



**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
"КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО"**

**А.Р. Степанюк**

# **Пічне обладнання у хімічних та нафтопереробних процесах**

Затверджено Вченою радою КПІ ім. Ігоря Сікорського  
як навчальний посібник для студентів,  
які навчаються за спеціальністю «Галузеве машинобудування»

Київ  
КПІ ім. Ігоря Сікорського  
2017

УДК 66.04 (075.8)  
ББК 31.391я73  
С 79

Пічне обладнання у хімічних та нафтопереробних процесах: навч. посіб. /  
А.Р. Степанюк. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017 – 172 с.

*Гриф надано Вченою радою КПІ ім. Ігоря Сікорського  
(Протокол № 6 від 6 березня 2017р.)*

## **Пічне обладнання у хімічних та нафтопереробних процесах**

Автор: Степанюк Андрій Романович

Рецензенти:

Жовтянський Віктор Андрійович, заступник директора з наукових питань Інституту газу НАН України, член-кореспондент НАН України, доктор фізико-математичних наук

Корінчук Дмитро Миколайович, провідний науковий співробітник Інституту технічної теплофізики НАН України, кандидат технічних наук

Відповідальний редактор:

Дахненко Валерій Леонідович доцент каф. МАХНВ, к.т.н., доцент КПІ ім. Ігоря Сікорського

### **Анотація.**

Наведено основні поняття про печі. Викладено узагальнену схему печі. Описано основні теплотехнічні процеси в печах. Наведено класифікацію печей та їх основні конструкційні схеми.

Викладено основні характеристики палив промислових печей. Наведено теорії горіння палива та розрахунку кількості повітря для спалювання палива. Викладено поняття температури горіння, теплопродуктивність палива.

Викладено особливості спалювання палива в печах. Викладено класифікацію топок для твердого палива. Розглянуто особливості спалювання

рідкого, газоподібного та твердого палива і вугільного пилу. Викладено основні конструкції пальників для спалювання рідкого, газоподібного та твердого палива і вугільного пилу.

Розглянуто особливості теплообміну в печах. Проаналізовано нагрів матеріалу в печі. Розглянуто задачі зовнішнього і внутрішнього теплообміну.

Розглянуто особливості руху газів в печах, проаналізовано втрати тиску. Викладено методику розрахунку димаря.

Наведено особливості визначення техніко-економічних показників роботи печей.

### **Summary.**

Induced basics about the furnace. The scheme of printing is described. The main heat-engineering processes in furnaces are described. The classification of furnaces is based on the basic design of the circuits.

It describes the basic characteristics of firing furnace promises. Induced therora gorinnya paliva that rozraunku kilkosti povitrya for spaluvannya paliva. It is described understanding of the temperature of the mountain, the heat production of the fish.

Described spreadsheet spivyuvannya paliva in ovchaks. It describes the classification of firebox for solid piliv. Roslyanuto osoblivosti spilyuvannya ridkogo, gazododibnogo that solid sticks and ugular saw. Vikladeno basic design of palyni for spaluyuvannya spalyulyannya ridkogo, gazododibnogo ta firma pyliva i vugil'nogo saw.

Described specialty heat transfer in ovens. Described nagriv mother in the furnace. Describes the tasks of the incoming and outgoing heat exchange.

It is described especialism of the gas in the furnaces, it is proanalized to squeeze the vise. A technique for the development of Dimaras is described.

It is imposed special responsibility for technical and economical demonstrations of furnaces

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 КЛАСИФІКАЦІЯ ПЕЧЕЙ І ЇХ ОСНОВНІ СХЕМИ.....	8
1.1 Загальна схема печі.....	8
1.2 Теплотехнічні процеси в печах .....	13
1.3 Класифікація печей.....	16
1.4 Трубчаті печі .....	20
1.5 Контрольні запитання до розділу 1 .....	28
2 ХАРАКТЕРИСТИКА ПАЛИВ ТА ОСОБЛИВОСТІ ЇХ СПАЛЮВАННЯ...	30
2.1 Характеристика палив, які використовуються в промислових печах .....	30
2.2 Горіння палива .....	32
2.3 Розрахунок кількості повітря для горіння.....	33
2.4 Температури горіння, теплопродуктивність палива .....	38
2.5 Приклади вирішення задач до розділу 2 .....	43
2.6 Контрольні запитання до розділу 2.....	45
3 ТОПКИ ТА ПРИСТРОЇ ДЛЯ СПАЛЮВАННЯ ПАЛИВА.....	47
3.1 Особливості спалювання палива в печах .....	47
3.2 Класифікація топок для твердого палива .....	48
3.3 Особливості спалювання твердого палива.....	52
3.4 Особливості спалювання вугільного пилу .....	55
3.5 Пальники для спалювання вугільного пилу.....	56
3.6 Спалювання рідкого палива в печах .....	57
3.7 Форсунки для рідкого палива.....	61
3.8 Розрахунок форсунок для мазуту.....	64
3.8 Особливості спалювання газоподібного палива.....	66
3.9 Кінетична і дифузійна області горіння.....	70
3.10 Факельний процес спалювання газоподібного палива .....	72
3.11 Закономірності факельного процесу спалювання газоподібного палива.....	75

3.12	Пальники для спалювання газоподібного палива .....	77
3.13	Приклади вирішення задач до розділу 3 .....	85
3.14	Контрольні запитання до розділу 3 .....	100
4	ТЕПЛООБМІН В ПЕЧАХ .....	104
4.1	Нагрів матеріалу в печі .....	104
4.2	Зовнішній і внутрішній теплообмін.....	105
4.3	Тепловіддача конвекцією.....	107
4.4	Теплопередача випромінюванням .....	111
4.5	Поглинання тепла пучком радіантних труб.....	115
4.6	Теплообмін в трубчатій печі.....	122
4.7	Приклади вирішення задач до розділу 4 .....	128
4.8	Контрольні запитання до розділу 4.....	134
5	РУХ ГАЗІВ В ПЕЧАХ .....	136
5.1	Втрати тиску.....	136
5.2	Методика розрахунку димаря.....	140
5.3	Приклади вирішення задач до розділу 5 .....	144
5.4	Контрольні запитання до розділу 5.....	155
6	ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ПЕЧЕЙ.....	157
6.1	Матеріальний баланс печі .....	157
6.2	Тепловий баланс печі .....	158
6.3	Основні теплотехнічні характеристики роботи печей.....	162
6.4	Приклади вирішення задач до розділу 6 .....	164
6.5	Контрольні запитання до розділу 6.....	165
	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ .....	167
	Додаток 2. Ентальпія рідких нафтопродуктів .....	171
	Додаток 3. Ентальпія парів нафтопродуктів .....	172

## ВСТУП

Печі широко використовують в усіх областях промисловості : в хімічній наприклад для обпалювання мідного колчедану при виробництві з нього сірчаної кислоти, для обпалювання сірчаноокислотного глинозему – при виробництві соди, аміаку, фосфатних добрив, вугільних матеріалів, шихти, коксу, тощо. В нафтопереробній промисловості та промисловості органічного синтезу, де основними технологічними агрегатами являються трубчасті печі для крекінгу, піролізу та інших процесів. На машинобудівельних заводах кузнечних та термічних печах – для нагріву металу перед ковкою і штамповкою.

В промислових печечях затрачується приблизно половина всього палива, що добувається на землі, тому вдосконалення роботи печей має важливе значення. При скороченні витрат палива шляхом вдосконалення техніки спалювання палива та покращення теплообмінних процесів в печах принесе значний економічний ефект.

Вдосконалення пічної техніки в великій степені залежить від розвитку теоретичних основ науки про печі.

Геніальний російський вчений М.В. Ломоносов після встановлення фізичної сутності теплоти та відкриття законів збереження матерії та енергії в трактаті «О вольном движении воздуха в рудниках примененных» (1742 р.) дав визначення причин переміщення газів в порожнинах печей. В праці «Первые основания металлургии или рудных дел» вказав на залежність ходу плавки від властивостей руди та палива, виклав «действие огня в самодуях» , тобто дав пояснення роботи димових труб, самодувних печей, а також висловив думку про використання тепла газів, що відходять від печей.

Професор Київського політехнічного інституту К.Т. Дементьев написав книгу «Теплота и заводские печи». Особливо великий вклад в теплотехнічну науку вніс академік М.В. Кирпичов та його співробітники А.А. Гухман, М.А. Міхеєв, Г.П. Іванцов, які розробили теорію моделювання, що дало

можливість на моделях в достатній мірі вивчити питання переміщення газів, конвективного теплообміну, теплопровідності та важких комплексних задач по теплообміну в печах. Оригінальні праці по теплообміну в печах і по нагріву та по охолодженню тіл виконані Г.П. Іванцовим, Д.В. Будріним, В.Н. Тимофєєвим, Г.М. Кондрат'євим, С.Н. Шоріним, А.С. Невским та іншими вченими.

Великий вклад в створення та розвиток загальної теорії печей і газогенераторів вніс вклад академік АН УССР Н.Н. Доброхотов. Ці праці дозволили сформулювати правила та закономірності в області механіки газів і теплообміну, а також пічних конструкцій та основи розрахунку складу генераторного газу.

В теперішній час теорія печей базується на теорії теплообміну, теорії теплових балансів, газомеханіки і теорії згоряння палива ,що дає можливість будувати сучасні та високоекономічні печі на заводах різноманітних галузей промисловості.

# 1 КЛАСИФІКАЦІЯ ПЕЧЕЙ І ЇХ ОСНОВНІ СХЕМИ

## 1.1 Загальна схема печі

Матеріал підрозділу викладено за авторами [1...3]. Різноманіття технологічних процесів, використовуваних в промисловості, визначає і різноманіття видів технологічного устаткування. Печі різних конструкцій і призначення є найважливішим видом промислового устаткування, оскільки їх робота багато в чому визначає якість і собівартість кінцевого продукту. Відомо, що промислові печі є головним споживачем енергії, в них витрачається більше 50 % світового споживання палива.

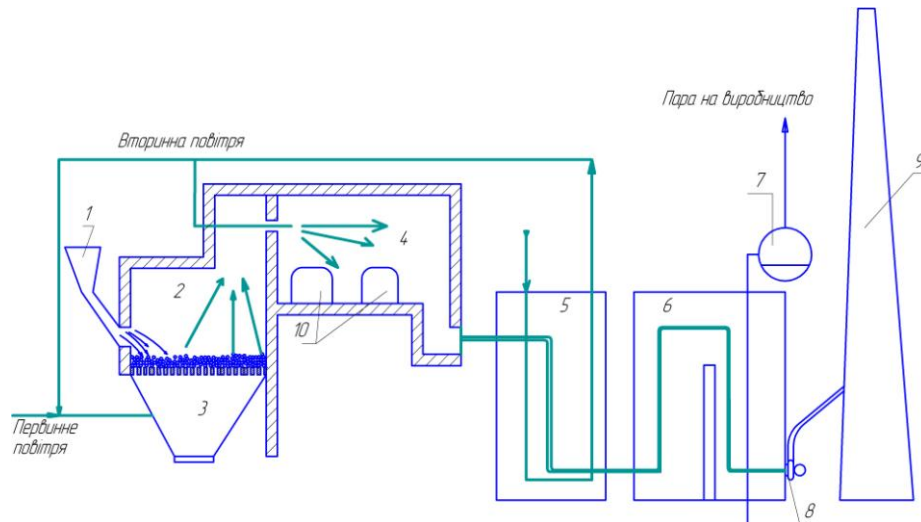
Призначенням печей є забезпечення технологічного процесу, який здійснюється при тепловій дії (підведенні тепла) на оброблювані матеріали. Спрощено можна дати наступне визначення: печі є захищене від навколишнього простору технологічне устаткування (тепловий пристрій), в якому відбувається отримання тепла з того або іншого виду енергії і передача тепла матеріалу, що піддається тепловій обробці в тих або інших технологічних цілях.

Або інше визначення: промислова піч - термотехнологічний пристрій, призначений для здійснення хімічних і фізико-хімічних перетворень матеріалів шляхом їх теплової обробки при оптимальних температурах.

У промисловості, у тому числі і хімічній, існує велика різноманітність конструкцій печей. У усіх випадках печі складаються з робочого простору (черену), в якому власне і відбувається технологічна і тепла обробка матеріалів і допоміжного устаткування. До допоміжного устаткування відносяться топки, форсунки або пальники; повітро- та паливо проводи; запірні арматури (клапани, засувки, крани); димовідводи (димарі, борови); вентилятори і димососи; вимірювальна апаратура і системи автоматики.

Принципова схема паливної печі представлена на рисунку 1.1.





- 1 – бункер для палива; 2 – топка; 3 – бункер для золи; 4 – робоча камера;  
 5 – камера підігріву повітря для топки; 6 – рибойлер; 7 – сепаратор; 8 –  
 вентилятор; 9 – димосос

Рис. 1.1. Принципова схема паливної печі.

Паливо з бункера 1 подається в топку 2, отримані при спалювання палива продукти згорання, з температурою понад 1000 °С, поступають в робочий камеру 4, де і відбувається заданий технологічний процес, зола відводиться через колосники у бункер 3. В робочій камері 4 повинні створюватися умови для найбільш ефективної передачі тепла до оброблюваного матеріалу 10. Форма робочого простору може мати вигляд камери, тунелю, шахти, труби (барабана), ванни і так далі. Усередині робочого простору печі, як правило, підтримується незначний надлишковий тиск (1-2 мм вод. ст.), що виключає підсоси холодного повітря з довкілля і зниження робочої температури.

Стіни, підлога і склепіння робочої камери, лежак та інші високотемпературні зони виконуються з вогнетривкої цеглини, утворюючи футерування печі. Футерування повинна витримувати температурну, механічну і хімічну навантаження. Внутрішній робочий шар футерування, нагріваючись, бере участь в теплообміні. Зовнішній шар футерування

складається з ізоляційного матеріалу, завдяки якому знижуються втрати в тепло в навколишній простір і забезпечуються безпечні умови роботи обслуговуючого персоналу. Згідно з нормативами температура зовнішньої поверхні футерування не повинна перевищувати 60 °С.

Після виконання роботи продукти згорання (димові гази), що мають ще досить високу температуру (800-1000 °С), видаляються з робочої камери через димовідводи і поступають по димарях в теплообмінники 5 та 6 для утилізації тепла. Тепло продуктів згорання, що відходять, зазвичай використовують для нагріву повітря, що йде на горіння, рідше для попереднього підігрівання палива або оброблюваного матеріалу.

Як теплообмінники для нагріву повітря або газу використовують рекуператори або регенератори [2].

Рекуператор – це теплообмінний апарат, в якому газовий і повітря потоки розділені між собою стінкою (поверхня теплообміну), через яку в стаціонарному режимі відбувається передача тепла від гріючих димових газів до повітря, що нагрівається.

У регенераторах гріючі димові гази і повітря, що нагрівається, поперемінно прямують до однієї і тієї ж поверхні теплообміну. Поверхня теплообміну нагрівається, отримуючи і акумулюючи тепло від гарячого теплоносія. Після припинення подачі димових газів в регенератор в нього подається повітря, яке отримує тепло від розігрітої поверхні теплообміну і нагрівається до заданої температури.

Для відведення димових газів з робочого простору і їх видалення за межі печі служить устаткування для створення тяги. Тяга може бути природньою, яка отримується за рахунок установки димаря 9, або примусовою, створюваною за допомогою вентиляторів, ежекторів або димососів 8. Останні використовуються при температурі диму понад 250 °С.

Механічне устаткування печей призначене для механізації завантаження початкового матеріалу, його переміщення в середині робочого простору і

вивантаження (конвеєри, штовхальники перекидачі та ін.). Нині віддається перевага печам безперервної дії з максимальною механізацією.

Процеси, що відбуваються в печах, дуже складні, тому печі оснащують приладами контролю і автоматичного регулювання.

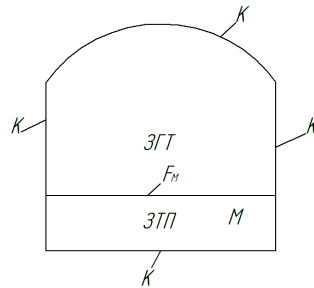
Термотехнологічні процеси, що протікають в печі, визначають необхідний тепловий режим. Технологічні процеси (хімічні перетворення, зміни агрегатного стану та ін.) можуть супроводжуватися виділенням або споживанням тепла і називаються відповідно екзотермічними і ендотермічними. Тепловий ефект таких процесів не залежить від способів отримання тепла і особливостей теплообміну в печі. Теплову складову технологічних процесів необхідно розглядати в сукупності з теплотехнічними складовими печей: кількістю тепла що отримується, передається або відбирається від матеріалу які обробляється, тепловою роботою футерування, рухом газів і матеріалів. Комплекс цих явищ дістав назву теплової роботи печей.

Розглянемо схематично взаємозв'язок усіх процесів в печі з погляду передачі і поглинання тепла, тобто теплообміну.

З рисунка 1.2 витікає, що кожна частка продуктів згорання, як і кожен елемент поверхні стінок і матеріалу випромінює тепло в усіх можливих напрямках. Якщо до цього додати те, що продукти згорання усередині печі знаходяться в постійному русі, поверхня випромінювання може змінюватися в результаті зміни агрегатного стану або інших процесів, а теплофізичні властивості усіх компонентів, що беруть участь в теплообміні, змінюються із зміною температури, то стає зрозуміло наскільки важкий, а часто неможливий точний розрахунок теплопередачі в печах. Проте для конструювання або ефективної експлуатації печей вистачає знати і розуміння загальних закономірностей теплової роботи печей.

Загальна теорія печей вивчає енергетичну суть печей, а різноманіття технологічних процесів, що здійснюються в печах, відбивається в цій теорії [3]. З цієї позиції два різні технологічні процеси виглядають однаково, якщо їх

енергетика схожа. Таким чином виняткове різноманіття печей по типах, розмірах і призначенні може бути відносно енергетичної суті їх роботи представлено обмеженим числом фізичних моделей, розглядаючи які можна встановити фундаментальні принципи конструювання.



К - кладка, М - матеріал, що піддається термічній обробці  
на поверхні  $F_m$

Рис. 1.2. Схема теплообміну усередині робочого простору печі.

Будь-які печі можна представити схемою, що складається з двох зон: зони технологічного процесу ЗТП і зони генерації тепла ЗГТ. На рисунку 1.3 зображено шість можливих випадків взаємного розташування зон технологічного процесу і генерації тепла.

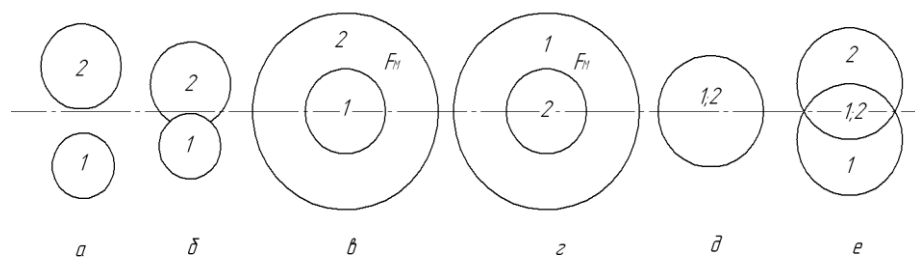


Рис. 1.3. Схема можливих варіантів взаємного розташування зон технологічного процесу і генерації тепла

$F_m$  - поверхня матеріалу.

В перших чотирьох випадках (рисунок 1.3 а, б, в, г) генерування тепла в зоні технологічного процесу залежить від передачі тепла із зони його

генерації. Печі такого типу називають печами-теплообмінниками. У випадку рисунок 3д тепло генерується безпосередньо в зоні технологічного процесу і печі такого типу називають печами-теплогенераторами. Випадок рисунок 3е характеризує змішані режими.

## **1.2 Теплотехнічні процеси в печах**

Матеріал підрозділу викладено за авторами [1...3] .

Загальна теорія печей розглядає тільки теплотехнічні процеси, що протікають в робочому просторі:

- а) отримання (генерацію) тепла;
- б) теплопередачу;
- в) рух газів і матеріалів;
- г) теплову роботу футерування.

### **Отримання (генерація) тепла**

Теплова енергія, що отримується в печі, повинна покривати її витрати під час технологічної обробки матеріалу і складається з теплової енергії, що витрачається безпосередньо для проведення хімічного або фізико-хімічного перетворення матеріалів, і теплової енергії, яка компенсує втрати (з продуктами згорання і газами, що відходять через футерування і технологічні отвори). У печах використовується тепло, отримане від спалювання палива, від перетворення електричної енергії в теплову і від екзотермічних реакцій.

Паливом прийнято вважати речовину, яка вступаючи в реакцію з киснем виділяє значну кількість тепла.

Як паливо застосовуються тверді, рідкі і газоподібні речовини як природного, так і штучного походження.

Природні палива: вугілля, нафта, природний газ.

Штучні палива: кокс, бензин, мазут, технологічні гази (доменний, коксовий, руднотермічний), біопаливо та ін.

Основними характеристиками палива є хімічний склад, відношення до нагрівання, теплотворна здатність, температура горіння, вибухонебезпечність, швидкість поширення полум'я.

Отримання теплової енергії від перетворення електричної енергії може відбуватися таким чином:

– по методу опору, заснованому на фізичній властивості твердих і рідких провідників нагріватися при підключенні в ланцюг електричного струму.

– по методу електричної дуги, заснованому на перетворенні електричної енергії в теплову в газовому середовищі між електродами і на кінцях електродів при отриманні електричної дуги між ними.

– індукційним методом, коли виділення теплової енергії відбувається за допомогою індукованих струмів в розплавленому металі, тобто по суті методом опору.

### **Теплопередача**

Матеріал підрозділу викладено за авторами [1, 2]. Для проведення термотехнологічного процесу в печах необхідно підвести тепло до оброблюваних матеріалів при ендотермічних реакціях або відвести тепло від матеріалів при екзотермічних реакціях.

У теплопередачі досліджуються закони передачі тепла від одних тіл до інших і розподілу температур в процесі теплообміну між ними. Теплообмін є одним з основних процесів в роботі печі і від ефективності теплообміну залежить її ККД.

Розрізняють три види передачі тепла: теплопровідність, конвекція і випромінювання. У промислових печах передача тепла здійснюється усіма видами в різних комбінаціях.

## **Рух газів і матеріалів в печах**

Матеріал підрозділу викладено за авторами [1, 2]. Взаємний рух газів в робочому просторі, повітря і палива в паливних пристроях, димових газів в димарях і теплообмінниках істотно впливають на хід технологічного процесу, горіння палива, теплообмін і в цілому на ефективність роботи печі.

Характер руху газів буває ламінарний і турбулентний, що має велике значення при формуванні факела і організації псевдозрідження в печах з киплячим шаром. За допомогою різного взаємного розташування струменів газу і повітря, а також таких прийомів, як, розбивання потоків на дещо окремі струмені, закручування та ін. можна управляти завдовжки і формою факела від розтягнутого до плоского диска, що має форму, на поверхні кладки.

У печах шахтних, руднотермічних та обертових характер руху твердих і рідких матеріалів впливає на швидкість і повноту протікання реакцій, оскільки від руху матеріалів залежить величина активної реакційної поверхні, теплообміну, винесення пилу, тощо.

У печах з барабаном, що обертається, шахтних і ретортах рух твердих шматкових матеріалів в шарі в результаті пересипання є основним процесом.

У печах, де термотехнологічні процеси протікають в киплячому шарі твердих матеріалів, рух їх в шарі, через який проходять нагріті гази, є основним.

У вихрових печах рух дрібних матеріалів внаслідок захоплення їх газовими потоками, є дуже важливим процесом.

Дуже важливим для рівномірного нагріву у фосфорних, карбідних, хлорбарієвих і інших печах є рух розплаву в реакторі.

## **Теплова робота футерування печей**

Матеріал підрозділу викладено за авторами [1...3]. Футерування печі виконує теплотехнічні, технологічні і будівельні функції. Внутрішня поверхня футерування високотемпературних печей бере участь в теплообмінних процесах.

У тепловідбивних, скловарних, мартенівських, нагрівальних і термічних печах футерування має виняткове значення в теплообміні випромінюванням, оскільки її температура трохи нижче за температуру гріючих газів. У печах з барабаном, що обертається, муфельних, тиглів та ін. футерування бере участь в теплообміні теплопровідністю і випромінюванням.

Від вибору матеріалу футерування і його товщини істотно залежить кількість переданого оброблюваному матеріалу тепла, його температура, швидкість реакції тобто ефективність роботи печі.

У печах, де протікають екзотермічні реакції, через футерування відводиться частина тепла в навколишній простір для створення заданих умов протікання технологічного процесу.

У печах для спалювання сірки і випалення колчедану футерування є стабілізуючим пристроєм при горінні їх.

У усіх печах через футерування втрачається значна частина тепла з робочого простору і тому футеруванню печі повинна приділятися істотна увага.

### **1.3 Класифікація печей**

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3...5] .

**Печі хімічної промисловості можна класифікувати за наступними ознаками:**

- 1) по видах виробництва;
- 2) по технологічній приналежності;
- 3) по теплотехнічних особливостях;
- 4) по конструктивних особливостях.

#### **Класифікація за видами виробництва.**

По виду виробництва печі підрозділяють на такі основні групи:

- 1) печі виробництва сірчаної кислоти;



- 2) печі виробництва соляної кислоти;
- 3) печі виробництва фосфорної кислоти;
- 4) печі виробництва плавикової кислоти;
- 5) печі виробництва соди;
- 6) печі виробництва мінеральних солей;
- 7) печі виробництва мінеральних пігментів;
- 8) печі виробництва фосфору;
- 9) печі виробництва сірковуглеців;
- 10) печі виробництва вапна;
- 11) печі виробництва каталізаторів;
- 12) печі виробництва карбіду кальцію;
- 13) печі ремонтних цехів;
- 14) печі для спалювання відходів хімічних виробництв;
- 15) печі нафтохімічних виробництв;
- 16) печі інших виробництв.

