умовах досягнення максимальної і мінімальної теплової потужності пальника.

Пальники повинні забезпечувати оптимальні характеристики роботи за умови підтримання величини тиску газу перед пальником від $-10...-15 \%$ до $+10...+15 \%$ від номінального тиску.

Витрати газу пальником. Розрізняють номінальні, максимальні і мінімальні витрати газу. Номінальні витрати газу відповідають умовам досягнення номінальної теплової потужності за максимальної величини ККД пристрою. Максимальні і мінімальні величини витрат- відповідно умовах досягнення максимальної і мінімальної теплової потужності пальника.

Питома металосміність, кг / кВт, - відношення маси пального до його номінальної теплової потужності.

Шумова характеристика - рівень звукового тиску, що створюється при роботі пального залежності від спектру частот. Рівень шуму паливників, що працюють в усьому діапазоні зміни витрати газу, не повинен перевищувати 85 дБ на відстані 1 м від пального і на висоті 1,5 м від підлоги.

Номінальна відносна довжина факела - відстань по осі факела від вихідного зрізу пального, виміряний за умов роботи пального з номінальною потужністю у калібрах вихідного отвору пального, до точки, де концентрація діоксиду вуглецю CO_2 при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1$ становить 95% від максимального значення CO_2^{max} . При підборі пального необхідно співвідносити довжину факела і топкового пристрою установки – довжина факела повинна бути меншою за довжину факела для запобігання контакту факела з холодними теплообмінними поверхнями. При підборі пального необхідно враховувати, що при роботі на підігрітому до $250^{\circ}C$ повітрі довжина факела скорочується на 0,3-0,5 м.

Тиск (розрідження) у камері згорання, Па, - тиск (розрідження) в камері згорання у зоні вихідного перерізу пального за номінальної теплової потужності. Тип, принцип горіння і потужність пального повинні відповідати розрідженню або тиску у камері згорання (топковій камері) установки. Паливник повинен забезпечувати паспортні характеристики при зміні розрідження або тиску у камері згорання до 1,2...1,5 від встановленої величини.

Коефіцієнт надлишку первинного повітря α_1 показує, яка частина повітря від теоретично необхідного для згорання газу подається у корпус пального попередньо (до початку горіння).

Згідно вимог нормативної літератури коефіцієнт надлишку повітря (у тому числі первинного) не повинен перевищувати наступних величин:

- повний коефіцієнт надлишку повітря, котре необхідне для повного згорання для паливників з примусовою подачею повітря і попереднім повним перемішуванням газоповітряної суміші - $\alpha_1 = 1,15$;

- для інжекційних паливників неповного попереднього змішування (низького тиску газу) - $\alpha_1 = 0,6$;

- для інжекційних паливників повного попереднього змішування (середнього тиску газу) - $\alpha_1 = 1,08$;

Допустимі зміни величини коефіцієнту надлишку повітря у діапазоні робочого регулювання не повинні перевищувати 0,2 : $\Delta\alpha = 0,2$.

Коефіцієнт надлишку вторинного повітря α_2 показує, яка частина повітря від теоретично необхідного для згорання газу надходить безпосередньо до полум'я з навколишнього простору.

Об'ємний коефіцієнт інжекції (кратність інжекції) - відношення обсягу первинного повітря, що подається до інжектора пального до об'ємної витрати газу. Вимірюється у m^3 повітря на $1 m^3$ газу за певних умов (наприклад н.у.);

Допустимі втрати теплоти з хімічним недопалом на виході із камери згорання теплового агрегату не повинні бути більшими за 0,4% об ($q_3 < 0,4\%$

об.). Уміст оксиду карбону на виході із топки у перерахунку на $\alpha = 1,0$ не повинні бути більшими за 0,05 % об.

Конструкцією автоматизованих пальників повинно забезпечуватись наступне:

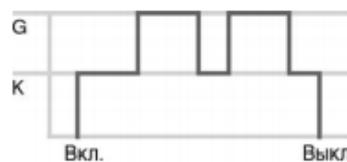
- автоматичне розпалювання (розпалювання промислових пальників при потужності що не перевищує 50% від номінального);
- запуск роботи за програмою, включаючи етап вентилювання (продування) топкового простору протягом 20-60 с;
- перехід у робочий режим роботи;
- управління роботою, регулювання і виключення.
- автоматизоване регулювання потужності пальника, співвідношення «газ-повітря», автоматика безпеки роботи пальника.

Регулювання роботою пальника може виконуватись по одній із схем:

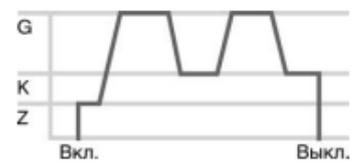
- одноступеневе регулювання (робота пальника у номінальному режимі, або виключення);
- дво- або багатоступеневе регулювання – робота пальника у режимі «малого» горіння (близько 40% від номінальної потужності), «великого» горіння (номінальна теплова потужність) або виключення;
- плавне, або модульоване регулювання - безперервне регулювання потужності в усьому діапазоні роботи пальника.

Регулирование мощности

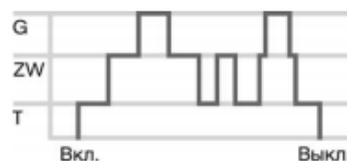
Двухступенчатое (ZM)
Жидкотопливная часть



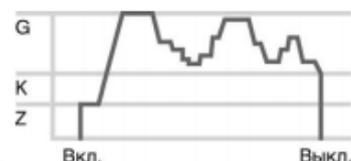
Плавно-двухступенчатое (ZM)



Трехступенчатое (TM)
Жидкотопливная часть



Модулируемое (ZM)



G = большая нагрузка
K = малая нагрузка
Z = нагрузка зажигания
T = частичная нагрузка
ZW = промежуточная нагрузка

Автоматикою безпеки роботи пальника повинно бути передбачено захисне аварійне виключення і блокування роботи пальника за наступними сигналами:

- погасання контрольованого полум'я;
- припинення електроживлення;
- віхилення тиску газу від діапазону граничного регулювання;
- відхилення у режимі подачі повітря на горіння;
- відхилення у режимі роботи системи видалення продуктів згорання (порушення встановлених величин тяги або тиску у камері згорання)
- порушення у режимах роботи паливоспалювальної установки або технологічної теплової установки.

Самочинний запуск пальника у роботу після аварійного виключення можливий лише у випадку ліквідації причини спрацювання автоматики безпеки.

Пристрої, які виконують функції регулювання і безпеки розміщаються на трубопроводах обв'язки газового пальника (газовій рампі) і включають:

- стабілізатори тиску горючого газу;
- запірні захисні електромагнітні або пневматичні клапани из незначним часом спрацювання (до 3 с для пальників тепловою потужністю 50...10 кВт і не більше 2 с для пальників потужністю більше 100 кВт). Для пальників потужністю від 0,35 до 1,6 МВт таких клапанів повинно бути два, а для пальників потужністю більше 1,6 МВт – додатковим пристроєм контролю витоків горючого газу;
- пристрої для регулювання витрат газу і витрат дуттьового повітря;
- запірні арматура з ручним керуванням;
- газопроводи безпеки і продувні газопроводи.

Конструкцією пальника повинна бути забезпечена можливість вимірювання:

- тиску газу після останнього запірного органу і на вході до газової рампи;
- тиску дуттьового повітря після останнього запірного органу.

Принципова схема розміщення регулювального обладнання на газовій рампі пальника згідно вимог ДСТУ EN 676:2006 наведено на рис. 2.....

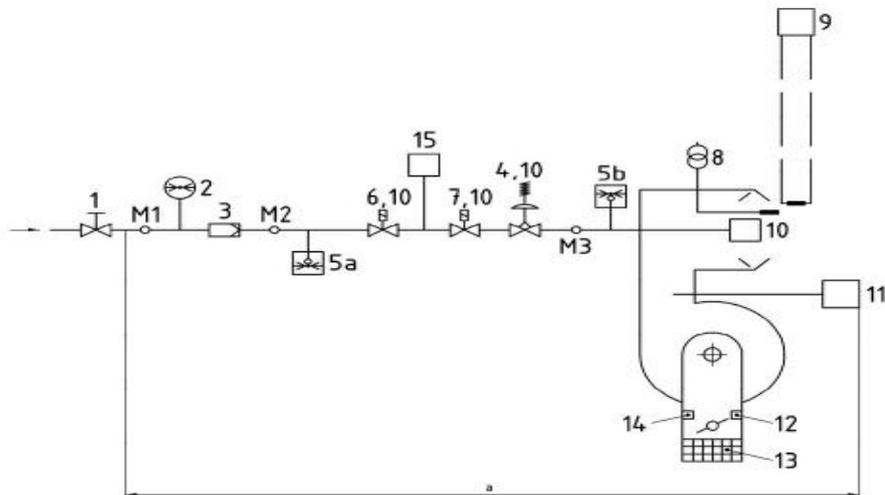


Рис. 2.3. Принципова схема розміщення регулювальної і запірної арматури дуттьового пальника: 1- ручний запірний пристрій; 2- манометр для вимірювання приєднувального тиску газу (до блоку автоматики); 3- фільтр газовий; 4- регулятор тиску; 5- пристрій для контролю тиску газу після регулятора; 6- перший запобіжний запірний клапан; 7- другий запобіжний запірний клапан; 8 – пристрій для розпалювання; 9- пристрій контролю за наявністю полум'я; 10- запальник; 11- контроль тиску повітря після вентилятора; 12, 14 пристрої для регулювання витрат дуттьового повітря від вентилятора; 13- захисна решітка; M1- точка вимірювання тиску газу на вході до обв'язки пальника; M2 -точка вимірювання тиску газу для регулювання

тиску газу після регулятора; МЗ- точка вимірювання тиску газу на вході до пальника;

Сучасні вимоги до пальників викладено у ГОСТ 21204-97, ГОСТ 21204-83 (СТ СЭВ 1051-87) і ДСТУ EN 676:2006 «Пальники газові автоматичні з примусовою подачею повітря».

Згідно вимог ДСТУ EN 676:2006 нормуються граничні викиди у сухих нерозбавлених продуктах згорання теплової установки. Вони повинні становити наступні величини:

- уміст CO не повинен перевищувати 100 мг/кВт год^1 при роботі на номінальному режимі роботи;
- уміст NO_x для пальників 1-ого класу не повинен перевищувати 170 мг/кВт год ;
- уміст NO_x для пальників 2-ого класу не повинен перевищувати 120 мг/кВт год ;
- уміст NO_x для пальників 1-ого класу не повинен перевищувати 80 мг/кВт год ;

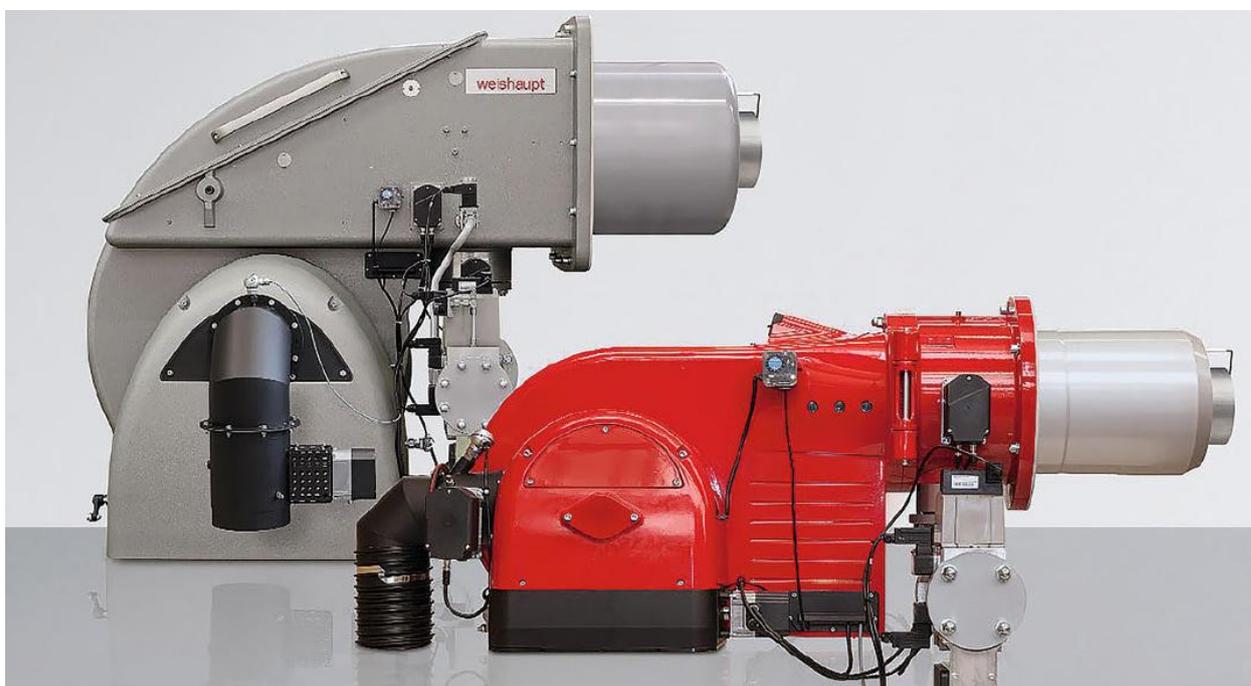


Рис. Блочні дугтьові пальники

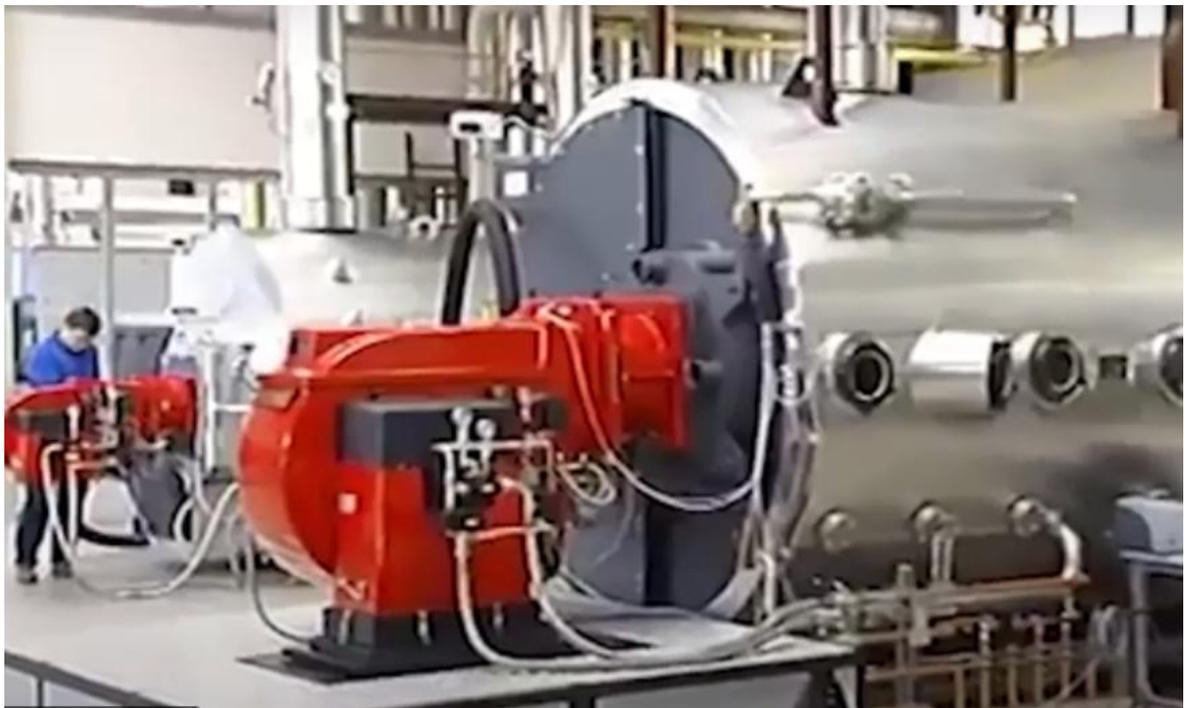
¹ При спалюванні 1 м^3 природного газу усередненого складу з теплою згорання 8250 ккал/нм^3 або $9,6 \text{ кВт год/нм}^3$ буде отримано $9,1 \text{ кВт год}$ теплоти, а об'єм нерозбавлених повітрям сухих продуктів згорання буде становити близько $9,0 \text{ нм}^3$. Таким чином, концентрація шкідливих інгредієнтів, виражена у мг/кВт год приблизно однакова з концентрацією, вираженою у мг/м^3 продуктів згорання.

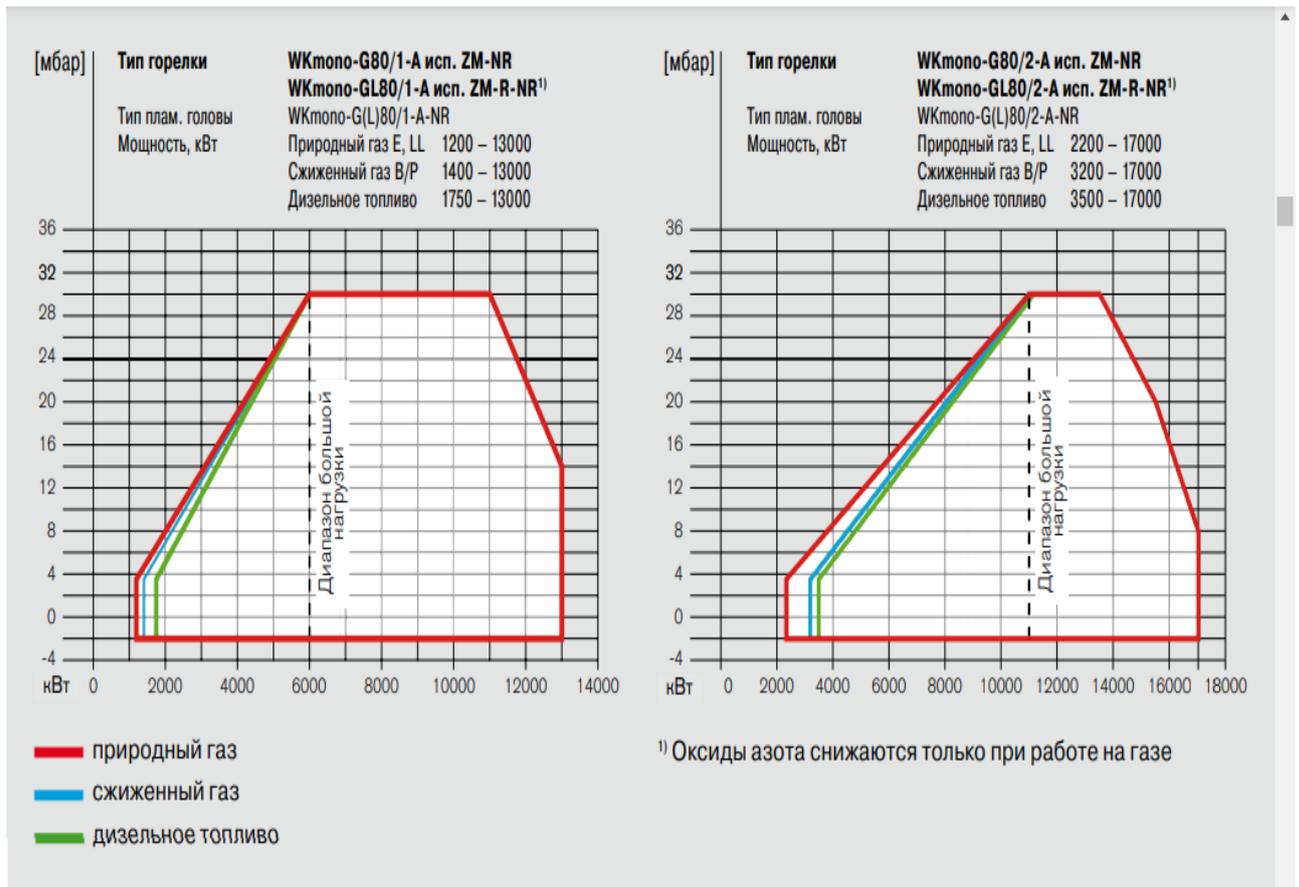


Рис. Вогнева головка пального потужністю 50 MW/









2.2. Класифікація газових пальників

Згідно ГОСТ 21204-97 * [9] газові пальники класифікуються за такими ознаками:

спосіб подачі повітря (за рахунок вільної конвекції; за рахунок розрідження у камері згорання; інжекція газовим струменем; примусова від дутьового вентилятора);

ступінь підготовки горючої суміші (без попереднього перемішування ; з незавершеним попереднім перемішуванням; з частковим попереднім змішуванням, з повним попереднім змішуванням);

номінальний тиску газу перед пальником (низький до 1,05 МПа (абс.), середній(до 1,6 МПа);

характер потоку горючої суміші (прямоточний; закручений нерозімкнутий; закручений розімкнутий);

можливість регулювання характеристик факелу (нерегульований факел, факел з регульованими характеристиками);

можливість регулювання коефіцієнту надлишку повітря (з нерегульованим коефіцієнтом надлишку повітря; з регульованим коефіцієнтом надлишку повітря);

локалізація зони горіння (у камері згорання котлоагрегату, або довкіллі; у вогнетривкому тунелі або камері горіння пальника; на поверхні каталізатора; на вогнетривкій поверхні; на керамічних насадках);

можливість використання теплоти продуктів згорання для підігріву повітря (без підігрівання повітря; з підігріванням повітря у автономному рекуператорі чи регенераторі; з підігріванням у вбудованому рекуператорі чи регенераторі).

Залежно від застосовуваних принципів спалювання палива, описаних у п. 7.1, газові пальники можна поділити на чотири основні групи [15]:

- пальники з повним попереднім змішуванням палива з повітрям, що реалізують кінетичний принцип спалювання;
- пальника з попереднім змішуванням газу з частиною повітря, необхідного для горіння, у яких горіння відбувається по кінетично-дифузійному принципу, як у пальнику Бунзена;
- пальники з незавершеним попереднім змішуванням газу з повітрям, що реалізують проміжний, кінетично-дифузійний принцип спалювання з об'єднанням процесів перемішування і горіння;
- пальники без попереднього змішування газу з повітрям, що реалізують турбулентний дифузійний принцип спалювання.

За способом подачі повітря в зону горіння і коефіцієнту надлишку первинного повітря α_1 розрізняють конструкції пальників [23]:

- дифузійні ($\alpha_1 = 0$) або бездутьові (безвентиляторні), при використанні яких повітря в зону горіння надходить за рахунок розрідження у топці;
- інжекційні ($\alpha_1 > 1$ та $\alpha_1 < 1$), у яких повітря інжектуються енергією активного газового струменя (у нечисленних конструкціях - навпаки);
- з примусовою подачею повітря (дутьові, або вентиляторні), у які повітря подається за допомогою вентилятора.

Ці ознаки найбільш повно характеризує конструктивні і експлуатаційні особливості газопальникових пристроїв. Але пальника можна також класифікувати і за цілої низки інших ознак: за їх призначенням (пальники газових плит, пальники опалювальних котлів, промислових печей і т. і.), за величиною номінального тиску газу і повітря, за теплою згорання газу, за тепловою потужністю пальників, за відносною довжиною факела, за принципом локалізації полум'я, за видом палива і т. і.

2.2.1. Пальники побутових газових плит

У корпусі пальника для газових побутових плит частково підготовлена підготовлена гомогенна суміш ділиться на велику кількість малих струменів, кожен з яких витікає через свій вогневий отвір, формуючи окреме полум'я. Кількість таких отворів коливається від $15 \div 18$ до 30 і більше, залежно від типу пальника, його потужності і виду газу. Кількість первинного повітря у такій суміші становить 50-60 % від теоретичної потреби у повітрі на горіння.

Інша частина необхідного повітря (вторинне повітря) надходить у зону горіння з навколишньої атмосфери. При цьому надходження повітря може здійснюватися або лише по периферії пальника (рис. 2.4-а, б) або по периферії і по центру, або через спеціальний канал (рис. 2.4-в). Другий спосіб рекомендується для пальників на скрапленому газі, щоб забезпечити повне згорання палива.

Стабілізація полум'я у розглянутих пальниках здійснюється двома методами. По перше, стабілізація кожного окремого полум'я відбувається за

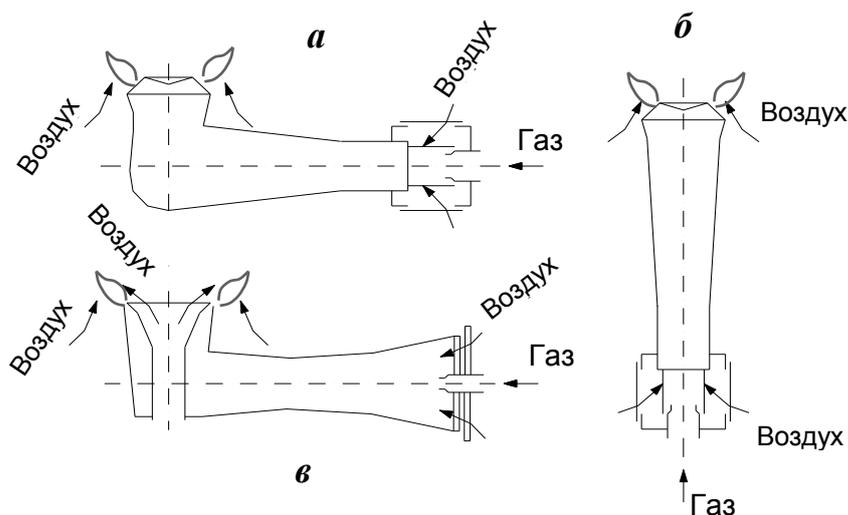


Рис. 2.4. Схеми пальників побутових газових плит:
а, б - з периферійним підведенням вторинного повітря;

принципом, характерним для двоконусного полум'я пальника Бунзена, тобто шляхом природної самостабілізації.

По друге, для того, щоб забезпечити додаткову стабілізацію у дуже широкому діапазоні регулювання теплової потужності по відношенню до відриву полум'я, у конструкції пальників застосовуються елементи, що створюють невеликий виступ у місці вильоту газоповітряної суміші. Цим способом забезпечується рециркуляція частини розжарених продуктів згорання до основи полум'я і стабільне загорання за допомогою такого рециркуляційного потоку свіжої горючої суміші, що витікає із вогневих отворів.

2.2.2. Пальники опалювальних і промислових пристроїв. Інжекційні пальники.

Серед пальників промислового, комунально-побутового і теплоенергетичного призначення найбільш просту конструкцію мають **інжекційні пальники неповного попереднього змішування низького тиску**, котрі історично з'явилися свого часу як найдешевший і найпростіший спосіб переведення котлів малої потужності з твердого палива на горючий газ (рис. 2.5) [13, 22, 23].

Назва пальників пов'язана з інжекцією (впорскуванням) струменя газу у сопло, тоді як по відношенню до повітря, що подається на горіння відбувається його ежекція (присмоктування) активним газовим струменем. Тому у технічній літературі одинаково часто використовуються терміни «Інжекційні пальники» і «Ежекційні пальники».