### **Технологічна класифікація**

Печі кожного виду виробництва розділяються в залежності:

1) від технологічного призначення. Наприклад, в сірчанокиислому виробництві печі випалення колчедану, печі для спалювання сірки і печі для спалювання сірководню;

2) від організації технологічного процесу. Печі періодичної дії (наприклад, печі ремонтних цехів, коксові камери) і печі постійного типу (тунельні, обертальні та ін.).

### **Класифікація за теплотехнічними особливостями**

Печі кожної технологічної групи по теплотехнічних особливостях класифікуються таким чином:

1) По тепловому ефекту процесу, здійснюваного в печі:

– печі з екзотермічними реакціями, тобто тепла, що виділяється, вистачає для проведення процесу (іноді з відбором тепла);

– печі з ендотермічними реакціями, а також з нульовими або незначними екзотермічними, коли для проведення заданого технологічного процесу необхідно підводити тепло.

2) За способом підведення тепла:

– на печі з внутрішнім підведенням тепла, коли необхідне тепло вводитьься безпосередньо всередину зони технологічного процесу;

– на печі із зовнішнім підведенням тепла, коли необхідне тепло передається через стінку (наприклад, печі тиглів, муфельних).

3) По виду джерела тепла:

– печі паливні;

– електричні.

4) За теплоенергетичними і аеродинамічними ознаками:

– високотемпературні з радіаційним теплообміном і низькотемпературні з конвективним теплообміном;

– печі з теплообміном в нерухомому, киплячому і псевдозрідженому шарі.

5) За способом утилізації тепла:

– рекуперативні;

– регенеративні.

6) По виду палива і способу його розпалу печей.

7) За способом нагріву матеріалу в печі:

– з прямим нагрівом, коли гріючі газы стикаються з оброблюваним матеріалом;

- з непрямим нагрівом, коли гріючі газы відокремлені від оброблюваного матеріалу стінками.

### **Класифікація за конструктивними особливостями.**

- 1) Шахтні печі. Робоча камера є вертикальною шахтою, в якій матеріал завантажується згори і опускається під впливом сили тяжіння.
- 2) Ретортні печі. Робоча камера печі є ретортою, що виключає доступ повітря ззовні, з підведенням тепла до матеріалу через стінку.
- 3) Камерні печі. Можуть бути багатокамерними. У робочу зону матеріал вводиться через форсунку або інший завантажувальний пристрій.
- 4) Поличні печі. Робоча камера представляє з себе одну або декілька полиць, на яких лежить матеріал.
- 5) Тигельні і муфельні печі. У камеру печі вставляють тигель або муфель.
- 6) Трубчасті печі. У камеру печі знаходяться труби, по яких протікає оброблюваний матеріал.
- 7) Карусельні печі. У робочій камері печі обертається піддон з матеріалом в твердому стані.
- 8) Печі з барабаном, що обертається. Реакційна (робоча) зона є горизонтальним або злегка нахиленим барабаном, при обертанні якого матеріал переміщається.
- 9) Тунельних печі. Робоча камера виконана у вигляді горизонтального каналу великої довжини. Матеріал просувається по каналу на транспортерах, вагонетках, візках, стелажках.
- 10) Ванні печі. Під реакційної зони має форму ванни, в якій продукт знаходиться в розплавленому стані.
- 11) Печі з киплячим шаром. У реакційній камері тверді або рідкі частки зважені потоком газу, але не переміщуються за ним.
- 12) Печі із зваженими частками. У реакційній камері тверді або рідкі частки зважені потоком газу і переміщуються разом з ним.

## 1.4 Трубочаті печі

Матеріал підрозділу викладено за авторами [6...9].

Трубочаті печі широко поширені в нафто газопереробній, нафтохімічній, коксохімічній і інших галузях промисловості, є складовою частиною багатьох установок і застосовуються в різноманітних технологічних процесах (перегонка нафти, мазуту, піроліз, каталітичний крекінг, риформінг, гідроочищення, очищення масел, тощо). Існують різні конструкції трубчастих печей, що відрізняються способом передачі тепла, кількістю і формою паливних камер, числом секцій (камер) в зоні радіації, відносним розташуванням осей факелу і труб, способом спалювання палива, типом опромінення труб, числом потоків продукту, що нагрівається, розташуванням конвекційної камери відносно радіантних і конвекційних труб та їх довжиною. Основними характеристиками трубчастих печей є продуктивність печі, корисне теплове навантаження, теплове навантаження поверхні нагріву і коефіцієнт корисної дії печі.

У промисловості застосовують трубчаті печі з поверхнею нагріву радіантних труб від 15 до 2000 м<sup>2</sup>. Теплове навантаження трубчастих печей різних конструкцій змінюється від 0,12 до 240 МВт, а продуктивність по середовищу, що нагрівається, досягає 8...105 кг/год. Температура середовища, що нагрівається, на вході і виході з печі залежно від технологічного процесу змінюється в діапазоні від 70 до 900 °С, а тиск – від 0,1 до 30 МПа. Для трубчастих печей ККД коливається в межах від 0,65 до 0,85.

Трубочаті печі, як правило, працюють на газоподібному паливі, причому газу повинні мати постійний вуглеводневий склад, що є серйозним недоліком печей.

У печах передбачена можливість роботи на резервному рідкому і газоконденсатному (газ, що містить конденсат) паливі. Для цього в черені радіаційної камери уздовж випромінюючих стінок встановлені резервні газомазутні пальники. Факели цих пальників розташовуються на поверхні

панельних пальників і утворюють суцільне дзеркало випромінювання. При цьому первинне повітря подається до пальників в черені через трубопроводи з шиберами, а вторинний – по висоті настилу факела через змішувачі відключених панельних пальників. Печі безполуменевого горіння компактні та малогабаритні.

### **Класифікація трубчатих печей**

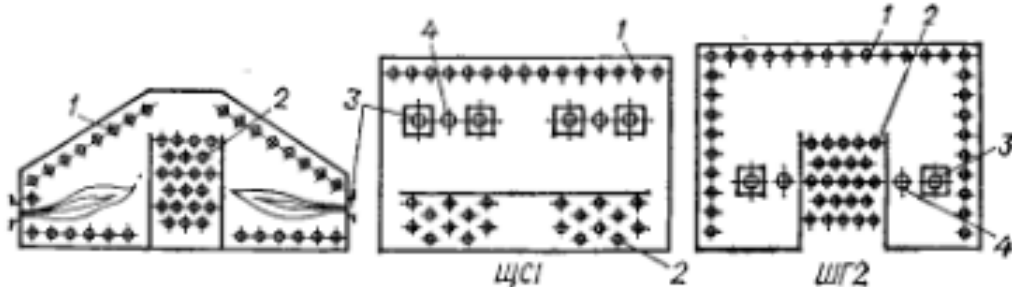
Трубчасті печі залежно від теплопродуктивності, температури і перепаду тиску на вході і виході середовища, що нагрівається, виду палива, фізико-хімічних властивостей середовища, що нагрівається і рівномірності нагріву, а також від інших особливостей технологічного процесу можуть відрізнятися як по конструкції самої печі, так і по конструкції її трубного змішувача.

Конструктивні схеми основних трубчастих печей наводяться на рисунках 1.4...1.8 [7].

Трубчасті печі різних типорозмірів, але з рівними площами поверхні нагріву радіантних труб, можуть відрізнятися наступними ознаками:

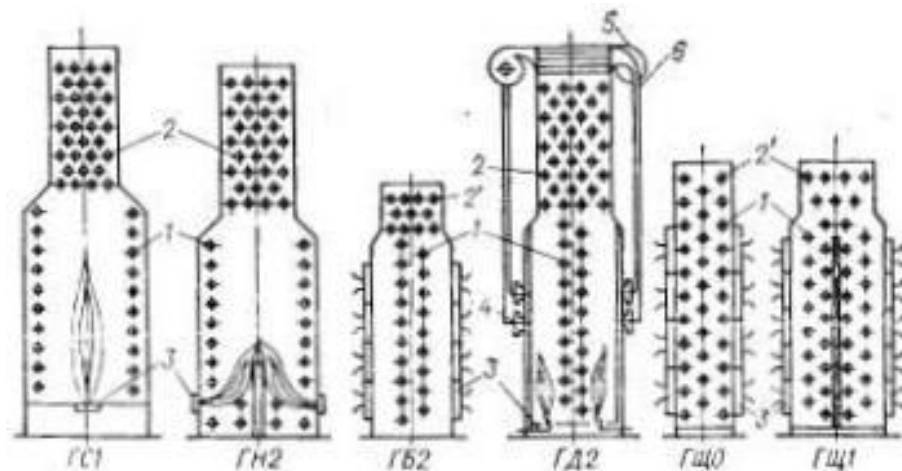
- 1) формою – ширококамерні, вузькокамерні, циліндричні, кільцеві, тощо;
- 2) відносним розташуванням осей факелу та труб – паралельне, перпендикулярне;
- 3) розташуванням труб радіації і конвекції – вертикальне, горизонтальне, гвинтове, тощо;
- 4) розташуванням конвекційної камери відносно радіантної – верхнє, нижнє, бічне, середнє;
- 5) способом спалювання палива – безполуменева з щілинними або тунельними пальниками або з резервним рідким паливом, з вільним чи настільним полум'ям, з диференціальним підведенням повітря або газу по висоті факелу;
- 6) числом секцій або камер в зоні радіації;

- 7) довжиною радіантних і конвекційних труб;
- 8) видом обмурівки – підвісний цегла, легка цегла, легкий блоковий бетон, торкретбетон, волокнисті матеріали або блоки;
- 4) типом пальників, що застосовуються



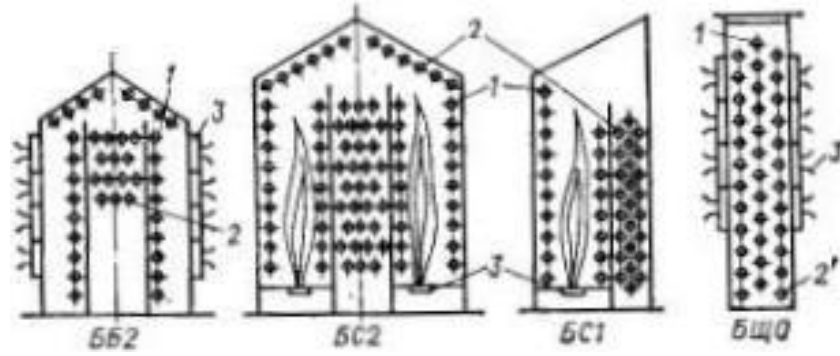
1 – радіантний змійовик; 2 – конвективний змійовик з гладкими трубами; 3 – пальники; 4 – пристрій для додаткової подачі газу у факел.

Рис. 1.4. Ширококамерні трубчаті печі



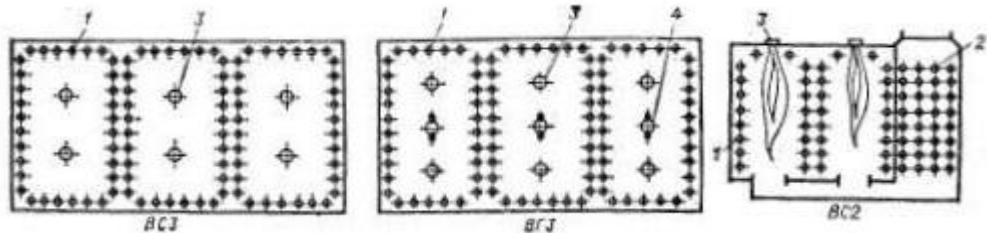
1 – радіантний змійовик; 2 та 2' – конвективний змійовик з гладкими або оребреними трубами; 3 – пальники; 4 – пристрій для додаткової подачі газу у факел; 5 – вентилятор; 6 – підігрівач повітря.

Рис. 1.5. Вузькокамерні трубчаті печі з верхнім відводом димових газів та горизонтальними трубами



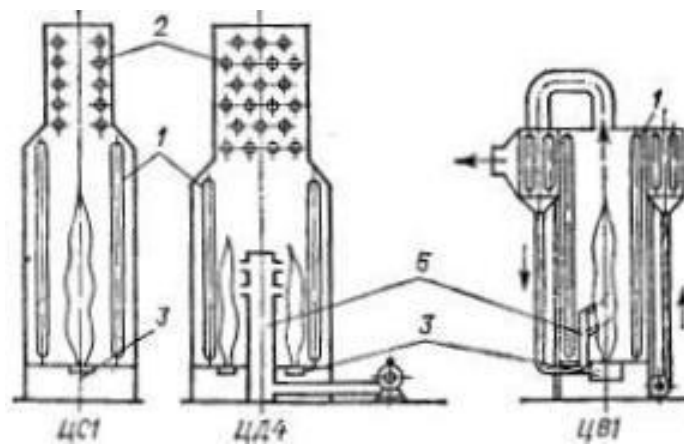
1 – радіантний змійовик; 2 та 2' – конвективний змійовик з гладкими або оребреними трубами; 3 – пальники.

Рис. 1.6. Вузькокамерні трубчаті печі з нижнім відводом димових газів та горизонтальними трубами



1 – радіантний змійовик; 2 – конвективний змійовик з гладкими або оребреними трубами; 3 – пальники; 4 – пристрій для додаткової подачі газу у факел.

Рис. 1.7. Вузькокамерні трубчаті печі з вертикальними трубами



1 – радіантний змійовик; 2 – конвективний змійовик; 3 – пальники; 4 – пристрій для додаткової подачі газу у факел; 5 – пристрій для додаткової подачі повітря у факел.

Рис. 1.8. Циліндричні трубчаті печі

При складанні класифікації печей були прийняті наступні умовні позначення: перша літера – конструктивне виконання (Г – трубчасті печі з верхнім відведенням димових газів і горизонтальними радіантними трубами, В – трубчасті печі з верхнім відведенням димових газів і вертикальними радіантними трубами, Ц – циліндричні трубчасті печі з верхньою камерою конвекції, К – циліндричні трубчасті печі з кільцевою камерою конвекції, С – секційні трубчасті печі), друга літера – спосіб спалювання палива (С - вільний факел, Н – настільний факел; Д – настільний факел з диференціальним підведенням повітря по висоті факелу). Цифра, що стоїть після літерного позначення, означає число радіантних камер або секцій, за відсутності цифри піч однокамерна або односекційна.

**Печі типу ГС** – коробчасті з верхнім відведенням димових газів, горизонтальним розташуванням труб в радіантній і конвекційній камерах і вільного вертикального спалювання комбінованого палива. Пальники розташовані в один ряд в черені печі.

Обслуговування пальників виконується з одного боку печі, що дозволяє встановлювати поруч дві камери радіації.

Печі типу ГС застосовуються на установках атмосферної і вакуумної перегонки нафти та вторинних процесах.

Печі типу ГС2 переважні на установках уповільненого коксування, крекінг-процесів, де вимагається нагрів нафтопродуктів з низькими значеннями теплонавантаження поверхні нагріву ( $29 \text{ кВт/м}^2$ )

**Печі типу ГН** – коробчасті з верхнім відведенням димових газів, горизонтальним настінним або центральним трубним екраном і об'ємно-настільного спалювання комбінованого палива (варіант I) або настільного спалювання газового палива на фронтальні стіни (варіант II).

При виконанні печі по варіанту I пальники розташовані в два ряди на фронтальних стінах під кутом  $45^\circ$ . По осі печі розташована настільна стіна, на яку спрямовані факели, що горять.



Піч ГН2 має дві камери радіації і застосовується для процесів, що вимагають "м'який" режим нагріву (установки уповільненого коксування, крекінг-процеси).

По варіанту II пальники розташовані ярусами на фронтальних стінах, а дворядний горизонтальний екран – по осі печі. Тепло до екранів передається від фронтальних стін, на які настеляються факели віяльних пальників. Цей тип печі призначений для реконструкції існуючих печей безполуменевого горіння, а також в процесах середньої продуктивності, забезпечених газовим паливом, у тому числі з великим відсотком водню.

**Печі типу ВС** – вузькокамерні секційні з верхнім відведенням

Продуктивність кожної секції 10-17 МВт. Вертикальні труби радіантного змійовика розташовані на усіх чотирьох стінках камери.

Газомазутні пальники розташовані в черені камери, обслуговування пальників з двох сторін. Передбачено чотири типорозміри цих печей, кожен типорозмір відрізняється кількістю однакових камер радіації.

Над камерою радіації розташована камера конвекції прямокутного перерізу з горизонтальними гладкими трубами. У багатосекційних трубчастих печах радіаційні камери окремих секцій об'єднані в загальному корпусі. Суміжні секції відокремлені одна від одної двома рядами труб радіантного змійовика двостороннього опромінення. У крайніх секціях біля стінок радіантні труби розміщені в один ряд.

Печі типу ВС встановлені на установках ЛК-6-У, застосовують на установках АТ, вторинної переробки, тощо.

**Печі типу СС** – секційні з горизонтально розташованим змійовиком, конвекційною камерою, що окремо стоїть, вбудованим підігрівачем повітря і вільного вертикально-факельного спалювання палива. Трубчастий змійовик кожної секції складається з двох або трьох т транспортних пакетів заводського виготовлення. Змійовик кожної секції самонесучої конструкції і встановлюється безпосередньо на черені печі.

**Печі типу ЦС** – циліндричні з пристінним розташуванням труб зміювика в одній камері радіації і вільного вертикально-факельного спалювання комбінованого палива. Печі виконуються в двох варіантах: без камери конвекції і з камерою конвекції. Циліндрична камера радіації встановлена на стовпчастому фундаменті для зручності обслуговування газових пальників, розміщених в черені печі. Радіантний зміювик зібраний з вертикальних труб на приварених калачах, у центрі черена печі встановлено газомазутний пальник. Зміювики опираються на черен печі, а вхід і вихід продуктів здійснюється зверху.

**Печі типу ЦД4** – є радіантно-конвекційною, у якій по осі камери радіації є розсікач-розподільник у вигляді піраміди з увігнутими гранями, який виконує функції розподільного екрану для факелів пальників, що встановлені в черені печі. Розсікач-розподільник розбиває камеру радіації на декілька незалежних зон теплообміну з метою можливого регулювання тепло навантаження по довжині радіантного зміювика.

Внутрішня порожнина каркасу-розсікача розбита на окремі канали підводу повітря, у кладці граней розсікача є канали прямокутного перерізу, які розташовано по висоті граней, та призначені для підведення вторинного повітря до настільному факелу кожної грані. Кожен повітропровід оснащений поворотним шибером, керованим з майданчика обслуговування. У кладці граней розсікача на двох ярусах по висоті граней розташовані канали прямокутного перерізу для підведення вторинного повітря з повітропроводів до настільному факела кожної грані. Змінюючи подачу повітря через канали, можна регулювати міру вигорання палива в настільному факелі, що дозволяє вирівнювати теплове навантаження по висоті труб в камері радіації. Радіантний підвісний зміювик складається з труб, розташованих біля стінок циліндричної камери. Настінні радіантні труби розміщені в один ряд і мають одностороннє опромінення, а радіальні з двостороннім опроміненням розміщені в два ряди.

**Печі типу КС** – циліндричні з кільцевою камерою конвекції, вбудованим підігрівачем повітря, вертикальними трубчастими змійовиками в камерах радіації і конвекції і вільного вертикально-факельного спалювання палива. Комбіновані пальники розташовані в черені печі. На стінах камери радіації встановлено одно - або дворядний настінний трубний екран. Конвективний змійовик так само, як і підігрівач повітря, набирають секціями і розташовують в кільцевій камері конвекції, встановлений співвісний з циліндричною радіантною камерою.

**Печі типу КД4** – циліндричні чотирьохсекційні з кільцевою камерою конвекції, вбудованим підігрівачем повітря, диференціальним підведенням повітря по висоті факела, вертикальним розташуванням змійовика радіантних і конвекційних труб, настільним спалюванням комбінованого палива.

Печі виконуються в двох конструктивних виконаннях: з димарем, що встановлено на печі або окремо.

Дуттьові комбіновані пальники розташовані в черені печі. Осі пальників нахилено у бік розсікача-розподільника, встановленого в центрі печі.

Розсікач виконаний у вигляді піраміди з увігнутими гранями, які є настільними стінками для факелів пальників кожної радіаційної камери. Розсікач виконує наступні функції: ділить об'єм радіантної камери на чотири автономні зони теплообміну, що дозволяє здійснювати диференційоване підведення тепла по довжині радіантного змійовика, є поверхнею настилу факелів пальників, які мають стабільну товщину, що дозволяє наблизити трубні екрани до пальників і скоротити об'єм камери.

У печі здійснюється двостадійне спалювання палива. Первинне повітря (близько 70 % об'єму) подається примусово до пальників, а решта – по висоті настилу, для чого в кладці граней розташовані канали прямокутного перерізу, а в каркасі розсікача – окремі повітропроводи, кількість яких удвічі перевищує кількість граней. Кожен повітропровід оснащений поворотним шибром.

Двостадійне спалювання палива дає можливість розтягнути факели по висоті граней і підвищити рівномірність випромінювання по висоті радіантних труб.

Конвективний змійовик, як і підігрівач повітря, набирають секціями і розміщують в кільцевій камері конвекції, розташованій співісний з циліндричною радіантною камерою.

### **1.5 Контрольні запитання до розділу 1**

1. Проаналізуйте принципову схему печі.
2. Проаналізуйте вислів – промислова піч.
3. Обґрунтуйте необхідність використання рекуператора тепла.
4. Обґрунтуйте необхідність використання регенератора тепла.
5. Проаналізуйте схему теплообміну усередині робочого простору печі.
6. Проаналізуйте можливі випадки взаємного розташування зон технологічного процесу і генерації тепла.
7. Проаналізуйте теплотехнічні процеси, що протікають в робочому просторі печей.
8. Проаналізуйте процес отримання (генерації) тепла.
9. Проаналізуйте процеси отримання теплової енергії від перетворення електричної енергії
10. Проаналізуйте процеси теплопередачі в печі.
11. Проаналізуйте рух газів і матеріалів в печах.
12. Проаналізуйте теплову роботу футерування печей.
13. Проаналізуйте принципи класифікації печей.
14. Проаналізуйте класифікацію печей хімічної промисловості.
15. Проаналізуйте класифікацію печей за видами виробництва.
16. Проаналізуйте технологічну класифікацію печей
17. Проаналізуйте класифікацію печей за теплотехнічними особливостями

18. Проаналізуйте класифікацію печей за конструктивними особливостями.

19. Проаналізуйте класифікацію трубчатих печей.

20. Проаналізуйте конструкції трубчатих печей.

## 2 ХАРАКТЕРИСТИКА ПАЛИВ ТА ОСОБЛИВОСТІ ЇХ СПАЛЮВАННЯ

### 2.1 Характеристика палив, які використовуються в промислових печах

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 11]. За визначенням Д.І. Менделєєва паливом вважається горючі суміші, які спалюються для отримання тепла. Важливими характеристиками палив є температура горіння, теплотворна здатність, швидкість горіння та ін., які залежать від складу і фізичного стану палива.

Паливо класифікується за двома ознаками: походження (природне або штучне) і стану (тверде, рідке або газове) (Таблиця 2.1).

Таблиця 2.1 – Класифікація деяких видів палива

Агрегатний стан	Походження	
	природне	синтетичне
Тверде	вугілля, дрова, торф, горючі сланці	кокс, деревне вугілля, брикети, вугільний пил
Рідке	нафта	бензин, гас, мазут
Газоподібне	природний газ	Гази: доменний, коксовий, руднотермічний, генераторний, нафтовий, біогаз

У промислових печах переважно використовують природний, доменний, коксовий гази і мазут. Дуже рідко печі працюють на генераторному та руднотермічному газах або на вугіллі. Дрова, торф і горючі сланці використовують головним чином для отримання штучного газу.

Останнім часом приділяється велика увага пошуку альтернативних палив для опалювання промислових теплових установок. Як приклад можна привести біогаз. За кордоном зроблені спроби використання пропан-бутану.

Хімічний склад твердого і рідкого палива прийнято виражати у відсотках по масі, а газоподібного у відсотках за об'ємом. Виняток становить волога, яка виражається масою води в одиниці об'єму сухого газу і має розмірність г/м<sup>3</sup>.

Якісна оцінка складу палив наведена в таблиці 2.2. Основними горючими компонентами палив є вуглець і водень. Крім того до складу горючої маси палив входять кисень, азот і частина сірки (так звана летка горюча сірка). У негорючий баласт палива входять зола (разом з нелеткою частиною сірки) і волога.

Таблиця 2.2 – Оцінка складу палив

Індекси	Склад						
	С,	Н,	О,	N	S	A(зола)	W
О (органічна маса)							
Г (горюча маса)							
С (суха маса)							
Р (робоча маса)							

При наведенні складу палива використовують зазначені в таблиці 2 індекси. Наприклад:

$C^O$  - кількість вуглецю в органічній масі палива;

$H^G$  - кількість водню в горючій масі палива;

$A^c$  - кількість золи в сухій масі палива;

$W^P$  - кількість вологи в робочому паливі.

Перерахунок складу твердого і рідкого палива виконується множенням відсоткового вмісту компонентів заданого складу на коефіцієнт перерахунку, значення якого приведені в таблиці 2.3.

Для газоподібного палива коефіцієнт перерахунку складу сухого газу на вологий (робочу масу палива) визначається з наступного виразу:

$$K = \frac{100 - H_2O}{100},$$

де  $H_2O = \frac{100W^c}{803,6 + W^c}$  - вміст вологи в газі за об'ємом, %;

$W^c$  - зміст водяної пари в сухому газі, г/м<sup>3</sup>;

803,6 г/м<sup>3</sup> - густина водяної пари при температурі 0° С і тиску 760 мм вод. ст. (101,325 кПа).

Таблиця 2.3–Коефіцієнти для перерахунку складу палив

Заданий склад палива	Склад палива, на який ведеться перерахунок			
	органічна маса	горюча маса	суха маса	робоча маса
органічна маса	1	$(100 - S^p)/100$	$(100 - S^c - A^c)/100$	$(100 - S^p - A^p - W^p)/100$
горюча маса	$100/(100 - S^r)$	1	$(100 - A^c)/100$	$(100 - A^p - W^p)/100$
суха маса	$100/(100 - S^c - A^c)$	$100/(100 - A^c)$	1	$(100 - W^p)/100$
робоча маса	$100/(100 - S^p - A^p - W^p)$	$100/(100 - A^p - W^p)$	$100/(100 - W^p)$	1

Вміст водяної пари в сухому газі  $W^c$  приймається по температурі насичення (додаток 6). Тоді об'єм 1 м<sup>3</sup> водяної пари при температурі 0 °С і тиску 760 мм вод. ст. складає  $1/803,6 = 0,00124$  м<sup>3</sup>/р. Звідси об'єм вологи на 100 м<sup>3</sup> сухого газу  $H_2O = 0,124W^c$ , м<sup>3</sup>.

Тоді склад вологого ( робочого ) газу виражається наступним чином:

$$X_p = X_c \cdot \frac{100 - 0,124W^c}{100}$$

Склад вологого газу визначається множенням відповідних компонентів сухого газу на коефіцієнт перерахунку :

$$CO_2^p = CO_2^c \cdot K\%; \quad CO^p = CO^c \cdot K\% \quad \text{та т. ін.}$$

## 2.2 Горіння палива

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 11] . Процес горіння полягає в окисленні горючих матеріалів палива, що проходить з великою швидкістю та виділенням тепла. Для виникнення горіння необхідно, щоб



реагуючі частини - горюче та кисень - були нагріті до температури загоряння, тобто до температури при якій може проходити реакція горіння .

Температури загоряння деяких видів палива наведенні в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Температури загоряння деяких видів палива

Паливо	Температура спалахування у °С	Паливо	Температура спалахування у °С
Кам'яне вугілля	400...500	Генераторний газ	700...800
Антрацит	700...800	Доменний газ	700...800
Буре вугілля	250...450	Коксовий газ	550...650
Кокс	700	Природний газ	700...850
Мазут	580		

В зв'язку зі складністю пронесу горіння палива та складність проведення експерименту ( основна причина – це дуже швидке протікання процесу – близько до швидкості вибуху ) ще немає загальноприйнятої гіпотези горіння.

Основною горючою частиною палива є вуглець, тому горінню вуглецю посвячено багато теоретичних та експериментальних досліджень. Особливістю горіння твердого палива в повітрі є те, що воно супроводжується дифузією кисню повітря до реагуючої поверхні.

### 2.3 Розрахунок кількості повітря для горіння

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 6, 11]. Розрахунки горіння ведуться на 1 кг твердого або рідкого палива, що витрачається на згорання на 1 м<sup>3</sup> газоподібного палива. Буквені позначення з відповідними індексами виражають кількість повітря, необхідну для спалювання палива. Виведення формул для розрахунку легко прослідкувати з рівнянь спалювання газоподібного палива, склад якого наведений в долях.

Для реакції  $C + 0,5O_2 = CO$  необхідна кількість кисню  $0,5 O_2$ .

Для реакції  $\text{H}_2 + 0,5\text{O}_2 = \text{H}_2\text{O}$  необхідна кількість кисню  $0,5 \text{ O}_2$ .

Для реакції  $\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 = \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$  необхідна кількість кисню  $2\text{O}_2$ .

Для реакції  $\text{C}_m\text{H}_n + (m + n/4) \text{O}_2 = m\text{CO}_2 + n/2 \text{H}_2\text{O}$  необхідна кількість кисню  $(m + n/4) \text{O}_2$ .

Для реакції  $\text{H}_2\text{S} + 1,5\text{O}_2 = \text{SO}_2 + \text{H}_2\text{O}$  необхідна кількість кисню  $1,5 \text{ O}_2$ .

В теоретичних розрахунках прийнято, що повітря складається з 21 % кисню і 79 % азоту. Тому теоретична кількість повітря  $L_0$ , необхідного для повного спалювання газоподібного палива складе (при стехіометричному співвідношенні паливо-повітря):

$$L_0 = \frac{1}{21} (0,5\text{CO} + 0,5\text{H}_2 + 2\text{CH}_4 + (m+n/4)\text{C}_m\text{H}_n + 1,5\text{H}_2\text{S} - \text{O}_2)(1 + 0,00124d_v), \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

де  $d_v$  – абсолютний вологовміст повітря,  $\text{г}/\text{м}^3$ .

Зазвичай в розрахунках  $d_v$  приймається  $10 \text{ г}/\text{м}^3$ , або підраховується як добуток відносної вологості для цих атмосферних умов на вологовміст, за відповідних температур насичення.

Для твердого і рідкого палива:

$$L_0 = [0,0889(\text{C}^p + 0,375\text{S}^p) + 0,265 \text{H}^p - 0,0333\text{O}^p] (1 + 0,00124d_v), \text{ м}^3/\text{кг}.$$

При збагаченні дуття киснем для визначення теоретично необхідного повітря значення  $L_0$ , підраховане по приведених формулах, множиться на коефіцієнт  $21/K$ , де  $K$  – об'ємна концентрація кисню в дутті.

Насправді при врахуванні недосконалості устаткування для спалювання палива при його повному спалюванні необхідно деякий надлишок повітря. В деяких випадках, наприклад, для створення безоxygenної атмосфери в робочому просторі або газифікації палива, повітря в піч подають в кількості, яка менша необхідного для повного спалювання, чим забезпечують неповне спалювання палива, тобто недопал.

Відношення дійсно витраченого на горіння повітря  $L_d$  до його теоретичної кількості  $L_T$  називають коефіцієнтом надлишку повітря

(коефіцієнтом витрати повітря). При повному згоранні палива  $\alpha > 1$ , при недопалі  $\alpha < 1$ . Коефіцієнтом надлишку повітря визначається з виразу:

$$\alpha = \frac{L_d}{L_T}$$

Основні вирази для розрахунку об'єму продуктів згорання  $V_{пр}$ , проведених на підставі залежностей проходження хімічних реакцій, наведено в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Вирази для розрахунку об'єму продуктів згорання

Для твердого і рідкого палива м <sup>3</sup> /кг	Для газоподібного палива м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>
$V_{CO_2} = 0,0187C^P$	$V_{CO_2} = (CO + CO_2 + CH_4 + \sum m C_m H_n) 0,01$
$V_{H_2O} = 0,112H^P + 0,0124W^P + 0,00124L_d d_B$	$V_{H_2O} = (H_2 + H_2S + 2CH_4 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + H_2O + 0,124L_d d_B) 0,01$
$V_{SO_2} = 0,007S^P$	$V_{SO_2} = 0,01H_2 S$
$V_{O_2} = 0,21(\alpha - 1) L_0$	$V_{O_2} = 0,21(\alpha - 1) L_0$
$V_{N_2} = 0,008N^P + 0,79L_d$	$V_{N_2} = (N_2 + 79 L_d) 0,01$
$V_{пр} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{SO_2} + V_{O_2} + V_{N_2}$	

Відсотковий склад продуктів згорання визначається по виразах

$$CO_2 = V_{CO_2} / V_{пр} \text{ і так далі}$$

Для прискорених розрахунків об'ємів повітря і продуктів повного згорання можна користуватися наближеними емпіричними залежностями (Таблиця 2.6).

Густина продуктів повного згорання визначається з урахуванням долі кожного компонента визначається за виразом:

$$\rho = \frac{44CO_2 + 18H_2O + 64SO_2 + 32O_2 + 28N_2}{22,4 \cdot 100}, \text{ кг/м}^3.$$

При випробуваннях печей коефіцієнт витрати повітря визначають шляхом аналізу сухих продуктів згорання, користуючись залежністю:

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{O_2 - 0,5CO - 2CH_4 - 0,5H_2}{N_2}}$$

Таблиця 2.6 – Емпіричні формули для визначення  $L_0$  и  $V_{пр}$ ,  $m^3/kg$  чи  $m^3/m^3$

Паливо	$L_0$	$V_{пр}$
Дрова	$4,66(1 - \frac{W^p}{1000})$	$5,3 - 4,055 \frac{W^p}{1000} + (\alpha - 1) L_0$
Вугілля	$0,24 Q_H^p + 0,5$	$0,21 Q_H^p + 1,65 + (\alpha - 1) L_0$
Рідке паливо	$0,2 Q_H^p + 2,0$	$0,265 Q_H^p + (\alpha - 1) L_0$
Газоподібне паливо $Q_H^p < 12 \text{ МДж/м}^3$	$0,21 Q_H^p$	$0,17 Q_H^p + 1,0 + (\alpha - 1) L_0$
Газоподібне паливо $Q_H^p > 12 \text{ МДж/м}^3$	$0,26 Q_H^p - 0,25$	$0,27 Q_H^p + 0,25 + (\alpha - 1) L_0$
Коксодоменна суміш	$0,24 Q_H^p - 0,2$	$0,225 Q_H^p + 0,765 + (\alpha - 1) L_0$

Примітка:  $Q_H^p$  може мати розмірність в  $\text{МДж/м}^3$  або  $\text{МДж/кг}$ .

Для повного спалювання палива використовується спрощена залежність:

$$\alpha = \frac{1}{1 - O_2}$$

Кількість газів, що утворюються при згоранні 1 кг палива, кг:

$$m_{CO_2} = 0,0367 C,$$

$$m_{H_2O} = 0,09 H + 0,01 W + W_\phi,$$

$$m_{N_2} = 0,768 L_0 \alpha,$$

$$m_{O_2} = 0,232 L_0 (\alpha - 1),$$

$$m_{SO_2} = 0,02 S$$

Об'єм димових газів при будь-якій температурі  $t$ :

$$V = V_0 \frac{t + 273}{273}, \text{ м}^3$$

густина димових газів за нормальних фізичних умов

$$\rho_0 = \frac{G}{V}$$

Густина димових газів при температурі  $t$ :

$$\rho_t = \rho_0 \frac{273}{t + 273}$$

Коефіцієнт надлишку повітря приймається рівним: для газомазутних форсунок з паровим распилюванням 1,3...1,4, при повітряному распилюванні 1,2-1,3. При спалюванні газоподібного палива в спеціальних панельних пальниках повне і безполуменеве горіння забезпечується при низькому коефіцієнті надлишку повітря, що становить 1,02-1,10.

Внаслідок нещільності пічної кладки над зоною горіння виникає підсос повітря, тому в димових газах, що покидають піч, коефіцієнт надлишку повітря приймається більше приведених значень на 0,05 - 0,10.

Процес горіння палива може бути розрахований і в молярних одиницях (кмоль/кг). Для цієї мети використовуються наступні рівняння:

$$M_{CO_2+SO_2} = \frac{C}{100 \cdot 12} + \frac{S}{100 \cdot 32},$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{100 \cdot 2} + \frac{W}{100 \cdot 18} + \frac{W_\phi}{18},$$

$$M_{N_2+O_2} = \frac{V_0 \cdot (1 - 0,21)}{22,4},$$

де  $M_{CO_2+SO_2}$ ,  $M_{H_2O}$ ,  $M_{N_2+O_2}$  – відповідно число кіломолярів  $CO_2 + SO_2$ ,  $H_2O$  та  $N_2 + O_2$ , що утворюються при згоранні 1 кг палива з фактичною кількістю повітря.

У разі газоподібного палива для розрахунку процесу горіння можуть бути використані усі приведені вище рівняння.

Елементарний склад газоподібного палива може бути визначається з виразів:

$$C = 12 \sum \frac{n_{C_i} x_i}{M_i} = \frac{12}{M_m} \sum n_{C_i} x'_i,$$

$$H = 1 \sum \frac{n_{H_i} x_i}{M_i} = \frac{1}{M_m} \sum n_{H_i} x'_i,$$

$$S = 32 \sum \frac{n_{S_i} x_i}{M_i} = \frac{32}{M_m} \sum n_{S_i} x'_i ,$$

$$O = 16 \sum \frac{n_{O_i} x_i}{M_i} = \frac{16}{M_m} \sum n_{O_i} x'_i ,$$

$$N = 14 \sum \frac{n_{N_i} x_i}{M_i} = \frac{14}{M_m} \sum n_{N_i} x'_i .$$

де  $n_{C_i}$ ,  $n_{H_i}$ ,  $n_{S_i}$ ,  $n_{O_i}$ ,  $n_{N_i}$  – відповідно число атомів вуглецю, водню, сірки, кисню і азоту в молекулах окремих компонентів, що входять до складу газоподібного палива;  $n_i$  та  $x'_i$  – вміст відповідних компонентів (метан, етан та ін.) в газоподібному паливі, % (мас.) і % (об'ємн.) або % (мол.);  $M$  - молекулярна маса компонентів палива.  $M_m$  – середня молекулярна маса газу.

## 2.4 Температури горіння, теплопродуктивність палива

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 6, 11]. Кількість теплоти в кКал або кДж, яка виділяється при повному згоранні 1 кг твердого або рідкого палива, а також 1 м<sup>3</sup> газоподібного палива, називають теплою згорання палива або його теплотворною здатністю. Її розмірність кДж/кг (ккал/кг) або кДж/м<sup>3</sup> (кКал/м<sup>3</sup>), рідше кДж/кг моль. Теплота згорання палива знаходиться в прямій залежності від хімічного складу палива.

Розрізняють вищу теплоту згорання  $Q_{вр}$  і нижчу теплоту згорання  $Q_{нр}$ . **Вища теплота згорання** відповідає умовам, коли усі водяні пари палива доводяться до рідкого стану при температурі 20 °С. В технічних розрахунках прийнято користуватися **нижчою теплою згорання**  $Q_{нр}$ , пораховану з урахуванням того, що водяна пара, отримана при згоранні водню палива, і волога, наявна у складі палива, випаровуються до газоподібного стану при температурі продуктів згорання.

На переведення 1 кг води з рідкого стану в газоподібне при температурі 20 °С необхідно 2515 кДж (~ 600 кКал). У продуктах згорання є волога палива

$W_1$  і вода, отримана від спалювання водню  $W_2$ , яка підраховується таким чином:

$$W_2 = H \cdot \frac{H_2O}{H_2} = H^P \frac{18}{2} = 9 H^P$$

Тому різниця між вищою і нижчою теплотою згорання при вираженні  $H_p$  в долях складає:

$$Q_B^P - Q_H^P = 2515(W_1 + W_2) = 2515(W_1 + 9H^P) \text{ кДж/кг}$$

$$\text{чи } Q_B^P - Q_H^P = 600(W_1 + 9H^P) \text{ ккал/кг.}$$

З приведених виразів видно, що збільшення вологості палива призводить до зниження нижчої теплоти згорання палива, яка фактично використовується в печах.

Теплоту згорання палива визначають двома способами: дослідним шляхом, безпосередньо вимірюючи кількість тепла, що виділилася при згоранні навіски палива в калориметричній бомбі, і шляхом обрахунків по складу палива. У другому випадку необхідно знати точний склад палива і теплотворну здатність кожного з горючих компонентів.

Для твердого і рідкого палива нижча теплота згорання визначається по формулі Д.І. Менделєєва:

$$Q_H^P = 0,339 C^P + 1,03 H^P - 0,109(O^P - S^P) - 0,25 W^P, \text{ кДж/кг.}$$

Для газоподібного палива нижча теплота згорання:

$$Q_H^P = 0,127 CO + 0,108 H_2 + 0,234 H_2S + 0,357 CH_4 + \sum Q \frac{C_m H_n}{100}, \text{ кДж/м}^3.$$

Для природного газу нижча теплота згорання:

$$Q_H = 4,187(85,6CH_4 + 152,3C_2H_4 + 218,0C_3H_8 + 283,4C_4H_{10} + 348,9C_5H_{12} + 57,0H_2S), \text{ кДж/м}^3$$

Для твердого вища теплота згорання визначається по формулі:

$$Q_B^P = 4,187 \cdot (81C^P + 300H_2^P - 26(O^P - S^P)), \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Для газоподібного палива вища теплота згорання:

$$Q_B = 4,187(30,5CO + 30,5H_2 + 93,2CH_4 + 152,5C_2H_4 + 60H_2S), \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Для природного газу вища теплота згорання:

$$Q_H = 4,187(85,6CH_4 + 152,3C_2H_4 + 218,0C_3H_8 + 283,4C_4H_{10} + 348,9C_5H_{12} + 57,0H_2S) = \frac{Дж}{м^3}$$

У наведених виразах  $C_p$ ,  $H_p$  і так далі – відсотковий вміст відповідних компонентів в паливі.  $\sum Q \frac{C_m H_n}{100}$  - сума добутків теплот згорання неорганічних вуглеводнів на їх відсотковий вміст в газі. При вмісті в паливі невеликої кількості (до 3 %) неграничних вуглеводнів невідомого складу останні приймаються такими, що складаються з етилену ( $C_2H_6$ ). Тоді:

$$\sum Q \frac{C_m H_n}{100} = 0,596 C_m H_n.$$

Для коксового газу при невідомому вмісті неграничних вуглеводнів:

$$\sum Q \frac{C_m H_n}{100} = 0,71 C_m H_n.$$

Для порівняльної оцінки теплової цінності різних палив введено поняття теплового еквіваленту палива  $E_p$ , тобто відношення теплоти згорання цього палива до теплоти згорання умовного палива, величина якої прийнята 29310 кДж/кг (7000 ккал/кг), (Таблиця 2.7).

Таблиця 2.7 – Теплові еквіваленти різних палив,  $E_p$

Найменування палива і марка	Теплові еквіваленти, $E_p$
Мазут малосірчистий марки 10	1,425
Донецьке кам'яне вугілля "К", рядове	0,969
Донецький антрацит (середнє значення)	0,934
Кузнецьке кам'яне вугілля (середнє значення)	1,0
Карагандинське кам'яне вугілля, рядове	0,855
Челябінське буре вугілля "БК"	0,605
Доменний газ $Q_{нр} = 3820$ кДж/м <sup>3</sup>	0,13
Коксовий газ $Q_{нр} = 16400$ кДж/м <sup>3</sup>	0,56
Природний газ $Q_{нр} = 34700$ кДж/м <sup>3</sup>	1,21



Для отримання певної заданої теплоти згорання використовують суміші палив. В цьому випадку необхідно визначити долю окремих видів палива в суміші та його склад.

Наприклад, якщо позначити теплоту згорання газової суміші  $Q_{\text{сум}}$ , першого газу  $Q_1$  і другого газу  $Q_2$ , то доля першого з них в суміші складе:

$$X = \frac{Q_{\text{сум}} - Q^2}{Q^1 - Q^2} \text{ а доля другого газу відповідно } (1-x).$$

Склад суміші визначають як суму творів відповідних компонентів першого і другого газів на їх долі, наприклад:

$$CO_{2 \text{ суміші}} = CO_2^1 x + CO_2^2 (1-x) \text{ та т. ін.}$$

При спалюванні потрійної суміші ця суміш визначається зазвичай послідовно, причому задається теплота згорання першої (подвійний) суміші і загальної суміші. В цьому випадку по приведених формулах підраховуються долі і склад подвійної, а потім потрійної суміші.

При спалюванні твердого або рідкого палива в суміші з газоподібним теплоту згорання рахують за виразом:

$$Q_n^p = (Q_n^p \text{ тр} + Q_n^p \text{ г}) \cdot m, \text{ МДж/кг,}$$

де  $Q_n^p \text{ тр}$  і  $Q_n^p \text{ г}$  - теплота згорання твердого (рідкого) і газоподібного палива, МДж/кг і МДж/м<sup>3</sup> відповідно.

$m$  - кількість газоподібного палива, що доводиться на 1 кг твердого або рідкого палива, м<sup>3</sup>.

Якщо суміш задана в долях тепловиділення кожного палива, то кількість газоподібного палива на 1 кг твердого або рідкого палива

$$M = \frac{1-q}{q} \cdot \frac{Q_n^p \text{ тж}}{Q_n^p \text{ г}} \text{ м}^3/\text{кг}$$

де  $q$  - доля твердого або рідкого палива в сумарному тепловиділенні.

Розрізняють калориметричну, теоретичну і дійсну температуру горіння палива.

Калориметричною температурою горіння називається температура, до якої нагрілися б газы, що утворюються, при повному горінні палива, якби усе тепло, підведене до топки пішло на нагрів цих газів.

$$t_k = \frac{Q_{\phi}^n + Q_{\phi}^z - Q_n}{V_d \cdot C_0}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

де  $Q_{\phi}$  – фізичне тепло, що вноситься з підігрітим повітрям і газом, МДж/м<sup>3</sup> або МДж/м<sup>3</sup>;

$Q_n$  – втрати тепла від недопалу палива, МДж/м<sup>3</sup> або МДж/м<sup>3</sup>;

$V_d$  – об'єм продуктів згорання, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup> або м<sup>3</sup>/кг;

$C_0$  – середня теплоємність продуктів згорання в інтервалі температур  $0 \dots t_k$ , МДж/м<sup>3</sup> град.

У деяких конструкціях печей в робочий простір, окрім хімічної енергії палива і фізичного тепла повітря і газу, вводиться додаткова кількість тепла, наприклад, випромінюванням від проміжного склепіння або вікон. Додаткове джерело тепла підвищує калориметричну температуру горіння.

При високих температурах (понад 1500 °С) починається дисоціація продуктів горіння CO<sub>2</sub> і H<sub>2</sub>O, обумовлена тим, що реакції горіння оборотні, що знижує температуру горіння.

Теоретична температура горіння є температурою, яку мають продукти повного горіння за наявності дисоціації газів, якщо усе тепло палива і повітря піде на їх нагрів.

Насправді із-за втрат тепла через стінки печі в довкілля і неповноту згорання дійсна температура горіння нижче калориметричної і може бути визначена за виразом:

$$t_d = \mu t_k,$$

де  $\mu = 0,5 \dots 0,85$  – пірометричний коефіцієнт, що відображає відношення дійсної температури до калориметричної, і визначає особливості горіння і паливного простору.

### Ентальпія продуктів згорання.

При розрахунку печей часто буває необхідно визначити ентальпію продуктів згорання, що утворюються при спалюванні одного кілограма палива [3, 6, 11, 13 10, 12]:

$$I_t = (m_{CO_2} C_{CO_2} + m_{H_2O} C_{H_2O} + m_{SO_2} C_{SO_2} + m_{N_2} C_{N_2} + m_{O_2} C_{O_2}) t$$

де  $C_{CO_2}, C_{H_2O}, C_{SO_2}, C_{N_2}, C_{O_2}$  – середні масові теплоємності при постійному тиску цих же газів в межах температур від  $0^\circ$  (273 К) до температури  $t$ , кДж/(кг·К).

Якщо розрахунок виконується в молярних одиницях, то ентальпія продуктів згорання визначається по залежності:

$$I_t = (M_{CO_2+SO_2} C_{CO_2+SO_2} + M_{H_2O} C_{H_2O} + M_{N_2+O_2} C_{N_2+O_2}) t,$$

де  $C_{CO_2+SO_2}, C_{H_2O}, C_{N_2+O_2}$  – середні молярні теплоємності цих газів, кДж/(кмоль·К).

## 2.5 Приклади вирішення задач до розділу 2

**Приклад 2.1.** Розрахунок вмісту вуглецю в складових палива.

**Завдання.** Розрахувати вміст вуглецю в складових палива вугілля: склад робочого палива: волога –  $W^P=4,5\%$ , негорючі мінеральні речовини (зола) –  $A^P=9\%$ , сірка –  $S^P=4,1\%$ , кисень –  $O^P=5,5\%$ , азот –  $N^P=1,6\%$ , водень –  $H_2^P=4,2\%$ , вуглець –  $C^P=71,1\%$ , всього  $\sum B^P=100\%$ .

**Розв'язок.** Вміст вуглецю в органічній масі (вуглець + азот + водень + кисень) буде:

$$C^O = C^P \frac{100}{100 - (S^P + A^P + W^P)} = 71,1 \frac{100}{100 - (4,1 + 9 + 4,5)} = 86,29\%.$$

Вміст вуглецю в горючій масі палива (органічна маса та горюча частина вмісту сірки  $S^P$ ), тут:  $S^G = S^P$

$$C^G = C^P \frac{100}{100 - (A^P + W^P)} = 71,1 \frac{100}{100 - (9 + 4,5)} = 82,19\% .$$

Вміст вуглецю в сухій масі :

$$C^C = C^P \frac{100}{100 - W^P} = 71,1 \frac{100}{100 - 4,5} = 74,45\% .$$

**Приклад 2.2.** Розрахунок теплоти згоряння вугілля.

**Завдання.** Визначити теплоту згоряння вугілля складу:

$W^P = 4,5\%$  ,  $A = 9\%$  ,  $S^P = 4,1\%$  ,  $O^P = 5,5\%$  ,  $N^P = 1,6\%$  ,  $H_2^P = 4,2\%$  ,  $C^P = 71,1\%$  ,  
всього – 100%.

**Розв'язок.** Вища теплота згорання (коли волога продуктів згорання, віддавши тепло, переходить в рідину з температурою 20°C).

$$\begin{aligned} Q_B^P &= 4,187 \cdot (81C^P + 300H_2^P - 26(O^P - S^P)) = \\ &= 4,187(81 \cdot 71,1 + 300 \cdot 4,2 - 26 \cdot (5,5 - 4,1)) = 29237 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} . \end{aligned}$$

Нижча теплота згорання (коли волога продуктів згорання, віддавши тепло, лишається у паровому стані):

$$\begin{aligned} Q_H^P &= 4,187 \cdot (81C^P + 246H_2^P - 26(O^P - S^P) - 6W^P) = \\ &= 4,187(81 \cdot 71,1 + 246 \cdot 4,2 - 26 \cdot (5,5 - 4,1) - 6 \cdot 4,5) = 28174 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} . \end{aligned}$$

**Приклад 2.3.** Визначення теплоти згоряння коксுவального газу.

**Завдання.** Визначити теплоту згоряння коксுவального газу складу:

$H_2S = 0,4\%$ ;  $CO_2 = 2,3\%$ ;  $C_2H_4 = 1,9\%$ ;  $O_2 = 0,8\%$ ;  $CO = 6,8\%$ ;  $H_2 = 57,5$ ;  
 $CH_4 = 22,5\%$ ;  $N_2 = 7,8\%$  .