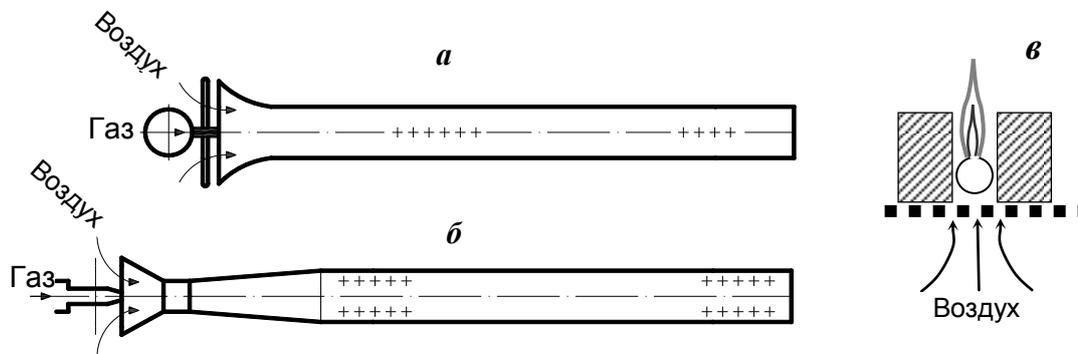


Рис. 2.5. Конструкція щілинних інжекційних пальників:

а - пальник з одним рядом вогневих отворів (однорядний); б - дворядний пальник;

Форма пальників відповідає вимогам забезпечення рівномірного підведення і сприймання теплоти поверхнями нагрівання котлів по усій довжині топки. Пальники мають доволі просту конструкцію. За умови визначення основних конструктивних розмірів пальників їх можна виготовити в умовах майстерень підприємств теплопостачальних організацій. Спалювання і згорання газу у таких пальниках дуже схожий на процес, що відбувається у пальниках побутових газових плит.

Ці пальники називаються також «щілинними», оскільки при переведенні котлів на газ вони розміщуються у каналах (щілинах) з вогнетривкої цегли, що викладається прямо на колосникову решітку для спалювання твердого палива (рис. 2.5-в). При цьому стінки щілин успішно виконують функцію стабілізуючого тунелю. Пальник працює з коефіцієнтом надлишку первинного повітря $\alpha_1 = 0,5 \div 0,6$. Таким чином реалізується проміжний дифузійно-кінетичний спосіб спалювання, як і у пальниках побутових газових плит. Вторинне повітря у зону горіння надходить через отвори в решітці за рахунок розрідження в топковому просторі (рис. 2.5-в).

Інжекційні пальники середнього тиску повного попереднього

змішування (рис. 2.6) використовуються у різноманітних теплотехнічних пристроях. Вони призначені переважно для роботи в умовах повного попереднього змішування газу і повітря при $\alpha_1 = 1,0 \div 1,15$. При цьому реалізується принцип кінетичного спалювання, у ході якого утворюється короткий прозорий (так званий «жорсткий») факел. Виняток становлять теплові установки, які за своєю технологією вимагають більш розтягнутого і «м'якого» факела [15].

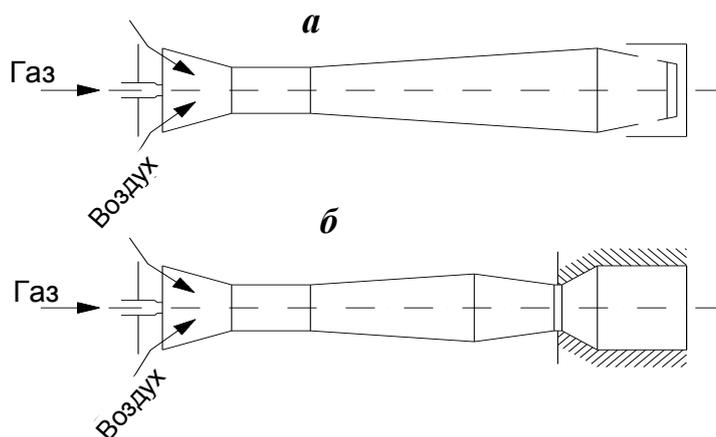


Рис. 2.6. Інжекційні пальники середнього тиску: а-з кільцевим стабілізатором; б – із стабілізуючим тунелем

Стабілізація високошвидкісного полум'я у таких пальниках здійснюється за допомогою кільцевих стабілізаторів (рис. 2.6-а,) або стабілізуючих тунелів (рис. 2.6-б), виконаних з вогнетривких матеріалів (кераміка, шамотна маса і ін.).

2.2.3. Дуттьові пальники.

Дуттьові (вентиляторні) пальники, або пальники з примусовою подачею повітря, входять до досить різноманітної групи пристроїв для спалювання горючих газів у котлах та промислових печах.

Пальники з примусовою подачею повітря залежно від конструкції працюють на газі низького або середнього тиску. Їх застосовують в основному для котлів, різноманітних промислових печей, сушарок та інших теплових установок із значними витратами пального і великими тепловими потужностями.

Пальники цього типу уможливають використання теплоти відпрацьованих продуктів згорання на виході із теплових установок для попереднього нагрівання дуттьового повітря, що подається на горіння.

Як правило це здійснюється у теплообмінниках-утилізаторах теплоти (рекуператорах, регенераторах, котлах утилізаторах). У разі глибокого охолодження продуктів згорання і використання прихованої теплоти пароутворення водяної пари говорять про конденсаційні теплообмінники-

утилізатори теплоти. Усе це дає можливість підвищити ККД теплових установок у цілому.

У дуттєвих пальниках, повітря, що необхідне для горіння, нагнітається у пальники примусово - вентилятором, повітродувкою або компресором, залежно від необхідного тиску повітря. Газ із газопроводу подається в газорозподільний пристрій, а із нього - через сопла насадки витікає у закручений потік повітря. У корпусі пальника відбувається часткове змішування горючого газу з повітрям [1, 23]. Частково, або повністю підготовлена газоповітряна суміш подається через насадку до місця запалювання і горіння. Ці пальники, як і інжекційні пальники, що працюють $\alpha_1 > 1$, повинні бути обладнані стабілізаторами полум'я.

До позитивних особливостей пальників цього типу можна віднести наступне [1, 15]:

- стійка робота у широкому діапазоні застосування теплової потужності;
- можливість використовувати теплоту попередньо підігрітого повітря, що подається на горіння;
- можливість організації горіння за кінетичним або кінетично-дифузійним принципом (залежно від виду і конструкції змішувача);
- мала залежність роботи пальника від тиску у топковому просторі або камері згорання;
- менша питома металоємність, порівняно з інжекційними пальниками;
- великий коефіцієнт граничного і робочого регулювання;

До конструктивних і експлуатаційних недоліків дуттєвих пальників слід віднести [1, 15]:

- необхідність точного регулювання співвідношення витрат газу і дуттєвого повітря для забезпечення повноти згорання і високої ефективності пристрою;
- значні експлуатаційні витрати електроенергії на приведення до дії дуттєвих вентиляторів;
- ускладнення інженерних комунікацій теплової установки у зв'язку з наявністю повітропроводів, пристроїв регулювання співвідношення «газ-повітря» і клапанів, що блокують подачу горючого газу до пальників у разі зупинки вентилятора.

У більшості конструкцій дуттєвих пальників реалізується одна і та ж організація горіння - з незавершеним попереднім змішуванням газу у закрученому потоці повітря (рис. 2.7). Внаслідок цього в об'ємі камери згорання утворюється дифузійно-кінетичне полум'я, у якому процеси горіння накладаються на процеси змішування газових струменів з необхідним для горіння повітрям, що триває до самого завершення процесу горіння. Таким чином, процес підготовки суміші до горіння починається у корпусі пальника, а продовжується у самій камері згорання.

Ступінь досконалості процесів змішування газу і повітря залежить від інтенсивності крутки потоку повітря, довжини ділянки l , на якому протікає змішування, швидкості газових струменів, ступеню турбулізації потоку і інших чинників.

Незважаючи на величезну різноманітність конструктивних особливостей

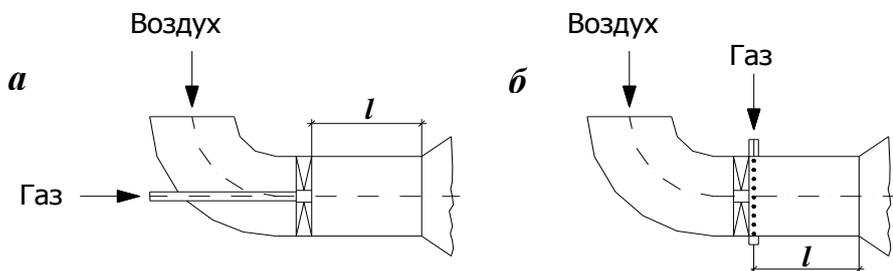


Рис. 2.7. Схеми подачі газу в закручений потік повітря у дугтвових пальниках: *а* – центральна; *б* – периферійна

таких пальників, у них застосовується два основні методи подачі струменів газу у закручений потік повітря:

- від центру поперек потоку- центральна радіальна роздача газу;
- або під певним кутом до нього (рис. 2.7-а), чи через периферійний колектор у напрямку до центру – периферійна роздача. (рис. 2.7-б) [30].

Є також велика кількість конструкцій пальників з комбінованою подачею газу, наприклад, у газомазутних комбінованих пальниках, коли центральна частина пальника зайнята рідкопаливною форсункою.

Частина струменів газу у газомазутних пальниках може подаватися через кільцевий канал (навколо форсунки) у поперечному напрямку, інша частина - уздовж осі пальника або іншими способами. Приклад такого пальника достатньо поширеної серії ГМГ наведено на рис. 2.8 [30].

Змішування газу з повітрям залежить від конструкції, як самого пальника, так і його змішувача. Існують пальники з якісним попереднім змішуванням газу з повітрям. Такі пальники забезпечують горіння газу, яке близьке до кінетичного принципу спалювання, і мають короткий прозорий факел з високою температурою. Для отримання більш довгого полум'я застосовують зовнішнє змішування газу з повітрям, яке, іноді, переноситься у сам топковий пристрій.

Регулювати довжину полум'я можна, змінивши якість змішування газу з повітрям. Щоб скоротити довжину полум'я, потрібно забезпечити якісне попереднє перемішування і утворення гомогенної газоповітряної суміші у самому корпусі пальника. Це досягається шляхом збільшення довжини ділянки змішування пальника; збільшенням різниці швидкостей газу і повітря, а також поверхні контакту газових струменів з повітряним потоком.

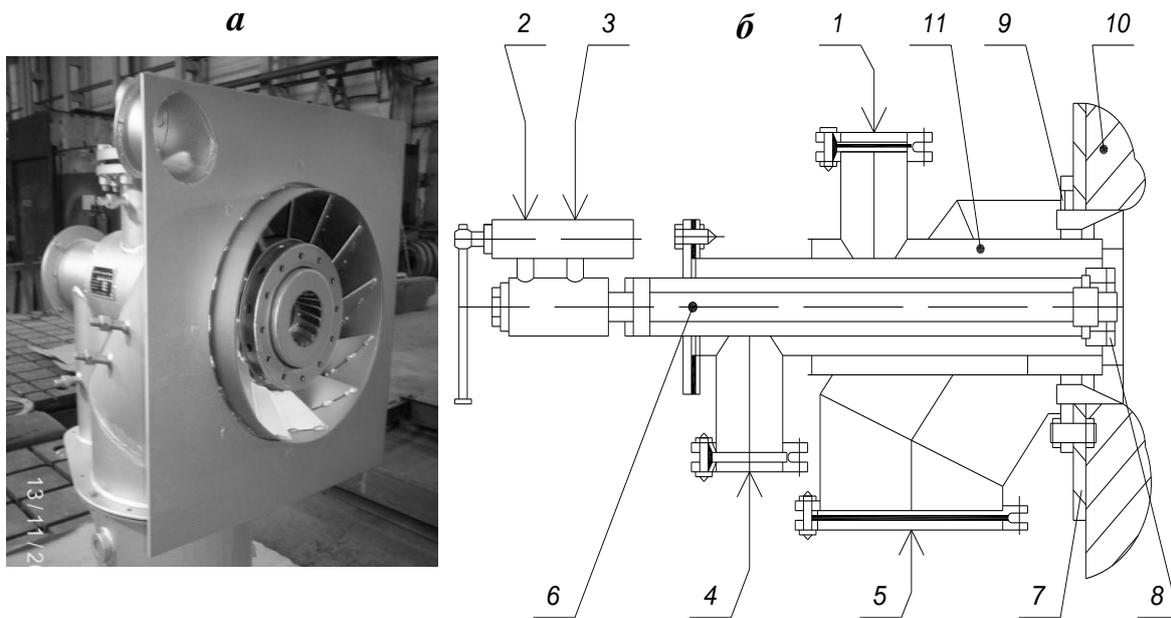


Рис. 2.8. Газомазутний пальник серії ГМГ: а - загальний вигляд; б – конструктивна схема: 1 - введення газу; 2 - введення мазуту; 3 - введення пари для розпилювання рідкого палива; 4 - введення первинного повітря; 5 - введення вторинного повітря; 6 - паромазутні форсунка; 7 - монтажна плита; 8 – лопатки для закрутки первинного повітря; 9 – лопатки для закручування вторинного повітря; 10 - керамічний туннель для стабілізації факелу; 11 - газовий канал

Ефект поліпшення змішування також може досягатись направленням потоків газу і повітря під кутом один до одного; подачі газових струменів у закручений потік повітря.

Різними можуть бути також способи крутки потоку дугтьового повітря у пальниках. У пальниках малої і середньої потужності більш поширені закручуючі лопаточні реєстри, які розміщаються у потоку газоповітряної суміші. Саме такий апарат для надання крутки повітря показаний на рис. 2.7-а.

Для пальників великої потужності і значних габаритів крутка потоку за допомогою направляючих лопаток вимагає довшого відрізка змішування, а також призводить до невиправдано великого аеродинамічного опору пальника. У таких випадках кращі показники крутки мають тангенційні або завиткові апарати для крутки потоку повітря (рис. 2.9), [30].

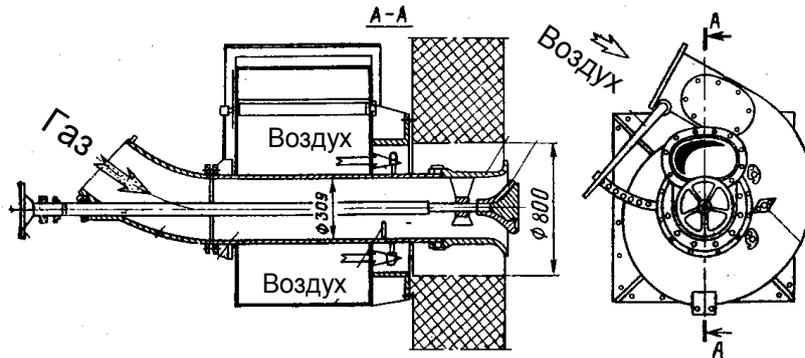


Рис. 2.9. Приклад завиткового способу закрутки повітряного потоку

2.2.4. Блочні автоматизовані пальники.

Наразі широкого поширення набули блочні автоматизовані газові пальники з примусовою подачею повітря, особливо для котлів і печей малої і середньої потужності. Це пальники, у конструкцію яких інстальовано дуттьовий вентилятор у єдиному блоку з пальником. Такі пальники обладнано автоматичними пристроями для розпалювання, контролю полум'я і управління пальником (рис. 2.10).

Сучасні блочні пальники, як правило укомплектовано високоефективними системами автоматичного регулювання і безпеки. Теплова потужність пальника може регулюватись декількома способами.

У опалювальних котлах малої теплової потужності- для забезпечення систем опалення окремої квартири або коттеджу, пальник зазвичай працює за принципом «включено – виключено» - на одній потужності (одноступеневе регулювання потужності).

Із зростанням потужності котлів застосовуються системи двоступеневого регулювання – «великий газ - малий газ - виключено» або модульної багатоступеневої системи плавного регулювання. Найбільш технічно досконалою, але, одночасно з цим найбільш складною для конструкторів, є система плавного регулювання потужності пальника. У будь-якому випадку витрата газу і тепла потужність регулюється за допомогою регулювального клапана, що знаходиться на газопроводі, поза корпусом пальника, на так званій «газовій рампі».

Витрати повітря регулюються заслінкою, яка механічно або електронним способом пов'язана з положенням газової заслінки. Регулювання співвідношення «газ-повітря» може також здійснюватись одночасною зміною положення газової заслінки і числа обертів дуттьового вентилятора. Запалювання пальника здійснюється за допомогою спеціального пристрою запалювання або пілотної полум'я. Наявність полум'я контролюється датчиком контролю факела.

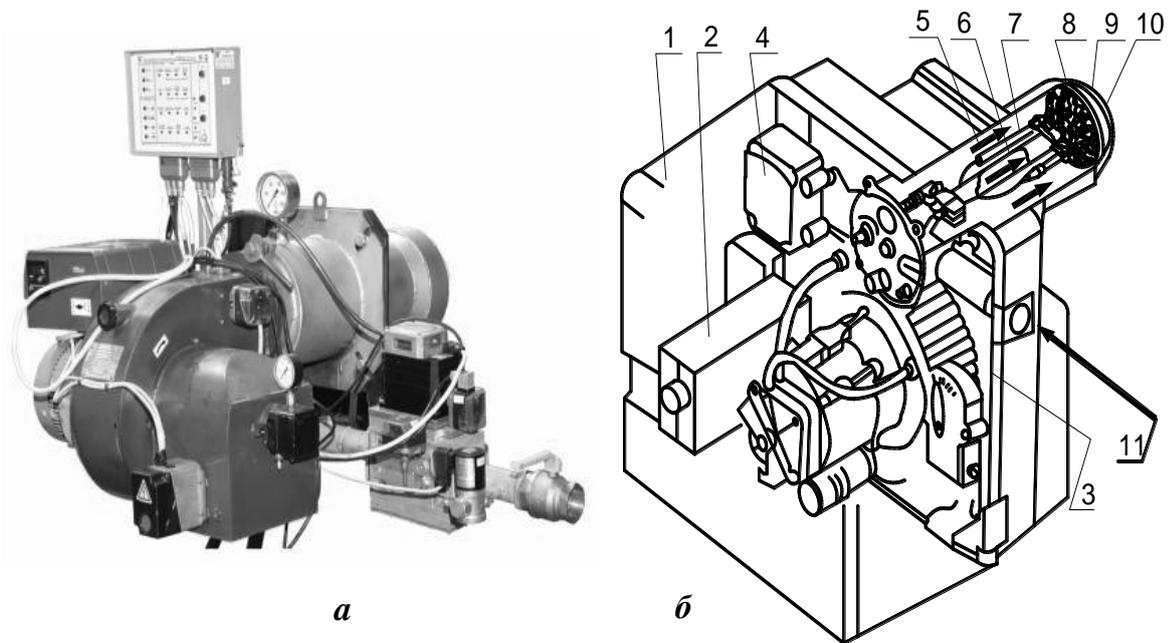


Рис. 2.10. Автоматизований блочний пальник: а - загальний вигляд; б - конструктивна схема: 1 - корпус; 2 - блок управління; 3 - вентилятор; 4 - прилад запалювання; 5 - повітряний канал; 6 - газовий канал; 7 - електрод запалювання; 8 – підпіра шайба-стабілізатор горіння у формі поганообтікаючого тіла; 9 - полум'яна труба; 10 - електрод контролю полум'я; 11 - подача газу

2.2.5. Випромінювальні пальники.

Особливу групу пальників становлять випромінювальні (інфрачервоні) пальники. Їх основним призначенням є обігрів предметів або людей в умовах, коли конвективний обігрів усього приміщення неможливий або економічно невиправданий.

До таких випадків відносяться великі зали (виробничі, торгові, складські), приміщення великої висоти, у яких люди перебувають лише у нижній зоні (наприклад, церкви), а також відкриті простори: лавки запасних на стадіонах, стрілочні переходи на залізницях і т. п.

У випромінювальних пальниках після процесу ежектування повітря (при $\alpha_1 = 1,05$) і після його подальшого змішування з газом не відбувається негайне запалювання і загорання суміші.

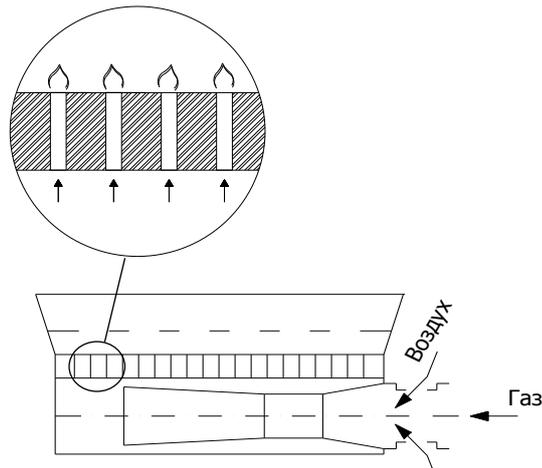


Рис. 2.11. Загальна принципова схема облаштування випромінювального пальника

Гомогенна горюча суміш надходить до розподільної камери, а з неї, у численні канали критичного розміру у керамічній панелі (рис. 7.9), у яких вона рухається зі швидкістю 0,10 ... 0,15 м / с [5]. Тільки на виході із цих каналів відбувається запалювання горючої суміші і її згорання у великій кількості мікрофакелов. Керамічна панель швидко розігрівається до температури 800 ... 900°C і починає передавати енергію у вигляді теплового випромінювання у напрямку, куди спрямовано випромінювальну поверхню пальника.

На зовнішній поверхні керамічної панелі, що випромінює теплоту факелів сотень крихітних струменів горючої суміші не видно. Після загорання зона горіння переміщується до внутрішнього об'єму каналів у керамічній панелі. У зв'язку з тим, що розмір цих каналів відповідає критичному діаметру у межах каналів має місце згасання полум'я. У результаті горіння горючої суміші у каналах виділяється теплота, котра передається керамічному масиву панелі і вона розжарюється до високої температури. З цієї причини у технічній літературі і професійній термінології цей пальник називають «пальником безполум'яного горіння» [30].

Розжарена поверхня панелі забезпечує надійне запалювання і відсутність відриву полум'я. Однак серйозною проблемою є висока вірогідність проскоку полум'я всередину розподільної камери згорання.

Основним способом попередження проскоку полум'я у таких пальниках є використання каналів з діаметром, котрий, як мінімум у два рази менший за критичний розмір (1,0...1,5 мм.) Товщина кераміки між каналами становить менше 0,5 мм. Площа живого перетину каналів у загальній поверхні панелі становить 35...40%. Це забезпечує незначний аеродинамічний опір проточної частини пальника.

Випромінювальна панель збирається із окремих перфорованих плиток, що виконані із легкої керамічної маси (рис. 7.10). Середній склад такої маси: 45% вогнетривкої глини, 25% каоліну, 5% оксиду хрому и 25% тальку. Пористість кераміки знижує її теплопровідність, що сприятливо впливає на зменшення температури на її внутрішній поверхні приблизно до 400°C. Таким чином попереджується явище проскоку полум'я шляхом самоспалахування.

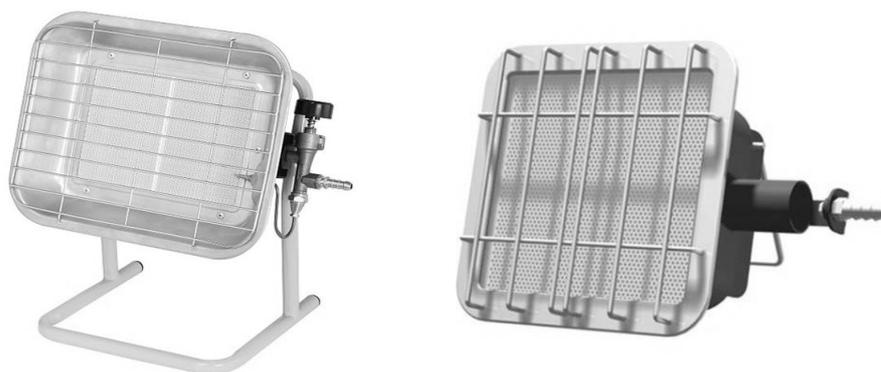


Рис. 2.12. Види газових випромінювальних пальників з керамічними панелями

Поскілки у газових випромінювачів ежекція повітря відбувається з тильного сторони корпусу, це загрожує попаданням продуктів згоряння ежектор і погіршенням процесу горіння (продукти згорання є балластом). Тому при роботі газового інфрачервоного пальника його необхідно спрямовувати униз під кутом не більше 35 ... 45° [22, 30].

У той же час у багатьох випадках найбільш бажаним, з точки зору тепломасообміну, є розміщення випромінювача на стелі. При цьому продукти згорання, що піднімаються вертикально вгору і практично гарантовано попадають до ежектора пальника.

Для запобігання такому явищу розроблено спеціальні пальники, у яких ежекція повітря і приготування горючої суміші відбувається в окремому блоку (рис. 2.13-2.14). Крім того, з метою забезпечення якомога меншого контакту людей з продуктами згорання, такі пальники обладнано системою організованого відведення продуктів згорання з власним вентилятором.

Автоматизовані випромінювальні пальники мають ряд переваг: загальний шафа «моноблок» об'єднує камеру горіння і вентилятор; конструкція блоку пальника забезпечує рекуперацію енергії і рециркуляцію продуктів горіння газу, підвищуючи ефективність приладу. Пальник поставляється з жаростійкою трубою, таким чином легко вирішується проблема теплового

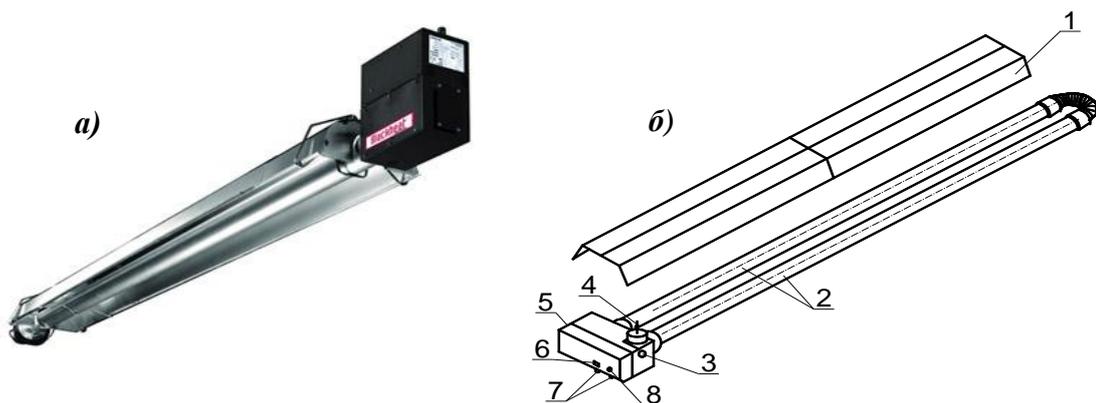


Рис. 2.13. Стельовий газовий випромінювач з відведенням продуктів згорання. 1-відзеркалювальна поверхня; 2- випромінювачі; 3-вхід повітря на горіння; 4- відведення продуктів згорання; 5- підведення горючого газу; 6- електроживлення 7- аварійна сигналізація; 8- контакт датчика контролю факелу.

розширення матеріалу і його тривалої роботи. Пальники обладнано надійною автоматикою безпеки і регулювання, вони відрізняються високою надійністю, стабільністю роботи, малим викидом шкідливих речовин, простотою обслуговування [15].

2.2.6. Пристрої пульсаційного спалювання газу

Останнім часом впроваджується пульсаційний (пульсуючий) метод спалювання газу (англ. *Pulsating burning*), котрий принципово відрізняється від розглянутих вище методів. Перш за все, при пульсаційному горінні відсутній пальниковий пристрій, а горіння газу відбувається без пальника у

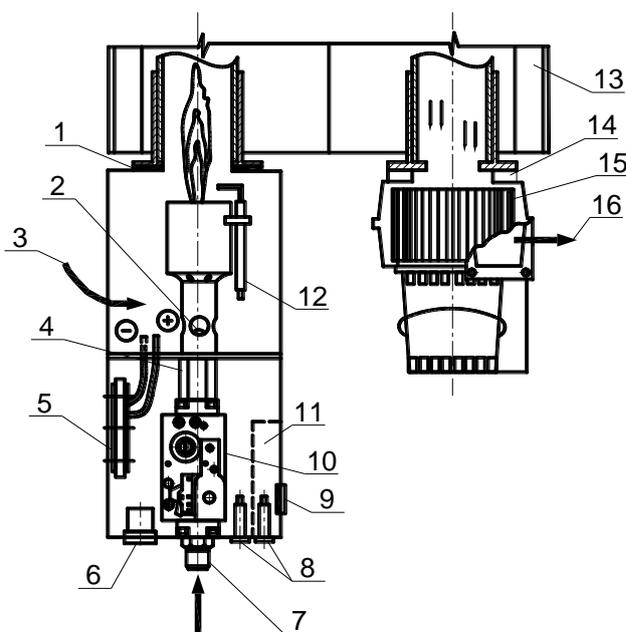


Рис. 2.14. Блок для приготування горючої суміші і відведення продуктів згорання випромінювального пальника: 1, 14 - ущільнювачі; 2 - сопло пальника; 3 - подача первинного повітря; 4 - конфузор; 5 - дифманометр; 6 - електроживлення; 7 - газовий штуцер; 8 - сигнальні лампи; 9 - живлення вентилятора; 10, 11 - блок автоматики; 12 - запальний електрод; 13 - відзеркалювальна поверхня; 15 - вентилятор;

спеціальній камері згорання (рис. 2.15). З цієї точки зору пристрої пульсаційного горіння схожі на двигун внутрішнього згорання.

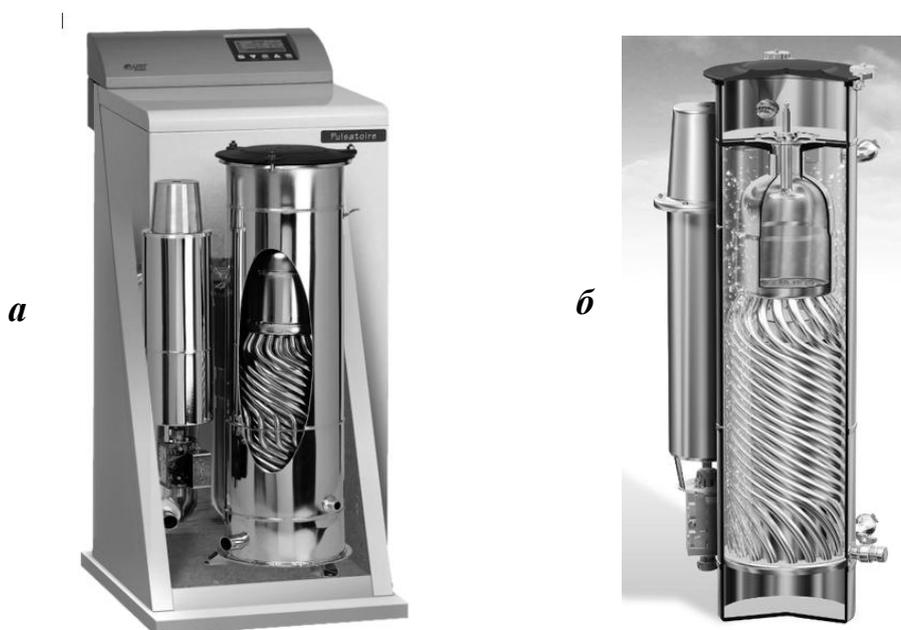


Рис. 2.15. Пульсаційний опалювальний котел малої потужності: а- розташування основних елементів у корпусі; б- камера згорання і теплообмінні поверхні.

Газ і повітря подаються у камеру згорання роздільно, через зворотні клапани (рис. 2.16-а). Склад газоповітряної суміші близький до верхньої межі запалювання [3, 30]. Співвідношення « газ – повітря» забезпечується автоматично за допомогою зворотних клапанівлічильників води. Деякі конструкції передбачають попереднє змішуванняпорскування в камеру згорання готової суміші. Для первинного розпалювання використовується іскровий запальник.

Згорання газоповітряної суміші відбувається у вигляді мікробухів (рис. 2.16-б) і тиск в камері згорання різко підвищується, в результаті чого зворотні клапани (і газовий, і повітряний) герметично закриваються. При цьому основна частина продуктів згорання, об'єм яких різко зростає, викидається з камери згорання у теплообмінну частину котла. Тиск у камері згорання зменшується, і зворотні клапани відкриваються. Через них в розігріту камеру надходить нова порція газу і повітря.

Знову спалахування і загорання горючої суміші, але вже не від іскрового запальника, а від нагрітої камери і залишків гарячих продуктів згорання. Процес спалахування і викиду продуктів згорання відбувається з частотою від 30 до 120 разів на секунду.

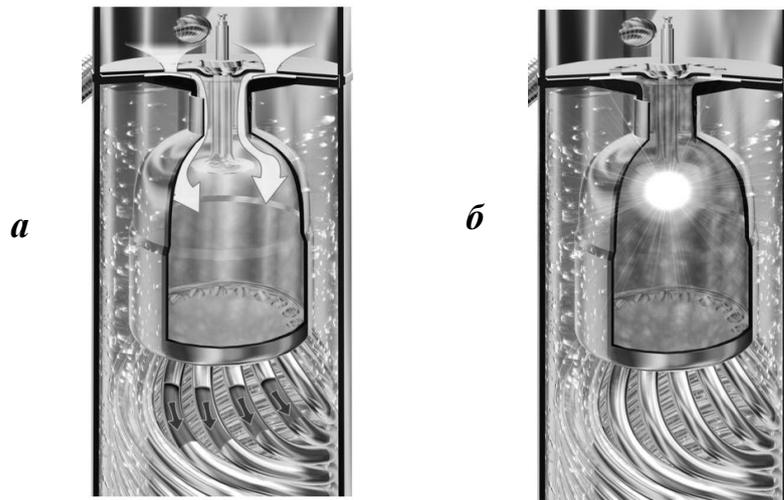


Рис. 2.16. Цикл роботи пульсаційного котла:
 а - впускання газу і повітря в камеру згорання; б - мікровибух

Не менш інноваційної є теплообмінна частина пульсаційних апаратів. Вона являє собою спіральну багатотрубну конструкцію, що нагадує сучасні кожухотрубні теплообмінники. Вибухонебезпечний характер горіння і висока частота повторення циклів забезпечують дуже високу інтенсивність тепломасообміну на поверхні трубок теплообмінника. Завдяки цьому, а також завдяки ряду інших конструктивних і технологічних рішень забезпечуються надзвичайно низька температура продуктів згорання. Що покидають агрегат - до 25°C. Це дозволяє відводити продукти згорання в атмосферу через пластикові труби.

У свою чергу, зниження втрат теплоти з відхідними газами (q_2) забезпечує значну економію палива у порівнянні з традиційними газовими котлами і навіть конденсаційними. ККД котлів пульсуючого горіння досягає 96% (по вищій теплоті згорання). Висока частота пульсацій забезпечує самоочищення поверхонь нагрівання. Особливості вибухового горіння дозволяють досягти дуже низьких показників по викидах оксидів азоту - до 10 мг NO_x на 1 кВт·г теплової потужності.

У даний час такий метод згорання використовують переважно в котлах невеликої потужності - від 20 до 60 кВт (у каскадному варіанті - до 240 кВт). Серійно випускаються і успішно експлуатуються котли пульсуючого горіння потужністю від 100 до 400 кВт.

РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК ГАЗОВИХ ПАЛЬНИКІВ

3.1. Розрахунок інжекційного пальника повного попереднього змішування середнього тиску

3.1.1. Характерні особливості конструкції і роботи пальника

Принципова схема інжекційного пальника середнього тиску представлена на рис.3.1.

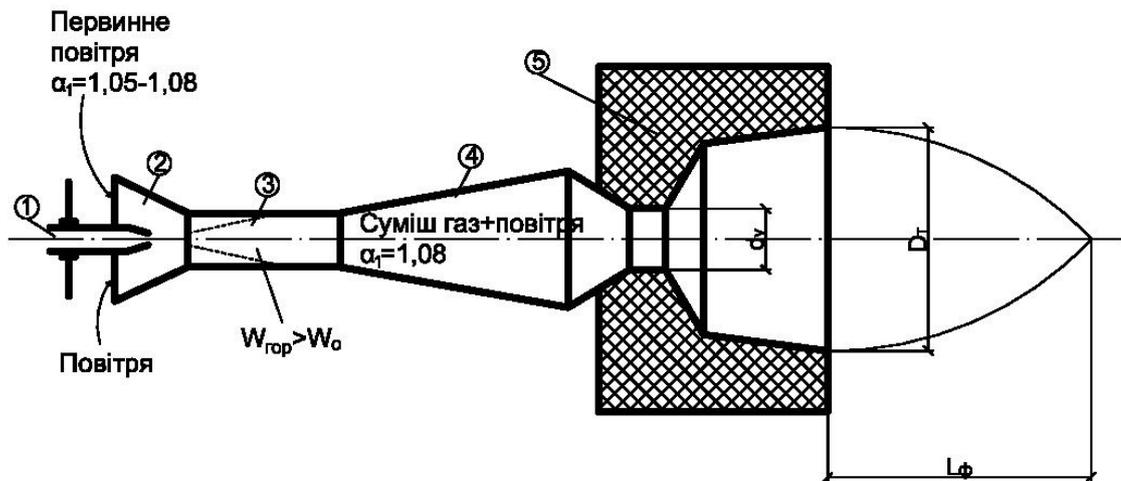


Рис.3.1.Інжекційний пальник повного попереднього змішування середнього тиску :1-газове сопло інжектора; 2- входний патрубок (конфузор-інжектор); 3- камера змішування (горловина); 4- дифузор; 5- стабілізатор горіння (керамічний тоннель).

На відміну від атмосферних інжекційних пальників низького тиску з неповним змішуванням інжекційні пальники повного змішування забезпечують повне згорання газу при мінімально можливих надлишках повітря з високою температурою продуктів згорання..

Сопло інжектора 1 з регулятором кількості повітря призначено для подачі горючого газу, кількість якого визначає величину теплової потужності пальника. Одним із можливих варіантів влаштування таких пальників є подача через сопло не горючого газу, а дугтьового повітря з інжекцією потоком повітря горючого газу (пальники з активним повітряним струменем). Це суттєво підвищує глибину регулювання пальника за тепловою потужністю, розширяє його можливості роботи разом з утилізаторами теплоти (повітронагрівачами), але дещо ускладнює конструкцію. В Україні така схема подачі не є поширеною, хоча подача повітря в сопло пальника надає пальникові ряд переваг.

Переміщення регулятор по осі сопла дає можливість регулювати кількість повітря, що подається на горіння.

Вхідний патрубок (конфузозом - інжектор) 2 є направляючим апаратом для повітря, що інжектуються. Крім того, конфузозор сприяє збільшенню швидкості газоповітряної суміші, що необхідно для інтенсивного її перемішування в подальшому у камері змішування (горловині 3). Кількість повітря, що інжектуються в конфузозор достатня, щоб повністю забезпечити процес згорання палива (коефіцієнт надлишку повітря $\alpha > 1,0$. Додаткова подача повітря не потрібна.

Горловина 3 призначена для вирівнювання швидкості потоків повітря і горючого газу перед дифузозором. Це необхідно для того, щоб досягти найбільшого коефіцієнта корисної дії дифузозора. В горловині також відбувається часткове перемішування газоповітряної суміші. Довжина циліндричної камери змішування 3 призначається із міркувань досягнення нерівномірності поля швидкості у ньому близько 0,87 – 0,90 (відношення середньої швидкості потоку до максимальної). Для цього довжину камери змішування (горловини) приймають рівною до 5-6 її внутрішнього діаметра.

Дифузозор 4 слугує для остаточного перемішування газу з повітрям, вирівнювання їх швидкостей і перетворення динамічного тиску в горловині в статичний тиск на виході із дифузозора. Збільшення тиску необхідно для подолання аеродинамічних втрат тиску у ході подальшого руху газоповітряної суміші по кратеру і керамічному тонелю. Кут розкриття дифузозора приймають не більше 9° із умови безвіддривності потоку. Дифузозор сприяє також стійкій інжекції повітря в корпус пальника.

Після дифузозора встановлюється кратер пальника, який потрібен для формування необхідної швидкості газоповітряної суміші, що гарантує відсутність проскоку полум'я в корпус пальника. На циліндричній ділянці після кратера відбувається вирівнювання поля швидкості суміші, що також запобігає проскоку полум'я.

Такий пальник може використовуватись для спалювання горючих газів з різною теплотою згорання і різними горючими властивостями. При цьому усі елементи пальника залишаються незмінними, за виключенням діаметра сопла і положення регулятора для повітря на горіння.

Можлива заміна одного сопла на декілька меншого діаметра (багатосоплові пальники). Це дає можливість скоротити довжину змішувача і змінити дифузозор на простішу циліндричну конструкцію

змішувача. У разі використання одного сопла воно повинно точно розміщатись по осі пальника. Це збільшує ККД дифузора.

Будь яке спрощення конструкції і форми корпусу пальника у шляхом заміни труби Вентурі на циліндричну форму змішувача призводить до погіршення технічних характеристик пальників і зниженню якості спалювання газу.

Для забезпечення стійкості горіння і уникнення відриву полум'я пальники такої конструкції повинні обов'язково бути забезпечені стабілізаторами полум'я у вигляді керамічного тунелю 5, або вогнетривкої шамотної гірки у топковому просторі. Вогнетривкий тунель має незначний міжремонтний термін експлуатації внаслідок його швидкого прогорання і втрати необхідної конусної форми. Крім тунелю у якості стабілізатора відриву полум'я можна використовувати пластинчасті або сітчаті стабілізатори. Для запобігання проскоку полум'я у пальниках великої потужності (більше 150 кВт) їх обладнують контуром охолодження кратера пальника водою.

У разі заміни вогнетривкого тунелю з одним виходом на велику кількість тунелей, виконаних у вогнетривкому матеріалі товщиною близько 230 мм можна отримати керамічний стабілізатор, котрий дасть можливість суттєво скоротити факели і отримати практично без факельний випромінювальний пальник, який може виконувати роль випромінювального огороження печі. Габарити такої випромінювальної стінки одного пальника становить 600*600 мм. Діаметр кожного тунелю становить близько 20 мм. Пальник добре себе зарекомендував в нагрівальних печах з емісійною тепловіддачею (рис.3.2).

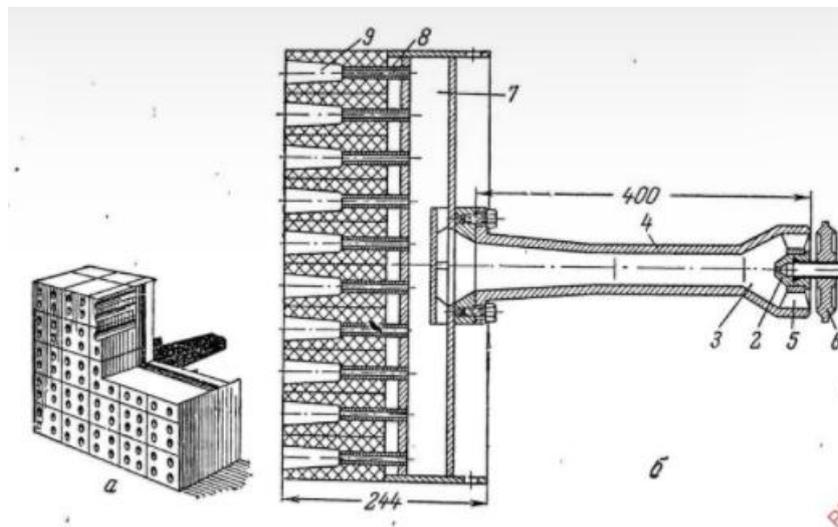


Рис.3.2. Інжекційний випромінювальний пальник Гіпронафтомаша. 2- газове сопло;3- конфузор; 4- горловина (змішувач);5,6- пристрої для регулювання кількості повітря; 7- розподільна камера; 8- трубки для подачі газоповітряної суміші; 9- вогнетривкі тунелі в керамічній насадці.

Повне спалювання газу пальниках повного попереднього змішування з повітрям (рис.3.1) відбувається у короткому прозорому одиночному полум'ї з високим тепловим напруженням топкового простору і високими локальними температурами факелу. Тому забезпечити рівномірне прогрівання топки або технологічного матеріалу по довжині за допомогою такого пальника важко, для цього необхідно встановлювати декілька пальників.

У зв'язку з низькою світимістю і недостатньою величиною ступеню чорноти факелу ($\epsilon = 0,05-0,2$) інжекційні пальники повного попереднього змішування краще встановлювати в котлах з розвиненою конвективною поверхнею нагрівання. Емісійна тепловіддача теплоти від факелу такого пальника достатньо низька.

Максимальний тиск газу перед соплом такого пальника підтримують, як правило, на рівні не більше $0,05 \dots 0,08$ МПа (надлишковий). При більшому тиску газу досягається закритичний режим витікання газу, що погіршує роботу пальника в результаті збільшення тиску в інжекторі і погіршення процесу інжекції повітря. При цьому швидкість витікання газу із сопла досягає свого максимального значення, близького до швидкості звуку ($320-350$ м/с). Подальше збільшення тиску газу уже не збільшує швидкості витікання, а тому стає недоцільним.

Мінімальний тиск газу перед соплом визначається спроможністю газового струменя із сопла інжектувати увесь, необхідний для повного згорання газу, об'єм повітря. Цей тиск становить близько $0,007 \dots 0,010$ МПа (надлишковий).

Оптимальний коефіцієнт надлишку повітря α для такого пальника становить близько $1,05 - 1,08$. Цього достатньо, щоб забезпечити повне згорання горючого газу з мінімальним хімічним недопалом.

До характерних ознак інжекційного пальника повного попереднього змішування можна віднести також наступне:

✓ Подача до місця запалювання і горіння добре перемішаної гомогенної газоповітряної суміші, яка не потребує додаткової кількості повітря для горіння. Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha > 1,0$. Таким чином процеси утворення суміші і її горіння розділені у часі і просторі;

✓ Якісне спалювання газу у кінетичному факелі із незначним надлишком повітря для горіння.

✓ Підведення повітря для горіння із нелокалізованого середовища довкілля. Відсутність повітропроводів, вентиляторів і витрат електричної енергії для подачі повітря (для пальників з активним газовим струменем);

✓ Автоматичне підтримання встановленого у ході режимно-налагоджувальних робіт оптимальної величини коефіцієнта надлишку повітря α завдяки використанню у якості корпусу пальника труби Вентурі (постійне співвідношення «газ-повітря»). Відсутність необхідності в автоматичі регулювання величини коефіцієнта надлишку повітря, зменшення витрат коштів на системи автоматики «газ-повітря». Регулювання теплової потужності пальника виконується простим збільшенням тиску газу. Регулювання по повітрю не потребується.

✓ Спалювання газу у короткому прозору факелі з мінімальним виходом продуктів хімічного недопалу, незначними втратами теплоти з хімічним недопалом. Незначні розміри топкових пристроїв.

✓ Значні розміри змішувача пальника, що призводить до незручностей при розміщенні пальника на обмеженій площі цеху або котельні. У зв'язку із значними розмірами змішувачів часто використовують поворотні коліна, що дає можливість розмістити змішувач пальника паралельно фронту топки (рис.3.3).

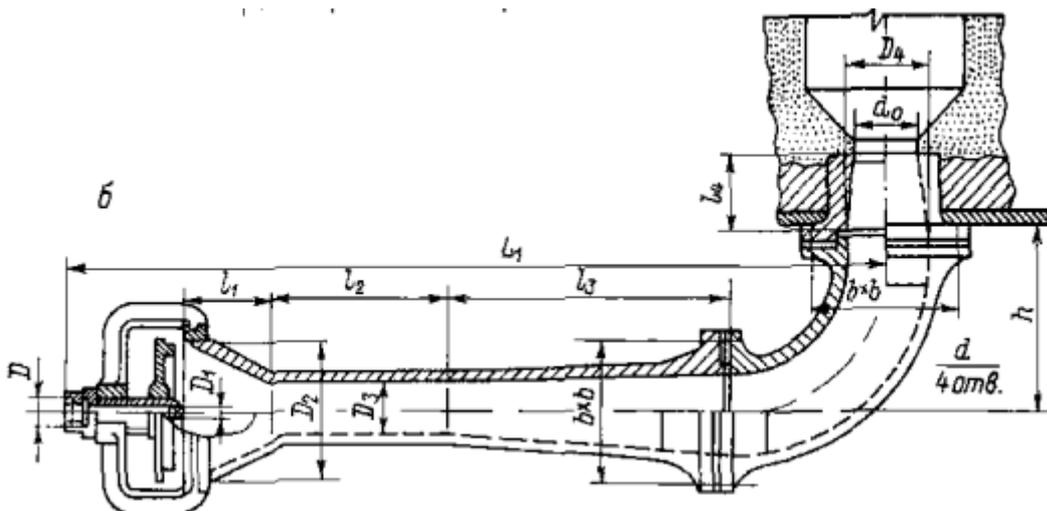


Рис.3.3. Інжекційний пальник середнього тиску з кутовим змішувачем

✓ значний аеродинамічний шум, що супроводжує роботу пальника внаслідок високих швидкостей газоповітряних потоків у соплах, горловині і змішувачі;

✓ Неможливість роботи пальника на нагрітому повітрі, відсутність можливості обладнувати топкові пристрої повітронагрівачами – утилізаторами теплоти внаслідок нелокалізованого відбору і подачі до пальника повітря безпосередньо із атмосфери цеху або котельні. Цього недоліку можна позбутись у разі подачі до сопла повітря на горіння і інжекції ним природного газу – пальники з активним повітряним струменем;

✓ Неспроможність пальника до роботи у разі наявності аеродинамічного опору зі сторони продуктів згорання внаслідок погіршення умов інжекції повітря і суттєвого погіршення процесів горіння. У разі застосування таких пальників неможливе використання додаткових теплообмінних поверхонь на виході із топки, утилізаційних теплообмінників, тощо. Так само неможлива робота топкового пристрою під надлишковим тиском. У топці, що обладнана таким пальником повинно бути розрідження не менше 30-50 Па;

✓ Високий вихід у складі продуктів згорання токсичних оксидів азоту NO_x , що спричинено роботою пальника з високим тепловим напруженням і високою температурою факелу.

✓ Незначний коефіцієнт регулювання пальника (відношення максимально можливої теплової потужності до мінімальної) в результаті втрати стійкості горіння (відриву або проскоку полум'я) при збільшенні і зменшенні, відповідно, витрат газу і величини теплової потужності.

✓ Низька стійкість пальника у відношенні як до відриву так і до проскоку полум'я. Обовязкова потреба пальника у стабілізаторі горіння. Незначний міжремонтний період експлуатації стабілізаторів, втрати, повязані з підтриманням стабілізатора у робочому стані.

Найбільшого поширення такі пальники отримали в промислових паливоспалювальних установках, нагрівальних печах, ковальських горнах, печах для обпалювання цегли, в топкових пристроях невеликого об'єму, в який технологічно необхідно досягти високої температури у топковому просторі.

3.1.2.Методика розрахунку пальника.

3.1.2.1Вихідні дані для розрахунку.

1.Фізико-хімічні характеристики горючого газу: щільність $\rho_г$, теплота згорання Q_n^p , хімічний склад у % об, температура газу, яка буде подаватись до пальника $t_г$, точка роси t_p або вологоутримання для газу $d_г$, щільність газу – $\rho_г$.

Як правило, більшість характеристик газу на практиці можна отримати із сертифікату якості газу, або розрахувати за відомим складом горючого газу.

У сертифікаті якості усі характеристики газу наводяться у перерахунку на температуру 20°C (293 K) і тиск 760 мм. рт.ст. ($100,0\text{ кПа}$). Для перерахунку характеристик газу до дійсних умов експлуатації пальника або нормальних умов (температура 0°C (293 K) і тиск 760 мм. рт.ст. ($100,0\text{ кПа}$) необхідно виконувати перерахунки.

2. Температура повітря t_n , котра буде подаватись на горіння, приймається рівною температурі у приміщенні, де встановлено пальник, $^{\circ}\text{C}$.

3. Теплопродуктивність технологічного агрегату або котла, для якого встановлюється пальник - Q . У разі відсутності – технологічні характеристики, як то витрати матеріалу M_m , котрий підлягає тепловій обробці, витрати води M_v (для водогрійного котла) або пари, D (для парового котла), початкова і кінцева температури процесу - t_n , t_k початкова і кінцева вологість технологічного матеріалу (для процесів сушіння) - W_n і W_k , % мас. (технологічні характеристики процесу). В окремих випадках відомою є величина теплової потужності паливоспалювального агрегату, $N = Q / \eta_{ag}$. кВт, ккал/год, або кДж/год.

4. Габаритні розміри топки і товщину фронтальної стінки топки, в якій буде облаштовано стабілізатор горіння у вигляді керамічного туннелю.

5. Характеристики газового тракту для видалення продуктів згорання (довжину і діаметр газоходів, висоту і діаметр димової труби, або характеристики димосмоку для видалення продуктів згорання).

6. Величина приєднувального тиску газу у газопроводі у місці встановлення пальника – P_{np} (кПа, надлишковий тиск);

7. Величина надлишкового тиску газу перед пальником, яка визначається за формулою:

$P_I = P_{np} - \Delta P_{авт.}$. де $\Delta P_{авт.}$ – втрати тиску в системі автоматичного регулювання пальника і запірній арматурі перед пальником (втрати тиску у газовій рампі). Величина $\Delta P_{авт.}$ не повинна перевищувати $(0,2 \dots 0,25) P_I$, (кПа)

7. Величина коефіцієнта корисної дії (ККД) паливоспалювального агрегату, для якого розраховується пальник – η_{ag} .

3.1.2.2. Послідовність розрахунку

1. Визначають необхідну швидкість газоповітряної суміші на виході із кратера пальника W_o . Для запобігання явища проскоку полум'я до змішувача пальника швидкість у кратері W_o повинна значно перевищувати максимальну швидкість проскоку полум'я W_{np}^{max} : $W_o > W_{np}^{max}$.

Де W_o – швидкість газоповітряної суміші в кратері, м/с за н.у.;

W_{np}^{max} – гранична швидкість, при якій відбувається проскок полум'я до корпусу пальника, м/с за н.у.