**Розв'язок.** Вища теплота згорання:

$$\begin{aligned} Q_B &= 4,187(30,5CO + 30,5H_2 + 93,2CH_4 + 152,5C_2H_4 + 60H_2S) = \\ &= 4,187(30,5 \cdot 6,8 + 30,5 \cdot 57,5 + 93,2 \cdot 22,5 + 152,5 \cdot 1,9 + 60 \cdot 0,4) = 18309 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} . \end{aligned}$$

Нижча теплота згорання:

$$Q_H = 4,187(30,5CO + 25,8H_2 + 85,9CH_4 + 143C_2H_4 + 55,2H_2S) =$$

$$= 4,187(30,5 \cdot 6,8 + 25,8 \cdot 57,5 + 85,9 \cdot 22,5 + 143 \cdot 1,9 + 55,2 \cdot 0,4) = 16402 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

**Приклад 2.4.** Визначення теплоти згорання природного газу.

**Завдання.** Визначити теплоту згорання природного газу з газопроводу Гоголево-Полтава. Склад газу  $CH_4=85,8\%$ ;  $C_2H_6=0,2\%$ ;  $C_3H_8=0,1\%$ ;  $C_4H_{10}=0,1\%$ ;  $N_2=13,7\%$ ;  $CO_2=0,1\%$ .

**Розв'язок.** Вища теплота згорання:

$$Q_B = 4,187(95,2CH_4 + 166,4C_2H_6 + 237,0C_3H_8 + 308,0C_4H_{10} + 378,2C_5H_{12} + 61,8H_2S) =$$

$$= 4,187(95,2 \cdot 85,8 + 166,4 \cdot 0,2 + 237,0 \cdot 0,1 + 308,0 \cdot 0,1 + 378,2 \cdot 0 + 61,8 \cdot 0) = 34567,62 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Нижча теплота згорання:

$$Q_H = 4,187(85,6CH_4 + 152,3C_2H_6 + 218,0C_3H_8 + 283,4C_4H_{10} + 348,9C_5H_{12} + 57,0H_2S) =$$

$$= 4,187(85,6 \cdot 85,8 + 152,3 \cdot 0,2 + 218,0 \cdot 0,1 + 283,4 \cdot 0,1 + 348,9 \cdot 0 + 57,0 \cdot 0) = 31088,81 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

## 2.6 Контрольні запитання до розділу 2

1. Проаналізуйте класифікацію видів палива за походженням
2. Проаналізуйте характеристики палив, які використовуються в промислових печах.
3. Проаналізуйте якісну оцінку складу
4. Проаналізуйте процес горіння палива
5. Обґрунтуйте розрахунок кількості повітря для горіння
6. Проаналізуйте поняття – коефіцієнт надлишку повітря
7. Проаналізуйте залежності для визначення кількості газів, що утворюються при згоранні 1 кг палива.
8. Проаналізуйте залежності для визначення елементарного складу газоподібного палива
9. Проаналізуйте поняття – вища теплота згорання.
10. Проаналізуйте поняття – нижча теплота згорання.
11. Проаналізуйте поняття – тепловий еквівалент палива.

12. Проаналізуйте поняття – калориметрична, теоретична і дійсна температура горіння палива.

13. Проаналізуйте поняття – ентальпія продуктів згорання.

14. Проаналізуйте класифікацію процесів горіння палив.

15. Проаналізуйте особливості спалювання твердого палива.

16. Визначити елементний склад газоподібного палива, що містить (у % об'ємн.):  $94,1 \text{ CH}_4$ ;  $2,75 \text{ C}_2\text{H}_6$ ;  $1,05 \text{ C}_3\text{H}_8$  і вище;  $2,05 \text{ CO}_2$ ;  $0,05 \text{ H}_2\text{S}$ .

17. Визначити теплоту згорання газу з газопроводу Первомайськ-Сторожівка.

18. Визначити кількість продуктів згорання палива наступного елементарного складу (у % мас.);  $85,5 \text{ C}$ ;  $11,5 \text{ H}$ ;  $3 \text{ S}$ . У форсунки подають водяну пару, продуктивністю  $G_{en} = 0,300 \text{ кг / 1 кг палива}$ . Теоретична кількість повітря  $L_o = 13,89 \text{ кг/кг}$ , коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha = 1,3$ .

19. Визначити кількість продуктів згорання при спалюванні 1 кг палива наступного складу (у % об'ємн.):  $4,6 \text{ H}_2$ ;  $70,4 \text{ CH}_4$ ;  $16,6 \text{ C}_2\text{H}_5$ ;  $2,4 \text{ C}_3\text{H}_8$ ;  $6 \text{ C}_4\text{H}_{10}$ , коефіцієнт надлишку повітря в топці  $\alpha = 1,3$ .

20. Підрахувати дійсні витрати повітря для спалювання 1 кг сухого газу наступного складу (у % мас.):  $81,5 \text{ C}$ ;  $18,5 \text{ H}_2$ . Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha = 1,2$ .

21. Визначити теплоту згорання палива і теоретично необхідний об'єм повітря для спалювання 1 кг палива наступного складу (у % об'ємн.):  $4,6 \text{ H}_2$ ;  $70,4 \text{ CH}_4$ ;  $16,6 \text{ C}_2\text{H}_6$ ;  $2,4 \text{ C}_3\text{H}_8$ ;  $6,0 \text{ C}_4\text{H}_{10}$ . Густина газу  $0,730 \text{ кг/м}^3$ .

22. Визначити теплоту згорання мазуту наступного елементного складу:  $10,75\% \text{ мас. H}$  та  $87,61\% \text{ мас. C}$ .

## 3 ТОПКИ ТА ПРИСТРОЇ ДЛЯ СПАЛЮВАННЯ ПАЛИВА

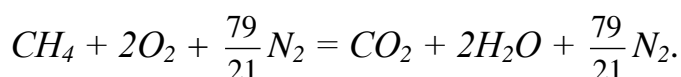
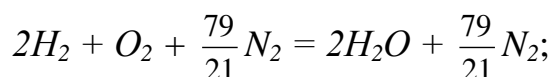
### 3.1 Особливості спалювання палива в печах

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 6, 11].

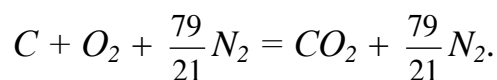
Процеси горіння діляться на:

- гомогенні, процеси що протікають в об'ємі, коли паливо і окисник знаходяться в однаковому фазовому стані;
- гетерогенні, тобто такі, що відбуваються на поверхні твердого палива або краплі рідини.

Прикладами гомогенного горіння є реакції:



Прикладом гетерогенного горіння може служити реакція:



У приведених реакціях горіння окисником є повітря, що складається з 21 % кисню та 79 % азоту за об'ємом. Тому продукти згорання баластуються азотом. Азот тільки в умовах високих температур (понад 2000 °С) вступає в реакцію з киснем, утворюючи закис азоту  $NO$ , і тому в розрахунках горіння палива азот розглядається як інертний газ.

Написані реакції є стехіометричними, тобто характеризують кількісні співвідношення між початковими речовинами і кінцевими продуктами реакції. Насправді горіння відбувається з утворенням проміжних з'єднань в певній послідовності. Наприклад, при горінні природного газу, головною горючою складовою якого є метан, відбувається наступна ланцюгова реакція:

- у присутності кисню метан розкладається з виділенням атома водню та радикала  $CH_3 \rightarrow CH_4 = CH_3 + H$ ;

– атом водню з'єднується з молекулою кисню і утворює гідрокисел  
 $OH \rightarrow H + O_2 = OH + O$ ;

– потім утворюється порівняно нестійка молекула метилового спирту →  
 $CH_3 + OH = CH_3OH$ ;

– метиловий спирт утворює формальдегід, нестійке з'єднання, яке розпадається на окисел вуглецю і водень →  $CH_3OH + O = HCHO + H_2O$ ;  
 $HCHO = CO + H_2$ .

– утворюються стабільні молекули  $C$  і  $H_2$  гіпотетично з метилового спирту шляхом відривання від нього водню і з приєднанням гідрокису →  $CH + OH = CO + H_2$ .

Таким чином, горіння протікає майже миттєво по ланцюговій реакції з розгалуженими ланцюгами, коли кожна молекула породжує ряд нових активних центрів, що значно прискорюють хід реакції, тобто носить вибуховий характер. У технічних пристроях швидкість горіння лімітується не стільки швидкістю хімічного реагування, скільки сумішоутворенням – фізичним процесом змішування горючих газів з повітрям. А змішування тим краще, чим більша поверхня контакту пального і окисника (кисню).

Добрий контакт пального і окисника та якісне утворення суміші палива і повітря – найважливіші умови інтенсивного і повного згорання палива. Чим кращий контакт між паливом і повітрям і сумішоутворення газів, тим швидше і повніше протікає процес горіння, тим вища за однакових умов температура, економічніше і з більшою продуктивністю працює піч.

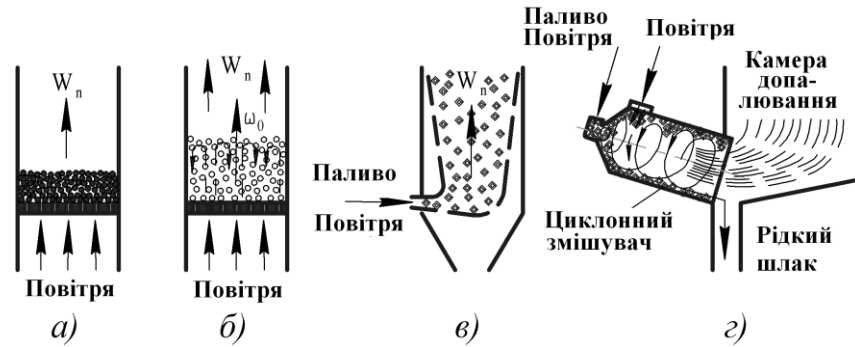
### **3.2 Класифікація топків для твердого палива**

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 11, 12]. З погляду аеродинамічних характеристик руху палива і газів топки підрозділяються на:

- а) топки зі щільним шаром;
- б) топки з киплячим шаром;
- в) факельні топки для спалювання пилоподібного палива;



г) циклонні і вихрові топки (Рис. 3.1).



а) - з щільним шаром; б) - з киплячим шаром; в) - факельна топка;

г) - циклонна топка

Рис. 3.1. Види топок

У топках для шматків палива зі щільним шаром значний запас палива лежить нерухомо на колосникових ґратках, а повітря і продукти згорання у міру вигорання палива обтікають тверді шматки. У таких умовах процес горіння протікає тим ефективніше, чим більша поверхня контакту шматків палива з окисником, що забезпечується за рахунок постійної шуровки шару і видалення золи, а також за рахунок фракційної однорідності палива. Причому, чим менше фракція (але не менше розміру чарунки колосникових ґраток), тим інтенсивніше горіння.

Спалювання палива в топках з киплячим шаром є проміжним між спалюванням в щільному шарі та у факелі. Такі топки застосовуються для спалювання дрібнозернистого кам'яновугільного палива з розмірами шматків 2-12мм. Свою назву киплячий шар дістав із-за зовнішньої схожості руху шару палива з рухом киплячої рідини. Інтенсивність горіння палива в киплячому шарі сильно зростає в порівнянні з горінням в щільному шарі крупношматкового вугілля тієї ж марки. Це пояснюється не лише збільшенням питомої поверхні окислення палива, але і постійним "оновленням" його поверхні завдяки видаленню з неї золи, що утворюється, та забезпечує доступ окисника до поверхні вуглецю. Завдяки інтенсивній пульсації часток, їх обертанню і зіткненню, паливо дробиться і стирається в пил, який відноситься потоком газів і повітря вгору, де піддається газифікації і допалюванню.

Топки зі щільним шаром і топки з киплячим шаром організуються як з повним згоранням газів в паливному об'ємі, так і напівгазові. Особливість останніх полягає в перенесенні горіння газів в робочий простір печей для того, щоб розвинути в них максимально високу температуру.

Питома теплова потужність, що визначається кількістю тепла, яке виділилося в одиниці об'єму топки, для пиловугільної суміші досить велика, і складає  $0,16 \dots 0,25 \text{ МВт/м}^3$ .

Факельні топки використовуються для спалювання пиловугільного палива і мають в промисловості теплову потужність  $0,2 \dots 0,3 \text{ МВт/м}^3$ .

У циклонних топках використовуються аеродинамічні переваги газоповітряного потоку, що обертаючись, несе суміш подрібненого палива та повітря. Суміш частинок палива та повітря завдяки відцентровому ефекту сильно турбулізуються і енергійно перемішується. Тому процеси горіння і газифікації протікають дуже інтенсивно – теплова потужність циклонної камери досягає  $3 \dots 6 \text{ МВт/м}^3$ . Переваги циклонних топок наступні:

- вловлюється  $80 \dots 90 \%$  усього шлаку, а при високих температурах можливе рідке шлаковидалення;
- низький коефіцієнт витрати повітря  $1,03 \dots 1,1$ , оскільки добре утворюється суміш;
- можливість роботи на пилі грубого помелу з розмірами часток до  $1 \dots 5 \text{ мм}$ , оскільки частки палива знаходяться в циклоні до того часу, поки не згорять майже повністю.

Проте циклонні топки працюють ефективно тільки на вугіллі високої якості і тому у нас широкого застосування не отримали.

Найчастіше проводяться наступні заходи механізації процесів топок:

- 1) подача палива;
- 2) завантаження палива в топку;
- 3) шуровка шару;
- 4) видалення шлаку і золи з топок значно підвищує ефективність їх роботи.

Найважче організувати механізований процес подачі палива в топку, його шуровку в багат шарових топках і видалення шлаків та золи.

Подача палива в топку здійснюється механічними, пневматичними або пневмомеханічними пристроями. Для механізації шуровки палива в щільному шарі може бути використана "шуруюча" планка, колосники, що коливаються, похилі і ступінчасті колосники.

Розрахунок напівгазової топки зводиться до визначення розмірів паливного і пічного просторів при заданій тепловій потужності топки.

Знаючи ККД ( $\eta$ ) топки можна визначити вихід напівгазу з рівняння теплового балансу:

$$(Q_n^p + q_{\text{физ}}^{m+6}) \eta = V_{n2}(c_{n2} \cdot t_{n2} + Q_{n2}^p),$$

де  $q_{\text{физ}}^{m+6}$  – фізичне тепло підігрівання палива і повітря, кДж/м<sup>3</sup>;

$V_{n2}$  – об'єм продуктів згорання після топки, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;

$c_{n2}$  – теплоємність напівгазу, кДж/м<sup>3</sup>·град;

$t_{n2}$  – температура напівгазу після топки, °С.

Теплова потужність топки визначається з рівняння:

$$Q = B \cdot V_{n2}(c_{n2} \cdot t_{n2} + Q_{n2}^p),$$

де  $B$  – витрата палива, кг/ч.

В той же час витрата палива визначається з виразу:

$$B = q_F \cdot F,$$

де  $q_F = 0,7-1,0$  кг/(м·сек) за експериментальними даними;

$F$  – площа ґраток.

Об'єм робочого (пічного) простору визначається з рівняння:

$$V^l = \Delta Q/q,$$

де  $\Delta Q = B(Q_n^p - V_{n2} \cdot Q_{n2}^p)$  – кількість тепла, що виділяється в топці, кДж/сек;

### 3.3 Особливості спалювання твердого палива

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 6, 12, 13]. Швидкість гетерогенної реакції вимірюється кількістю вуглецю в грамах, що згорів за 1 секунду на  $1 \text{ см}^2$  активної поверхні палива ( $\text{г/см}^2 \text{ сек}$ ). Ця величина, окрім температури, тиску і концентрації реагуючих речовин, залежить від швидкості дифузії до площі поверхні окисника.

На рисунку 3.2 наведено схеми до різних гіпотез процесу окиснення вуглецю.

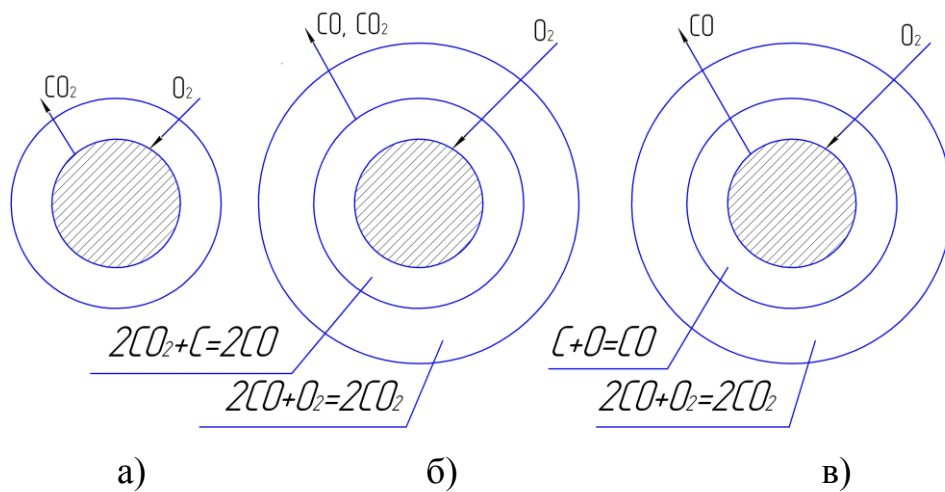
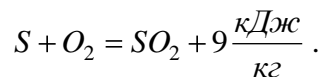
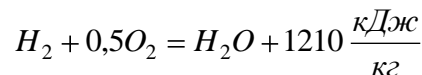
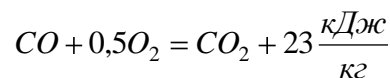
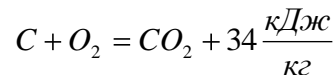
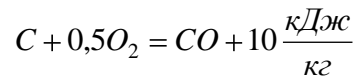


Рис. 3.2. Різні схеми процесу окиснення вуглецю

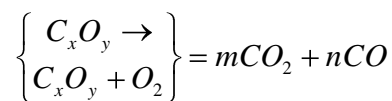
На схемі (рис. 3.1 а) зображена частина вуглецю, навколо з тонким (пограничним) шаром газу, через який кисень дифундує до поверхні вуглецю і тут реагує з ним, утворюючи  $\text{CO}_2$ , дифундуючого в зворотньому кисню напрямку. По цій схемі вважається, що при горінні утворюється тільки  $\text{CO}_2$ . На схемі (рис. 3.1 б) процес зображений таким чином, що газовий шар, що окутує частину вуглецю, містить переважно  $\text{CO}_2$ , який, доторкаючись до поверхні частинки, відновлюється до  $\text{CO}_2$ . Окис вуглецю дифундує до зовнішньої поверхні газового шару і тут окислюється киснем в  $\text{CO}_2$ , яка частково виноситься потоком газів, частково дифундує до поверхні вуглецю. При цьому кисень зовсім не контактує з вуглецем. Окисником по відношенню до вуглецю агентом є  $\text{CO}_2$ .

По схемі (рис. 3.1 в) кисень дифундує до поверхні вуглецю і тут утворюється окис вуглецю, яка дифундує до зовнішньої поверхні, окислюється киснем до  $CO_2$  та захоплюється газовим потоком. Якщо швидкість газу дуже велика, то окислення до  $CO_2$  не проходить і утворюються  $CO$ .

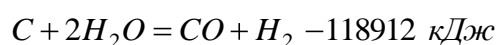
Тепловий ефект процесу згорання:

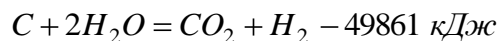
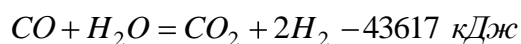


Зараз вважають, що при нагріві одночасно утворюється і  $CO$  і  $CO_2$  в різних співвідношеннях. При температурах до  $100^\circ C$  кисень за рахунок явища сорбції залишається на поверхні вуглецю у вигляді комплексу  $C_xO_y$ , невизначеної будови. При збільшенні температури цей комплекс розкладається з виділенням  $CO_2$  і  $CO$  у визначених співвідношеннях:

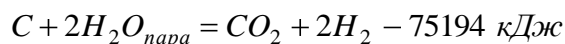
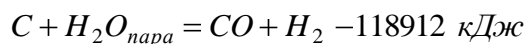


Таким чином з'являється можливість керувати процесом горіння. За умови, що при малих швидкостях дуття утворюється головним чином  $CO_2$ , а при великих швидкостях –  $CO$ . Тому в топках повного горіння швидкість дуття беруть  $0,1 \dots 0,2$  м/сек, а при газифікації палива (в тому числі і в напівгазових топках) необхідно брати більші швидкості. Утворюючи окис вуглецю і водяну пару можуть вступати до взаємодії за рівнянням наступними:



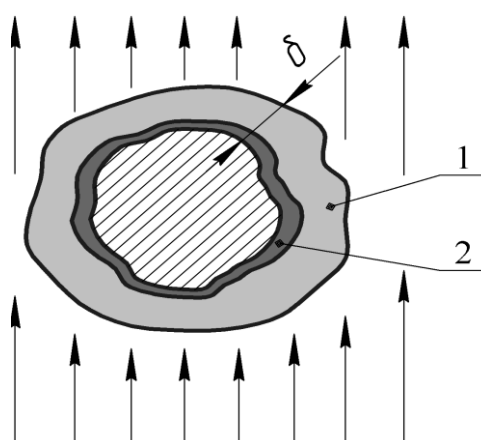


Якщо до розжареного вуглецю підвести водяну пару, то він, то він вступає до взаємодії з вуглецем по наступним рівнянням:



Таким чином одночасно утворюється і CO і CO<sub>2</sub>.

На рисунку 3.2 зображена схема гетерогенного горіння.



1 – пограничний шар газів; 2 – кірка золи

Рис. 3.2. Схема гетерогенного горіння

У результаті контакту частки палива з повітрям на поверхні частки утворюється пограничний шар завтовшки  $\delta$ , в якому концентрація реагуючих речовин зменшується, а концентрація продуктів реакції (C і CO<sub>2</sub>) збільшується. Цей пограничний шар газів перешкоджає підведенню кисню до палива, і швидкість реакції горіння залежатиме від швидкості дифузії окисника через пограничний шар.

Швидкість дифузії залежить від товщини пограничного шару, температури і різниці концентрацій окисника в потоці і на поверхні частки. З іншого боку, товщина пограничного шару залежить від швидкості потоку і

приведеного діаметру частки палива. Результуюча швидкість реакції визначається тією реакцією – дифузія або хімічні реакції – яка є лімітуючою.

Горіння технічного палива залежить також і від способу видалення шлаку. По мірі вигорання вуглецю на поверхні часток палива утворюється кірочка золи, що утрудняє доступ окисника до поверхні вуглецю. Під дією високої температури зола може розм'якшуватися, а шматочки палива в щільному шарі – з'єднуватися (злипатися). Такий шар зашлаковує паливо і горіння палива відчутно сповільнюється у зв'язку з уповільненням доступу повітря не лише до палива, що лежить на колосникових гратницях, але і до горючих летких компонентів в паливному просторі. Про схильність палива до зашлаковування судять за температурними характеристиками його золи. Чим нижче температура розм'якшення золи, тим зашлаковується паливо.

Для видалення шару золи і для розшлаковування шару застосовують шурник (розпушувач, розворушувач). В умовах високих температур здійснюють видалення золи у рідкому виді, що дозволяє інтенсифікувати процес горіння палива.

Окрім вуглекислого газу (кінцевого продукту реакції окислення) в паливний простір поступають і оксиди вуглецю, що отримуються як первинний продукт окислення вуглецю, так і в результаті відновлення вуглекислого газу в шарі розжареного вуглецю за реакцією  $\text{CO}_2 + \text{C} = 2\text{CO}$ . Таким чином, в шарі відбувається вигорання вуглецю з одночасним процесом газифікації палива.

### **3.4 Особливості спалювання вугільного пилу**

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 12, 13]. Пиловугільне опалювання печей має такі переваги перед опалюванням печей рідким і газоподібним паливом:

- постійність фізико-хімічних параметрів горіння;
- компактність паливних пристроїв.

Процес горіння умовно розбивається на дві стадії:

- підігрівання пилу і повітря до температури займання (з одночасним розкладом (деструкцією) палива);
- власне процес горіння летких компонентів і спалювання або газифікація твердого компонентів палива.

Час горіння частинки залежить від наступного:

- 1) розмірів частинок після помелу (чим дрібніша фракція після помел, тим менше час згорання);
- 2) якості змішування палива з повітрям;
- 3) від температури паливного простору (чим вища температура, тим інтенсивніше і стійкіше протікає процес горіння);
- 4) від властивостей палива і, в першу чергу, від виходу летких компонентів та вологи;
- 5) від швидкості обдування.

### **3.5 Пальники для спалювання вугільного пилу**

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 11] . Для спалювання вугільного пилу застосовується пальник типу "труба в трубі", в яку з вугільним пилом подається тільки 25...35 % повітря (первинне повітря) при загальному коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha = 1,15 \dots 1,20$ .

Швидкість пилу повітряної суміші вибирається залежно від якості палива і конструкції печі. Наприклад, при спалюванні вугільного пилу дрібного помолу з великим виходом летких компонентів в печах з великими розмірами робочого простору вибираються швидкості витікання пило-повітряної суміші з пальника близько 20...30 м/сек, для пилу грубого помолу з малим виходом летких фракцій і обмеженими розмірами робочого простору близько 10...15 м/сек. В барабанних печах, що обертаються, мають велику довжину (70...150 м), ця швидкість доходить до 60-70 м/сек. За усіх умов



швидкість витікання пило повітряної суміші з пальника має бути вищою за швидкість згорання.

У трубопроводах, що підводять пило повітряну суміш, швидкість суміші вибирається в 2...4 рази більше швидкості горіння, але не менше 18...25 м/сек, щоб уникнути осідання пилу на горизонтальних ділянках.

### 3.6 Спалювання рідкого палива в печах

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 11]. Найбільш поширеним видом рідкого палива є мазут, який є залишком процесів переробки нафти – первинної розгонки та крекінгу. Мазут ділиться по марках залежно від в'язкості: М40, М100, М200 і МП (для мартенівських печей). Цифри вказують найбільше значення в'язкості в градусах умовної в'язкості (°ВУ) при температурі 50 °С.

Динамічна  $\mu$  і кінематична  $\nu$  в'язкості пов'язані з умовною в'язкістю °ВУ наступними виразами:

$$\mu = \rho(0,00074 \text{ ВУ} - \frac{0,00064}{\text{ВУ}}), \text{ кг} \cdot \text{сек} / \text{м}^2;$$

$$\nu = 0,073 \text{ ВУ} - \frac{0,063}{\text{ВУ}}, \text{ см}^3 / \text{сек}.$$

У міру розвитку нафтопереробної промисловості глибина відбору світлих продуктів (бензолу, лігроїну, газоліну, гасу і масел) і відповідно в'язкість мазуту збільшуються. Величина в'язкості палива має велике значення в експлуатації – при зливанні мазуту, при перекачуванні його по трубах, при подачі до форсунок, оскільки текучість мазуту – величина, обернено пропорційна до в'язкості. Для досягнення хорошої рідкотекучості °ВУ повинна знаходитися в межах 3,5...40 °ВУ, що для більшості мазутів і смол досягається шляхом їх підігрівання.

Поверхневий натяг мазуту також досить сильно впливає на процеси горіння. Тому чим більше повернений натяг у рідкому паливі, тим важче його розпилувати. Для смол і мазуту величина поверхневого натягу відрізняється

мало, трохи зменшуючись з підвищенням температури, і складає 0,0025...0,003 кг/м.

Третьою важливою характеристикою мазуту є температура застигання, при якій мазут загусає і втрачає свою рухомість. Температура застигання коливається від 5 °С для М40 до 36 °С для М200.

Температура спалаху парів мазуту при його нагріванні складає від 80 до 140 °С, збільшуючись зі збільшення в'язкості, і характеризує мазут з точки зору пожежної безпеки.

Температуру спалахування парів мазуту не слід плутати з температурою займання, яка для мазуту складає 367...417 °С.

До важливої характеристики мазуту відноситься вміст сірки по робочій масі, яке для малосірчистого мазуту складає на більше 0,5 %, для сірчистих – від 0,5 до 2,0 % і для високосірчистих – від 2 до 3,5 %.

Високий вміст сірки ускладнює застосування високосірчистого мазуту в тих печах, де дифузія сірки в оброблюваний матеріал впливає на якість кінцевого продукту. При спалюванні мазуту виходить сірчистий ангідрид  $\text{SO}_2$  і в невеликих кількостях сірчаний ангідрид  $\text{SO}_3$ , який при взаємодії з парами води дає сірчану кислоту  $\text{H}_2\text{SO}_4$ . Сірчана кислота в продуктах згорання при конденсації викликає корозійні руйнування металевих поверхонь теплообмінників. Тому важливо знати температуру точки роси, тобто початку конденсації пари, що міститься в продуктах згорання, і не допускати запотівання поверхонь нагріву. Точка роси для високосірчистого мазуту змінюється залежно від умов і складає приблизно 160 °С.

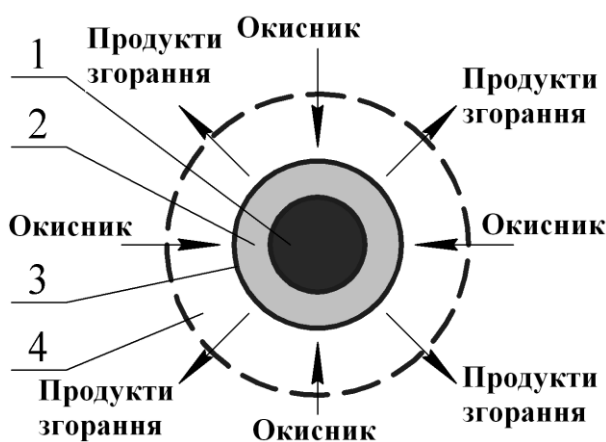
Вміст води в паливному мазуті не повинен перевищувати 2%, але при підігріванні мазуту гострою парою при зливанні із залізничних цистерн він збільшується до 5% і більше. Вода відділяється від мазуту шляхом відстоювання в нафтосховищах у підігрітому стані, цей процес йде повільно, оскільки густина мазуту близька до густини води.

Рациональне використання високосірчистого мазуту може йти двома шляхами:

1) шляхом повного спалювання мазуту з коефіцієнтом надлишку повітря, близьким до одиниці, за допомогою форсунок;

2) шляхом місцевої (у передтопках) і централізованої газифікації з наступним спалюванням отриманого генераторного газу в робочому просторі.

Розглянемо процес спалювання рідкого палива на прикладі окремої краплі. Згорання окремої краплі можна представити таким чином: в результаті підігрівання крапля починає випаровуватися. Пари палива, що оточують краплю, дифундують в довкілля - відбувається взаємопроникнення часток повітря і палива (рис. 3.3).



1 - крапля; 2 - шар парів палива; 3 - зона горіння;  
4 - область дифузії окисника і продуктів горіння.

Рис. 3.3. Схема горіння нерухомої краплі

При достатній температурі суміш парів палива і кисню з повітря починає активно реагувати, відбувається процес дифузійного згорання газової фази палива. Швидкість хімічної реакції велика, швидкість же фізичних процесів (випаровування краплі палива, змішування парів палива і окисника, підігрівання суміші) значно менша і, очевидно, ці фізичні процеси визначають швидкість згорання палива. В основному швидкість згорання залежить від часу випаровування і часу дифузії.

У високотемпературних печах мазут спалюється за допомогою форсунок, що забезпечують наступні стадії спалювання палива: розпилювання; нагрів, випаровування і термічне розкладання мазуту,

змішування отриманих продуктів з повітрям, запалювання суміші і власне горіння (Рис. 3.4).

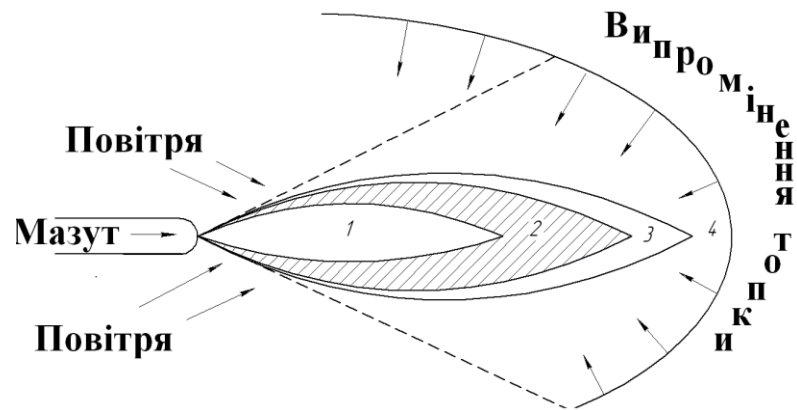


Рис. 3.4. Спалювання за допомогою форсунок

Попереднє підігрівання, необхідне для запалювання палива, спочатку створюється внесенням до топки факела, що горить, іскри або іншого джерела високої температури. Надалі частинки палива, що горить, гарячі газы, а також розжарені тепловипромінюючі стінки паливної камери сприяють постійному підігріванню і горінню паливно-повітряної суміші, що знову поступає.

Величина активно реагуючої поверхні палива визначається мірою і якістю розпилюючого агента та якістю його змішування з повітрям. Мета розпилювання – забезпечити значне збільшення площі зіткнення рідини з повітрям і газами, завдяки чому крапельки мазуту дуже швидко випаровуються і піддаються дуже сильному термічному розкладанню.

Для ефективного спалювання рідкого палива має велике значення не лише розмір краплин при розпилюванні (середній розмір окремих крапель), але і рівномірність їх розподілу в повітряному потоці. У такому разі підведення усього повітря (краще попередньо підігрітого) до кореня факелу створює найкращі умови горіння.

Горіння також можна прискорити, підвищуючи температуру, тиск і створюючи турбулізацію суміші.

### 3.7 Форсунки для рідкого палива

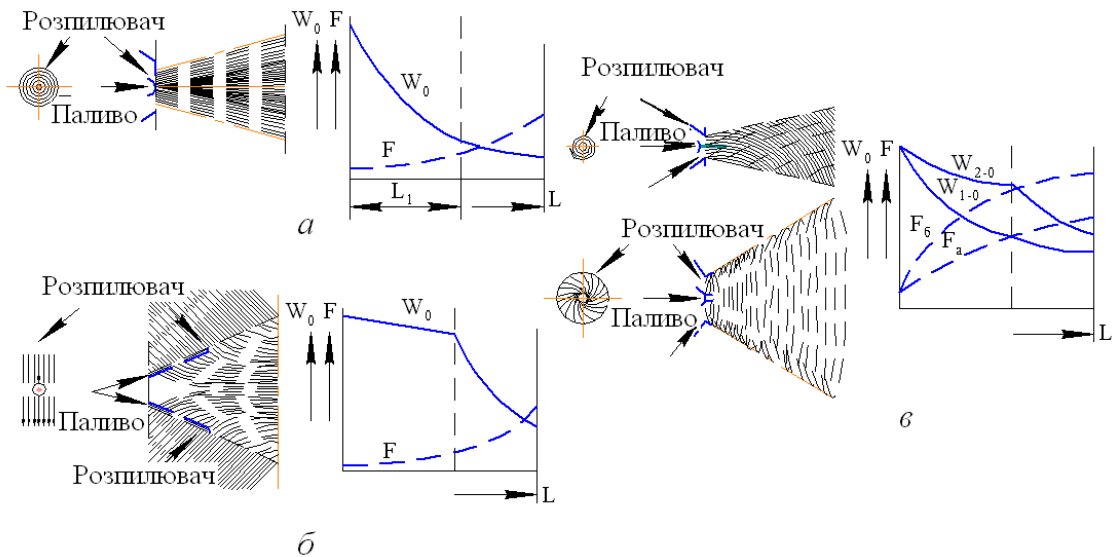
Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 11]. Розпилювання палива це процес дроблення струменя рідкого палива на дрібні краплини. Для того, щоб розпилити струменя рідкого палива необхідно здолати сили зчеплення і поверхневого натягу.

Розпадання струменя рідини на краплини може відбуватися під впливом сил тертя і ударів, які викликані значною відносною швидкістю розпилювача і палива, а також під дією кавітації при протіканні зі значною швидкістю через вузький прохідний отвір. Ефект розпадання струменя посилюється попереднім завихренням струменя. Кавітація – явище місцевого мимовільного скипання рідини і утворення бульбашок або газових порожнин, яке може відбуватися при різкому зменшенні тиску, підвищенні температури або інтенсивному вихроутворенні, коли розрідження утворюється внаслідок різкого підвищення швидкості в окремих місцях потоку, прискорює і полегшує розпадання рідини на окремі елементи.

Зазвичай як розпилюючий агент використовують компресорне повітря тиском 0,6...0,8 Мпа (6...8 атм) (повітряні форсунки високого тиску), повітря вентилятора тиском 0,5...0,1 МПа (500...1000 мм.вод.ст.) (повітряні форсунки низького тиску) або пари. Стиснута пара або повітря після вентилятора виходять з форсунки і рухаються з такою великою швидкістю відносно частинок палива, що швидкістю частинок можна знехтувати. Розпилювання парою неекономічно, оскільки пара знижує температуру факела (витрата пари складає 0,5 кг на 1 кг мазуту). Тому найбільшого поширення набули повітряні форсунки високого і низького тиску.

У форсунках високого тиску на розпилювання витрачається 5..10 % повітря по масі від загальної кількості повітря, необхідного на повне спалювання палива. У форсунках низького тиску на розпилювання використовується практично усе повітря, що використовується для горіння.

Деякі схеми розпилюючих форсунок зображені на рисунку 3.5.



а - прямопотокowe розпилення; б - розпилення зустрічними потоками;  
в - вихрове розпилення

Рис. 3.5 – Схеми розпилюючих форсунок

У випадку прямопоткового розпилювання (Рис. 3.5, а) потоки розпилюючого агента та палива рухаються паралельно, різниця їх швидкостей на виході з форсунки ( $\omega_0 = \omega_p - \omega_t \sim \omega_p$ ) досить велика. Далі по мірі віддалення від зрізу сопла різниця швидкостей поступово зменшується внаслідок загасання швидкості потоку розпилювача і в кінці факелу розпилюючий агент майже перестає впливати на паливо.

У дробленні палива бере участь порівняно невелика частина розпилюючого агента, лише та частина, що омиває струмінь палива по периферії, сумішоутворення закінчується в кінці факелу. Майже вся маса розпилюючого агента входить у контакт з паливом уже тоді, коли дія розпилювача сильно ослаблена. Довжина факелу максимальна.

Розпилення зустрічними потоками розпилюючого агента і палива (Рис. 3.5, б) створює ефект ударної дії розпилюючого агента, що має значну швидкість, на збільшену поверхню палива. Подрібнення палива у цьому випадку краще а факел коротший.

Розпилення палива вихровими дотичними потоками розпилюючого агента в турбулентних і відцентрових форсунках (Рис. 3.5, в). У цьому процесі з'являються тангенціальні зусилля розпилюючого агента по відношенню до

струменю палива і бульбашки кавітації, що покращує подрібнення палива. Поверхня взаємодії розпилюючого агента і палива зростає, що покращує якість розпилювання та сумішоутворення.

Крім того, існують конструкції механічних форсунок (Рис. 3.6), коли розпилення відбувається за рахунок відцентрових сил, при цьому мазут подається або в головку, що обертається (Рис. 3.6, а), або тангенційно і в нерухомій головці закручується (Рис. 3.6, б, в), а для забезпечення ефективного спалювання повітря подається до кореня факелу (Рис. 3.6, г, д).

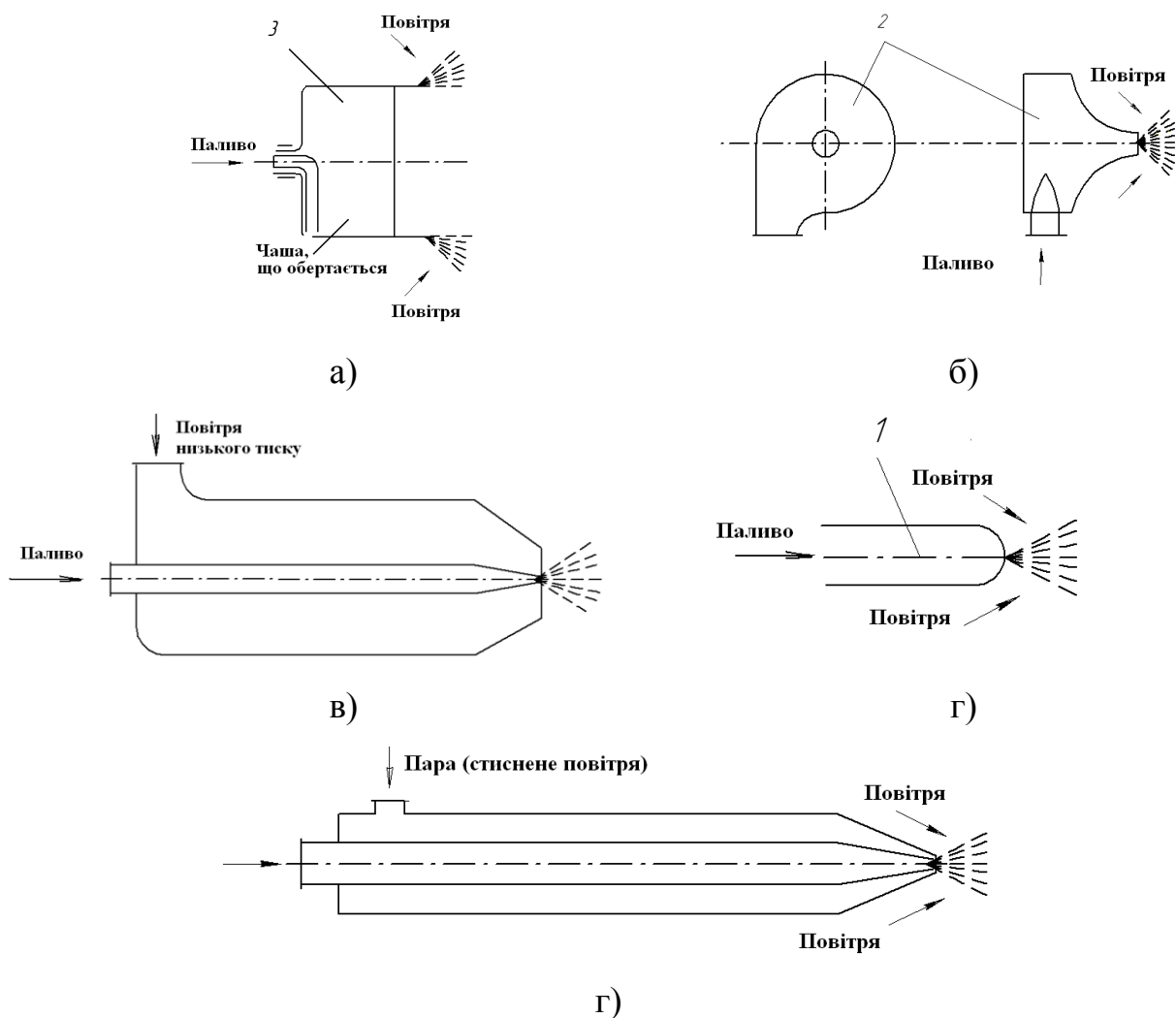


Рис. 3.6. Конструкції механічних форсунок

Величина мазутної краплина при розпилюванні паром або повітрям визначається за залежністю Л.К. Рамзіна:

$$r = \frac{2gG}{\varphi\rho\omega_0^2} \text{ мм},$$

де  $r$  – радіус краплини мазуту, мм;

$g$  – гравітаційна стала, м/с<sup>2</sup>;

$G$  – поверхневий натяг краплини мазуту, кг/м;

$\varphi = 0,02 \dots 0,04$  – емпіричний коефіцієнт;

$\rho$  – густина середовища, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega_0$  – відносна швидкість газу, м/с.

Розмір краплин при механічному розпилюванні визначається за виразом:

$$r = \frac{7,8}{P} \text{ мм},$$

де  $P$  – тиск мазуту, ат, який береться в межах 8...15 ат.

### 3.8 Розрахунок форсунок для мазуту

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 10] .

#### Механічні форсунки

Швидкість витікання мазуту:

$$\omega_{\text{ист}} = \varphi \sqrt{\frac{2g \cdot 10^4 \cdot P_m}{\rho_{\text{маз}}}} \text{ м/сек},$$

де  $\varphi = 0,4 \dots 0,6$  – коефіцієнт витікання;

$P_m$  – тиск мазуту, кг/см<sup>2</sup>;

$\rho_{\text{маз}} = 900 \dots 960$  – густина мазуту, кг/м<sup>3</sup>.

Продуктивність форсунки з прохідним перерізом  $f$ , м<sup>2</sup> визначається за виразом:

$$B = 3600 \omega_{\text{ист}} f \rho_m \text{ кг/ч},$$

де  $f = \frac{B}{\omega_m \rho_m}$ , м<sup>2</sup>.

#### Повітряні форсунки низького тиску

Швидкість витікання повітря:



$$\omega_{\epsilon} = \varphi \sqrt{\frac{2gP_{\epsilon}}{\rho_{\epsilon}}} \text{ м/с,}$$

де  $\varphi = 0,15 \dots 0,8$  - коефіцієнт втрати швидкості;

$P_{\epsilon}$  – тиск розпилюючого повітря, кг/м<sup>2</sup>;

$\rho_{\epsilon}$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>.

При витраті повітря на розпилювання  $V$  м<sup>3</sup>/с, площа перерізу сопла для витікання повітря складає:

$$F_{\epsilon} = \frac{V}{\omega_{\epsilon}} \text{ м}^2.$$

Діаметр отворів для витікання мазуту визначається, виходячи із заданої швидкості витікання 0,5...1,0 м/с. При цьому для уникнення засмічення діаметр одного отвору по мазуту повинен бути не менше 2...3 мм. Продуктивність однієї форсунки доходить до 50 кг/ч.

### **Повітряні форсунки високого тиску**

Швидкість витікання визначається по термодинамічних залежностях:

$$\omega_{\epsilon} = \varphi \sqrt{2gRT \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \text{ м/с.}$$

Критична швидкість витікання:

$$\omega_{кр} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} P_1 \cdot V_1}, \text{ м/с.}$$

Для двоатомних газів:

$$\omega_{кр} = 3,38 \sqrt{P_1 V_1}, \text{ м/с.}$$

При  $\omega_{\epsilon} = \omega_{кр}$  секундна і максимальна витрата повітря:

$$B_{нов} = f \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{V_1} \left( \frac{P_2}{V_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}}}, \text{ кг/сек,}$$

$$B_{max} = f \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \frac{P_1}{V_1} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} - \frac{P_1}{V_1}}, \text{ кг/сек.}$$

Площа перерізу отвору для проходу повітря:

$$f_e = \frac{B_{\max}}{\beta \sqrt{\frac{P_1}{V_1}}} m^2,$$

де  $\beta = 2,14$  – коефіцієнт;

$P_1$  – тиск розпилюючого повітря, кг/м<sup>2</sup>;

$V_1$  – питомий об'єм повітря, м<sup>3</sup>/кг.

### Парові форсунки

Швидкість витікання пари знаходиться по виразу:

$$W_n = 91,5\varphi\sqrt{I_1 - I_2}, \text{ м/с};$$

Критична швидкість для:

– перегрітої пари  $\omega_{кр} = 3,38\sqrt{P_1}V_1$ , м/с;

– для насиченої пари  $\omega_{кр} = 3,23\sqrt{P_1 \cdot V_1}$ , м/с.

Площа перерізу отвору для проходу пари:

$$f_n = \frac{I_{\max}}{\beta \sqrt{\frac{P_1}{P_2}}}, \text{ м}^2,$$

де  $\beta = 2,09$  – для перегрітої пари;

$\beta = 1,99$  – для насиченої пари;

$\varphi$  – коефіцієнт зниження швидкості;

$I_1, I_2$  – початкова і кінцева ентальпія пари, ккал/кг;

$V_1$  – питомий об'єм.

### 3.8 Особливості спалювання газоподібного палива

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 11]. Горіння газоподібного палива відноситься до типу гомогенних реакцій. Для підтримки процесу горіння необхідно постійно підводити горючі речовини і кисень. У випадку з газоподібним паливом для цієї мети, а також для утворення суміші газу з окисником газопальники різноманітних конструкцій.

### Умови займання

При деякій температурі суміш горючих компонентів газового палива і кисню самовільно спалахує. Прихід тепла, що виділяється при горінні палива, перевищує втрати тепла в навколишній простір тому суміш горить. Температура, при якій відбувається самоприскорення реакції, називається температурою займання газової суміші. Температури займання деяких газів наведені в таблиці 3.1.

Загорітися газова суміш може за рахунок самозаймання або запалюванням.

При самозайманні увесь об'єм суміші треба нагрівати до температури займання, при якій вона спалахує в усьому об'ємі.

При запалюванні газова суміш розігрівається на одній ділянці місцевим джерелом тепла, загорається і згорає невелика частина об'єму газу. Потім зона горіння поширюється в холодній суміші самостійно, з певною швидкістю. Поширення полум'я відбувається внаслідок того, що сусідні з ним шари суміші підігріваються за рахунок теплопровідності до температури горіння. Крім того, полум'я, що є зоною інтенсивних хімічних реакцій, викидає в суміш активні центри, які дифундують в суміш, збуджують в ній реакцію горіння, і фронт полум'я відповідно пересувається, залишаючи за собою продукти згорання. Таким чином відбувається поширення горіння за усім обсягом.

Таблиці 3.1 – Температури займання деяких газів

Горючий газ	Формула	Температура займання, °С
Водень	$H_2$	580–590
Окисел вуглецю	$CO$	644–658
Метан	$CH_4$	650–670
Етан	$C_2H_6$	542–547
Ацетилен	$C_2H_2$	406–440

Власне горіння йде в тонкому шарі - фронті полум'я, що відділяє незгорілу суміш від продуктів згорання. Такий процес називається нормальним горінням, а швидкість поширення полум'я - нормальною швидкістю горіння. Подібний процес горіння можливий за умови безперешкодного розширення реагуючої суміші, тобто при постійному тиску. При горінні в постійному об'ємі займання супроводжується значним підвищенням тиску. Такі реакції називаються вибух.

Досліди показують, що газоповітряні суміші при деяких співвідношеннях пального і кисню не горять. Для кожного горючого газу є нижній і верхній концентраційні межі займання, величини яких для деяких газів вказані в таблиці 3.2.