Швидкість у кратері визначають згідно залежності:

$$W_o = m_1 \cdot m_2 \cdot m_3 \cdot W_{np}$$

де: W_{np}^{max} приймають згідно даних таблиці....., складеної для основного компоненту природного газу – метану.

Таблиця 3.1. Гранична швидкість проскоку полум'я для природного газу за н.у. (нормальних умов) залежно від діаметрі вогневого отвору пальника

| $d_{\text{вог.отвір}}$ мм | W_{np} - м/с (н.у) | $d_{\text{вог.отвір}}$ мм | W_{np} - м/с (н.у) | $d_{\text{вог.отвір}}$ мм | W_{np} - м/с (н.у) |
|------------------------------|-------------------------|------------------------------|-------------------------|------------------------------|-------------------------|
| 5 | 0,3 | 40 | 1,8 | 50 | 2,8 |
| 20 | 1,1 | 60 | 2,4 | 100 | 3,1 |
| | | | | 150 | 3,8 |

де: m_1 – коефіцієнт, який враховує відміну горючого газу від природного газу(метану), приймається рівним:

- для скрапленого газу $m_1 - 1,3$;
- для генераторного газу $m_1 - 1,15$.

m_2 – коефіцієнт, який враховує збільшення швидкості проскоку W_{np}^{max} при збільшенні температури $t_{кр}$ газової суміші в кратері пальника:

$$m_2 = \frac{\rho_{ам}}{\rho_{кр}} = \frac{273 + t_{кр}}{273}$$

Іє $t_{кр}$ – температура газоповітряної суміші в кратері пальника.

m_3 – коефіцієнт глибини регулювання:

$$m_3 = \frac{Q_{max}}{Q_{min}}$$

де Q_{max} , Q_{min} – максимальн аі мінімальна теплопродуктивність технологічного паливоспалювального агрегату, кВт, ккал/год; для технологічних печей $m_3=2-4$

2. Визначають витрати газу на один пальник, B_2 :

$$B_2 = \frac{Q}{Q_n^p \cdot n_n \cdot \eta_{az.}} \quad [нм^3/год].$$

де Q – номінальна теплопродуктивність паливоспалювального агрегату, для якого розраховується пальник, кВт, ккал/год, або кДж/год (теплопродуктивність агрегату за умови досягнення максимально можливого ККД агрегату);

n_n – кількість пальників – задаються залежно від потужності агрегату, його габаритних розмірів і вимог щодо забезпечення рівномірності прогрівання технологічного матеріалу.

η_{az} – величина коефіцієнта корисної дії (ККД) паливоспалювального технологічного агрегату, для якого розраховується пальник (за номінального навантаження) – η_{az} .

Величину номінальної теплопродуктивності агрегату можна визначати за відомими технологічними характеристиками роботи агрегату згідно залежності:

$$Q = M_m \left\{ [c_m \cdot (t_k - t_n)] + [r \cdot (W_n - W_k)] + \lambda_m \right\}, \text{кВт}$$

де: c_m – масова теплоємність технологічного матеріалу масою M_m , який нагрівається у агрегаті від початкової температури t_n до кінцевої t_k (для водогрійного або парового котла – теплоємність води);

r – прихована теплота пароутворення води; W_n і W_k – початкова і кінцева вологість (ця складова теплопродуктивності обраховується для агрегатів, призначених для процесів сушіння технологічного матеріалу);

λ_m – прихована теплота плавлення технологічного матеріалу (для агрегатів, призначених для плавлення технологічного матеріалу).

3. Визначаємо площу f_{dc} і діаметр d_c сопла:

$$f_{dc} = \frac{B_2}{3600 \times W_2}, \text{м}^2$$

$$d_c = 1000 \sqrt{\frac{4 \times f_{dc}}{\pi}}, \text{мм}$$

де: W_2 – швидкість витікання горючого газу із сопла, м / с, визначається згідно розрахункової залежності:

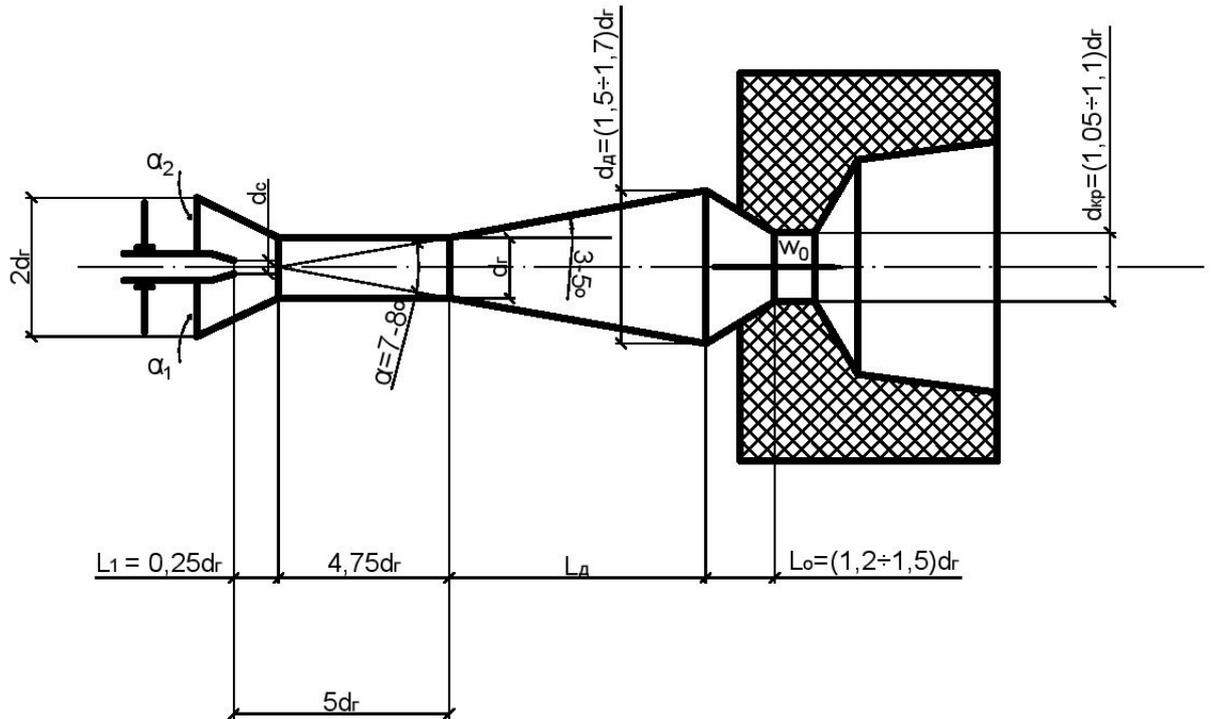


Рис.3.4. Розрахункова схема інжекційного пальника середнього тиску

$$W_z = \varphi \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \cdot P_1^{abc} \cdot v_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2^{abc}}{P_1^{abc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

де k – показник адиабати для природного газу, як для багатоатомного газу, $k = 1,33$ (довідникова величина). У разі розрахунку пальника з активним повітряним струменем $k = 1,4$;

φ - коефіцієнт швидкості, залежить від форми сопла і коефіцієнту його опору ζ . Із збільшенням коефіцієнту опору сопла ζ , що може бути спричинено його формою і якістю виготовлення, коефіцієнт швидкості зменшується, що призводить до зменшення швидкості витікання і погіршення інжекції повітря. $\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}$. Величина коефіцієнту швидкості

для сопел різної конструкції наведена нижче

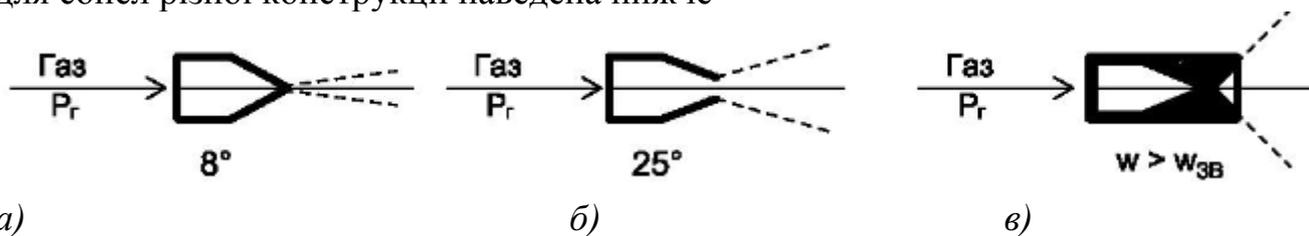


Рис.3.5. Значення коефіцієнту швидкості для сопел: а) конічне сопло з кутом розриття 8° , $\varphi = 0,87$; б) - конічне сопло з кутом розриття 25° , $\varphi = 0,8$ в) - сопло Лаваля, $\varphi = 0,75 - 0,87$, г) – циліндричне сопло, $\varphi = 0,7-0,75$.
 v_1 – питомий об'єм горючого газу за умов початкового тиску газу P_1^{abc} .

до сопла. P^{abc}_1 – абсолютний тиск газу перед пальником, $P^{abc}_1 = P_1 + P_{бар}$ (Па).

$P_{бар}$ – барометричний тиск для географічних умов встановлення пальника. За невідомою величиною барометричного тиску можна приймати величину барометричного тиску за нормальних умов – 100 000 Па. Величина надлишкового тиску перед пальником, як правило, не перевищує 80 000 Па і для більшості випадків встановлюється на рівні 30 000 – 50 000 Па.

Величину v_1 визначають за відомими величинами щільності газу за стандартних умов (вихідні дані сертифікату якості газу), тиску газу перед пальником P^{abc}_1 і його температурою – t_2 згідно залежності:

$$v_1 = \frac{1}{\rho_2} \left[\left(\frac{P_{бар}^{cy}}{P_1^{abc}} \right) \cdot \frac{(273 + t_2)}{(273 + 20)} \right], \text{ м}^3 / \text{кг},$$

де ρ_2 - щільність горючого газу за стандартних умов згідно даних сертифіката якості газу, або за відомим складом горючого газу:

$$\rho_2 = 0.00932(C_{CH_4} \cdot \rho_{CH_4} + C_{C_2H_6} \cdot \rho_{C_2H_6} + C_{C_3H_8} \cdot \rho_{C_3H_8} + \dots + C_m H_n \cdot \rho_{C_m H_n} + C_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + N_2 \cdot \rho_{N_2}), \text{ кг} / \text{м}^3 \text{ за стандартних умов.}$$

де $CH_4, C_2H_6 \dots$ - уміст відповідних компонентів у складі горючого газу, % об;

$\rho_{CH_4}, \rho_{C_2H_6} \dots$ – щільність відповідних компонентів у $\text{кг}/\text{м}^3$, визначається згідно першого наслідку Закону Авогадро: $\rho_i = \mu_i / 22,4$, де μ_i – молярна маса газу, кг.

P^{abc}_2 – абсолютний тиск за соплом пальника газу, приймається рівним барометричному тиску $P^{abc}_2 = P_{бар}$ (Па).

4. Визначають діаметр горловини згідно закону збереження кількості руху². Згідно цього закону кількість руху у перерізі сопла еквівалентний кількості руху у перерізі горловини, у якій рухається суміш горючого газу і первинного повітря для горіння:

$$W_2 \cdot \rho_2 = W_{сум} \times (\rho_2 + A \cdot \rho_{нов.}) \quad (1)$$

де W_2 – швидкість горючого газу у перетині сопла, м/с;

$W_{сум}$ – швидкість газоповітряної суміші у перетині горловини, м/с;

² Кількість руху (імпульс) – добуток маси тіла на її швидкість Закон збереження імпульсу – у замкнутій системі тіл векторна сума імпульсів не змінюється при взаємодії тіл. Якщо імпульс тіла збільшився, то це означає, що у іншого тіла системи імпульс зменшиться на таку ж величину. Для нашого випадку імпульс потоку природного газу у перетині сопла еквівалентний імпульсу газоповітряної суміші, що інжектуються потоком газу у перетині горловини.

ρ_2 - густина (щільність) горючого газу у перетині сопла, $кг/м^3$

$\rho_{сум.}$ – густина (щільність) газоповітряної суміші у перетині горловини, $кг/м^3$, визначається. Густина суміші визначається згідно закону адитивності як густина горючого газу і густини повітря з урахуванням їх частки у суміші.

A – коефіцієнт інжекції – кількість повітря, що інжектується до горловини одним м³ горючого газу; визначається за відомою величиною теоретичної потреби повітря на горіння, V_m і коефіцієнтом надлишку первинного повітря α_1 , прийнятим для пальника повного попереднього змішування у межах 1,05 – 1,15: $A = \alpha_1 \cdot V_m$.

Виразимо швидкості потоків згідно закону нерозривності струмини через витрати потоку газу і площу перетину каналу і отримаємо:

- для потоку горючого газу у перетині сопла:

$$W_2 = \frac{B_2}{f_c} = \frac{4B_2}{3600 \cdot \pi \cdot d_c^2}, м/с$$

- для потоку газоповітряної суміші у перетині горловини:

$$W_{сум} = \frac{B_{сум.}}{f_{гор.}} \cdot \frac{4B_2(1+A)}{3600 \cdot \pi \cdot d_{гор.}^2}, м/с,$$

де: $B_{сум.}$ - витрати газоповітряної суміші у горловині, $м^3/год$;

$f_c, f_{гор.}$ – площа претину сопла і горловини, відповідно, $м^2$;

$d_c, d_{гор.}$ – діаметри сопла і горлдовини пальника, відповідно, $м$.

можна записати:

$$\frac{B_2}{3600} = \frac{W_2 \cdot \pi \cdot d_c^2}{4} \quad (2) \quad \text{та} \quad \frac{B_2(1+A)}{3600} = \frac{W_{сум} \cdot \pi \cdot d_{гор.}^2}{4} \quad (3)$$

поділимо (2) на (3) і отримаємо:

$$\frac{1}{1+A} = \frac{W_2 \times d_c^2}{W_{сум} \times d_{гор.}^2}$$

або:

$$W_{сум} = W_2 \cdot (1+A) \cdot \left(\frac{d_c}{d_{гор.}} \right)^2, м/с \quad (4)$$

Після підстановки (4) в (1) отримаємо:

$$W_2 \cdot \rho_2 = W_2 \cdot (1+A) \cdot \left(\frac{d_c}{d_{гор.}} \right)^2 \cdot (\rho_2 + A \cdot \rho_{нов}), \quad (5)$$

Із (5) отримаємо:

$$d_{зор.} = d_{с.} \sqrt{(1+A) \left(1 + A \frac{\rho_{нов}}{\rho_2} \right) \times (2 - \eta_{диф.})}, \text{ мм}$$

де $\eta_{диф.}$ – ККД дифузора, у разі виконання дифузора за формою труби Вентурі приймається рівним $\eta_{\delta} = 0,82 \div 0,84$ (враховує аеродинамічні втрати тиску). ККЕД дифузора визначається згідно залежності:

$$\eta_{диф.} = 1 - \xi_{\delta} \cdot \frac{n^2}{n^2 - 1}, \text{ част.од}; \quad \text{де } n = \frac{f_{диф.}}{f_{зор.}} = \left(\frac{d_{диф.}}{d_{зор.}} \right)^2,$$

де ξ_{δ} – коефіцієнт місцевого опору для дифузора $\xi_{\delta} = 0,05 \div 0,2$

- для $\frac{d_{диф.}}{d_{зор.}} = 1,2$ $\xi_{\delta} = 0,05$

- для $\frac{d_{диф.}}{d_{зор.}} = 2,0$ $\xi_{\delta} = 0,2$

5. Інші розміри пальника визначаються за відомою величиною діаметру горловини, $d_{зор.}$ згідно даних табл 3.2.

Табл.3.2. Визначення розмірів інжекційного пальника середнього тиску повного попереднього змішування (рис.3.4)

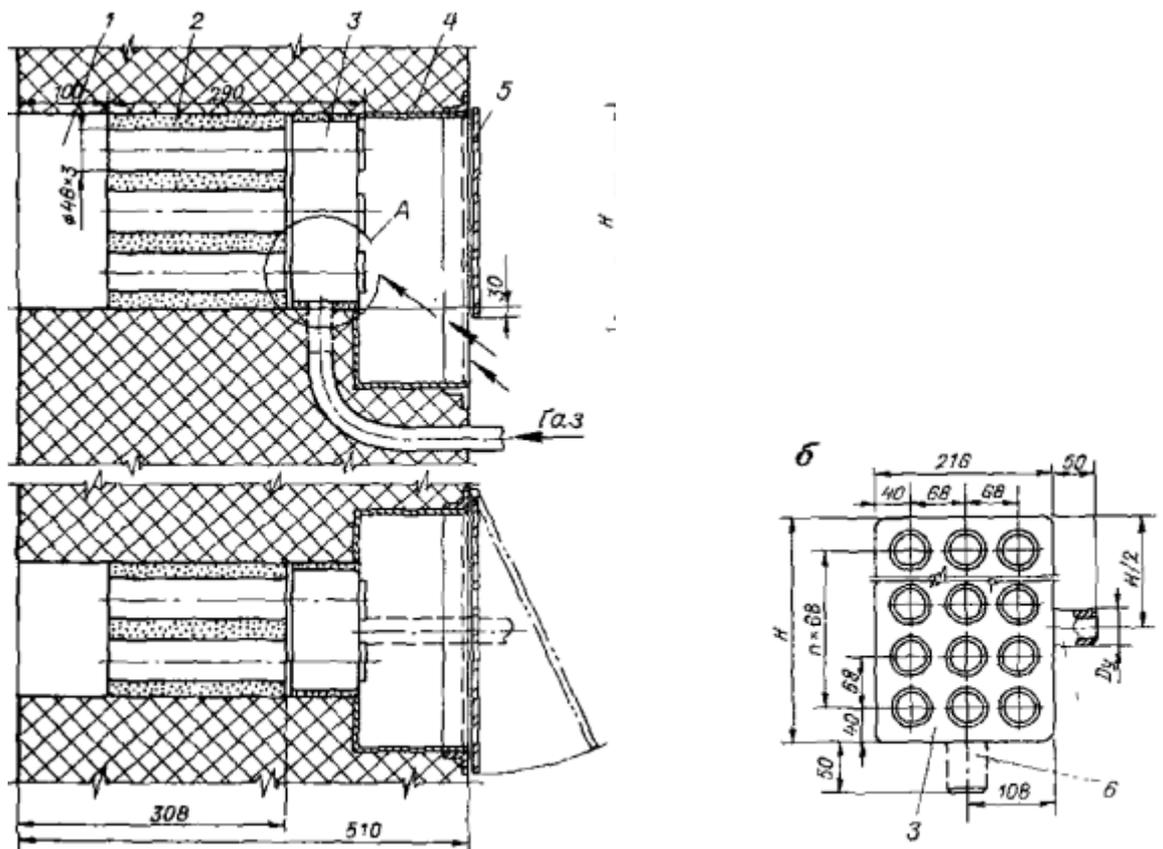
| Найменування конструктивної характеристики пальника | Позначення | Залежність для визначення |
|---|--------------|---|
| Довжина конфузора | $L_{конф.}$ | $1,5d_{зор.}$ |
| Діаметр конфузора | $d_{конф.}$ | $2d_{зор.}$ |
| Довжина горловини | $L_{зор.}$ | $(4 - 6)d_{зор.}$ |
| Діаметр дифузора | $d_{диф.}$ | $(1,5 - 1,7)d_{зор.}$ |
| Кут розкриття дифузора | α | $7-8^{\circ}$ |
| Довжина дифузора | L_{δ} | $L_{\delta} = \frac{d_{диф.} - d_{зор.}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$ |
| Довжина кратера | L_0 | $(1,2 - 1,5)d_{зор.}$ |
| Діаметр кратера пальника | $d_{кр.}$ | $(1,05 - 1,1)d_{зор.}$ |
| Діаметр керамічного тонелю | $D_{мон.}$ | $(2,2 - 2,5)d_{кр.}$ |
| Довжина керамічного тонелю | $L_{мон.}$ | $(1,6 - 2,0) D_{мон.}$ |

Після завершення розрахунків корисно перевірити їх правильність на дотримання наступних граничних умов:

- ✓ для запобігання проскоку полум'я у корпус пальника швидкість у кратері пальника повинні бути більшою за граничну максимальну швидкість проскоку полум'я, $W_{кр} > W_{пр.макс.}$;
- ✓ діаметр кратера повинен бути більшим за діаметр горловини,
- ✓ $d_{кр} > d_{гор.}$
- ✓ швидкість газоповітряної суміші на виході із кратера W_0 повинна становити менше 10-20 м/с.

Цікавим варіантом впровадження пальника повного попереднього змішування середнього тиску є інжекційний пальник БП Променергогазу (рис.....) з периферійною роздачею газу. Такі пальники рекомендовано для котлів і інших топок, що працюють під розрідженням 5- 30 Па.

Пальник складається із декількох (від 1 до 24) циліндричних змішувачів , об'єднаних однією газовою камерою, до якої подається горючий газ. Підведення газу до кожного змішувача – через 4 периферійні сопла у вигляді косих отворів у стінці змішувача під кутом 25° до їх вісі. Багатосоплова конструкція дозволяє спростити форму змішувачів і скоротити їх довжину – задовіде змішування суміші газу і повітря має місце на довжині (5,5...6,0) діаметрів змішувача. Пальник встановлюють у фронтальній стінці топки. Стабілізація факелу за допомогою керамічного тоннелю довжиною 100 мм. Пальники забезпечують повне згорання газу при низьких коефіцієнтах надлишку повітря 1,02...1,05. Перевага пальника його компактність і незначні габорити. Недоліком є значний аеродинамічний шум при роботі.



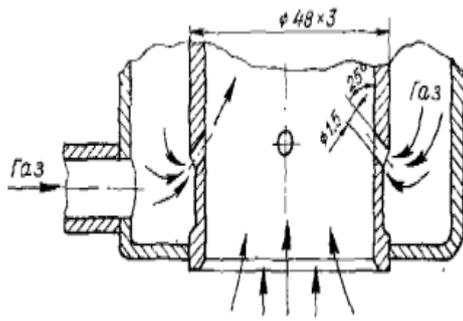


Рис.3.5.Інжекційний пальник БП
 Променергогазу: 1- керамічний стабілізаційний туннель; 2- набивка із
 вогнетривкої маси; 3- пальник; 4- шумопоглинальна прокладка; 5- шторка
 із прозорого матеріалу; 6- підвідний газопровід.

3.2.Розрахунок інжекційного пальника неповного попереднього змішування низького тиску

3.2.1.Характерні особливості конструкції і роботи пальника

Принципова схема інжекційного пальника низького тиску представлена на рис.
 3.6.

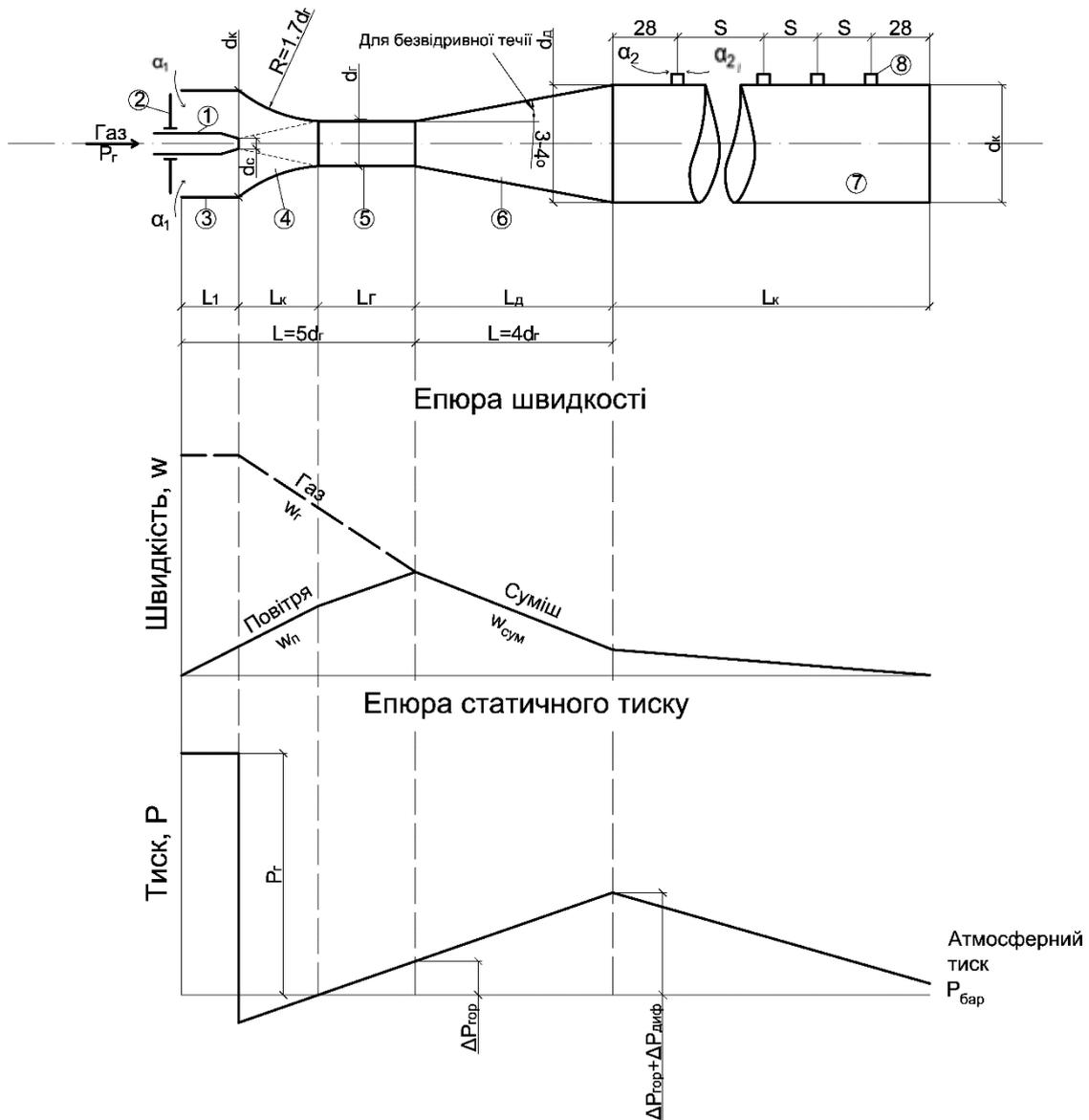


Рис.3.6. Інжекційний палик неповного попереднього змішування низького тиску :1- газове сопло інжектора; 2- регулятор кількості первинного повітря 3 – вхідний патрубок 4- конфузор-інжектор; 5- камера змішування (горловина); 6- дифузор; 7- колектор з вогневыми отворами 8.

Інжекційні пальники низького тиску неповного попереднього змішування широко застосовуються в паливоспалювальних установках комунально- побутових споживачів (індивідуальних котлах, газових плитах, водонагрівачах) і інших установках з витратами газу до 10-12 м³/год. Висока стійкість по відношенню до відриву і проскоку полум'я, широкий коефіцієнт регулювання, відсутність спеціальних стабілізаторів горіння, автоточність співвідношення «газ-повітря», відсутність витрат електричної енергії для подачі повітря гарантують їх широке використання саме у комунально-побутових приладах, котрі є найбільш небезпечними з

точки зору незадовільного рівня їх експлуатації різними верствами населення.