Таблиці 3.2 – Концентраційні межі займання

Гази	Формула	Концентраційні межі займання сумішей, об. %		Нормальна. і максимальна швидкість нормального поширення полум'я, м/с $U_n / U_{\text{макс}}$	Вміст газу в суміші при максимальній швидкості поширення полум'я, %
		з повітрям	з киснем		
водень	$H_2$	4,0/75,0	4,6/94,0	160/264	42,0
окис вуглецю	CO	12,5/74,0	15,5/94,0	30/42	43,0
метан	$CH_4$	5,0/15	5,4/61,0	28/37	10,5
етан	$C_2H_6$	5,6/94,4	4,1/50,5	-/40	6,3
етилен	$C_2H_4$	6,5/93,5	2,9/79,9	50/63	7,0
ацетилен	$C_2H_2$	7,7/92,3	3,5/89,4	100/135	10,0
бензол	$C_6H_6$	2,71/97,29	2,6/30	-/40,7	3,34

Якщо намагатися підпалити в посудині газоповітряну суміш, в якій концентрація газу вища за верхню концентраційну межу, то вона теж не спалахне. Суміш горітиме, але тільки поза посудиною, у міру підмішування до неї повітря з навколишньої атмосфери. Аналогічно можна було б спалювати і дуже бідну суміш, випускаючи її в середовище горючого газу.

Наявність нижньої і верхньої концентраційних меж займання пов'язано з тим, що при надлишку повітря (бідні суміші) або малих кількостях його (багаті суміші) кількість тепла, що виділяється в місці займання, недостатня для запалювання сусідніх шарів суміші.

Найбільш сприятливі умови для займання створюються при забезпеченні стехіометричного співвідношення кількості горючого газу і повітря. Відповідно і температура самозаймання буде вища. При зменшенні або збільшенні концентрації пального в суміші в порівнянні із стехіометричним співвідношенням температура займання зростає. Це пояснюється тим, що при розбавленні горючої суміші баластними газами, у тому числі і надлишковим повітрям, частина тепла, що виділяється при реакції, витрачається на нагрів цього баласту. З цієї ж причини збагачення повітря киснем розширює концентраційні межі займання, в основному за рахунок збільшення верхньої межі займання.

Деякого зниження нижньої межі займання суміші можна добитися за рахунок перемішування суміші. Наприклад, в потоці, що рухається, ця межа для метану знижується на 5 %.

Особливо обережно слід користуватися даними про концентраційні межі займання, якщо суміш підігріта або знаходиться під тиском. При підвищенні температури суміші область займання розширюється: у більшості сумішей межі займання лінійно залежать від початкової температури, зростаючи до певної температури, після якої зростання верхньої межі відбувається інтенсивніше.

При пониженні тиску нижче атмосферного – верхня і нижня концентраційні межі займання зближуються, при значному розрідженні суміш будь-якого складу не зможе зайнятися.

При деяких концентраціях горючого газу і кисню утворюються особливо вибухонебезпечні суміші, в яких поширення полум'я відбувається із звуковою швидкістю. Це так зване детонаційне горіння (детонація).

Якщо горюча суміш нагріта до температури займання, то вона горить при будь-яких співвідношеннях з повітрям. При недостатці повітря згорає тільки частина горючого газу.

### **3.9 Кінетична і дифузійна області горіння**

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 11]. Для того, щоб здійснився процес горіння, необхідно, щоб горючий газ був змішаний з повітрям і сталася хімічна реакція окислення горючих складових. У загальному випадку повний час згорання палива складається з двох частин: часу, протягом якого досягається контакт горючої речовини з окисником і часу протікання хімічної реакції. За принципом спалювання газу всі пальники підрозділяються на три групи (Рис. 3.6.).

**Дифузійний принцип спалювання** (Рис. 3.6 а). Спалювання проходить без попереднього змішування газу з повітрям. У цьому випадку на доставку окисника до горючої речовини, тобто перемішування палива з повітрям, витрачається часу набагато більше, чим часу на протікання хімічної реакції. Час протікання процесу визначається часом сумішеутворення і протікає в **дифузійній області горіння**. При роздільній подачі в робочий простір горючого газу і повітря їх змішування відбувається за рахунок взаємної дифузії. Зазвичай дифузійний принцип спалювання палива застосовується у високотемпературних печах з температурою 1100...1200 °С. При таких температурах швидкість хімічних реакцій велика, а час підведення кисню до пального значно більший часу, необхідного для здійснення самої реакції

горіння. Тому визначним чинником горіння є швидкість перемішування палива і повітря, а факел обмежується поверхнею, на якій закінчується підмішування повітря до стехіометричного співвідношення складу суміші з паливом. Точка, в якій ця поверхня перетинає вісь струменя, визначає собою довжину полум'я.

Процес змішування палива і повітря може протікати в ламінарній і турбулентній областях течії. При ламінарному режимі змішування лімітується молекулярною дифузією, при турбулентному – турбулентною дифузією. Насправді в печах здійснюється одночасно перемішування відносно великих об'ємів за рахунок турбулентної дифузії і тонке перемішування на молекулярному рівні.

**Кінетичний принцип спалювання** (Рис. 3.6 б) характеризується подачею через пальник в робочий простір заздалегідь перемішаної однорідної горючої суміші. Оскільки сумішеутворення завершується практично до топки, то повний період згорання газу визначається швидкістю протікання реакції. Як правило, факел полум'я при кінетичному спалюванні виходить мінімальним - безполуменеве спалювання.

**Змішаний принцип спалювання** (Рис. 3.7 в) полягає в подачі в робочий простір печі горючого газу, заздалегідь перемішаного з частиною повітря, необхідного для горіння (первинне повітря), з роздільним підведенням в топку печі іншої частини повітря (вторинне повітря). Утворюється два фронти горіння: кінетичний і дифузійний. Повний час згорання палива визначається швидкістю повільнішого етапу.

Таким чином, при спалюванні газоподібного палива визначальним чинником є організація і якість сумішоутворення.

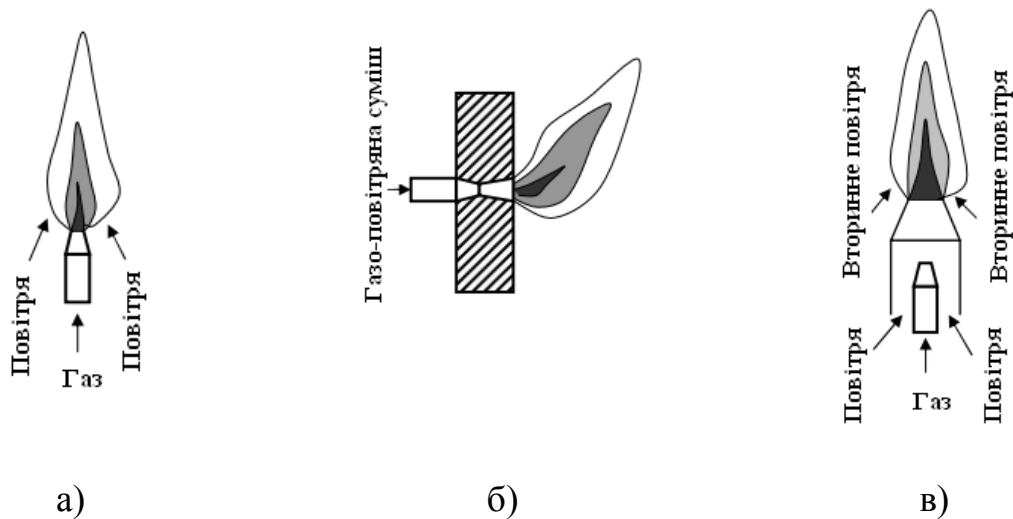


Рис. 3.7. Принципи спалювання газу

а) дифузійний принцип спалювання; б) кінетичний принцип спалювання; в) змішаний принцип спалювання

### 3.10 Факельний процес спалювання газоподібного палива

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 11, 12]. При факельному спалюванні палива виняткову роль грає також механіка руху газів. Розглянемо витікання струменя газу А (Рис. 3.8) через круглий отвір у великий об'єм газового середовища.

Струмінь газу після виходу з отвору захоплює за собою найближчі до неї шари повітря В і кількість рухомих газів в струмені по мірі віддалення від отвору збільшується. При цьому, відповідно до закону збереження енергії, швидкість струменя по мірі віддалення від отвору зменшується. У поперечному перерізі рух газів також нерівномірний: на осі струменя швидкість максимальна, зменшуючись до мінімуму на периферії, де власне і відбувається захоплення нерухомого повітря В.



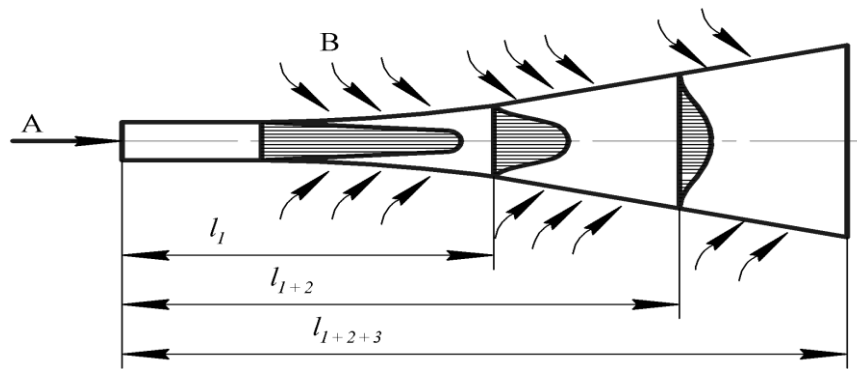


Рисунок 3.8 – Схема вільного струменя газу

Таким чином, по мірі віддалення від вихідного отвору перемішування газу і повітря прогресує, повітря поступово проникає углиб потоку до осі струменя, який за рахунок нових порцій повітря поступово розширюється і набуває вигляду конуса. Такий струмінь називається затопленим.

По довжині затопленого струменя можна визначити три характерні ділянки. На першій ділянці, яка називається початковою, уздовж осі знаходиться лише газ А, а повітря В осі струменя не досягає. Профіль поля швидкостей газу в поперечному перерізі струменя має параболічний характер. Довжина початкової ділянки вільного затопленого струменя дорівнює 5...6 діаметрам вихідного отвору.

На другій ділянці розвивається перемішування газів А і В. До кінця другої ділянки вміст в струмені газів А і В відповідає їх стехіометричному відношенню, тобто кількість повітря достатня для повного згорання газу. Проте суміш газу і повітря неоднорідна: в центральному ядрі є надлишок горючого газу, а в периферійній частині – надлишок повітря. Тому повне згорання газу до кінця другої ділянки неможливе.

Сумарну довжину першої і другої ділянок вільного затопленого струменя при ламінарній течії можна визначити за виразом:

$$l_{1+2} = 3,16 \left( 1 + \frac{L_0 \rho_B}{\rho_G} \right) d_0,$$

де  $L_0$  – теоретична кількість повітря для спалювання одиниці газу,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ ;  
 $\rho_B, \rho_G$  – густина повітря і газу,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$d_0$  – діаметр вихідного отвору, м.

На третій ділянці процес змішування газу і повітря завершується і горючі гази згорають повністю. Сумарна довжина трьох ділянок, тобто довжина факела (при ламінарній течії), виражається залежністю:

$$l_{1+2+3} = 11 \left( 1 + \frac{L_0 \rho_B}{\rho_G} \right) d_0$$

З виразу випливає, що довжина факелу вільного затопленого струменя прямо пропорційна діаметру вихідного отвору, тобто калібру пальника, і калорійності палива. Наприклад, для окислення вуглецю з теплотворною здатністю  $10200 \text{ кДж/м}^3$  ( $2440 \text{ ккал/м}^3$ ) довжина факелу складає  $40 d_0$ , а для водню з калорійністю  $122000 \text{ кДж/м}^3$  ( $28800 \text{ ккал/м}^3$ ) –  $407 d_0$ .

На довжину факела впливають і інші параметри:

1. Збагачення повітря киснем призводить до зменшення довжини факелу, оскільки при цьому скорочується довжина зони захоплення потрібної для горіння кількості кисню і перемішування його з паливом, що у залежності визначення довжини факела відображено зменшенням величини  $L_0$ .

2. Швидкість виходу струменя. У ламінарній області течії довжина факелу збільшується пропорційно швидкості витікання. У турбулентній області руху довжина факела майже не залежить від швидкості витікання, оскільки із збільшенням швидкості газу пропорційно збільшується інтенсивність його перемішування з повітрям.

3. При підвищенні температури газу і повітря довжина факелу зменшується за рахунок підвищення швидкості витікання (збільшення об'єму газу при його нагріванні) і посиленням турбулентного перемішування газу та повітря.

4. При витіканні газу в рухоме повітря. Збільшення швидкості та направленості переміщення повітря по відношенню до газового потоку є потужним засобом у формуванні довжини і форми факелу, підвищенні його жорсткості. Укорочення факелу при збільшенні кута зустрічі і закручуванням

потоків газу і повітря пов'язано з посиленням турбулізації струменів, тобто інтенсифікацією перемішування.

5. Розбиття потоку газу на окремі струмені збільшує поверхню зіткнення пального з окисником, а значить, укорочує факел.

### **3.11 Закономірності факельного процесу спалювання газоподібного палива**

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 10, 11]. Факел є струменем газу, що горить, має геометричну форму, розміри і певну спрямованість. Факел називається вільним, якщо поперечні розміри паливного простору дуже великі в порівнянні з його радіальними розмірами. Якщо розвиток поперечних розмірів факела обмежується стінками паливного простору, то такий факел умовно називають обмеженим.

Слід пам'ятати, що полум'я в процесі поширення від периферії до центру одночасно відноситься потоком, і в результаті цього досягає осі струменя на деякій відстані від гирла пальника, утворюючи конусоподібний факел. Тонка зона горіння, що утворює фронт полум'я, зазвичай має яскраво-блакитний колір, завдяки чому в просторі факел чітко виділяється.

Час, потрібний для поширення ламінарного потоку полум'я від периметра пальника до центру струменя:

$$\tau = \frac{R}{U_n} \text{ с,}$$

де  $R$  – радіус пальника, м;

$U_n$  – швидкість поширення потоку полум'я, м/с.

За цей час центральні струмені, рухаючись із швидкістю  $W$ , проходять відстань:  $l = W \cdot \tau$ , яка відповідає довжині факела.

Таким чином довжину ламінарного факелу можна визначити по залежності  $l = W \frac{R}{U_n}$ , тобто, довжина потоку полум'я прямо пропорційна

калібру пальника і швидкості витікання струменя і обернено пропорційна швидкості поширення полум'я.

Залежність для розрахунку довжини турбулентного факелу, отримане з урахуванням того, що загальна довжина факелу складається з зони захоплення і зони перемішування, має наступний вид:

$$Z = \left[ N_0(1 + \omega) - \frac{1}{b_0} \right] \sqrt{\frac{\rho_{\Gamma}}{\rho_{cm}(1 + I_g + Eu + f(\omega)f(\rho) \frac{Z^3}{Fr}}}},$$

де  $Z = \frac{l_{фак}}{d_0}$  – безрозмірна довжина факелу, виражена в калібрах газового сопла;

$N_0 = 11,2$  та  $b_0 = 0,47$  – константи турбулентного струменю;

$\omega$  – стехіометричне число, що показує, скільки кілограмів повітря потрібно для спалювання 1 кг газу за стехіометричним розрахунком горіння, кг/кг;

$f(\omega)$  – безрозмірна функція, яка залежить від стехіометричного числа  $\omega$ , в розрахунках може бути прийнята рівною  $14,8 \cdot 10^4$ ;

$f(\rho)$  – безрозмірна функція характеристичних густин:

$$f(\rho) = \frac{\rho_g}{\rho_z} \left( \frac{\rho_g}{\rho_{cm}} - 1 \right),$$

де  $\rho_g$  – густина повітря, при якій спалюється газ з густиною  $\rho_{\Gamma}$ , кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_{cm}$  – густина продуктів неповного згорання у кінці шляху захоплення стехіометричної кількості повітря, кг/м<sup>3</sup>.

$Fr = \frac{W_z^2}{gd_0}$  – критерій Фруда, може мінятися від 0 до безкінечності. При

необмежено великих значеннях  $Fr$  впливом значення сили земного тяжіння можна нехтувати.

Безрозмірна кількість руху, який вносить до струменя газу повітря на шляху захоплення:

$$I_B = \frac{G_g}{G_z} \cdot \frac{\overline{W_g}}{\overline{W_u}} = \omega \cdot \frac{\overline{W_g}}{\overline{W_u}},$$

де  $\overline{W}_g$  і  $\overline{W}_z$  - швидкості повітря і газу;

$$Eu = \frac{P - P_{дог}}{\rho_z W_z^2} - \text{критерій Ейлера,}$$

де  $P_{дог}$  – статичний тиск в середовищі, куди витікає газ, Н/м<sup>2</sup>,

$P$  – статичний тиск газу у витікаючому струмені на зрізі сопла, Н/м<sup>2</sup>.

При дозвукових швидкостях  $P = P_{дог}$  та  $Eu = 0$ .

Якщо виключити вплив сили земного тяжіння ( $Fr \rightarrow \infty$ ), то для турбулентного факелу з дозвуковим витіканням газу і повітря можна записати:

$$Z = [11,2(1 + \omega) - \frac{1}{0,47}] \sqrt{\frac{\rho_r}{\rho_{cm} (1 + \omega \frac{\overline{W}_g}{\overline{W}_z})}}$$

За допомогою цього рівняння можна визначити довжину факелу при паралельному напрямі газового і повітря потоків. Врахування впливу на довжину факела кута зустрічі потоків, коли повітря, що прямує під кутом до газового потоку, осесиметрично охоплює газовий струмінь, так що напрям газу після складання потоків залишається незмінним, визначають по залежності:

$$L_{фак} = \frac{l_{фак}}{\sqrt{1 + I_g (1 - \cos \delta)}},$$

де  $L_{фак}$  - довжина факела за наявності кута зустрічі  $\delta$ , м;

$l_{фак}$  - довжина факела при паралельному напрямі потоків, м.

Це рівняння дійсне для тих умов, коли газовий струмінь зберігає свою цілісність і не розбивається повітрям на окремі потоки.

### 3.12 Пальники для спалювання газоподібного палива

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 11, 12]. Пристрої, які застосовують для спалювання газоподібного палива, носять назву газових пальників. Призначення газового пальника – це:

– підготовка суміші газу і повітря;

- подача газоповітряної суміші в робочий простір в заданому напрямі;
- забезпечення займання газоповітряної суміші при усіх навантаженнях;
- створення факелу необхідної довжини і випромінювальної здатності;
- створення необхідної інтенсивності горіння;
- забезпечення повного згорання палива.

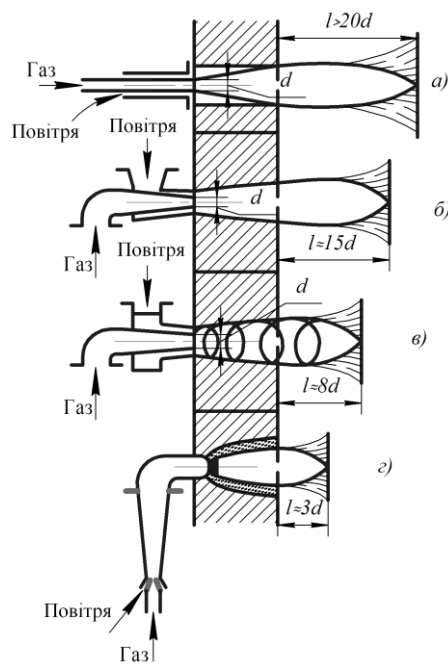
Виконання перерахованих вимог можливе тільки при правильному поєднанні пальників з камерами згорання (робочим простором).

Утворення горючої суміші в пальниках (Рис. 3.8) реалізується одним із способів:

1. Зовнішнє змішування газу і повітря (Рис. 3.7, а), коли в робочий простір поступають роздільні потоки газу і повітря, а утворення горючої суміші відбувається в об'ємі полум'я за межами пальника – в робочому просторі. За цим способом працюють дифузійні пальники, розраховані на спалювання з дуже довгим факелом. При спалюванні палива, що містить вуглеводні, утворюється добре видиме полум'я, що часто має високу випромінювальну здатність.

2. Кінетичне (Рис. 3.8, б, в), коли в пальнику відбувається часткове змішування компонентів горіння, що проходить в об'ємі факелу після виходу суміші в камеру згорання. На цьому принципі влаштовані пальники змішування, що мають більшу або меншу довжину факелу залежно від якості змішування. Сюди відносяться і турбулентні пальники, що мають пристосування для закручування потоків, що сприяє кращому утворенню горючої суміші.

3. Часткове (попереднє) внутрішнє змішування (Рис. 3.8, г), коли з пальника витікає газоповітряна суміш, що містить частину повітря, необхідного для повного згорання, інше (вторинне) повітря підводиться до факелу з атмосфери, що оточує полум'я, або подається від вентилятора.



а - дифузійний пальник; б - довгофакельний пальник; в - короткофакельний турбулентний пальник; г - безфакельний інжекційний пальник.

Рис. 3.8. Рух суміші в пальниках

4. Повне внутрішнє змішування, коли в камеру згорання подається добре підготовлена газоповітряна суміш, що містить усе повітря, необхідне для згорання, тобто в печі згорає заздалегідь підготовлена горюча суміш. Процес горіння носить кінетичний характер. Факел невидимий і має невисоку випромінювальну здатність. На цьому принципі працюють інжекційні або безполуменеві пальники. Приготування суміші відбувається в інжекційних змішувачах (складовій частині інжекційного пальника) або в механічних змішувачах, що забезпечують один або декілька пальників.

Іноді пальники класифікують по довжині факелу:

- довгофакельні;
- короткофакельні;
- безфакельні.

Іншими ознаками класифікації газових пальників є:

1. Тиск газу:

- пальники низького тиску – до  $5 \text{ кН/м}^2$ ;
- пальники середнього тиску –  $5 \dots 300 \text{ кН/м}^2$ ;
- пальники високого тиску – понад  $300 \text{ кН/м}^2$ .

2. Ступінь очищення газу:

- пальники для очищеного газу;
- пальники для забрудненого газу.

3. Підігрівання компонентів горіння.

4. За матеріалом, що йде на виготовлення:

- металеві;
- керамічні;
- цегляні.

**Довгополумні пальники** застосовуються в тих випадках, коли тепловиділення має бути розтягнуте по довжині робочого простору, наприклад, в барабанних печах (завдовжки від 70 до 150 м), що обертаються. Широкого поширення набули пальники типу "труба в трубі", або, як їх часто називають, двопровідні пальники (Рис. 3.9).

Вони можуть працювати на різних видах газоподібного палива, відрізняються простотою пристрою, мають малий гідравлічний опір і дозволяють в широких межах регулювати довжину факелу шляхом підбору діаметра вихідного отвору.

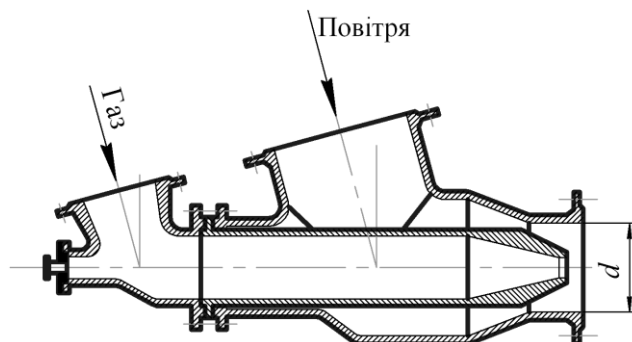


Рис. 3.9. Пальник типу "труба в трубі"



Для задовільної роботи двопровідних пальників слід правильно вибирати співвідношення швидкостей газу і повітря у вихідних перерізах пальника. Рекомендуються наступні співвідношення площі повітряного кільця  $f_6$  до площі перерізу вихідного отвору для газу  $f_2$ :

$$Q_n^p = 3771-5866 \text{ кДж/м}^3 \text{ (900-1400 ккал/м}^3\text{) при } f_6/f_2 = 1,1;$$

$$Q_n^p = 5866-8780 \text{ кДж/м}^3 \text{ (1400-2000 ккал/м}^3\text{) при } f_6/f_2 = 1,9;$$

$$\text{Коксовий газ} - f_6/f_2 = 7,0;$$

$$\text{Природний газ} - f_6/f_2 = 14,0.$$

Довжину факелу двопровідних пальників (для попередньої оцінки, без точних розрахунків) можна приймати приблизно рівною двадцятикратному калібру вихідного отвору.

**З короткофакельних пальників** широке застосування отримали турбулентні пальники.

У них повітряний струмінь вводиться тангенційно по відношенню до газового струменя. Повітря отримує обертальний рух, що сприяє кращому його перемішуванню з газом. Типова конструкція турбулентного пальника, розробленого інститутом Стальпроект, представлена на рис. 3.10. Такі пальники встановлюються на печах з обмеженими розмірами робочого простору або з підвищеними вимогами до рівномірного тепловиділення по усьому об'єму робочого простору.

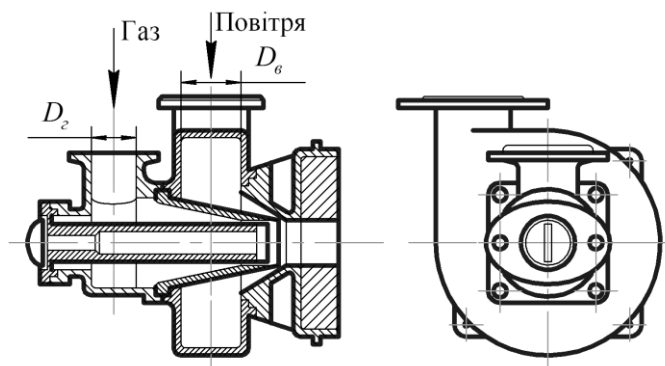


Рис. 3.10. Турбулентний пальник Стальпроекту

У **безполумєневих пальниках** за рахунок гарного попереднього змішування палива з повітрям забезпечується необхідна повнота спалювання при мінімальному коефіцієнті надлишку повітря. Зменшення коефіцієнта надлишку повітря спричиняє збільшення температури горіння. Тому за інших рівних умов (вид палива і печі) безполумєневі пальники забезпечують найвищу робочу температуру.