Повітря для згорання газу у таких пальниках подається двома потоками:

-первинне,що характеризується коефіцієнтом надлишку повітря α_1 ; воно інжектуюється активним газом струменем до корпусу пальника, перемішується у ньому з горючим газом і суміш подається до вогневих отворів 8. Інжекція повітря відбувається за рахунок створення на зрізі пальника тиску, меншого за барометричний. Це має місце при раптовому розширенні струменю газу при виході із сопла 1.

- вторинне, характеризується коефіцієнтом надлишку повітря α_2 ; надходить до вогневих отворів і інжектуюється факелами із довкілля; таким чином необхідно забезпечити можливість і необхідні умови для підведення вторинного повітря до факелів горючого газу.

Сопло інжектора 1 призначено для подачі горючого газу; величина витрат газу визначає величину теплової потужності пальника. Переміщення регулятора 2 повздовж сопла дає можливість змінювати кількість первинного повітря, що надходить до змішувача пальника.

Вхідний патрубок 3 є направляючим апаратом для повітря, що інжектуюється. Конфузор 4 сприяє збільшенню швидкості газоповітряної суміші, що необхідно для інтенсивного її перемішування в подальшому у камері змішування (горловині 5) з повітрям. Кількість повітря, що інжектуюється в конфузор визначається із умови, щоб з однієї сторони, забезпечити спалювання палива без продуктів хімічного недопалу, а з іншої – щоб газоповітряна суміш у корпусі пальник була негорючою – для забезпечення умови неможливості проскоку полум'я до корпусу пальника. Для цього коефіцієнт надлишку первинного повітря для природного газу повинен становити $\alpha_1 = 0,5- 0,6$.

Горловина 4 призначена для вирівнювання швидкості потоків повітря і горючого газу перед дифузором і часткового перемішування газоповітряної суміші.

Дифузор 5 слугує для остаточного перемішування газу з повітрям, вирівнювання їх швидкостей і перетворення динамічного тиску в горловині у статичний тиск на виході із дифузора. Швидкість суміші $W_{\text{сум}}$ по довжині дифузора зменшується а статичний тиск – зростає і досягає максимального значення на виході із дифузора. Таке збільшення тиску необхідно для подолання аеродинамічних втрат тиску у ході подальшого руху газоповітряної суміші по колектору і через вогневі отвори. Кут розкриття дифузора приймають 6-8° з умови безвідривності потоку і максимально можливого ККД.

За дифузором розміщено колектор з вогневими отворами для виходу газоповітряної суміші. Задачею колектора є рівномірне розподілення

газоповітряної суміші по усім вогневим отворах – від першого до останнього по довжині колектора.

Без змін основних розмірів пальника його можна використовувати для спалювання горючих газів з різною теплотою згорання і різними горючими властивостями. При переході на інший вид газу зміні підлягає лише діаметр сопла і положення регулятора для первинного повітря.

Можлива заміна одного сопла на декілька меншого діаметра (багатосоплові пальники). Це дає можливість скоротити довжину змішувача і змінити дифузор на простішу циліндричну конструкцію змішувача. У разі використання одного сопла воно повинно точно розміщатись по осі пальника. Це збільшує ККД дифузора.

Будь яке спрощення конструкції і форми корпусу пальника у шляхом заміни труби Вентурі на інші, більш прості форми корпусу пальника призводить до погіршення технічних характеристик пальників і зниженню якості спалювання газу.

У зв'язку з ежекцією у корпус пальника лише частини повітря, котре необхідне для горіння, виникає можливість використовувати газ низького тиску. Тому номінальний тиск газу перед пальником підтримують у межах $P_2 = 1,2 \dots 3$ кПа. Для подачі вторинного повітря у зоні горіння повинно завжди підтримуватись розрідження на 20-30 Па менше, ніж барометричний тиск.

Спалювання газу відбувається у дифузійно-кінетичному факелі. Характерною ознакою факела є наявність двох фронтів горіння. Подача вторинного повітря до зони горіння приводить до того, що процеси змішування газу з вторинним повітрям і процеси горіння протікають паралельно. Тому умови підведення вторинного повітря відіграють важливу роль на якість процесу горіння.

Пальники мають високу стійкість горіння без використання спеціальних стабілізаторів. Але саме природня стабілізація обмежує кількість газу, котру можна спалювати у одному змішувачі (не більше 10-12 м³).

Швидкість газоповітряної суміші на виході із вогневих отворів не може бути більшою за величину нормальної швидкості розповсюдження полум'я для горючої суміші що підлягає спалюванню (для попередження явища відриву полум'я).

Це суттєво обмежує область використання пальника. Тому на практиці часто використовують групову установку таких пальників. Таким чином виникає можливість суттєво збільшити загальні витрати газу (у кожному пальнику витрати газу обмежені 10-12 м³/год, але у разі

встановлення групової установки пальників в одному топковому просторі витрати газу можна збільшити).

Прикладом такого групового пальника є інжекційний пальник ГІП-8 на 8 змішувачів, представлений на рис.3.7. За наявності 8-и змішувачів витрати газу таким пальником можуть становити $8 \cdot 12 = 96 \text{ м}^3/\text{год}$.

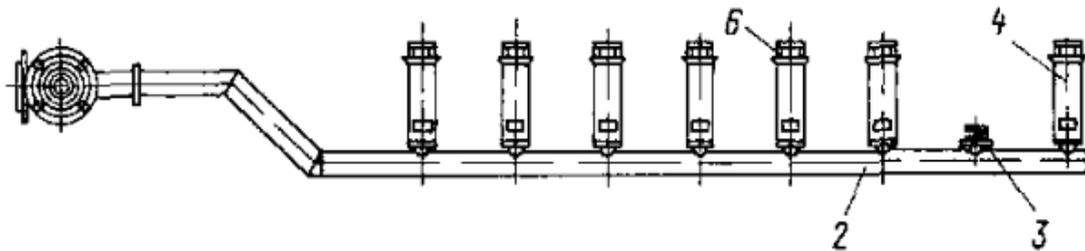


Рис.3.7. Груповий інжекційний пальник конструкції Гіпроенерго з витратами газу до $96 \text{ м}^3/\text{год}$: 2- газовий колектор; 3- сопло; 4- змішувач; 6 – стабілізатор горіння.

Змішувач пальника виконано у формі циліндра, в основі якого розміщено сопло з 3 отворами. Наявність багатосоплового насадка дає можливість спростити форму змішувача пальника. Активні газові струмені інжектують до корпусу пальника первинне повітря, а розрідження у топковому просторі приводить до надходження до факелу вторинного повітря через канал, що утворюється між корпусом змішувача і каналом у кладці із цегли що розділяє топку і підтопковий простір (рис.3.8). Проскок полум'я у пальникові неможливий у зв'язку з тим, що суміш у корпусі змішувача є негорючою, а відрив полум'я унеможливується тим, що швидкість подачі газоповітряної суміші менша за нормальну швидкість розповсюдження полум'я.

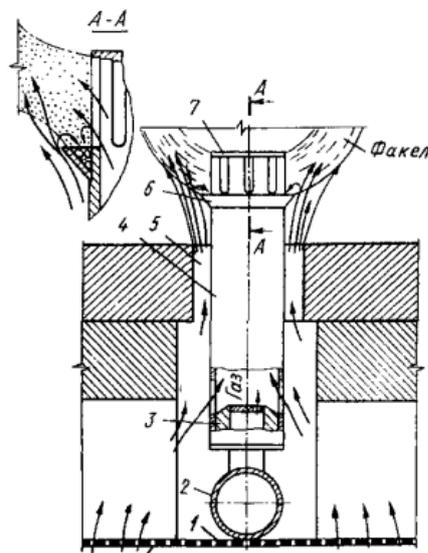


Рис.3.8. Змішувач пальника ГІП. 1- перфорований металевий лист; 2-

газовий колектор;3- сопло;4-змішувач;5- канал для вторинного повітря;6- стабілізатор;7-вогневі отвори.

Пальник не вимагає використання систем автоматичного регулювання співвідношення «газ – повітря» і примусової подачі повітря. Автомодельність і висока стійкість полум'я такого пальника стала причиною його широкого використання у комунально-побутових приладах.

До недоліків пальників можна віднести залежність ефективності спалювання палива від умов підведення вторинного повітря і тиску у зоні горіння, значні розміри, неможливість роботи на нагрітому повітрі.

3.2.2. Методика розрахунку пальника

3.2.2.1. Вихідні дані для розрахунку.

1.Фізико-хімічні характеристики горючого газу: щільність ρ_z , теплота згорання Q_n^p , хімічний склад у % об, температура газу, яка буде подаватись до пальника t_z , точка роси t_p або вологоутримання для газу d_z , щільність газу – ρ_z .

Як правило, більшість характеристик газу на практиці можна отримати із сертифікату якості газу, або розрахувати за відомим складом горючого газу.

У сертифікаті якості усі характеристики газу наводяться у перерахунку на температуру 20⁰С (293 К) і тиск 760 мм. рт.ст. (100,0 кПа).Для перерахунку характеристик газу до дійсних умов експлуатації пальника або нормальних умов (температура 0⁰С (293 К) і тиск 760 мм. рт.ст. (100,0 кПа) необхідно виконувати перерахунки.

2.Температура повітря t_n , котра буде подаватись на горіння , приймається рівною температурі у приміщенні, де встановлено пальник, °С.

3. Теплопродуктивність технологічного агрегату або котла, для якого встановлюється пальник - Q . У разі відсутності – технологічні характеристики, як то витрати матеріалу M_m , котрий підлягає тепловій обробці, витрати води M_b (для водогрійного котла) або пари, D (для парового котла), початкова і кінцева температури процесу- t_n, t_k початкова і кінцева вологість технологічного матеріалу (для процесів сушіння)- W_n і W_k , % мас. (технологічні характеристики процесу). В окремих випадках відомою є величина теплової потужності паливоспалювального агрегату, $N = Q / \eta_{аз}$. кВт, ккал/год, або кДж/год.

4.Габаритні розміри топки.

5. Характеристики газового тракту для видалення продуктів згорання (довжину і діаметр газоходів, висота і діаметр димової труби, або характеристики димосмоку для видалення продуктів згорання.

6. Величина приєднувального тиску газу у газопроводі у місці встановлення пальника – $P_{np.}$ (кПа, надлишковий тиск);

7. Величина надлишкового тиску газу перед пальником P_1 , яка визначається за формулою:

$P_1 = P_{np.} - \Delta P_{авт.}$. де $\Delta P_{авт.}$ – втрати тиску в системі автоматичного регулювання пальника і запірній арматурі перед пальником (втрати тиску у газовій рампі). Величина $\Delta P_{авт.}$ не повинна перевищувати (0,5...0,6) P_1 ,(кПа)

7. Величина коефіцієнта корисної дії (ККД) паливоспалювального агрегату, для якого розраховується пальник – $\eta_{аз.}$

3.2.2.2 Послідовність розрахунку

В основу конструкції пальника покладено трубу Вентурі. Така форма пальника забезпечує ефективну інжекцію первинного повітря до корпусу пальника із атмосфери, перемішування горючого газу з первинним повітрям, утворення гомогенної суміші і подачу її до місця запалювання.

1.Для подолання аеродинамічного опору пальника і інжекції необхідної кількості первинного повітря тиск газу перед соплом P_1 повинен становити величину не меншу за P_{min} , що визначається згідно формули Американської газової асоціації:

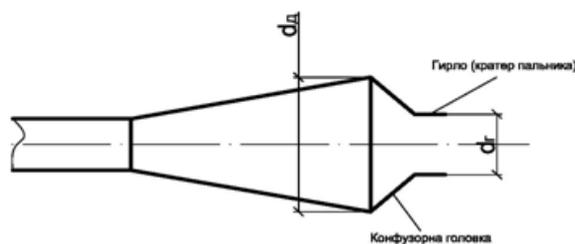
$$P_{min} = 1,14 \cdot \frac{Q_n^p}{10} + 100, [Па] \quad (6)$$

де Q_n^p – нижча теплота згорання горючого газу на його робочий склад, в ккал/м³. А розміри пальника повинні визначатись згідно залежностей, приведених у таблиці 3.3.залежно від діаметра горловини d_2 (методика визначення дьяметру горловини подано нижче).

Таблиця 3.3. Визначення розмірів інжекційного пальника низького тиску

| Найменування конструктивної характеристики пальника | Позначення | Залежність для визначення |
|---|-----------------------|--|
| Довжина конфузора | L_k | $1,3d_2$ |
| Довжина горловини | L_2 | $2,5d_2$ |
| Діаметр дифузора і колектора | $d_{\phi} = d_{кол.}$ | $(1,5 - 1,7)d_{гор.}$ |
| Кут розкриття дифузора | α | $6-8^\circ$ |
| Довжина дифузора | L_{ϕ} | $L_{\phi} = \frac{d_{\phi} - d_2}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$ |
| Довжина вхідного патрубкa | L_1 | $1,2 d_2$ |

У разі одиночного вогневого отвору після диффузора встановлюється конфузур для збільшення швидкості газоповітряної суміші і вирівнювання епюри швидкості суміші з метою запобігання проскоку полум'я:



Швидкість газоповітряної суміші на виході вогневого отвору такого пальника повинна бути у 1,5-2,0 рази більшою за швидкість на виході із диффузора. Тому співвідношення діаметрів диффузора і вогневого отвору має

бути:
$$\frac{d_д}{d_к} = 1,2 \div 1,4$$

Аеродинамічний опір пальника можна збільшити а корпус дещо зменшити, якщо перед соплом є можливість утримати тиск, більший за той, який визначається за залежністю (1). Розміри пальника у такому разі будуть визначатись згідно даних рис.3.9

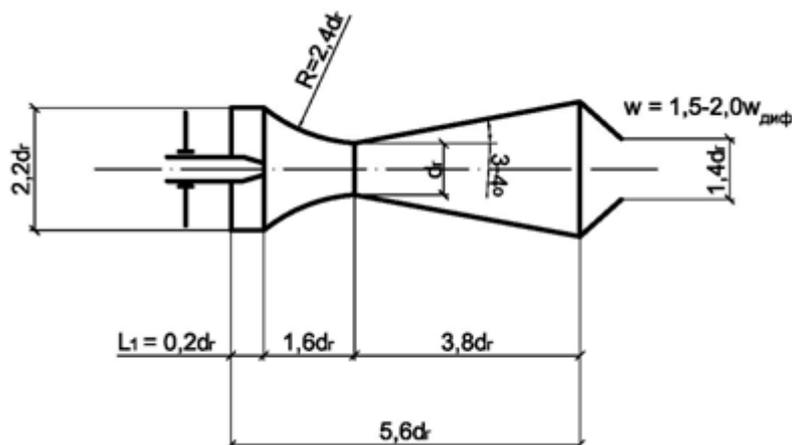


Рис.3.9. Схема інжекційного пальника низького тиску з одиночним вогневим отвором.

2. Визначення діаметру горловини починають з розрахунку витрат газу на один пальник згідно залежності (7):

$$B_2 = \frac{Q}{Q_n^p \cdot n_n \cdot \eta_{аз.}}, \quad [нм^3/год]. \quad (7)$$

де Q – номінальна теплопродуктивність паливоспалювального агрегату, для якого розраховується пальник, кВт, ккал/год, або кДж/год

(теплопродуктивність агрегату за умови досягнення максимально можливого ККД агрегату);

n_n – кількість пальників – задаються залежно від потужності агрегату, його габаритних розмірів і вимог щодо забезпечення рівномірності прогрівання технологічного матеріалу.

η_{ag} - величина коефіцієнта корисної дії (ККД) паливоспалювального технологічного агрегату, для якого розраховується пальник (за номінального навантаження) – η_{ag} .

Величину номінальної теплопродуктивності агрегату можна визначати за відомими технологічними характеристиками роботи агрегату згідно залежності:

$$Q = M_m \{ [c_m \cdot (t_k - t_n)] + [r \cdot (W_n - W_k)] + \lambda_m \}, \text{кВт}$$

де : c_m – масова теплоємність технологічного матеріалу масою M_m , який нагрівається у агрегаті від початкової температури t_n до кінцевої t_k (для водогрійного або парового котла – витрати води, температури і теплоємність води або пари, відповідно); r – прихована теплота пароутворення води; W_n і W_k - початкова і кінцева вологість (ця складова теплопродуктивності обраховується лише для агрегатів, призначених для процесів сушіння технологічного матеріалу);

λ_m – прихована теплота плавлення технологічного матеріалу (для агрегатів, призначених для плавлення технологічного матеріалу).

3. Визначаємо площу f_{dc} і діаметр d_c сопла:

$$f_{dc} = \frac{B_2}{3600 \times W_2}, \text{м}^2$$

$$d_c = 1000 \sqrt{\frac{4 \times f_{dc}}{\pi}}, \text{мм}$$

де: W_2 – швидкість витікання горючого газу із сопла, $\text{м} / \text{с}$, визначається згідно

розрахункової залежності: $W_2 = \varphi \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_2}} = \varphi \sqrt{\frac{2(P - P_m)}{\rho_2}}, \text{м} / \text{с}$,

де ΔP - перепад тиску, під яким відбувається витікання газу із сопла, визначається за різницею тисків газу перед соплом P і на зрізі сопла (у топковому просторі) - P_m , Па ; ρ_2 - щільність (густина) газу.

φ - коефіцієнт швидкості, залежить від форми сопла і коефіцієнту його опору ζ . Із збільшенням коефіцієнту опору сопла ζ , що може бути спричинено його формою і якістю виготовлення, коефіцієнт швидкості зменшується, що призводить до зменшення швидкості витікання і погіршення інжекції повітря.

$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}}$. Величина коефіцієнту швидкості для сопел різної конструкції

наведена нижче

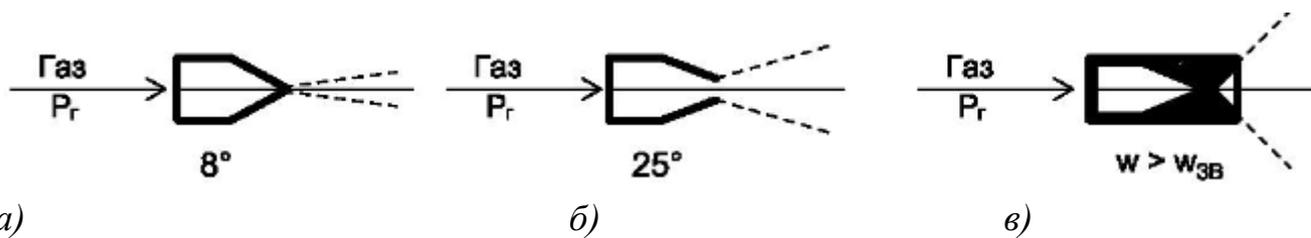


Рис. 3.10. Значення коефіцієнта швидкості для сопел: а) конічне сопло з кутом розриття 8° , $\varphi = 0,87$; б) - конічне сопло з кутом розриття 25° , $\varphi = 0,8$ в) - сопло Лаваля, $\varphi = 0,75 - 0,87$, г) – циліндричне сопло, $\varphi = 0,7-0,75$.

4. Важливе значення для стійкості роботи пальника має визначення коефіцієнту надлишку первинного повітря α_1 .

Для запобігання проскоку полум'я у корпус пальника величина α_1 повинна бути такою, щоб по змішувачу рухалась негорюча суміш газу і повітря. Для цього уміст палива у суміші має бути вище верхньої межі спалахуваності горючого газу, а саме:

$$\alpha_1 < \left(\frac{100}{L_6} - 1 \right) \cdot V_m,$$

Для запобігання утворення жовтих пробісків полум'я і запобігання хімічного недопалу палива, коефіцієнт надлишку повітря повинен становити більше величин, що визначаються залежністю:

$$\alpha_1 > 0,75 \cdot \left(m + \frac{n}{4} \right)^{0,5} \cdot d_0^{0,25},$$

де m - кількість карбону у молекулі горючого газу, або їх середня кількість у багатокомпонентному газі, n - те ж саме, атомів гідрогену; V_m – теоретична потреба у повітрі на горіння, $\text{м}^3 / \text{м}^3$ для газу заданого складу; d_0 – діаметр вогневих отворів на колекторі пальника, м.

Розрахунки показують, що величина коефіцієнту надлишку первинного повітря повинна становити для природного газу $\alpha_1 \approx 0,55$; для скрапленого газу $\alpha_1 \approx 0,65$

$$V_m = 4,76(2C_1H_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10} + 8C_5H_{12} + 0,5CO + 0,5H_2), \text{м}^3 / \text{м}^3,$$

5. Визначають діаметр горловини виходячи з того, що масова швидкість у перерізі сопла та горловини має бути однаковою:

$$W_2 \cdot \rho_2 = W_{\text{сум}} \times (\rho_2 + A \cdot \rho_{\text{нов}}), \quad (8)$$

A – коефіцієнт інжекції – кількість повітря, що ежектується 1 м^3 газу:

$$A = \alpha_1 \cdot V_m, \quad \text{м}^3 \text{ повітря} / \text{м}^3 \text{ газу}.$$

Швидкості горючого газу W_2 і суміші газ-повітря $W_{\text{сум}}$ можна записати через відповідні об'ємні витрати і площі перетину каналів для їх руху- сопло і горловину.:

$$W_z = \frac{4 \cdot B_z}{3600 \cdot \pi \cdot d_c^2}, \text{ м/с}; \quad W_{\text{сум}} = \frac{4 \cdot B_z (1+A)}{3600 \cdot \pi \cdot d_{\text{зоп}}^2}, \text{ м/с}.$$

Після перетворень можна отримати: $W_{\text{сум}} = W_z (1+A) \left(\frac{d_c}{d_{\text{зоп}}} \right)^2, \text{ м/с}$

Після підстановки у (8) отримаємо: $W_z \cdot \rho_z = W_z (1+A) \left(\frac{d_c}{d_{\text{зоп}}} \right)^2 \cdot (\rho_z + A \cdot \rho_{\text{нов}})$

Відкіля діаметр горловини можна визначити так :

$$d_{\text{зоп}} = d_c \sqrt{(1+A) \times \left(1 + A \cdot \frac{\rho_{\text{нов}}}{\rho_z} \right)}, \text{ м}.$$

6. Визначають діаметр і кількість вогневих отворів на колекторі. При цьому виходять із умови, що у пальнику повинна бути забезпечена природна стабілізація факелу. Штучні стабілізатори у такого пальника відсутні. Тому швидкість горючої суміші на виході із вогневих отворів повинна бути меншою за швидкість відриву і більшою за швидкість проскоку полум'я в усьому діапазоні регулювання роботи пальника по потужності:

$$W_{\text{нр}} < W_{\text{до}} < W_{\text{відр}}.$$

При виконанні практичних розрахунків рекомендують швидкість витікання із вогневих отворів приймати рівною 60...70% від швидкості відриву полум'я: $W_{\text{до}} = (0,6 \div 0,7) \cdot W_{\text{відр}}.$

Швидкість відриву визначається згідно залежності:

$$W_{\text{відр}} = 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot d_o \cdot T^2 \cdot \frac{1+V_m}{1+\alpha_1 V_m}, \text{ м/с}$$

де T - температура газоповітряної суміші на виході із вогневих отворів, °C.

На етапі розрахунку швидкості газоповітряної суміші величина діаметра вогневих отворів ще невідома, тому задачу вирішують методом послідовних наближень, задаючись діаметром вогневих отворів від 2 до 6 мм.

При менших величинах діаметру отворів буде зменшуватись висота полум'я, але різко зросте кількість вогневих отворів $n_{\text{до}}$. Крім того, вибір d_o має узгоджуватися з α_1 , швидкістю суміші та видом газу. Так наприклад, єдиним можливим способом забезпечити стабільність факелу і відсутність проскоку полум'я при $\alpha_1 = 1$ є призначення діаметра вогневих отворів, рівним критичному діаметру: $d_o < d_{\text{кр}}$. Уже при збільшенні кількості первинного повітря до $\alpha_1 > 0,65$, по змішувачу буде рухатись горюча суміш, що схильна до проскоку і діаметр вогневих отворів також має бути меншим за критичний розмір каналу: $d_o < 1,8 \text{ мм}$.

7. За відомою швидкістю виходу суміші визначають сумарну площу вогневих отворів на колекторі:

$$\sum f_{d_o} = \frac{B_{\text{сум}}}{3600 \cdot W_{d_o}} = \frac{B_z \times (1+A)}{3600 \cdot W_{d_o}}, \text{ м}^2$$

W_{d_o} – швидкість газоповітряної суміші на виході з вогневих отворів

колектора пальника; $V_{\text{сум.}}$ - витрати газоповітряної суміші, м³/год; A – коефіцієнт інжекції.

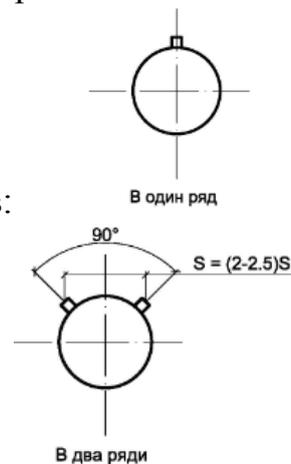
Кількість вогневих отворів визначається згідно залежності:

$$n = \frac{\sum f_{d_o}}{f_{d_o}}, \text{шт.}$$

де f_{d_o} - площа одного вогневого отвору діаметром d_o . $f_{d_o} = 0,785 \cdot d_o^2, \text{м}^2$

8. Визначають довжину колектора, котра необхідна для розміщення визначеної вище кількості вогневих отворів. При цьому необхідно задатись кількістю рядів вогневих отворів на колекторі:

- однорядне розташування вогневих отворів:



- дворядне розташування вогневих отворів:

Для випадку однорядного розташування довжина колектора визначається за залежністю: $L_k = (n_{d_o} - 1) \cdot S + 2S \cdot 2, \text{м де } S, -$ крок вогневих отворів-відстань між осями сусідніх вогневих отворів по довжині колектора.

Для дворядного розташування довжина колектора буде становити:

$$L_k = \frac{n_{d_o} - 1}{2} \cdot S + 2S \cdot 2, \text{м}$$

Колектор повинен вільно розміщатись у топковому просторі паливоспалювального агрегату, тому порівнюють величини довжини колектора і довжини топки. Якщо довжина колектора перевищує розмір топки $L_k > L_m$, то довжину колектора необхідно зменшувати.

Для цього задаються іншим діаметром вогневих отворів d_o і іншим кроком S . Якщо такими змінами не вдається отримати потрібну довжину колектора, то змінюють кількість пальників, що розміщуються у топковому просторі – n_n . Після цього розрахунки необхідно повторити при нових витратах газу на один пальник, що визначаються згідно залежності (7).

При коефіцієнті надлишку первинного повітря $\alpha_1 = 0,55 \div 0,65$ можна задаватись діаметром вогневих отворів у діапазоні від 2 мм до 5...6 мм. Крок вогневих отворів при цьому можна приймати згідно даних таблиці 3.4.

На рис.3.11 представлено креслення, за яким рекомендується виготовляти монтаж вогневих отворів на колекторі.

Таблиця 3.4. Діапазон змін діаметру вогневих отворів і кроку вогневих отворів S залежно від коефіцієнту надлишку первинного повітря, мм

| d_o | S_{\max} | | | | S_{\min} | | | |
|-------|----------------|------------------|------------------|------------------|----------------|------------------|------------------|------------------|
| | $\alpha_1 = 0$ | $\alpha_1 = 0,2$ | $\alpha_1 = 0,4$ | $\alpha_1 = 0,6$ | $\alpha_1 = 0$ | $\alpha_1 = 0,2$ | $\alpha_1 = 0,4$ | $\alpha_1 = 0,6$ |
| 2 | 20 | 13 | 8 | 6 | 11 | 9 | 7 | 5 |
| 3 | 22 | 18 | 12 | 8 | 14 | 12 | 9 | 6 |
| 4 | 24 | 20 | 15 | 11 | 16 | 17 | 12 | 8 |
| 5 | 27 | 23 | 19 | 15 | 18 | 16 | 14 | 10 |

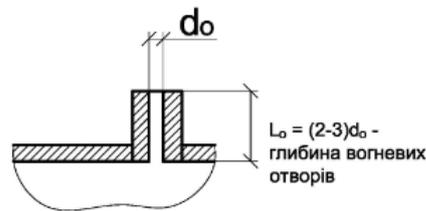


Рис. 3.11. Схема розміщення вогневих отворів на колекторі.

Крок вогневих отворів для коефіцієнту надлишку повітря $\alpha_1 = 0,55 \div 0,65$ змінюється у межах:

від $S = 4 \cdot d_o$ для $d_o = 1 \dots 2$ мм до $S = (2,4 \div 2,8) \cdot d_o$ для $d_o = 2 \div 6$ мм

Площа перерізу колектора для умови рівномірного розподілу газу по вогневих отворах по усій довжині колектора має визначатись згідно

залежності: $f_{\text{кол.}} = (1,7 \div 2,5) \cdot \sum f_{d_o}$.

Розрахунок пальника можна вважати завершеним за умови, якщо довжина колектора буде рівною довжині топки без 30-100 мм: $L_k = L_m - (30-100)$, мм.

3.3. Розрахунок дифузійного пальника

3.3.1. Характерні особливості конструкції і роботи дифузійного подового щілинного пальника

Дифузійними називають широкий клас пальників, у яких утворення горючої суміші відбувається за рахунок процесів дифузії газу і повітря, котрі подаються окремими потоками до місця запалювання і горіння. У дифузійних пальниках коефіцієнт первинного повітря дорівнює нулю (первинне повітря відсутнє).

Найпростішим таким пальником є колектор, через отвори у якому газ надходить у середовище повітря. Якщо такий колектор укладається у щілинному каналі із вогнетривкої цегли на поду камери згорання, то такий пальник називають дифузійним щілинним подовим пальником. Схема розташування газових струменів у подовому щілинному пальнику подана на рис.3.12.

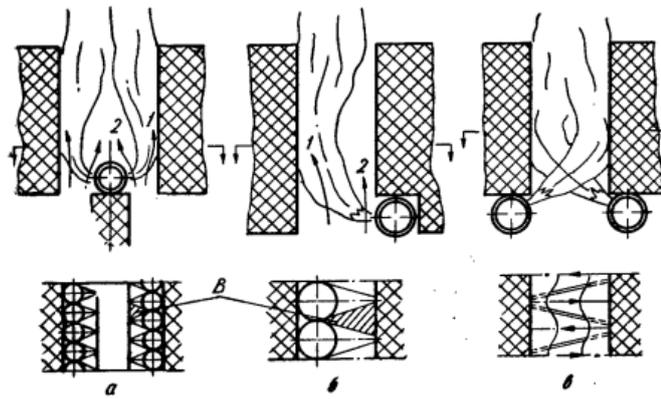
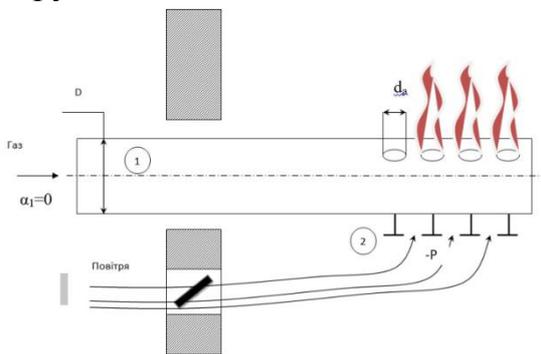


Рис. 3.12.Схема розташування газових струменів. А- прямий щілинни канал; 2- L-подібний пальник; 3- пальники з двостороннім підведенням газових струменів.



На схемі показано продольний розріз по каналу у місці розташування колектора пальника і підведення повітря до вогневих отворів: 1- газовий колектор; 2-колосникова решітка під колектором. Діаметр вогневого отвору позначено через d_0 . Повітря на горіння надходить за рахунок розрідження у камері згорання або під

Особливості дифузійного щільово тиском вентилятора.

- 1.Спалювання газу у дифузійному факелі. Попереднє змішування газу з повітрям у корпусі пальника відсутнє. До місця запалювання подається чистий газ. Утворення горючої суміші відбувається паралельно з горіння у топковому просторі.
2. Ефективність перемішування газу з повітрям залежить від способу і швидкості подачі газу і повітря. Змішування відбувається за рахунок молекулярної дифузії (Re до 2300), або турбулентної дифузії (Re більше 2300).
- 3.Змішування потоків вимагає більшого часу ніж горіння, тому відбувається із запізненням. Швидкість горіння таким чином визначається швидкістю процесів перемішування.
4. Пальник має характерний яскраво світлий, факел жовтого забарвлення, що свідчить про протікання у ньому піролітичних процесів розкладення вуглеводнів, виділення значної кількості продуктів хімічного недопалу, включно сажу. Для таких пальників необхідно конструювати високі топки екрановані топки значного об'єму. На висоті 1,5...1,6 м досягається повне вигорання продуктів хімічного недопалу.
5. Висока випромінювальна здатність факелу гарантує значний тепловий потік від нього випромінюванням. Ступінь чорноти факелу ($\epsilon = 0,4...0,5$).
6. Розрідження під колосниковою решіткою повинно бути на 40% нижчим ніж у топковому просторі. Розрідження у камері згорання є обов'язковим.
7. Для догорання продуктів хімічного недопалу необхідно збільшувати коефіцієнт надлишку вторинного повітря до значень 1,5....1,8, що

призводить до значних втрат теплоти з відхідними газами q_2 для агрегатів з такими пальниками.

8.Ширина вогневої щілини повинна бути близько 100...130 мм, висота – близько 260 мм. У разі збільшення ширини більше за 130 мм необхідно збільшувати висоту щілини. Якщо цього не зробити то збільшуються втрати з хімічним недопалом у результаті погіршення змішування.

9. При тепловому напруженні вогневої щілини до 5 Гкал/м² год температур вогнетривкої цегли (шамот класу А) щілини не перевищує 1000°C, на поверхні колектора – не більше 100-200 °С. Початок горіння починається у щілині на відстані 40-60 мм від колектора. Оптимальний кут між рядами вогневих отворів – 90°.

10. Пальники працюють як при низькому(менше 5 кПа) так і середньому (30-50 кПа) тиску газу перед пальником.

11. Пальники мають вимоку стійкість горіння у відношенні як проскоку так і відриву полум'я, широкі межі регулювання.

12. Простота і надійність конструкції, можливість виготовлення на місці експлуатації.

13. Можливість використання у топках з відновлювальним середовищем.

3.3.2.Методика розрахунку пальника.

3.3.2.1Вихідні дані для розрахунку.

1.Фізико-хімічні характеристики горючого газу: щільність ρ_r , теплота згорання Q_n^p , хімічний склад у % об, температура газу, яка буде подаватись до пальника t_2 , точка роси t_p або вологоутримання для газу d_z , щільність газу – ρ_z .

Як правило, більшість характеристик газу на практиці можна отримати із сертифікату якості газу, або розрахувати за відомим складом горючого газу.

2.Температура повітря t_n , котра буде подаватись на горіння, приймається рівною 30-40°C з урахуванням того, що колосникова або підпальникова решітка розігрівається до температури 50-75 °С.

3. Теплопродуктивність технологічного агрегату або котла, для якого встановлюється пальник - Q . У разі відсутності – технологічні характеристики, як то витрати матеріалу M_m , котрий підлягає тепловій обробці, витрати води M_v (для водогрійного котла) або пари, D (для парового котла), початкова і кінцева температури процесу- t_n , t_k початкова і кінцева вологість технологічного матеріалу (для процесів сушіння)- W_n і W_k , % мас. (технологічні характеристики процесу). В окремих випадках відомою є величина теплової потужності паливоспалювального агрегату, $N = Q / \eta_{аз}$. кВт, ккал/год, або кДж/год.

4.Габаритні розміри топки і товщину фронтальної стінки топки,

5. Характеристики газового тракту для видалення продуктів згорання (довжину і діаметр газоходів, висоту і діаметр димової труби, або характеристики димосмоку для видалення продуктів згорання, розрідження у камері згорання, підтопковому просторі, характеристики дуттьового вентилятора.

6. Величина приєднувального тиску газу у газопроводі у місці встановлення пальника – P_{np} (кПа, надлишковий тиск);

7. Величина надлишкового тиску газу перед пальником, яка визначається за формулою:

$P_I = P_{np} - \Delta P_{авт.}$ де $\Delta P_{авт.}$ – втрати тиску в системі автоматичного регулювання пальника і запірній арматурі перед пальником (втрати тиску у газовій рампі). Величина $\Delta P_{авт.}$ не повинна перевищувати $(0,2 \dots 0,25) P_I$, (кПа)

7. Величина коефіцієнта корисної дії (ККД) паливоспалювального агрегату, для якого розраховується пальник – $\eta_{аз}$.

3.3.2.2. Послідовність розрахунку

1. Вибирають кількість пальників, котрі будуть встановлюватись для створення рівномірної температури, зручності розташування цегляних насадок каналів . Як правило відстань міжколекторами по горизонталі приймають на рівні 600-1200 мм.

2. Визначають витрати газу на один колектор за номінального теплового навантаження на агрегат:

$$B_z = \frac{Q}{Q_n^p \cdot n_n \cdot \eta_{аз}} \quad [нм^3/год].$$

де Q – номінальна теплопродуктивність паливоспалювального агрегату, для якого розраховується пальник, кВт, ккал/год, або кДж/год (теплопродуктивність агрегату за умови досягнення максимально можливого ККД агрегату) ; Q_n^p – теплота згорання газу у кВт год/м³, ккал/м³, або кДж/м³, відповідно; n_n – кількість колекторів, $\eta_{аз}$ - величина коефіцієнта корисної дії (ККД) паливоспалювального технологічного агрегату, для якого розраховується пальник (за номінального навантаження).

3. Визначають швидкість повітря у вузькому перерізі щілини (у місці розташування колектора течії. Швидкість повітря повинна укладатись у значення: ($W_{нов} = 2,5 \div 8$ м/с) – рис.3.13.

$$W_{нов} = \varphi \sqrt{\frac{2 \Delta P_m}{\rho_{нов}}}, м / с$$

φ – коефіцієнт швидкості, що враховує гідравлічний опір по ходу повітря у місці проходження повз колектор, $\varphi = 0,7$; ΔP_m – розрідження у топці, Па:

- для котлів без дуття: $\Delta P_m = 8 \div 10$ Па;

- для котлів з дуттям: $\Delta P_m = 20 \div 30$ Па;

$\rho_{нов}$ - густина повітря у дійсних умовах, визначається за відомими

величинами щільності повітря за нормальних умов $\rho_{ну} = 1,293 \text{ кг/м}^3$ і температури повітря:

$$\rho_{нов} = \rho_{ну} \cdot \frac{273}{273 + t_{нов}}, \text{ кг/м}^3.$$

4. Визначають необхідний внутрішній діаметр колектора для подачі газу виходячи із допустимої швидкості газу у колекторі $W_{кол}$ і величини витрат газу у колекторі B_2 . Для пальників середнього тиску газу $W_{кол} = 20-25 \text{ м/сек}$; для пальників низького тиску газу $W_{кол} = 3 - 8 \text{ м/с}$. Тиск газу у колекторі для пальників середнього тиску приймають на рівні

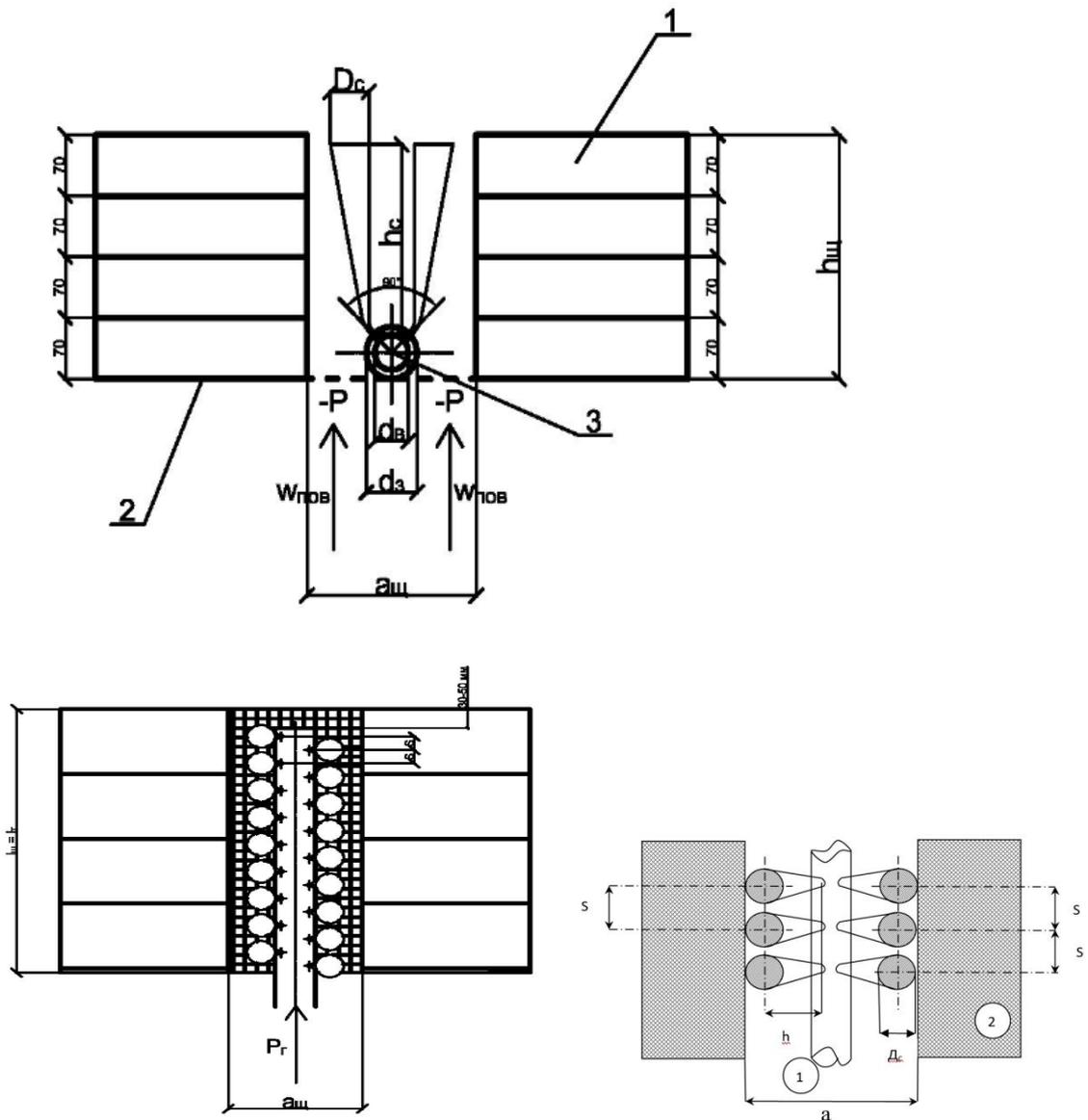


Рис.3.13. Переріз по каналу вогневої щілини: 1- вогнева щілина; 2- кладка вогнетривкої цегли вогневої щілини.

$$W_{нов} = \varphi \sqrt{\frac{2\Delta P_m}{\rho_{нов}}}, \text{ м/с}, \quad (8)$$

φ – коефіцієнт швидкості, що враховує гідравлічний опір по ходу повітря у місці проходження повз колектор, $\varphi = 0,7$; ΔP_m – розрідження у топці, Па:

- для котлів без дуття: $\Delta P_m = 8 \div 10$ Па;

- для котлів з дуттям: $\Delta P_m = 20 \div 30$ Па;

$\rho_{нов}$ – густина повітря у дійсних умовах, визначається за відомими величинами щільності повітря за нормальних умов $\rho_{н.у.} = 1,293$ кг/м³ і температури повітря:

$$\rho_{нов} = \rho_{н.у.} \cdot \frac{273}{273 + t_{нов.}}, \text{кг/м}^3.$$

5. Визначають необхідний внутрішній діаметр колектора для подачі газу виходячи із допустимої швидкості газу у колекторі $W_{кол.}$ і величини витрат газу у колекторі B_z . Для пальників середнього тиску газу $W_{кол.} = 20-25$ м/сек; для пальників низького тиску газу $W_{кол.} = 3 - 8$ м/с. Тиск газу у колекторі для пальників середнього тиску приймають на рівні

$$d_{кол.} = 18,8 \sqrt{\frac{B_z}{W_{кол.}}}, \text{мм.}$$

де B_z – витрати газу, м³/год.

Приймають стандартний зовнішній діаметр труби із типоряду труб 45, 57,60,70, 76,83,102мм.

3. Ширина вогневої щілини каналу- a :

$$a = \frac{V_{нов}}{3,6 \cdot W_{нов} \cdot l_{щ}} + d_{зое.} = \frac{\alpha_2 \cdot V_m \cdot B_z}{3,6 \cdot W_{нов} \cdot l_{щ}} \cdot \left(\frac{273 + t_{нов}}{273} \right) + d_{зое.}, \text{мм}$$

де α_2 – коефіцієнт надлишку вторинного повітря : $\alpha_2 = 1,2 \div 1,6$; V_m – теоретична потреба у повітрі на горіння, м³/м³; B_z – витрата газу, м³/год;

$W_{нов}$ – швидкість повітря в перерізі щілини, м/с; $l_{щ}$ – довжина вогневої щілини (довжина топки), м. Швидкість повітря у перерізі вогневої щілини приймають згідно залежності (8) виходячи із оптимального значення для якості горіння вона повинна становити у межах 2,5-8,0 м/с.

4.Визначаємо довжину вогневої частини колектора $l_{кол.}$ виходячи із

допустимого теплового навантаження колектора : $q_{кол.} = \frac{B_z \cdot Q_n^p}{860 \cdot l_{кол.}}, \text{кВт/м} :$

$q_{кол.} = 230-460$ кВт/м – для опалювальних котлів малої теплопродуктивності;

$q_{кол.} = 1150 - 1750$ кВт/м – для котлів з висотою топки до 3 м.

$q_{кол.} = 2300 - 3500$ кВт/м – для котлів з висотою більше за 3 м.

Довжина вогневої частини колектора визначиться згідно залежності:

$$l_{кол.} = \frac{B_z \cdot Q_n^p}{860 \cdot q_{кол.}}, \text{м}$$

Витрати газу B_z підставляти у формулу у м³/год, теплоту згорання газу Q_n^p у ккал/м³.

Обмеження щодо довжини колектора. Довжина вогневої частини

колектора не повинна сягати переднього і заднього екрану, або стінок котла на 300-400 мм. Отримана довжина вогневої частини колектору повинна бути меншою за довжину самої вогневої щілини на 30-50 мм (для можливості теплового розширення колектора) і меншою за довжину колосникової решітки на 300-600 мм. У разі невиконання зазначених обмежень необхідно повторити розрахунок для нової кількості колекторів і нових витрат газу.

5. Для забезпечення якісного перемішування газу і повітря необхідно забезпечити певну величину дальності (проникнення) газового струменя із вогневих отворів у повітряний потік. На рис.3.13 ця величина представлена як h_c .

Величина дальності газового струменя повинна бути дещо меншою за ширину щілини, у межах якої струмінь існує і становити:

$$h_c = \frac{a - d_{зоб.}}{2} (0,85 \dots 0,9), \text{ мм}$$

6. Визначають діаметр струменя у місці, де він набуває напрямку, паралельного вектору потоку повітря- D_c :

$$D_c = 0,75 \cdot h_c, \text{ мм}$$

7. Визначають діаметр вогневих отворів для виходу газу, d_o . Для цього використовують формулу Ю.В. Іванова для визначення відносної дальності газового струменя:

$$\frac{h_c}{d_o} = k_s \cdot \frac{W_z}{W_{нов}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_z}{\rho_{нов}}} \cdot \sin \alpha \quad (9)$$

де d_o – діаметр вогневих отворів, м; W_z – швидкість газу на виході із вогневих отворів: $w_r = 30 \div 80$ м/с; $W_{нов}$ – швидкість повітря у найбільш вузькому перерізі вогневого каналу; α – кут атаки – кут зустрічі газового та повітряного потоків. За умови, якщо кут між рядами вогневих отворів становить 90° , кут $\alpha = 45^\circ$.

Швидкість газу на виході із вогневих визначається із закону витікання за відомою величиною тиску газу у колекторі:

$$W_z = \varphi \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \cdot P_1^{абс.} \cdot v_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2^{абс.}}{P_1^{абс.}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad \text{де } k$$

–
показник

адіабати для природного газу, як для багатоатомного газу, $k = 1,33$ (довідникова величина).

φ - коефіцієнт швидкості, залежить від форми вогневого отвору і коефіцієнту його опору ξ . Із збільшенням коефіцієнту опору ξ , що може бути спричинено його формою і якістю виготовлення, коефіцієнт швидкості зменшується, що призводить до зменшення швидкості витікання і погіршення якості перемішування газу з повітрям; v_1 – питомий об'єм горючого газу за

умов тиску газу P^{abc}_1 P^{abc}_1 – абсолютний тиск газу у колекторі, $P^{abc}_1 = P_1 + P_{бар}$ (Па).

$P_{бар}$ – барометричний тиск для географічних умов встановлення пальника. За невідомою величиною барометричного тиску можна приймати величину барометричного тиску за нормальних умов – 100 000 Па. Величина надлишкового тиску перед пальником, для більшості випадків встановлюється на рівні 20 000–30 000 Па.

Величину v_1 визначають за відомими величинами щільності газу за стандартних умов (вихідні дані сертифікату якості газу), тиску газу перед пальником P^{abc}_1 і його температурою – t_2 згідно залежності:

$$v_1 = \frac{1}{\rho_2} \left[\left(\frac{P^{cy}}{P_1^{abc}} \right) \cdot \frac{(273 + t_2)}{(273 + 20)} \right], \text{ м}^3 / \text{кг},$$

де ρ_2 - щільність горючого газу за стандартних умов згідно даних сертифіката якості газу, або за відомим складом горючого газу:

$$\rho_2 = 0.00932(CN_4 \cdot \rho_{CN_4} + C_2H_6 \cdot \rho_{C_2H_6} + C_3H_8 \cdot \rho_{C_3H_8} + \dots + C_m H_n \cdot \rho_{C_m H_n} + CO_2 \cdot \rho_{CO_2} + N_2 \cdot \rho_{N_2}), \text{ кг} / \text{ м}^3 \text{ за стандартних умов.}$$

де $CN_4, C_2H_6 \dots$ - уміст відповідних компонентів у складі горючого газу, % об;

$\rho_{CN_4}, \rho_{C_2H_6} \dots$ – щільність відповідних компонентів у $\text{кг} / \text{м}^3$, визначається згідно першого наслідку Закону Авогадро: $\rho_i = \mu_i / 22,4$, де μ_i – молярна маса газу, кг.

P^{abc}_2 – абсолютний тиск за вогневим отвором- у каналі вогневої щілини, можна приймати рівним барометричному тиску $P^{abc}_2 = P_{бар}$ (Па).

Для ефективного перемішування газу і повітря важливо витримати співвідношення $\frac{W_2}{W_{нов}}$ від 10 до 15...30.

Із (9) отримують величину діаметру вогневого каналу:

$$d_o = \frac{1}{k_s} \cdot \frac{W_2}{W_{нов}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_{нов}}} \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \cdot h_c, \text{ мм}$$

Отриману величину діаметра округлюють до типового розміру свердла для висверлювання вогневих отворів.

k_s – коефіцієнт що залежить від відносного кроку $\frac{S}{d_o}$ вогневих отворів, визначається згідно даних таблиці 3.5.

Таблиця 3.5. Визначення величини k_s .

| | | | | |
|---|-----|-----|-----|-----|
| $\frac{S}{d_o}$ -відносний крок вогневих отворів | 4 | 8 | 16 | >16 |
| k_s . | 1,6 | 1,7 | 1,9 | 2,2 |

При виборі відносного кроку вогневих отворів необхідно дотримуватись правила, що газові струмені у потоку повітря повинні розташовуватись із певним інтервалом, що унеможливило злиття струмин. Це необхідно для вільного омивання повітрям усього газового струменя.

Крок вогневих отворів визначають згідно залежності: $S = 0,75 \cdot h_c + (2 \div 5)$, мм. Діаметр вогневих отворів вибирають у діапазоні $d_o = 1,5 \dots 4,0$ мм, а крок – 13...30 мм. Отвори розташовують у шаховому порядку.

7. Визначають витрати газу на один вогневий отвір:

$$B'_2 = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \cdot W_2, \text{ м}^3 / \text{год.}$$

Оптимальна величина швидкості газу повинна становити $W_2 = W_{нов} \cdot (10 \div 15)$

8. Визначають кількість вогневих отворів за відомими величинами загальних витрат газу B_2 і витрат газу через один вогневий отвір:

$$n = \frac{B_2}{B'_2}, \text{ шт}$$

9. Перевіряють якою буде довжина колектора для розміщення визначеної кількості вогневих отворів:

$$l'_{кол.} = 0,001 \left[\frac{(n-1) \cdot S}{2} + 2S \cdot 2 \right], \text{ м,}$$

Порівнюють отриману довжину колектора з раніше визначеною. Якщо вони співпадають, то розрахунок основних конструктивних розміра пальника можна вважати завершеним. Якщо умова не витримується, то розрахунок повторюють за нових величин кроку, діаметру вогневих отворів або кількості пальників. Для забезпечення рівномірного підводу газу до усіх вогневих отворів необхідно, щоб площа перерізу колектора мала наступне співвідношення із сумарною площею вогневих отворів: $f_{кол} = (1,5 \div 2,5) \cdot \Sigma f_{do}$.

Необхідний надлишковий мінімальний тиск газу перед колектром визначається за величиною аеродинамічних втрат тиску від останньої засувки перед колектором до вихідних вогневих отворів:

$$p_2 = \left[\frac{1}{\mu^2} + \sum_1^m \zeta \left(\frac{\sum f_{do}}{f_{кол}} \right) \right] \cdot \frac{W_2^2}{2} \cdot \rho_2, \text{ Па}$$

де μ - коефіцієнт витрат для вогневих отворів: $\mu = 0,6 \div 0,7$; $\sum_1^m \zeta$ - сума

коефіцієнтів місцевого опору від засувки до вогневих отворів, включно;

$\sum_{do} f$ - сумарна площа вогневих отворів; $f_{кол.}$ - площа колектора.