Безполумєневі пальники застосовуються в тих випадках, коли об'єм робочого простору обмежено (особливо при спалюванні низькокалорійних палив), а також при необхідності інтенсивного обігріву. Доцільно застосовувати для спалювання газу, який не дає полум'я, що світиться.

Типова конструкція інжекційного пальника представлена на рисунку 3.11. Горючий газ під тиском поступає у вхідний патрубок 1 і з великою швидкістю через сопло 3 подається в змішувач 4 пальники. Струмінг газу підхоплює і затугує за собою необхідне для горіння повітря. Він відсмоктується з атмосфери через кільцеву щілину між повітряною шайбою 2 і змішуючою трубою 4. Газ змішується з повітрям в місці підсмоктування. Остаточне перемішування відбувається в змішуючій трубі, довжина якої має бути не менше семи її діаметрів.

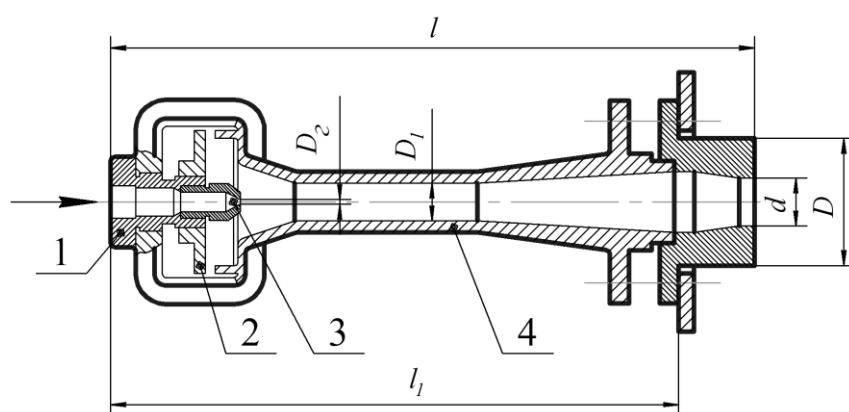


Рис. 3.11. Інжекційний пальник

За принципом інжекційного пальника працюють панельні пальники, що широко використовуються в трубчастих печах нафтопереробної

промисловості і відрізняються тим, що мають багатосоплову насадку і загальну камеру, що розподіляє заздалегідь підготовлену газоповітряну суміш.

У інжекційних пальниках кількість засмоктаного повітря пропорційна витраті газу, тобто в деякій мірі здійснюється процес саморегулювання витрат повітря, оскільки інжектуюча сила газового струменя є рушійною силою руху повітря, що дозволяє відмовитися від вентиляторів і мережі напірних повітропроводів до пальників. Проте при зміні теплового навантаження, тобто при зміні витрат газу через інжекційний пальник пропорційно змінюється і кінетична енергія струменя газу, а значить, інтенсивність затягування повітря. Недоліком інжекційних пальників є залежність коефіцієнта витрат повітря від теплового навантаження.

Крім того, в інжекційних пальниках дуже складно використовувати на горіння підігріте повітря, яке є значною складовою економії палива.

У таких пальниках також слід ретельно стежити за тим, щоб швидкість горючої суміші перевищувала швидкість поширення полум'я, тобто:

$$\omega_{\text{внт}} > \omega_{\text{гор}} K_1 K_2 K_3 K_4 K_5,$$

де  $\omega_{\text{гор}}$  – максимальна швидкість поширення полум'я суміші без баласту (азоту і вуглекислого газу) для труби діаметром  $d = 25$  мм;

$K_1$  – коефіцієнт, що враховує наявність в горючому газі баласту ( вміст  $N_2$  і  $CO_2$  в паливі в об'ємних відсотках);

$K_2$  і  $K_3$  – поправочні коефіцієнти. Їх значення беруться по графіках (Рис. 3.12).

$K_4$  – коефіцієнт, залежний від нерівномірної швидкості газу по перерізу труби (приймають рівним 2);

$K_5$  – коефіцієнт, що враховує зміну витрати газу. Він дорівнює відношенню розрахункової витрати газу до мінімального.

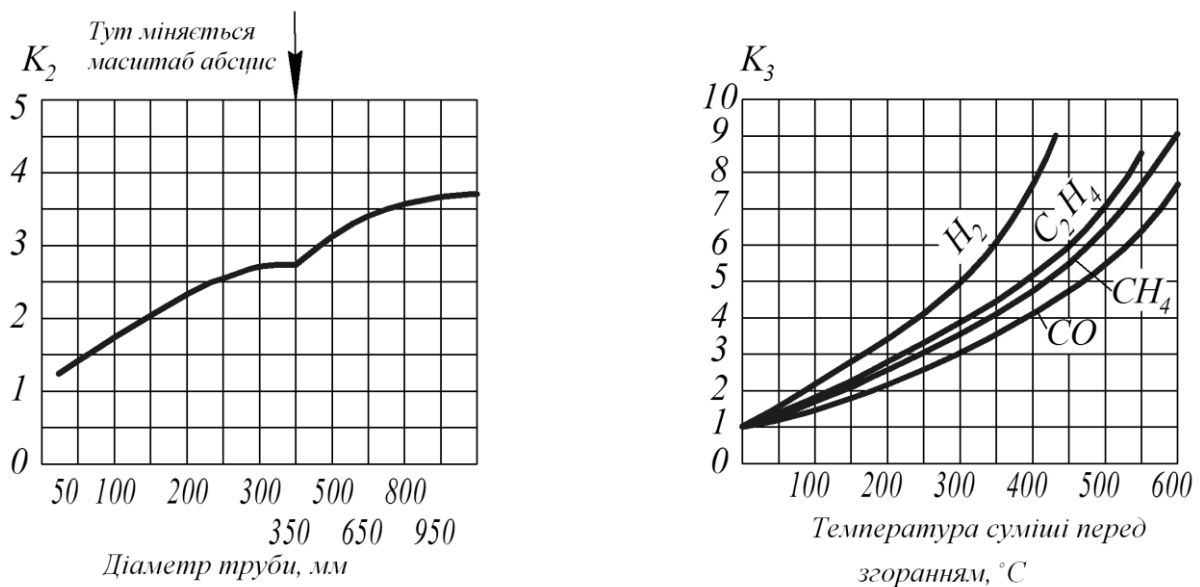


Рис. 3.12. Поправочні коефіцієнти  $K_2$  і  $K_3$

Якщо виявиться, що швидкість витікання суміші менша швидкості поширення полум'я, полум'я проскакує в трубу змішувача і пальник може вийти з ладу. І навпаки, при занадто великій швидкості витікання газової суміші полум'я відривається від сопла пальника, що знижує ефективність і надійність її роботи.

Для стійкого і інтенсивного спалювання газу в промислових печах використовують різні способи стабілізації полум'я. **Під стійкістю запалювання розуміється здатність пристрою пальника забезпечити займання поблизу гирла пальника в межах робочих характеристик.**

Найбільш поширені способи запалювання наступні:

- установка запально-захисних пальників ЗЗУ, встановлюються при великих пальниках великої теплової продуктивності;
- установка сопел пальників в спеціальних пальникових каменях з тунелями певної форми, які, нагріваючись до високих температур, забезпечують постійний підпал сумішей, що знову поступають;
- пристрій поблизу гирла пальників зон постійної турбулізації, які грають роль джерел займання. Прикладом може служити установка тіл, що погано обтікають.

### 3.13 Приклади вирішення задач до розділу 3

**Приклад 3.1.** Розрахунок пальника низького тиску для спалювання мазуту.

**Завдання.** Провести розрахунок пальника низького тиску для спалювання мазуту, тиск якого дорівнює  $P_M = 30 \text{ кПа}$  (0,3 атм). Тиск повітря перед форсункою  $P_{\text{пов}} = 6000 \text{ Па}$ , температура повітря  $t_n = 30^\circ \text{C}$ , густина повітря  $\rho_n^0 = 1,29 \text{ кг/м}^3$ . Кількість мазуту  $G_M^{\text{задано}} = 0,0025 \text{ кг/с}$ .

Теплотворність мазуту  $Q_H^P = 40600 \text{ кДж/кг}$ , густина мазуту  $\rho_M = 950 \text{ кг/м}^3$ .

**Розв'язок.** Визначимо відносну густину повітря при температурі повітря  $t_n = 30^\circ \text{C}$ :

$$\rho_n^t = \frac{\rho_n^0 \cdot 273}{273 + t_n} = \frac{1,29 \cdot 273}{273 + 30} = 1,16$$

Знаходимо мінімальну продуктивність при відсутності подачі вторинного повітря. Швидкість повітря, яке проходить через вузький переріз сопла:

$$W_n = \varphi \sqrt{\frac{2P_{\text{нов}}}{\rho_n^t}} = 0,6 \sqrt{\frac{2 \cdot 6000}{1,16}} = 61,03 \text{ м/с},$$

приймаємо  $\varphi = 0,6$  – коефіцієнт швидкості.

Вузький переріз дифузора при  $d = 9 \text{ мм}$  (рис. 3.13):

$$f_\delta = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,009^2}{4} = 63,58 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Кількість повітря, що проходить через вузький переріз:

$$V_n = f_\delta \cdot W_n = 63,58 \cdot 10^{-6} \cdot 61,03 = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Теоретична витрата повітря на згоряння 1 кг мазуту складає:

$$V_0 = \frac{0,263 \cdot Q_H^P}{1000} = \frac{0,263 \cdot 40600}{1000} = 10,68 \text{ м}^3/\text{кг}$$

При подачі повітря через форсунку витрати повітря складають 75% ( $\alpha = 0,75$ ) від теоретичної.

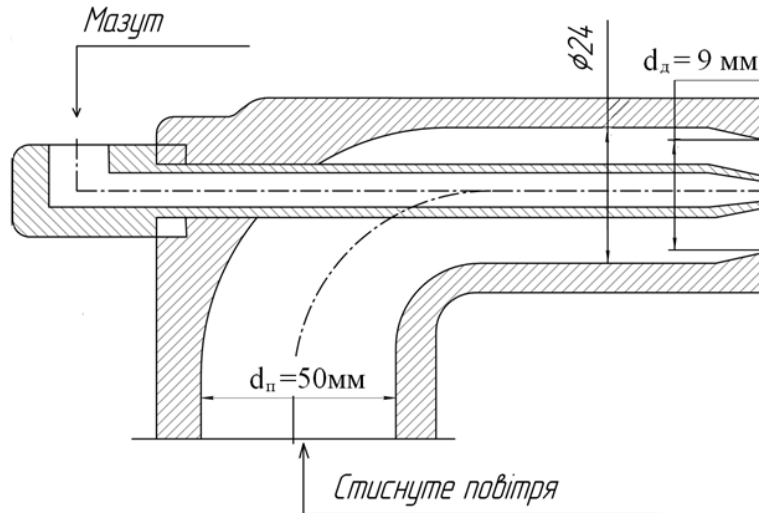


Рис. 3.13. Схема пальника низького тиску для спалювання мазуту

Мінімальна продуктивність форсунки:

$$B_{\min} = \frac{V_n}{V_o a} = \frac{3,8 \cdot 10^{-3}}{10,68 \cdot 0,75} = 4,74 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$$

При подачі повітря через відкрите зовнішнє сопло  $d=24$  мм, площа перетину якого:

$$f_{zc} = \frac{\pi \cdot d_{zc}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,024^2}{4} = 4,52 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

з такою ж швидкістю ( $61,03$  м/с) може проходити наступна кількість повітря:

$$V_n' = f_{zc} \cdot W_n = 4,52 \cdot 10^{-4} \cdot 61,03 = 27,59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Тоді максимальна продуктивність форсунки:

$$B_{\max} = \frac{V_n'}{V_o \cdot a} = \frac{27,59 \cdot 10^{-3}}{10,7 \cdot 0,75} = 3,43 \cdot 10^{-3} \text{ (кг/с)}$$

Таким чином, межі регулювання продуктивності  $B$  лежать у межах: від  $B_{\min} = 4,74 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$  до  $B_{\max} = 3,43 \cdot 10^{-3} \text{ (кг/с)}$ .

Максимальна швидкість повітря у повітропроводі діаметром  $d_{нов} = 50$  мм площа перерізу якого:

$$f_{нов} = \frac{\pi \cdot d_{нов}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 0,785 \cdot 0,05^2 = 19,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2:$$

$$W_{нов} = \frac{B_{\max} \cdot V_o \cdot a}{f_{нов}} = \frac{3,43 \cdot 10,7 \cdot 0,75}{19,6 \cdot 10^{-4}} = 14,04 \text{ м/с.}$$

Враховуючи кількість повітря, що проходить через вузький переріз  $V_n = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  та теоретичні витрати повітря на згоряння 1 кг мазуту  $V_o = 10,68 \text{ м}^3/\text{кг}$ , визначаємо кількість мазуту, що проходить через форсунку:

$$G_m = \frac{V'_n}{V_o} = \frac{3,8 \cdot 10^{-3}}{10,68} = 3,6 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$$

Приймаємо швидкість мазуту  $W_m = 0,1 \text{ м/с}$ , тоді діаметр мазутного сопла  $d_{мс}$  можна визначити за залежністю:

$$d_{мс} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_m}{\pi \cdot W_m \cdot \rho_m}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,6 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 950}} = 0,00179 \text{ м}$$

Приймаємо  $d_{мс} = 0,002 \text{ м} = 2 \text{ мм}$ .

Кількість форсунок:

$$n = \frac{G_{\text{задано}}}{G_m} = \frac{0,0025}{3,6 \cdot 10^{-4}} = 6,94$$

Приймаємо 7 форсунок

### Приклад 3.2. Розрахунок механічної форсунки.

**Завдання.** Розрахувати механічну форсунку для спалювання  $B_m = 50 \text{ кг}$  мазуту за годину. Тиск мазуту  $P_m = 1,8 \text{ МПа}$ , густина –  $\rho_m = 950 \text{ кг/м}^3$ .

**Розв'язок.** Знайдемо швидкість витікання мазуту за виразом:

$$W_m = \varphi \sqrt{\frac{2P}{\rho_m}} = 0,5 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,8 \cdot 10^6}{950}} = 30 \text{ м/с.}$$

Розрахунковий переріз форсунки:

$$f_\phi = \frac{B_m}{3600 \cdot W_m \cdot \rho_m} = \frac{50}{3600 \cdot 30 \cdot 950} = 0,487 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Звідки діаметр сопла:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,487 \cdot 10^{-6}}{3,14}} = 7,8 \cdot 10^{-3} = 0,8 \text{ мм.}$$

Щоб запобігти засмічення форсунки приймаємо мінімальний рекомендований діаметр  $d=2\text{мм}$ , відповідно цьому й зменшується швидкість витікання мазуту, а також і тиск, який регулюється вентиляем.

### Приклад 3.3. Розрахунок плуменевого пальника.

**Завдання.** Розрахувати плуменевий пальник ( рис. 3.14 ), що має продуктивність  $V_2 = 0,14 \text{ м}^3/\text{с}$  ( $500 \text{ м}^3/\text{год}$ ) газу. Теплотвірна здатність доменного газу  $Q_H^P = 5850 \text{ кДж}/\text{м}^3$ , густина газу при нормальних умовах ( $t_2=0^\circ\text{C}$  і  $P=0,1 \text{ МПа}$ )  $\rho_2^0 = 0,95 \text{ кг}/\text{м}^3$ , температура газу  $t_2 = 250^\circ\text{C}$ , тиск газу перед пальником  $P_2 = 2200 \text{ Па}$ , густина повітря при нормальних умовах  $\rho_n^{20} = 1,29 \text{ кг}/\text{м}^3$ , коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha = 1,15$ .

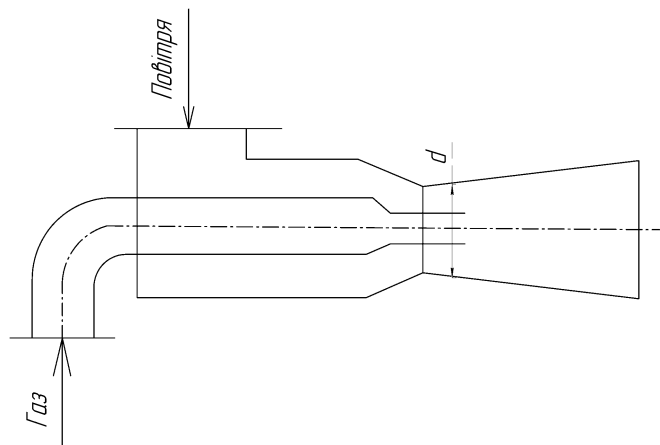


Рисунок 3.14. – Схема плуменевого пальника

### Розв'язок.

Витрати повітря:

$$V_n = \frac{0,209 \cdot Q_H^P \cdot V_2 \cdot \alpha}{1000} = \frac{0,209 \cdot 5850 \cdot 0,14 \cdot 1,15}{1000} = 0,197 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Кількість повітря необхідного для спалювання  $1 \text{ м}^3$  газу:

$$m = \frac{V_n}{V_2} = \frac{0,197}{0,14} = 1,41 \text{ м}^3 / \text{м}^3 \text{ газу}$$

Кількість отриманої газової суміші:

$$V_c = V_2 + V_n = 0,14 + 0,20 = 0,34 \text{ м}^3/\text{с}$$



Густина газоповітряної суміші при нормальних умовах:

$$\rho_c^{20} = \frac{\rho_z^0 + m \cdot \rho_n^{20}}{1+m} = \frac{0,95 + 1,41 \cdot 1,29}{1+1,41} = 1,15 \text{ кг/м}^3,$$

Температура газової суміші:

$$t_c = \frac{t_z + m t_n}{1+m} = \frac{250 + 1,41 \cdot 20}{1+1,41} = 115 \text{ }^\circ\text{C},$$

де  $t_n = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура повітря при нормальних умовах.

Густина суміші при температурі  $115 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$\rho_c^{115} = \frac{\rho_c}{1 + \alpha \cdot t_c} = \frac{1,15}{1 + \frac{1}{273} \cdot 115} = 0,81 \text{ кг/м}^3$$

де:  $\alpha = \frac{1}{273}$  – коефіцієнт об'ємного розширення газу.

Густина газу при температурі  $205 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$\rho_z^{205} = \frac{\rho_z^0}{(1 + \alpha \cdot t_z)} = \frac{0,95}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 250)} = 0,49 \text{ кг/м}^3.$$

Визначаємо швидкість витікання газу:

$$W_z^{250} = \varphi \cdot \sqrt{\frac{2(P_n - P_2)}{\rho_z}} = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{2(200 - 100)}{0,50}} = 64 \text{ м/с}$$

де  $P_2 = 100 \text{ Па}$  – тиск на виході з сопла.

Діаметр отвору для виходу газу:

$$d_z = \sqrt{\frac{4 \cdot V_z \cdot (1 + \alpha \cdot t_z)}{\pi \cdot W_z^{250}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,14 \cdot (1 + \frac{1}{273} \cdot 250)}{3,14 \cdot 64}} = 0,073 \text{ м.}$$

Швидкість повітря в вузькому перерізі сопла знаходимо за виразом:

$$P_n = (1 + \sum \xi) \frac{\rho_n^{20} \cdot W_n^{20}}{2} + P_2,$$

де:  $P_n = 1000 \text{ Па}$  – тиск повітря на вході в сопло,

$P_2 = 100 \text{ Па}$  – тиск на виході з сопла,

$$\rho_n^{20} = \frac{\rho_n^0}{(1 + \alpha \cdot t_n)} = \frac{1,29}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot 20\right)} = 1,20 \text{ кг/м}^3 - \text{густина повітря при } t_n = 20^\circ\text{C}.$$

$$\varphi = \sqrt{1 + \sum \xi} = \sqrt{1 + 0,2} = 1,09 - \text{коефіцієнт.}$$

$\sum \xi = 0,2$  – коефіцієнт втрати швидкості в соплі

тоді:

$$W_n^{20} = \varphi \sqrt{\frac{2(P_n - P_2)}{\rho_n^{20}}} = 1,09 \sqrt{\frac{2(1000 - 100)}{1,2}} = 42 \text{ м/с.}$$

Швидкість виходу суміші знаходимо з рівняння закону збереження кількості руху:

$$G_c^{115} W_c^{155} = V_n G_n^{20} + V_z G_z^{250}$$

де  $G = W \cdot \rho$  – масові витрати,  $W$  – швидкість повітря, газу і суміші газів.

Після підстановки отримаємо:

$$W^{115} V_c^{155} \rho_c^{115} = \frac{V_n \rho_n^{20} W_n^{20}}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_n\right)} + \frac{V_z \rho_z^{250} W_z^{250}}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_z\right)} = \frac{V_n \rho_n^{20} W_n^{20}}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_n\right)} + \frac{V_z \rho_z^{250} W_z^{250}}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_z\right)}$$

Звідки, зробивши заміни, маємо:

$$W_c^{155} = \frac{\frac{V_n \rho_n^{20} W_n^{20}}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_n\right)} + \frac{V_z \rho_z^{250} W_z^{250}}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_z\right)}}{V_c^{155} \rho_c^{155}} = \frac{0,197 \cdot 1,29 \cdot 42,37 + 0,14 \cdot 0,95 \cdot 64,2}{0,34 \cdot 1,15} = 49,2 \text{ м/с.}$$

Приймаємо, що швидкість витікання газоповітряної суміші  $W_c^{155} = 50 \text{ м/с}$ , тоді переріз газоповітряного сопла у вузькому місці при коефіцієнті втрат швидкості  $\varphi = 0,8$  буде дорівнювати:

$$f_c = \frac{V_c (1 + \alpha \cdot t_c)}{W_c^{155} \cdot \varphi} = \frac{0,34 \cdot \left(1 + \frac{1}{273} \cdot 155,5\right)}{50 \cdot 0,35} = 0,064 \text{ м}^2,$$

звідки діаметр газоповітряного сопла на виході буде дорівнювати :

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,064}{3,14}} = 0,09 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр  $d = 0,09 \text{ м} = 90 \text{ мм}$ .

**Приклад 3.4.** Розрахунок інжекторного панельного безфакельного пальника.

**Завдання.** Визначити втрати тиску у пальнику, початковий тиск газу та основні розміри пальника. Горючий газ – метан, продуктивність пальника за газом  $V_2 = 0,001 \text{ м}^3/\text{с} = 3,6 \text{ м}^3/\text{год}$ , густина метану при нормальних умовах  $\rho_2^0 = 0,73 \text{ кг}/\text{м}^3$ , питома витрата повітря  $m = 10 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ газу}$ ; кількість тунелей  $n = 30 \text{ шт}$ , швидкість витоку газової суміші із каналу в тунель  $W_1 = 15 \text{ м}/\text{с}$ .

Схема пальника зображена на рисунку 3.15.

**Розв'язок.** Знаходимо діаметр сопла (каналу) –  $d_1$  для виходу газоповітряної суміші в тунель із рівняння:

$$V_2(1+m) = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot W_1$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_2(1+m)}{\pi \cdot n \cdot W_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,001 \cdot (1+10)}{3,14 \cdot 30 \cdot 15}} = 0,00558 \text{ м}$$

Із конструктивних міркувань приймаємо:

$$d_1 = 6 \text{ мм},$$

$$D_1 = 4 \cdot d_1 = 24 \text{ мм},$$

$$D_2 = 5 \cdot d_1 = 30 \text{ мм},$$

$$L_T = 8 \cdot d_1 = 48 \text{ мм} \text{ (довжина тунелю)}.$$

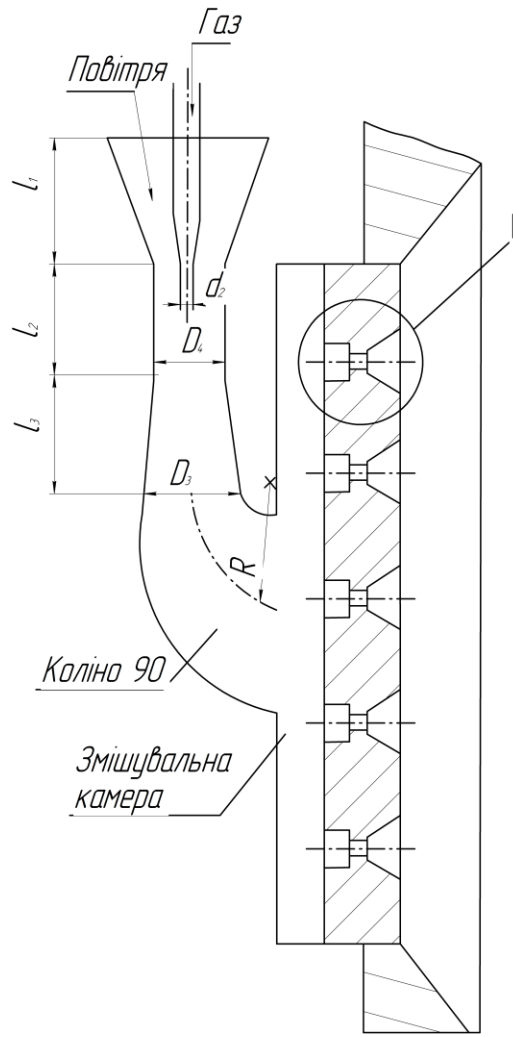
Визначаємо втрати тиску в пальнику і змішувачі :

1. Втрати тиску (шляхові втрати тиску) на тертя у циліндричному соплі (каналі) при  $W_1 = 15 \text{ м}/\text{с}$ , при довжині сопла  $L_1 = 3 \cdot d_1 = 3 \cdot 6 = 18 \text{ мм} = 0,018 \text{ м}$  і діаметрі  $d_1 = 6 \text{ мм} = 0,003 \text{ м}$ .

Густина суміші палива та повітря:

$$\rho_c^0 = \frac{\rho_2^0 + m\rho_n}{1+m} = \frac{0,73 + 10 \cdot 1,29}{1+10} = 1,239 \text{ кг}/\text{м}^3,$$

де –  $\rho_n = 1,29 \text{ кг}/\text{м}^3$  – густина повітря.