Після виконання розрахунків необхідно виконати перевірку на допустиму величину теплового напруження вогневих отворів для запобігання перегрівання газового колектору і запобігання явища коксування вогневих отворів. Для цього необхідно визначити величину теплового напруження

вогневих отворів згідно залежності:
$$q_{do} = \frac{B_z \cdot Q_n^p}{860 \cdot \sum f_{do}}, \text{кВт} / \text{м}^2.$$
 Витрати

газу B_z підставляти у формулу у $\text{м}^3/\text{год}$, теплоту згорання газу Q_n^p у $\text{ккал}/\text{м}^3$. Отриману величину теплового напруження порівнюють зі значеннями із таблиці 3.6.

Таблиця 3.6. Допустимі значення теплового напруження вогневих отворів, $\text{кВт} / \text{м}^2$.

| $d_o, \text{мм}$ | $q_{do}, \text{кВт}/\text{м}^2$ | $d_o, \text{мм}$ | $q_{do}, \text{кВт}/\text{м}^2$ |
|------------------|---------------------------------|------------------|---------------------------------|
| 0,7 | 320 | 2,5 | 190 |
| 1 | 190 | 5 | 70 |
| 2 | 190 | | |

Теплове напруження у топковому просторі об'ємом V_m паливоспалювального агрегату, обладнаного дифузійним щільним

пальником не має перевищувати величини
$$q_v = 860 \text{ кВт}/\text{м}^3 = \frac{B_z \cdot Q_n^p}{860 \cdot V_m}.$$

РОЗДІЛ 3

Охорона атмосфери при спалюванні палива

За недосконалої організації горіння (за неповного згорання) вуглеводневих палив у продуктах згорання може міститись певна кількість монооксиду вуглецю CO , водню H_2 , різноманітних вуглеводнів C_mH_n і частинок сажі C , які і є представниками продуктів неповного згорання палива.

При спалюванні твердого або рідкого сірчистого палива - у продуктах згорання будуть тверді частинки летючої золи (негорючої частини палива) і сірчистий ангідрид SO_2 , як речовина, що утворюється у разі наявності сірки у складі будь якого палива.

Крім того, у продуктах згорання завжди містяться оксиди азоту NO_x , як продукт окиснення азоту, що уходить до складу як палива, так і повітря.

Крім названих вище токсичних інгредієнтів, у продуктах згорання вуглеводневих палив (крім водню) міститься газ, який утворюється у

результаті повного окиснення карбону палива - діоксид вуглецю CO_2 , який є представником багатоатомних **парникових** газів, що також мають шкідливий вплив на довкілля, бо спричиняють парниковий ефект. Присутність значної кількості усіх цих речовин у продуктах згорання, що видаляються у атмосферу, призводить до суттєвого її забруднення і шкідливого впливу на довкілля.

Багато з цих речовин отруйні або токсичні і, отже, надзвичайно небезпечні для людини і навколишнього середовища. Крім того, наявність продуктів неповного згорання свідчить про зниження ефективності використання палива, а їх накопичення у газоходах і топковому просторі призводить до можливості вибуху. Тому завдання зниження шкідливих викидів шкідливих речовин в атмосферу з продуктами згорання палив є однією з найважливіших у теорії і практиці спалювання палива.

8.1. Продукти неповного згорання

Присутність у продуктах згорання вуглеводневого палива на виході із паливоспалювальної установки оксиду вуглецю CO , водню H_2 , складних вуглеводнів C_mH_n і сажі, C свідчить про неповне згорання палива, або його хімічний недопал. При спалюванні горючого газу це може бути спричинено наступним:

- недостатня кількість повітря, що надходить на горіння (значні надлишки повітря також можуть бути причиною емісії продуктів неповного згорання в результаті охолоджуючої дії надлишкового повітря) ;

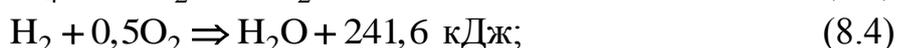
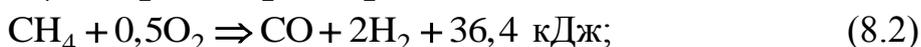
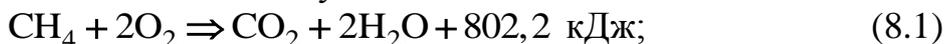
- незадовільне перемішування газу і повітря перед спалюванням або у процесі горіння;

- надмірне охолодження полум'я низькотемпературними теплообмінними поверхнями нагрівання або огороженнями камери згорання у топковому просторі до завершення реакцій горіння;

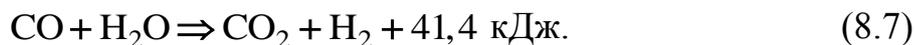
- баластування зони горіння негорючими компонентами продуктів згорання, що може мати місце при рециркуляції продуктів згорання у зону горіння, недостатньому розрідженні за паливоспалювальним агрегатом, частковою втратою стабільності факелу.

Відомо, що при горінні вуглеводневого палива протікають як реакції повного стадійного високотемпературного окиснення вуглеводнів, так і процеси їх газифікації і термічного розкладання (піролізу). Піроліз відбувається в умовах загального або локального дефіциту окиснювача. При спалюванні такі реакції розкладу можуть бути описані наступними рівняннями [22, 25]:

в окислювальній зоні за надлишку кисню:



у відновлювальній зоні за нестачі кисню:



Ці рівняння представляють підсумковий результат реакцій, тобто характеризують початковий стан реагентів і кінцевий стан продуктів згорання. Насправді процеси горіння більш складні і протікають відповідно до ланцюгового механізму горіння.

Наведені рівняння найбільш характерні для процесів горіння однорідних газоповітряних сумішей з недостатньою кількістю окиснювача- повітря ($\alpha_1 < 1$).

Догорання водню і оксиду вуглецю, що утворюються у результаті піролізу і ланцюгових реакцій горіння вуглеводнів, що ще не вступили у реакцію в умовах дефіциту первинного повітря може відбуватися лише за рахунок кисню, що дифундує до факела з атмосфери навколо самого факела.

У разі якщо умови для дифузії зовнішнього кисню недостатньо сприятливі, або полум'я надмірно передчасно охолоджується, частина проміжних продуктів горіння разом з продуктами завершеного (повного) згорання залишається у газах і потрапляє у довкілля.

Для протікання реакцій газифікації у суміші має бути присутнім певна кількість первинного повітря, кількість якого залежить від виду палива, геометрії і товщини газових струменів і режиму горіння. Якщо повітря міститься у достатній кількості, то утворюється прозоре полум'я. У разі дефіциту повітря у полум'ї з'являються характерні жовті проблиски полум'я, що свідчить про протікання не лише реакцій газифікації, а й реакцій термічного розкладання вуглеводнів, що призводять до утворення частинок сажі і складних вуглеводнів. Таким чином, сам зовнішній вигляд полум'я характеризує процеси, що у ньому протікають.

На рис. 8.1 у вигляді кривих наведено експериментальні дані, що показують такий уміст первинного повітря у суміші з різними горючими газами, який запобігає утворенню жовтих проблисків полум'я в ламінарному факелі. [22].

На самих кривих і вище них полум'я буде прозорим (первинного повітря достатньо) прозоро, а нижче кривих спостерігаються жовті проблиски полум'я. Аналіз даних показує, що необхідний для повного згорання уміст первинного повітря в суміші зростає при збільшенні числа атомів вуглецю в молекулі горючих газів і діаметру вогневих каналів.

Значення α_1 газоповітряної суміші, при якому зникають жовті проблиски полум'я, залежно від зазначених факторів, може бути описано наступним наближеним виразом (для малих діаметрів каналів) [15]:

$$\alpha_1 = 0,13 \left(m + \frac{n}{4} \right)^{0,48} d^{0,23}, \quad (8.8)$$

де m , n – число атомів, відповідно, карбону і гідрогену у молекулі або їх

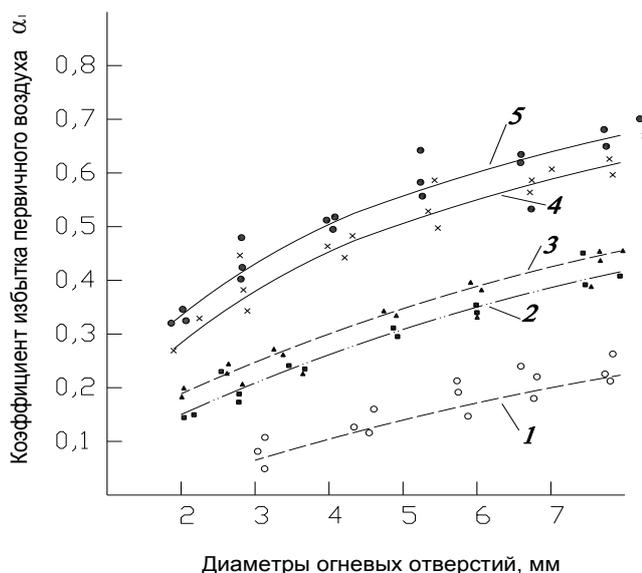


Рис. 8.1. Криві освіти жовтих пробісків полум'я для різних газів: 1 - коксовий газ; 2 - природний газ газових родовищ; 3 - газ нафтових родовищ; 4 - технічний пропан; 5 -

складного газу ; d – діаметр вогневого каналу пальника, мм.

При дифузійному горінні завжди протікають як реакції повного окиснення і відновлення, так і реакції термічного розкладання вуглеводнів, що призводить до появи частинок сажі. Утворення сажі відбувається у безпосередній близькості від фронту полум'я у результаті нагрівання газу розжареними продуктами згорання, що дифундують до горючого газу.

При цьому передбачається, що спочатку виникають радикали у вигляді метилу CH_3 , метену CH_2 та метину CH , які потім ініціюють утворення етану, етена, ацетилену та інших вуглеводнів. Вони, в свою чергу, піддаються в передполум'яній зоні дегідратації і циклізації з утворенням в кінцевому підсумку дрібнодисперсної сажі. Розжарюючись у полум'я, частинки сажі надають йому яскраво жовтого забарвлення.

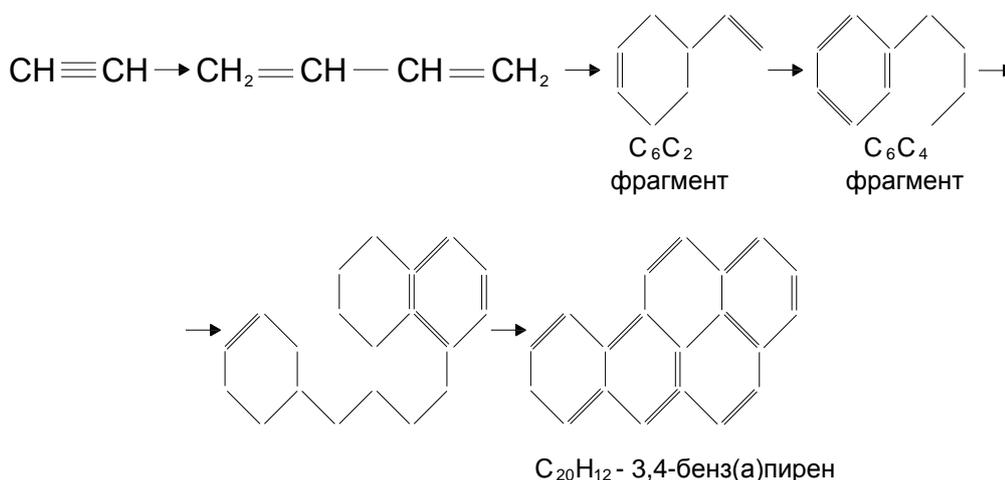
Процес горіння сажистих частинок, що утворились таким чином, протікає стадійно і порівняно повільно, оскільки ці частки переміщуються зі швидкістю потоку, і їх контакт з окиснювачем здійснюється лише за рахунок повільної молекулярної дифузії. Тому вигорання частинок сажі затягується і може повністю припинитися при виході в низькотемпературну область факелу або контакті полум'я з холодними поверхнями теплообміну.

Це нерідко спостерігається у практиці, коли, не зважаючи на наявність кисню у газах, на поверхнях теплообміну з'являються значні відкладення сажі. Отже, світиться полум'я, що має жовті пробіски або суцільне жовте забарвлення завжди свідчить про протікання піролітичних процесів і можливість хімічного недопалу. При цьому в газах можуть бути присутні не лише частинки сажі, а й інші продукти неповного згорання.

8.1.1. Канцерогенні речовини

Особливу небезпечним при неповному згоранні є утворення поліциклічних ароматичних вуглеводнів (ПАВ), оскільки деякі з них мають підтверджену канцерогенну активність. Процес їх утворення більш складний і ще менш досліджений, ніж утворення сажі. Тим не менш, велика кількість досліджень підтверджує наявність у продуктах неповного згорання різних палив, включаючи скраплений і природний газ, таких речовин як 3,4-бензпирен, пирен, перилен, 1,2-бензантрацен, 1,2-бензпирен та інших ПАУ [3, 13, 16].

Експериментально встановлено також, що піроліз ацетилену, його похідних, бутадієну та інших вуглеводнів призводить до утворення канцерогенного 3,4-бензпирену та інших ПАУ. Згідно літературних даних вуглеводні типу ацетилену при високій температурі піддаються процесу утворення і подовження ланцюга, що приводить до утворення сполук з вуглецевими скелетами C_6C_4 , які в результаті дегідратації і циклізації можуть перетворитися в 3,4-бензпирен і інші ПАУ. На рис. 8.2 показана одна з можливих схем таких перетворень [3, 22].



8.2.

Рис. 8.2. Можлива схема утворення 3,4-бензпирену

Окс

иди азоту

Оксиди азоту займають особливе місце в списку шкідливих компонентів продуктів згорання органічного палива, оскільки вони неминуче утворюються при цілком нормальному і добре організованому горінні. Під широко відомим найменуванням «оксиди азоту» (позначення NO_x) розуміють сумарну концентрацію монооксиду азоту NO та діоксиду азоту NO_2 , зазвичай в перерахунку на NO_2 .

На виході з топки або після закінчення процесу горіння у газах міститься переважно NO (більше 95% загальної кількості оксидів азоту). Потрапляючи у атмосферу, оксид азоту протягом декількох годин окиснюється до діоксиду у результаті фотохімічних процесів. Подальше складне перетворення NO_2 у атмосфері може займати кілька діб з утворенням ще більш небезпечних хімічних сполук, що входять до складу так званого смогу.

Залежно від джерела походження азоту і механізмів утворення при спалюванні палива розрізняють три групи оксидів азоту, які відрізняються характерними, особливостями їх утворення в полум'ї різноманітних видів палива [3]:

- термічні;
- паливні;
- фронтальні (швидкі).

8.2.1 Термічні оксиди азоту

Теорія утворення **термічних оксидів азоту** (термічна теорія Я. Б. Зельдовича) спочатку розроблялася для значно більш високих температур, що розвиваються при ядерному вибуху. Довгий час вважалося, що при температурах, характерних для процесів горіння палива, кількість NO_x настільки незначно, що не може представляти шкоди для здоров'я людини. Подальше вивчення шкідливих властивостей оксидів азоту радикально змінило цю точку зору. Термічну теорію можна стисло представити у вигляді наступних положень [3]:

1. Утворення NO відбувається за фронтом полум'я у зоні максимальних температур по ланцюговому механізму, формальну кінетику якого описує рівняння:



2. Вихід NO визначається максимальною температурою горіння і рівноважними концентраціями азоту і кисню в зоні реакції, тому теорія отримала назву термічної.

3. Концентрація оксиду азоту, що утворюється, не перевищує її рівноважного значення при максимальній температурі у реакційній зоні.

4. При наявності вільного кисню вихід NO визначається максимальною температурою у зоні реакції, тоді як при нестачі кисню - кінетикою розпаду NO , тобто швидкістю охолодження продуктів згорання (так званим «загартуванням» продуктів реакції).

5. При спалюванні вуглеводневих або вологих палив у процесі горіння виділяється гідроксильний радикал, який бере активну участь у утворенні оксиду азоту.

8.2.2. Паливні оксиди азоту

Паливні оксиди азоту, як випливає із самої назви, утворюються за участю азотовмісних хімічних сполук, що входять до складу палива. Азот палива входить в основному до складу з'єднань, що легко піддаються термічному розкладанню і активно реагують з киснем. Сучасний стан теорії у цій галузі можна викласти у вигляді наступних основних положень [3]:

1. Конверсія азоту палива у NO відбувається у фронті полум'я зі швидкістю, яку за величиною можна порівняти зі швидкістю самих реакцій горіння.

2. Ступінь конверсії знижується з ростом вмісту азоту у паливі N_T : від 20...80% при $N_T < 0,1\%$ до 10...20% при $N_T = 0,1...1,0\%$.
3. Вихід паливних оксидів азоту слабо залежить від температури полум'я, незначно підвищуються з її збільшенням.
4. Конверсія паливного азоту зростає при збільшенні коефіцієнту надлишку повітря.
5. Вихід паливних оксидів азоту практично не залежить від виду хімічної сполуки, що містить азот, а визначається виключно умістом у ньому азоту.
6. Частка паливних оксидів азоту у їх загальному виході тим більше, чим менше щільність теплового потоку і температура в топковому просторі.

8.2.3. Фронтальні оксиди азоту

Фронтальні, або **швидкі** (англ. Prompt), **оксиди азоту** утворюються при спалюванні будь-якого виду палива. Хімічно індукований механізм синтезу близький за своїм характером до механізму утворення паливних NO_x . Утворення швидких NO_x відбувається за участю проміжних продуктів і радикалів у фронті полум'я зі швидкістю, близькою до швидкості реакцій горіння. Теорія утворення швидких оксидів азоту постійно розвивається, а її нинішній стан можна коротко представити у вигляді наступних положень [3]:

1. Фронтальні NO_x утворюються у зоні, що ототожнюється з фронтом полум'я.
2. Час їх утворення обмежена часом протікання реакцій горіння.
3. Вихід фронтальних оксидів азоту слабо залежить від температури і суттєво - від надлишку повітря.
4. Частка фронтальних NO_x у сумарному виході оксидів азоту, в умовах, характерних для котлів і печей малої і середньої потужності, незначна і зменшується разом з ростом теплової потужності і температури в топці.

8.3. Зменшення утворення шкідливих речовин

Як впливає з короткого представлення теорії утворення шкідливих речовин в полум'ї різних палив, зменшення їх викидів у атмосферу разом з відхідними продуктами згорання на практиці являє собою досить складне технічне завдання. Успіх залежить не тільки від правильного застосування раціональних принципів спалювання палива, але і від умов розвитку полум'я в об'ємі топки, інтенсивності відводу теплоти і т. п.

8.3.1. Зниження викидів шкідливих речовин

при спалюванні газу в побутових газових плитах

Найбільш високі вимоги щодо зниження вмісту шкідливих речовин у продуктах згорання пред'являються до побутових газових пристроїв та іншої апаратури, від якої продукти згорання газу потрапляють безпосередньо у

робочу зону (на висоті дихання людини).

У той же час саме в таких пристроях забезпечення повного згорання ускладнюється тим, що полум'я пальників безпосередньо контактує з холодною поверхнею, що відводить теплоту, а також необхідністю природної або штучної стабілізації горіння у дуже широкому діапазоні регулювання потужності пальників.

У газових плитах застосовуються переважно багатofакельні інжекційні пальники, що працюють з коефіцієнтом надлишку первинного повітря $\alpha_1 < 1,0$ (см. рис. 7.2). Решта повітря надходить в зону горіння з навколишньої атмосфери по периферії пальника (рис. 7.2-а, б) або по периферії і по центру.

Дослідження спалювання газу у таких пальниках показали, що повнота згорання залежить від умісту первинного повітря в суміші, відстані від вогневих отворів пальників до дна посуду, способу підведення вторинного повітря, виду горючого газу і потужності пальника. На рис. 8.3 представлено усереднені значення умісту оксиду вуглецю у продуктах згорання природного газу ($\text{CH}_4 \geq 95\%$) при роботі пальників газових плит на номінальній потужності (близько 1,8 кВт) [22].

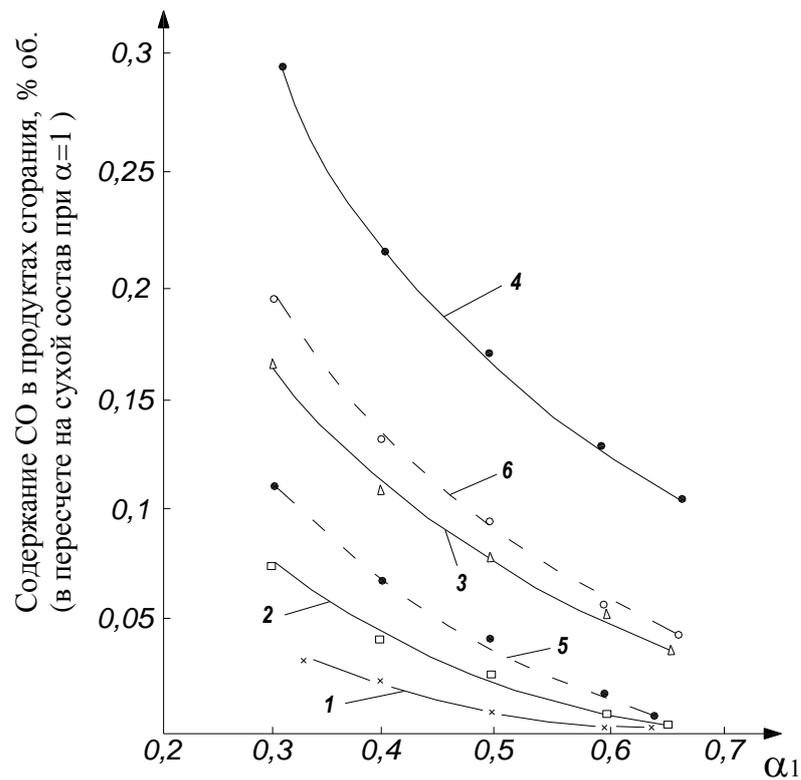


Рис. 8.3. Уміст СО у продуктах згорання пальників газових плит:

1 - природний газ, пальник з двостороннім підведенням вторинного повітря, відстань до дна посуду 30 мм; 2 - природний газ, пальник з периферійним підведенням вторинного повітря, відстань до дна посуду 30 мм; 3 - те ж при відстані 20 мм; 4 - те ж при відстані 10 мм; 5 - зскраплений газ, пальник з двостороннім підведенням вторинного повітря, відстань до дна посуду 30 мм; 6 - те ж при периферійному підводі вторинного повітря

Аналіз даних показує, що збільшення як умісту первинного повітря у суміші, так і відстані від дна посуду призводить до зниження концентрації CO для обох видів палива та обох типів пальників. Причому мінімальний уміст CO у продуктах згорання відповідає значенню коефіцієнта надлишку первинного повітря $\alpha_1 = 0,6$ і більше, а також відстані від дна посуду 30 мм.

Максимальний вихід CO спостерігається при $\alpha_1 \leq 0,3$ і при відстані від дна посуду 10 мм. Пояснюється це інтенсивним охолодженням полум'я при омивання дна посуду, а також утрудненим надходженням вторинного повітря при малій відстані і його погіршеним розподілом між окремими факелами вогню пальника.

Дані показують безперечну перевагу пальників з двостороннім (периферійним і центральним) підведенням вторинного повітря, особливо у разі скрапленого газу. Наприклад, мінімальний уміст CO у продуктах згорання скрапленого газу на пальниках з периферійним надходженням вторинного повітря становить 0,05% об., Тоді як при двосторонньому надходженні повітря не перевищує 0,005% об.

Встановлено також, що підвищення навантаження пальників на 15 ... 20% у порівнянні з номінальною потужністю шляхом підвищення тиску газу призводить до зростання вмісту CO у 1,2 ... 1,3 рази. При аналогічному підвищенні навантаження за рахунок збільшення калорійності газу вміст CO в продуктах згорання зростає в 1,5 ... 2,0 рази.

Пояснюється це тим, що при збільшенні теплоти згорання газу кратність ежектування повітря в пальнику не змінюється, що призводить до зниження коефіцієнта надлишку первинного повітря у суміші в порівнянні з його теоретичної потребою для більш калорійного газу. Найвідчутніше збільшення умісту оксиду вуглецю на пальниках з периферійним підведенням вторинного повітря, особливо при спалюванні зріджених вуглеводневих газів.

Позитивною особливістю пальників з двостороннім підведенням вторинного повітря є також значно менший вихід оксидів азоту - у 1,5 рази менший порівняно з іншими способами підведення. Концентрація NO_x у продуктах згорання цих пальників (в перерахунку на NO_2) при фактичному надлишку повітря в пробах (близько 3,0 ... 3,5) становила 20 мг / м³, тоді як для пальників з периферійним підведенням повітря - 30 мг / м³. Пояснюється це, очевидно, значно більшим охолодженням полум'я при двосторонньому

надходженні повітря без негативних наслідків з точки зору повноти згорання.

Дослідження виходу канцерогенних продуктів при спалюванні природного газу показали, що при $\alpha_1 = 0,3 \dots 0,7$ і відстані від дна посуду 30 мм утворення 3,4-бензпірену не відбувається. У деяких пробах незначна кількість цієї речовини містилась у межах точності вимірювань. Навіть при зменшенні відстані від пальника до дна посуду до 10 мм вихід 3,4-бензпірен був дуже незначний і не перевищував $0,005 \text{ мкг/м}^3$ газу.

При спалюванні скрапленого газу на пальниках з периферійним підведенням вторинного повітря при $\alpha_1 = 0,6 \dots 0,7$ і відстані від дна посуду 30 мм вихід 3,4-бензпірен знаходився в межах $0,01 \dots 0,07 \text{ мкг / м}^3$ газу. У тих же умовах, але при значенні коефіцієнта надлишку первинного повітря $\alpha_1 = 0,3 \dots 0,55$ вихід 3,4-бензпірену різко зростав до 1 мкг / м^3 газу і більш.

При спалюванні скрапленого газу на пальниках з двостороннім підведенням вторинного повітря при $\alpha_1 = 0,35 \dots 0,6$ і відстані від дна посуду 30 мм вихід 3,4-бензпірен знаходився у межах від слідів до $0,08 \text{ мкг / м}^3$ газу. При цьому збільшення вмісту первинного повітря призводить, як правило, до зниження концентрації 3,4-бензпірен в продуктах згорання.

Кількість сажистих частинок при спалюванні природного газу з $\alpha_1 \geq 0,3$ на обох типах пальників було незначним. Це ж спостерігалось при спалюванні скраплених вуглеводневих газів при $\alpha_1 \geq 0,5$.

Результати комплексних досліджень показали, що для спалювання природного газу можна застосовувати пальники як з периферійним, так і з двостороннім підведенням вторинного повітря (за можливості перевагу негеобхідно віддати останнім). Уміст первинного повітря у суміші має становити $\alpha_1 = 0,55 \dots 0,56$, а відстань від пальника до дна посуду має бути близько 30 мм [22].

За цих умов утворюється невелика кількість шкідливих речовин, що можна вважати безпечним. Пальники працюють стійко, без відриву полум'я і, що особливо важливо, без проскакування полум'я при будь-якому зменшенні їх теплового навантаження. Коефіцієнт корисної дії пальників за умови досягнення номінальної теплової потужності становить близько 60%.

Для спалювання скраплених вуглеводневих газів рекомендуються пальники з двостороннім підведенням вторинного повітря (периферійним і центральним). Уміст первинного повітря у суміші перед спалюванням має становити не менше $\alpha_1 = 0,6$, а відстань від пальника до дна посуду має бути близько 30 мм. Оскільки при такому складі горюча суміш знаходиться всередині концентраційних меж займання, то при зменшенні навантаження пальника можливим є проскок полум'я до корпусу пальника.

Щоб запобігти цьому явищу, слід приймати розміри вогневих каналів менше критичних, а самі канали повинні бути більш глибокими порівняно з вогневими каналами пальників для спалювання природного газу. Для запобігання відриву полум'я сумарна площа вогневих каналів повинна бути дещо більшою, ніж для пальників, розрахованих на природний газ. Все це,

незважаючи на близькість величин нормальної швидкості поширення полум'я, призводить до необхідності збільшення розмірів вогневої частини пальників, що працюють на скрапленому вуглеводневому газі.

8.3.2. Зниження викидів шкідливих речовин при спалюванні газу в котлах та промислових печах

Сімейство пальників, які призначено для спалювання газів в опалювальних котлах і промислових агрегатах, незрівнянно більш різноманітно. Тому результати досліджень у галузі утворення і скорочення викидів шкідливих речовин у атмосферу наводяться нижче для окремих груп пальників.

8.3.2.1. Екологічні характеристики інжекційних пальників.

Інжекційні пальники, що працюють при $\alpha_1 < 1,0$ (рис. 7.3), застосовуються при переході з твердого палива на газ. Це простий і недорогий спосіб модернізації котлів, проте це пальника дуже чутливі до дотримання оптимальної відстані між вогневими каналами.

Самочинне запалювання і перебіг полум'я з одного вогневого отвору до іншого по усій довжині пальника (так звана «швидкість перебігу, або хуткість» полум'я) вимагає певної (досить невеликої) відстані між отворами. Однак надмірне зближення вогневих отворів призводить до злиття окремих факелів, що значно погіршує умови надходження вторинного повітря до кожного полум'я. Це призводить до збільшення висоти усього полум'я, можливості контакту з поверхнею нагрівання і виникненню хімічного недопалу [15, 22].

Наприклад, при спалюванні природного газу з коефіцієнтом надлишку первинного повітря $\alpha_1 = 0,5$ на пальнику з однорядним розташуванням вогневих отворів, при відстані між їх осями $2d$ (d - діаметр вогневого каналу), уміст CO у продуктах згоряння складав $0,15 \dots 0,19$ г/м³, а вихід 3,4-бензапірену – $0,05 \dots 0,13$ мкг/м³ газу. За тих же умов збільшення відстані між отворами до $3,2d$ забезпечило майже повну відсутність у газах CO і 3,4-бензапірену. Причому полум'я ставало прозорим, а його висота зменшувалася майже у два рази [15].

Встановлено, що оптимальна відстань між отворами залежить від діаметру каналу і умісту первинного повітря у суміші, зменшуючись з його збільшенням. Мінімальні (за умовами повноти згоряння) і максимальні (за умовами швидкості полум'я) відстані між осями отворів, в залежності від зазначених факторів, наведені в табл. 8.1 [22].

Таблиця 8.1. Відстані між осями вогневих отворів однорядних

пальників, залежно від їх діаметру і коефіцієнта надлишку первинного повітря

| Діаметр отворів d , мм | $\alpha_1=0$ | $\alpha_1=0,2$ | $\alpha_1=0,3$ | $\alpha_1=0,4$ | $\alpha_1=0,5$ | $\alpha_1=0,6$ |
|-----------------------------|---|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| | Відстані між осями отворів (мін./макс.), мм | | | | | |
| 2,0 | 11/20 | 9/13 | 8/10 | 7/8 | 6/7 | 5/6 |
| 3,0 | 14/22 | 12/18 | 10/15 | 9/12 | 7/10 | 6/8 |
| 4,0 | 16/24 | 14/20 | 13/18 | 12/15 | 9/13 | 8/11 |
| 5,0 | 18/27 | 16/23 | 15/20 | 14/19 | 11/17 | 10/15 |
| 6,0 | 20/30 | 18/26 | 17/24 | 16/22 | 14/20 | 13/18 |

При розташуванні вогневих отворів в два ряди відстані між ними слід приймати близькими до максимальних значень. Отвори повинні бути розташовані в шаховому порядку, а оптимальна відстань між рядами повинна, як правило, прийматися не менше подвоєної відстані між отворами у ряду.

Якщо технологічні умови передбачають встановлення пальників у атмосфері інертних газів або у середовищі, що містить менше 15% кисню, то коефіцієнт надлишку первинного повітря слід приймати на рівні $\alpha_1 = 1,02 \dots 1,05$. Розміри вогневих отворів повинні бути менше критичних (див. П. 5.1.1), а відстані між отворами і рядами - не більше $2d$.

Робота інжекційних пальників середнього тиску з кільцевим стабілізатором у відкритій атмосфері була досліджена у широкому діапазоні зміни надлишку первинного повітря $\alpha_1 = 0,0 \dots 1,05$. При нульовому умісті первинного повітря пальник працює за дифузійним принципом у повністю ламінарному режимі горіння, утворюючи полум'я яскраво жовтого кольору.

Аналізи показали, що уміст CO у продуктах згорання при цьому невелика, а 3,4-бензпірен взагалі не було виявлено. Однак виявлено наявність значної кількості пірену в межах $2,8 \dots 3,6$ мг/м³ газу. Горіння характеризується утворенням значної кількості частинок сажі переважно розмірами до 3 мкм і дуже рідко до 10 ... 15 мкм. Висока сорбційна здатність сажі може пояснювати відсутність 3,4-бензпірен в пробах, через що ці вимірювання не можна вважати цілком достовірними.

Спалювання палива у цьому пальнику при $\alpha_1 = 0,5$ характеризується утворенням прозорого полум'я і повною відсутністю сажі у продуктах згорання. Уміст CO в пробах було надвичайно малим, а вихід 3,4-бензпірену становив $0,05 \dots 0,1$ мгк/м³ газу. Кількість пірену у порівнянні з дифузійним горінням зменшилася в 20 ... 30 разів і склало в середньому $0,1 \dots 0,2$ мг/м³ газу.

Подальше збільшення подачі первинного повітря до $\alpha_1 = 1,10 \dots 1,15$ приводило до утворення короткого прозорого («жорсткого») факелу при повній відсутності оксиду вуглецю і сажистих частинок. Вихід 3,4-бензпірену у порівнянні зі спалюванням при $\alpha_1 = 0,5$ зменшувався у незначній мірі [22].

Наведені результати дослідження роботи пальників у відкритому просторі мають скоріше теоретичне значення. Для вивчення характеристик спалювання газу в умовах, близьких до промислових, була досліджена робота інжекційного пальника середнього тиску з керамічним тунелем, що був інстальований в експериментальній топкової камері.

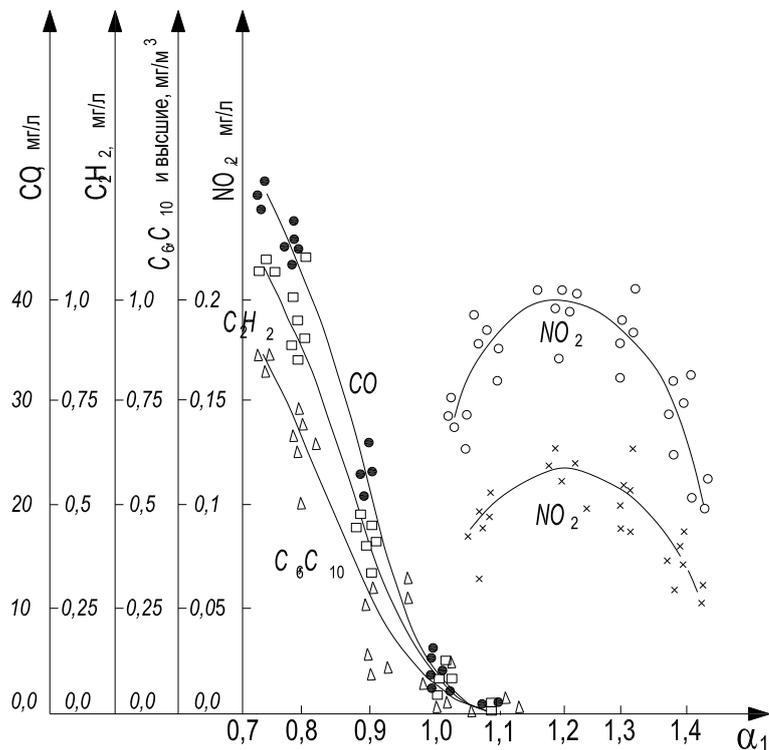


Рис. 8.4. Залежність вмісту продуктів неповного згоряння і оксидів азоту від коефіцієнта надлишку первинного повітря (Інжекційний пальник з керамічним тунелем)

Умови експерименту виключали вплив вторинного повітря, а межі зміни надлишку первинного повітря становили $\alpha_1 = 0,75 \dots 1,15$. Вихід оксидів азоту був досліджений при надлишку первинного повітря до $\alpha_1 = 1,45$. Узагальнені результати вимірювань якісно і кількісно ілюструються графічними залежностями, наведеними на рис. 8.4 [15, 22].

Результати досліджень показують, що повне згоряння однорідної газоповітряної суміші досягається лише при надлишку первинного повітря не менше $\alpha_1 = 1,05$. При меншому надлишку починається цілком закономірне зростання концентрації CO, ацетилену і поліциклічних ароматичних вуглеводнів (C_2 , C_6 , C_{10} і вищих). Крім компонентів, наведених на графіках, у

продуктах згорання при $\alpha_1 < 1,0$ виявлені водень, етилен, метан та інші вуглеводні.

Аналіз відпрацьованих газів на наявність 3,4-бензпірен показав, що його середній вихід при $\alpha_1 = 1,1$ незначний і не перевищує $0,003 \text{ мкг} / \text{м}^3$ газу. При зниженні α_1 до $0,75 \dots 0,8$ середній вихід 3,4-бензпірен зростає в $250 \dots 270$ разів і становить $0,75 \dots 0,80 \text{ мкг} / \text{м}^3$ газу. При цьому в окремих пробах содержание При цьому в окремих пробах уміст канцерогену було ще більшим і досягав $2,6 \text{ мкг} / \text{м}^3$ газу [15, 22].

Наведені графічні залежності підтверджують, що проміжними речовинами, які беруть участь в утворенні 3,4-бензпірена та інших сполук цього класу можуть бути ацетилен, його похідні і інші ненасичені вуглеводні. Кількісний характер залежностей показує також, що кількість ПАУ, що утворюються при згоранні значно менша за кількість ацетилену у продуктах згорання.

Уміст оксидів азоту в продуктах згорання представлено на графіку двома кривими. Верхня крива відповідає спалюванню газу у теплоізолюваній камері згорання при температурі $1250 \dots 1300^\circ\text{C}$ і об'ємній щільності теплового потоку топкової камери $300 \dots 350 \text{ кВт} / \text{м}^3$. Час перебування газів у топці становило приблизно 2 секунди. Характер цієї кривої свідчить, що максимальний вихід NO_x відповідає коефіцієнту надлишку первинного повітря $\alpha_1 = 1,2$ і швидко знижується при його збільшенні або зниженні.

Нижня крива отримана при спалюванні газу у неізолюваній топці, коли згорання відбувається при температурі $850 \dots 900^\circ\text{C}$ і об'ємній щільності теплового потоку у камері згорання котла близько $110 \dots 120 \text{ кВт} / \text{м}^3$. Час перебування газів у топковому просторі за цих умов становив $6 \dots 7 \text{ с}$. Значну кількість NO_x у таких умовах можна пояснити тим, що на інтенсивність їх утворення впливає, перш за все, рівень локальних температур у фронті полум'я, який значно перевищує середню температуру в котельній камері.

Усі представлені в графічному вигляді результати досліджень отримані при установці інжекційних пальників у тунелі, довжина і діаметр якого були рівні $2,5d$ (d - діаметр вогневого каналу пальника). Збільшення довжини тунелю до $(6 \dots 8,5) d$ при незмінному діаметрі не приводило до істотної зміни картини горіння і умісту компонентів в продуктах згорання при однакових надлишках повітря.

Таким чином, довжина тунелю при спорудженні високотемпературних печей і монтажі пальників визначається не умовами повноти згорання, а лише вимогами стабілізації полум'я щодо відриву.

8.3.2.2. Способи зниження шкідливих викидів при спалюванні газу у теплових установках з дуттьовими пальниками.

Пальники з примусовою подачею повітря складають велике, ще більш

різноманітне сімейство пристроїв для спалювання газу у котлах та промислових установках. Для прискорення змішування газу з повітрям в них застосовується закрутка повітряного потоку за допомогою лопаточних реєстрів, або тангенціальна і завиткова подача повітря в зону змішування .

Наприклад, пальники середнього тиску типу ГНП із завихрювачем у вигляді направляючих лопаток широко використовуються у печах і сушилах. Подача газу у пальнику здійснюється у закручений потік повітря від центру до периферії.у вигляді дрібних високошвидкісних струменів. Пальник було встановлено у експериментальній топковій камері з тунелем довжиною і діаметром $2,5d$ (d - діаметр вогневого каналу пальника) [1, 23].

Робота пальника характеризується утворенням жорсткого напівпрозорого факела. Аналіз відпрацьованих газів показав, що уміст оксиду вуглецю і водню в них був дуже незначний, середній вихід 3,4-бензпірену становив близько $0,12 \text{ мкг} / \text{м}^3$ газу, в окремих пробах він збільшувався до $0,34 \text{ мкг}/\text{м}^3$ газу.

При обладнанні зазначеного пальника додатковою камерою змішування (перед надходженням суміші до тунелю) глибиною $2d$ довжина полум'я скорочувалася майже у два рази, а факел при цьому ставав прозорим, аналогічним факелу інжекційного пальника повного попереднього змішування, що працює з $\alpha_1 = 1,1$. У продуктах згорання були відсутні оксид вуглецю і водень, а середній вихід 3,4-бензпірену зменшувався в 20 ... 25 разів і складав $0,005 \text{ мкг} / \text{м}^3$ газу. Вихід оксидів азоту при роботі пальника з подовженою камерою змішування у порівнянні з серійним пальником був дещо вищим і при $\alpha_1 = 1,2$ складав від $0,2$ до $0,22 \text{ г}/\text{м}^3$ [22].

Ліквідація на на серійному пальнику пристрою для крутки повітряного потоку і заміна багатоструменевої насадки на одне осесиметричне сопло приводили до утворення довгого непрозорого факелу яскраво жовтого кольору і наявності у продуктах згорання великої кількості дисперсної сажі.

Особливу увагу було приділено дослідженню впливу конструктивних і технологічних характеристик дуттєвих пальників на утворення токсичних інгредієнтів продуктів згорання. У конструкції пальників змінювали спосіб подачі і розподілення газу у корпусі пальника; довжину ділянки змішування, кут нахилу лопаток направляючого апарату для крутки повітря, і температуру дуттьового повітря. Дослідження проводилися на пальниках ЦКТІ з центральною і периферійною роздачею газу у закручений потік повітря.

Умови роботи пальників в промисловій установці (наприклад, у котлі) симулювалися за допомогою циліндричної камери згорання з водоохолоджуємим корпусом діаметром 800 мм і довжиною 3 м. Закручування повітря здійснювалася змінними реєстрами з кутом нахилу лопаток 30 , 45 і 60° . Підігрівання повітря проводилось у електричному калорифері [15].

Щоб забезпечити достовірність оцінки впливу перерахованих вище факторів технології спалювання газу, витрата палива і об'ємна щільність теплового потоку в котельній камері підтримувалися постійними. При зміні одного з факторів впливу, наприклад, способу роздачі газу, всі інші показники зберігалися незмінними (коефіцієнт надлишку повітря, інтенсивність крутки, довжина ділянки змішування і т. п.).

Отримані результати показали, що повнота згорання газу визначається: способом роздачі газу в повітряний потік, довжиною ділянки змішування, коефіцієнтом надлишку повітря, його температурою і швидкістю газових струменів.

На рис. 8.5 [15, 22, 30] наведені узагальнені результати дослідження повноти згорання у перерахунку на показник втрат теплоти від хімічного недопалу q_3 , який широко використовується при складанні теплового балансу паливоспалювальних агрегатів і визначенні величини термічного ККД. Результати було отримано на пальниках з газовипускними отворами діаметром 7,5 мм при куті нахилу лопаток повітряного реєстру 60° . Витрата газу становила $200 \text{ м}^3 / \text{год}$, а об'ємна щільність теплового потоку у камері згорання близько $1,5 \text{ МВт} / \text{м}^3$. Повітря підігрівалось до температури 35°C . Проби на аналіз відбирались з перетину камери, розташованого на відстані 2 м від амбразури пальника.

Наведені дані показують, що подовження ділянки попереднього змішування газу з повітрям зменшує хімічний недопал для усіх типів пальників. При однаковій довжині ділянки змішування хімічний недопал у пальниках з центральною роздачею газу значно вище, ніж у пальниках з периферійною роздачею, причому ця різниця зростає при зменшенні довжини

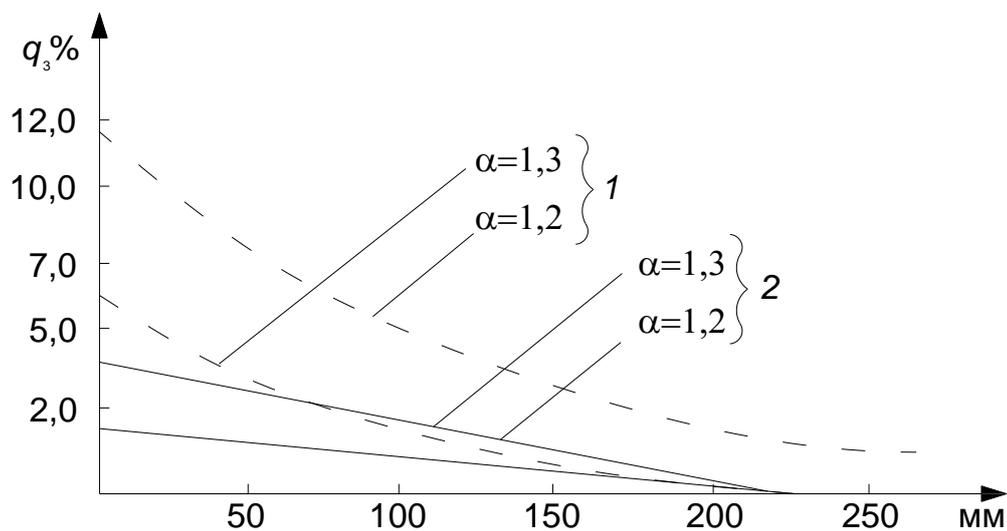


Рис. 8.5. Залежність втрат теплоти від хімічного недопалу q_3 від довжини камери змішування і коефіцієнта надлишку повітря:

- 1 - пальник з центральною роздачею струменів газу;
- 2 - пальник з периферійною роздачею струменів газу

камери змішування.

Слід зазначити, що навіть при $\alpha_1 = 1,2$ пальник з центральної роздачею газу не забезпечує відсутності продуктів хімічного недопалу, незважаючи на досить значну довжину ділянки попереднього змішування. Зниження надлишку повітря до $\alpha_1 = 1,1$ при інших рівних умовах призводить у пальниках з центральної роздачею газу до збільшення хімічного недопалу до $q_3 = 1,5\%$, тоді як на пальнику з периферійним підведенням газу він не перевищує $q_3 = 0,4\%$.

Відмова від крутки повітря на обох типах пальників (перехід до простої аксиальної подачі) призводить до неприпустимого погіршення повноти горіння: втрати теплоти з хімічним недопалом збільшуються до $q_3 = 10,5\%$ у пальнику з центральною і до $q_3 = 1,2\%$ - з периферійною роздачею повітря. Встановлено також, що розміри і форма газовипускних отворів в межах 3 ... 10 мм або еквівалентних їм за площею щілинних отворів не робить помітного впливу на характер горіння і повноту згорання газу.

Для вивчення впливу швидкості витікання газових струменів на повноту згорання діаметри газових отворів, ступінь крутки (нахил лопаток) і швидкість повітря підтримувалися постійними і становили відповідно 7,5 мм, 60° і 8 м / с.

Зміна швидкості газу в межах 30 ... 105 м / с досягала відповідними змінами числа газових отворів. Дослідження показали, що надмірне зменшення і збільшення швидкості газових струменів щодо оптимальних їх значень призводили до зростання хімічного недопалу палива для обох типів пальників. При цьому збільшення швидкості для пальника з периферійною роздачею газу має незначний вплив, а з центральною - дуже сильний, хімічний недопал палива зростає у 2 ... 3 рази.

Оптимальна швидкість витікання газу для пальника з периферійною роздачею газу (діаметр вогневого каналу 354 мм) склала 70 ... 90 м / с, а для пальника з центральної роздачею газу (діаметр вогневого каналу 400 мм) - 60 м / с.

Підвищення температури дуттьового повітря позитивно впливало на усі типи пальників щодо зменшення хімічного недопалу палива, скорочувалась довжина факелу, покращувались умови тепломасообміну – у результаті цього збільшувалась величина теплового потоку і теплопродуктивність установок.

8.3.2.3. Екологічні показники застосування випромінюючих пальників.

Випромінюючі пальники (газові випромінювачі) широко застосовуються у промисловості для локального обігріву людей в великих приміщеннях або на відкритому просторі, де неможливий або недоцільний конвективний обігрів всього обсягу. Досліджувався стандартний інфрачервоний пальник з керамічною випромінювальною панеллю і металевою сіткою над

випромінювальною панеллю (металева сітка захищає від випадкових дотиків до розжареної панелі). Деякі автори вважають, що захисна сітка, нагріта до високої температури сприяє догоранню продуктів хімічного недопалу [22].

Особливістю цих пальників є інжекція повітря із того ж простору у який видаляються продукти згорання. При спрямуванні випромінюючої панелі униз під кутом зростає ймовірність попадання продуктів згорання в ежектор пальника. При цьому відбувається і значне погіршення показників повноти згорання. Тому аналіз продуктів згорання виконувався за умови різних кутів розташування пальника, а саме 45 і 90° до горизонту.

Принцип роботи випромінюючих пальників дозволяє змінювати коефіцієнт надлишку первинного повітря лише у вузькому діапазоні $\alpha_1 = 1,05 \dots 1,10$. Умови відбору проб для газового аналізу (з повітря, що оточує пальник у безпосередній близькості від панелі) неминуче пов'язані з сильним розбавлення проби. Тому результати усіх аналізів перераховувалися на стехіометричні умови ($\alpha_1 = 1,0$).

Уміст оксиду вуглецю у продуктах згорання виявилося дуже малими і не перевищували 10 ... 50 мг / м³. При цьому, як правило, концентрація СО рівномірно зменшувалась при зростанні α_1 від 1,05 до 1,10. У продуктах згорання не виявлено ні 3,4-бензпірен, ні частинок сажі. Вихід оксидів азоту у порівнянні зі звичайними («полум'яними») інжекційними пальниками виявився істотно меншим: в середньому 20 ... 30 мг / м³.

Окремо було перевірено вплив металевої сітки на повноту згорання. Результати аналізів переконливо показали, що зняття сітки не погіршує показників горіння і не призводить до зростання концентрації шкідливих речовин у продуктах згорання.

Продукти згорання від випромінюючих пальників безпечні для людей у приміщеннях, що обігріваються. Іноді на практиці спостерігають підвищений уміст шкідливих інгредієнтів у приміщеннях з встановленими пальниками інфрачервоного випромінювання, у тому числі підвищені концентрації продуктів хімічного недопалу. Виконані дослідження показують, що це може бути спричинено використанням пальників, паспортні характеристики яких не відповідають складу горючого газу (використання пальників не за призначенням), або порушенням робочого діапазону регулювання пальників – надмірне збільшення або зменшення теплової потужності пальників. Найбільш характерною причиною підвищених концентрацій продуктів хімічного недопалу у повітрі є неправильне встановлення пальників, при якому продукти згорання інжектуються разом з повітрям до змішувачів.

Література

1. Єнін П.М., Шишко Г.Г., Предун К.М. «Газопостачання населених пунктів і об'єктів природним газом» навчальний посібник, К., Лагос, 2020.- 198с.
2. Ткаченко В.А., Скляренко О.М. Проектування газопостачання населених пунктів, житлових і громадських будинків. К., 2021, 114 с.

3. Кодекс газорозподільних систем, затверджений Постановою Національної комісії, що здійснює державне регулювання у сферах енергетики та комунальних послуг від 30.09.2015, № 2494
4. Правила безпеки систем газопостачання України НПАОП 0,00-1.76-15.-К.: Техніка, 2015.-369. (<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0674-15#Text>).
5. A., Koliienko, A. *Interchangeability and Standardization of the Parameters of Combustible gases when using hydrogen*. Shkarovskiy, A., Koliienko, A., Turchenko, V. *Architecture and Engineering.*, 2022, 7(1), pp. 33–45.
4. A.Kolienko Interchangeability of various combustible gases and adaptation of gas-using equipment for their efficient combustion. /A.Kolienko, R Ahmednabiev,/ .Published under licence by IOP Publishing Ltd IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, olume 1348, V International Conference "ESSAYS OF MINING SCIENCE AND PRACTICE" 08/11/2023 - 10/11/2023 Online. *Science* This link is disabled., 2024, 1348(1), 012048. <https://www.rmget.com/index.php/keynote-lectures.html>.
- 6 Колієнко А.Г. Взаємозамінність горючих газів промислового і комунально-побутового призначення. Проблеми екології та експлуатації об'єктів енергетики: Збірник праць. Інститут промислової екології.- НАН України, 2023с 67-73. »К., Алкон, 2023 http://ittf.kiev.ua/wp-content/uploads/2023/12/sbornik_2023_ppp.pdf.
- 7.Kolienko A. Prediction of fuel consumption and carbon dioxide emission when replacing gaseous fuels with renewable hydrogen or their mixture Gupalo, O., Yeromin, O., Kabakova, L., ... Kirsanov, M., Kulikov, A. Published under licence by IOP Publishing Ltd *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* This link is disabled., 2024, 1348(1), 012089 <http://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/16238> [IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Volume 1348, V International Conference "ESSAYS OF MINING SCIENCE AND PRACTICE" 08/11/2023 - 10/11/2023 Online](https://www.iopscience.iop.org/conference-series/earth-and-environmental-science/volume-1348)
8. Prediction of fuel consumption and carbon dioxide emission when replacing gaseous fuels with renewable hydrogen or their mixture Gupalo, O., Yeromin, O., Kabakova, L., ... Kirsanov, M., Kulikov, A. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science This link is disabled., 2024, 1348(1), 012089.