Параметри

форсунки:

$$l_1 = 2D_4$$

$$l_2 = 4D_4$$

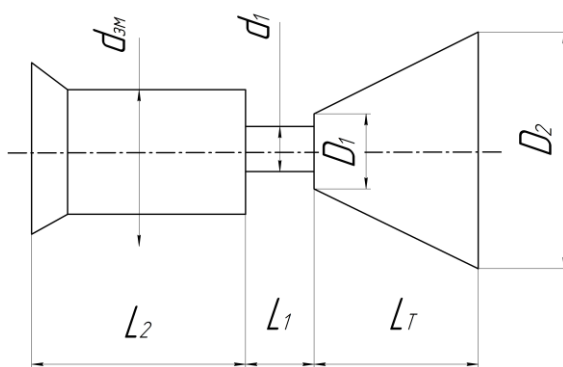
$$l_3 = 10D_4$$

$$D_3 = 50\text{мм}$$

$$R = D_4$$

а)

I



Параметри

сопла:

$$D_1 = 4d_1$$

$$D_2 = 5d_1$$

$$L_1 = 3d_1$$

$$L_2 = 4d_1$$

$$d_{3M} = 2d_1$$

б)

Рис. 3.15. Схема пальника

Співвідношення параметрів сопла  $\frac{L_1}{d_1} = \frac{3 \cdot d_1}{d_1} = \frac{3}{6} = 3$ , коефіцієнт

гідралічного опору приймаємо –  $\lambda = 0,05$  :

$$\Delta P_1 = \lambda \frac{L_1}{d_1} \cdot \frac{W_1^2}{2} \cdot \rho_c^0 \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} = 0,05 \frac{0,018}{0,006} \cdot \frac{15^2}{2} \cdot 1,239 \frac{1}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 40)} = 18,3 \text{ Па} ,$$

де  $\alpha = \frac{1}{273}$  .

2. Втрати тиску (місцеві втрати тиску) при виході суміші із каналу в тунель при  $W_1 = 15$  м/с.

Втрати тиску:

$$\Delta P_2 = \frac{W_1^2}{2} \cdot \rho_c^0 \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} = \frac{15^2}{2} \cdot 1,239 \frac{1}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 40)} = 121,5 \text{ Па} ,$$

де:  $t_c = 40^0 \text{ C}$  – температура суміші,

3. Втрати тиску (місцеві втрати тиску) при переході суміші із змішуваної камери у сопло (канал) з розмірами  $d_{зм} = 2d_1 = 2 \cdot 6 = 12$  мм, площа перерізу змішувального каналу тоді:

$$f_{зм} = \frac{\pi \cdot d_{зм}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 12^2}{4} = 183 \text{ мм}^2 ,$$

площа перерізу сопла:

$$f_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 6^2}{4} = 46 \text{ мм}^2$$

Площа перерізу змішувального каналу більша площі перерізу сопла у  $\frac{f_{зм}}{f_1} = \frac{183}{46} = 4$  рази, тому швидкість суміші у змішувальній камері буде

дорівнювати:

$$W_{зм} = \frac{W_1}{4} = \frac{15}{4} = 3,75 \text{ м/с} ,$$

тоді втрати тиску:

$$\Delta P_3 = \xi_1 \frac{(W_1^2 - W_{зм}^2)}{2} \cdot \rho_c^0 \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} = 0,5 \frac{(15^2 - 3,75^2)}{2} \cdot 1,239 \frac{1}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 40)} = 56,9 \text{ Па}$$

де  $\xi = 0,5$  – коефіцієнт місцевого опору (раптове звуження діаметру з гострими краями).

4. Втрати тиску (шляхові втрати тиску) на тертя в змішувальній камері (каналі) при швидкості  $W_{зм} = 3,75 \text{ м/с}$  та розмірах каналу  $\frac{L_2}{d_{зм}} = \frac{4 \cdot d_1}{2 \cdot d_1} = \frac{4 \cdot 6}{2 \cdot 6} = \frac{24}{12} = 2$  коефіцієнт гідравлічного опору приймаємо –  $\lambda = 0,05$ :

$$\Delta P_4 = \lambda \frac{L_2}{d_{зм}} \frac{W_{зм}^2}{2} \cdot \rho_c^o \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} = 0,05 \cdot \frac{0,024}{0,012} \cdot \frac{3,75^2}{2} \cdot 1,239 \cdot \frac{1}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 40)} = 0,601 \approx 1 \text{ Па}$$

5. Втрати тиску (місцеві втрати тиску) у змішувальній коробці при вході суміші у коробку і при виході неї у керамічні змішувачі (канали):

Приймаємо  $D_3 = 50 \text{ мм}$ , тоді  $f_3 = \frac{\pi \cdot D_3^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 0,00196 \text{ мм}^2$ , тоді швидкість:

$$W_3^o = \frac{V_2(1+m)}{f_3} = \frac{0,001 \cdot (1+10)}{0,00196} = 6,61 \text{ м/с}$$

Втрати тиску у змішувальній коробці будуть:

$$\begin{aligned} \Delta P_5 &= \xi_2 \frac{W_{зм}^2}{2} \cdot \rho_c^o \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} + \xi_3 \frac{W_3^o{}^2}{2} \cdot \rho_c^o \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} = \\ &= \frac{\xi_2 W_{зм}^2 + \xi_3 W_3^o{}^2}{2} \cdot \rho_c^o \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} = \frac{\xi_2 W_{зм}^2 + \xi_3 W_3^o{}^2}{2} \cdot \rho_c^o \frac{1}{(1 + \frac{1}{273} \cdot t_c)} \\ &= \frac{0,02 \cdot 3,75^2 + 0,81 \cdot 6,61^2}{2} \cdot 1,239 \cdot \frac{1}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 40)} = 19,3 \text{ Па}, \end{aligned}$$

де коефіцієнти місцевого опору:

–  $\xi_2 = 0,02$  при закруглених краях для раптового звуження при вході суміші у коробку,

–  $\xi_3 = 0,81$  ( $f = \text{Re} \cdot d_{зм} / d_{коробки}$ ) – коефіцієнти місцевого опору при виході з коробки у керамічні змішувачі (канали).

6. Втрати тиску (місцеві втрати тиску) при плавному повороті в каналі дифузор–змішувальна коробка. Кут повороту  $90^\circ$ , приймаємо відношення

радіусу повороту  $R$  до діаметру  $D$ :  $R/D=1$ , при цьому коефіцієнт місцевого опору  $\xi_4=0,5$ ,

$$\Delta P_6 = \frac{\xi_4 \cdot V_3^o}{2} \cdot \rho_c \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} = \frac{0,5 \cdot 6,61^2}{2} \cdot 1,239 \frac{1}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 40)} = 11,8 \text{ Па}$$

Таким чином, сумарні (втрати тиску), які покриваються тиском, що утворений дифузорові інжектора, дорівнюють:

$$\sum \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 = 18,4 + 121,5 + 56,9 + 1 + 19,3 + 11,8 = 228,9 \text{ Па}$$

Знаходимо динамічний напір у кінці дифузору, на виході з ежектору: ( $h_g^{eux}$ ):

$$h_g^{eux} = \frac{V_3^o}{2} \cdot \rho_c \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} = \frac{6,61^2}{2} \cdot 1,239 \frac{1}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 40)} = 23,6 \text{ Па.}$$

Приймаємо коефіцієнт корисної дії дифузора  $\eta_g = 0,85$ .

Знаходимо динамічний напір у вузькому перерізі дифузора (на вході суміші у дифузорові  $h_g^{ex}$ ),

$$\left( h_g^{ex} - h_g^{eux} \right) \eta_g = \sum \Delta P,$$

звідки:

$$h_g^{ex} = \frac{\sum \Delta P}{\eta_g} + h_g^{eux} = \frac{228,9}{0,85} + 23,6 = 292,9 \text{ Па}$$

Із рівняння  $h_g^{ex} = \frac{W_4^2}{g} \cdot \rho_c \frac{1}{(1 + \alpha t_c)}$  знаходимо значення швидкості у кінці

дифузорові, на виході з ежектору  $W_4$ :

$$W_4 = W_c = \sqrt{\frac{2h_g^{ex} \cdot (1 + \alpha t_c)}{\rho_c}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 292,9 \cdot \left(1 + \frac{1}{273} \cdot 40\right)}{1,239}} = 23,3 \text{ м/с.}$$

При цій швидкості діаметр дифузорові ( $D_4$ ) дорівнює:

$$D_4 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_2^o (1 + m)}{W_4 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,001 \cdot (1 + 10)}{23,3 \cdot 3,14}} = 0,025 \text{ м}$$

Виходячи із закону збереження кількості руху, знаходимо необхідну швидкість руху газу із сопла інжекторного пальника:

$$G_z \cdot W_z + G_n \cdot W_n = G_c \cdot W_c,$$

звідки визначається швидкість витікання газу із газового сопла:

$$\begin{aligned} W_z &= \frac{G_c \cdot W_c - G_n \cdot W_n}{G_z} = \frac{V_c \cdot \rho_c \cdot W_c - V_n \cdot \rho_n \cdot W_n}{V_z \cdot \rho_z} = \\ &= \frac{0,011 \cdot 1,239 \cdot 23,9 - 0,01 \cdot 1,29 \cdot 10}{0,001 \cdot 0,73} = 269 \text{ м/с}, \end{aligned}$$

де витрати суміші:

$$V_c = V_n + V_z = V_z \cdot (1 + m) = V_z \cdot 1 + V_z \cdot 10 = 0,001 + 0,001 \cdot 10 = 0,001 + 0,01 = 0,011 \text{ м}^3/\text{с};$$

$W_n$  – швидкість витікання повітря, приймаємо  $W_n = 10 \text{ м/с}$ .

Щоб знайти початковий тиск газу, необхідний для створення швидкості  $W_z = 423,66 \text{ м/с}$ , використаємо рівняння витікання газу із сопла при значних тисках:

$$W_z = \varphi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} R \cdot T_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]},$$

де  $\varphi = 0,9$  – коефіцієнт витікання;

$$R \text{ – універсальна газова стала для метану, } R = \frac{848}{16} = 53 \frac{\text{кДж} \cdot \text{м}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$T_1 = 273 + t_{\text{газ}} = 273 + 30 = 303 \text{ К} \text{ – температура газу,}$$

$k = 1,31$  – коефіцієнт,

$P_2 = 10000 \text{ Па}$  – атмосферний тиск,

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2$$

Підставляючи значення величин, які входять у рівняння, отримаємо

тиск газу ( $P_1$ ):



$$P_1 = \frac{P_2}{\sqrt[k]{\left(\frac{W_z}{\varphi}\right)^2 \frac{1}{2 \cdot g \cdot R \cdot T_1} \cdot \frac{k-1}{k} - 1}} =$$

$$= \frac{10000}{\sqrt[1,31]{\left(\frac{269}{0,9}\right)^2 \frac{1}{2 \cdot 9,81 \cdot 53 \cdot 303} \cdot \frac{1,31-1}{1,31} - 1}} = 18976 = 19 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

Діаметр газового сопла інжектора:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_z}{\pi \cdot W_z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,001}{3,14 \cdot 269}} = 0,00217 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр газового сопла інжектора  $d_2=2,5$  мм.

**Приклад 3.5.** Розрахунок об'єму пиловугільної топки.

**Завдання.** Розрахувати об'єм пиловугільної топки для спалювання АРШ у печі, теплове навантаження якої  $Q_n = 2300 \text{ кВт}$ .

Теплота згорання донецьких антрацитів лежить у межах 24000...28000 кДж/кг, а для вугілля АРШ  $Q_H^P = 26300 \text{ кДж/кг}$ . За практичними даними механічна неповнота згорання  $q_{\text{мех}} = 5,5 \%$ , хімічна неповнота згорання  $q_{\text{хім}} = 2 \%$ , втрати тепла у доквілля  $q_{\text{вт}} = 7,5 \%$ .

**Розв'язок.** Коефіцієнт використання тепла палива з урахуванням механічної ( $q_{\text{мех}}$ ), хімічної ( $q_{\text{хім}}$ ) неповноти згорання і втрат тепла у доквілля ( $q_{\text{вт}}$ ) дорівнює:

$$\eta = 100 - (q_{\text{мех}} + q_{\text{хім}} + q_{\text{вт}}) = 100 - (5,5 + 2 + 7,5) = 85\%,$$

Витрати палива складають:

$$B = \frac{Q_n}{Q_H^P \cdot \eta} = \frac{2300}{26000 \cdot 0,85} = 0,104 \text{ кг/с},$$

де  $Q_H^P = \frac{24000 + 28000}{2} = 26000 \text{ кДж/кг}$  – середня теплота згорання донецьких антрацитів;

$\eta$  – коефіцієнт використання тепла палива.

Об'єм пічного простору визначаємо по тепловому навантаженню:

$$Q' = B \cdot Q_n^p = 0,104 \cdot 26000 = 2704 \text{ кВт}.$$

Приймаємо теплове навантаження пічної камери за об'ємом:

$$q_v = \frac{Q}{V} = 300 \text{ кВт/м}^3,$$

тоді об'єм пиловугільної топки:

$$V_T = \frac{Q'}{q_v} = \frac{B \cdot Q_n^p}{q_v} = \frac{0,104 \cdot 26000}{300} = 9,02 \text{ м}^3.$$

### Приклад 3.6. Розрахунок напівгазової топки.

**Завдання.** Розрахувати напівгазову топку для спалювання бурого вугілля. Теплове навантаження печі  $Q = 1700 \text{ кВт}$ . Теплоти згорання: вугілля

$Q_H^p = 11900 \text{ кДж/кг}$ , напівгазу –  $Q_{н.г}^p = 2900 \text{ кДж/м}^3$ . Коефіцієнт надлишку

первинного повітря  $\alpha_1 = 0,7$ , вторинного повітря –  $\alpha_2 = 1,1$ , фізичним теплом

палива і повітря знехтуємо, тобто  $q_{физ}^{n+нов} = c_n \cdot t_n + c_{нов} \cdot t_{нов} \cdot \alpha \cdot L_0 = 0$ . ККД топки

$\eta = 0,8$ , температура напівгазу  $t_{н.г} = 900 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Схема напівгазової топки для спалювання твердого палива зображена на рисунку 3.16.

#### Розв'язок.

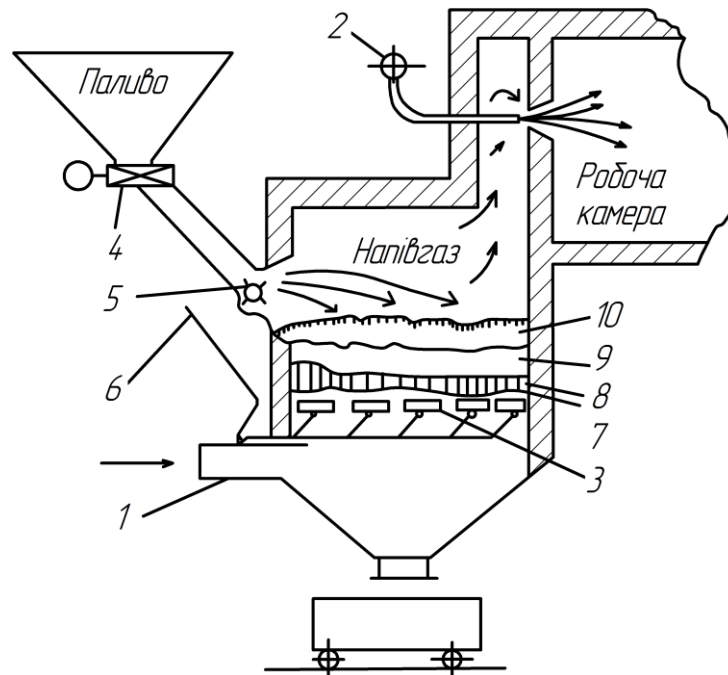
Вихід напівгазу визначаємо за рівнянням теплового балансу, яке для напівгазу з урахуванням ККД топки ( $\eta$ ) матиме вид:

$$Q_H^p + c_n t_n + c_{нов} t_{нов} \alpha \cdot L_0 \cdot \eta = Q_H^p + q_{физ}^{n+нов} \cdot \eta = V_{н.г} (c_{н.г} t_{н.г} + Q_{н.г}^p)$$

звідки:

$$V_{н.г} = \frac{Q_H^p + q_{физ}^{n+нов} \cdot \eta}{c_{н.г} t_{н.г} + Q_{н.г}^p} = \frac{(1900 + 0) \cdot 0,8}{1,25 \cdot 900 + 2900} = 2,36 \text{ м}^3/\text{кг палива},$$

де  $c_{н.г} = 1,25 \text{ кДж/м}^3$  – теплоємність напівгазу.



1– подача первинного повітря; 2– подача вторинного повітря;  
 3– колосникова решітка; 4 – живильник; 5 – розкидач; 6 – механізм повороту колосників; 7 – зона шлаку; 8 – зона горіння; 9 – зона відновлення; 10 – шар свіжого палива.

Рис. 3.16. Схема напівгазової топки для спалювання твердого палива

Витрати палива визначаємо з рівняння:

$$Q = B(Q_H^P + q_{фiз}^{П+нов}) = B \cdot V_{н2} \cdot \epsilon_{н2} \cdot t_{н2} + Q_{н2}^P,$$

звідки:

$$B = \frac{Q_H^P + q_{фiз}^{П+нов}}{V_{н2} \cdot \epsilon_{н2} \cdot t_{н2} + Q_{н2}^P} = \frac{1700}{2,36 \cdot (25 \cdot 900 + 2900)} = 0,183 \text{ кг/с.}$$

Приймаємо напругу колосникової решітки по паливу рівною:

$$q_F = \frac{B}{F} = 0,083 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с},$$

звідки площа решітки:

$$F = \frac{B}{q_F} = \frac{0,183}{0,083} = 2,2 \text{ м}^2$$

Об'єм пічного простору визначаємо з рівняння:

$$V_T' = \frac{Q}{q_V} = \frac{925}{290} = 3,2 \text{ м}^3,$$

де:  $Q = B(Q_{II}^P - V_{нз} \cdot Q_{нз}^P) = 0,183 \cdot (11900 - 2,36 \cdot 2900) = 925 \text{ кВт}$  – кількість тепла, що виділяється у топці;

$q_V = 290 \text{ кВт/м}^3$  – теплове навантаження пічного простору.

Приймаємо висоту шару вугілля на колосниковій решітці:  $h = 0,6 \text{ м}$ .

Тоді об'єм, зайнятий паливом, буде рівним:

$$V_T'' = F \cdot h = 2,16 \cdot 0,6 = 1,29 \text{ м}^3.$$

Сумарний об'єм топки

$$V_T = V_T' + V_T'' = 3,2 + 1,29 = 4,49 \text{ м}^3 \approx 4,5 \text{ м}^3$$

Витрата первинного повітря обчислюється з рівняння:

$$L_{перв} = \alpha_1 L_0 \text{ та } V_{перв} = \alpha_1 V_0,$$

де  $L_0$  і  $V_0$  теоретично необхідна масова і об'ємна кількість повітря для повного згорання 1 кг палива.

Спільні витрати повітря можна обчислити за емпіричним рівнянням:

$$V_0 = \left( \frac{0,24 \cdot Q_{нз}^P}{1000} + 0,5 \right) \cdot \alpha_2 = \left( \frac{0,24 \cdot 11900}{1000} + 0,5 \right) \cdot 1,1 = 3,78 \text{ м}^3 / \text{кг палива}$$

Витрата вторинного повітря ( $V_e''$ ) визначається з рівняння:

$$V_e'' = \frac{0,209 \cdot Q_{нз}^P \cdot V_{нз} \cdot \alpha_2}{1000} = \frac{0,209 \cdot 2900 \cdot 2,35 \cdot 1,1}{1000} = 1,65 \text{ м}^3 / \text{кг палива}$$

Витрата первинного повітря ( $V_e'$ ) визначається з рівняння:

$$V_0 = V_e' + V_e'';$$

$$V_e' = V_0 - V_e'' = 3,78 - 1,65 = 2,13 \text{ м}^3 / \text{кг палива}$$

### 3.14 Контрольні запитання до розділу 3

1. Проаналізуйте особливості спалювання палива в печах
2. Проаналізуйте класифікацію процесів горіння.
3. Проаналізуйте реакції гомогенного горіння.

4. Проаналізуйте реакції гетерогенного горіння.
5. Проаналізуйте особливості горіння природного газу.
6. Проаналізуйте конструкції топок для твердого палива.
7. Проаналізуйте спалювання палива в топках з киплячим шаром
8. Проаналізуйте конструкції топок зі щільним шаром і топки з киплячим.
9. Проаналізуйте конструкції факельних топок.
10. Проаналізуйте конструкції циклонні топки.
11. Проаналізуйте заходи механізації процесів топках.
12. Проаналізуйте розрахунок напівгазової топки.
13. Проаналізуйте особливості спалювання твердого палива.
14. Проаналізуйте гіпотези процесу окиснення вуглецю.
15. Проаналізуйте схему гетерогенного горіння.
16. Проаналізуйте особливості спалювання вугільного пилу.
17. Обґрунтуйте час горіння твердої частинки.
18. Проаналізуйте конструкції пальників для спалювання вугільного пилу.
19. Проаналізуйте особливості спалювання рідкого палива в печах.
20. Обґрунтуйте раціональні заходи по використанню високосірчистого мазуту.
21. Проаналізуйте процес спалювання рідкого палива на прикладі окремої краплі.
22. Проаналізуйте спалювання мазуту у високотемпературних печах за допомогою форсунок.
23. Проаналізуйте конструкції форсунок для рідкого палива.
24. Проаналізуйте особливості розрахунку механічних форсунок для мазуту.
25. Проаналізуйте особливості розрахунку повітряних форсунок низького тиску для мазуту.

26. Проаналізуйте особливості розрахунку повітряних форсунок високого тиску для мазуту.

27. Проаналізуйте особливості розрахунку парових форсунок для мазуту.

28. Проаналізуйте особливості спалювання газоподібного палива.

29. Проаналізуйте умови займання газоподібного палива.

30. Проаналізуйте кінетичну і дифузійну області горіння.

31. Проаналізуйте змішаний принцип.

32. Проаналізуйте факельний процес спалювання газоподібного палива

33. Проаналізуйте конструкції пальників для спалювання газоподібного палива.

34. Проаналізуйте конструкції довгополумних пальників.

35. Проаналізуйте конструкції короткофакельних пальників.

36. Проаналізуйте конструкції безполумневих пальників.

37. Проаналізуйте поняття стійкості запалювання та найбільш поширені способи запалювання.

38. Визначити кількість тепла, необхідного для нагріву 344 700 кг/ч нафти, яка має відносну густину  $\rho_4^{20} = 0,870$  від 180 до 340 °C. Масова частка відгону нафти на виході з печі  $e = 0,373$ . Відносна густина парової фази  $\rho_4^{20} = 0,807$ , рідкої фази  $\rho_4^{20} = 0,967$ .

39. У піч поступає 1500 т/добу нафти ( $\rho_{15}^{15} = 0,910$ ) з  $t_1 = 160^\circ\text{C}$ . У печі нафта нагрівається до 330 °C і при цьому 30% її випаровується. Густина частини нафти, що не випарувалася  $\rho_{15}^{15} = 0,95$ , густина частини нафти, що випарувалася  $\rho_{15}^{15} = 0,85$ . Визначити теплове навантаження печі.

40. Визначити К.К.Д. печі, що працює за наступних умов: теплота згорання палива  $Q_n^p = 41\,900$  кДж/кг, температура димових газів, що видаляються з печі 310 °C, коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha = 1,4$ , втрати тепла в оточуюче середовище 10%.

41. Знайти К.К.Д. печі, якщо спалюється газ, що має склад (у % мас.)  $81,5 C$  та  $18,5 H_2$ . Димові гази виходять з печі при  $t_{вих}=350^{\circ}C$ . Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha = 1,2$ . Втрати тепла в довкілля  $4\%$ .

42. Визначити необхідні витрати палива в печі з корисним тепловим навантаженням  $Q = 9071,4 \text{ кВт}$ . Паливо – мазут з  $Q_n^p = 41860 \text{ кДж/кг}$ , К.К.Д. печі  $0,74$ .

43. Теплове навантаження печі  $Q = 1385306 \cdot 10^2 \text{ кДж/год}$ . Паливо має нижчу теплоту згорання  $Q_n^p = 41860 \text{ кДж/кг}$ . Втрати тепла з газами  $Q_{г} = 7049 \text{ кДж/кг}$ , втрати тепла, в оточующую середовище  $Q_{ос} = 4186 \text{ кДж/кг}$ . Визначити необхідні витрати палива.

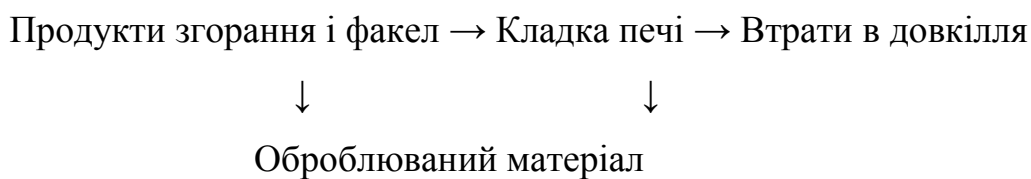
44. Визначити площу поверхня радіантних труб двокамерної печі з двохрядним екраном для нагріву  $250\ 000 \text{ кг/ч}$  нафти ( $\rho_4^{20} = 0,870$ ) від  $160$  до  $350^{\circ}C$ . Масова доля відгону на виході з печі  $e = 0,55$ . Густина парів нафтопродуктів  $\rho_4^{20} = 0,807$ , рідкого залишку  $\rho_4^{20} = 0,967$ . Елементний склад палива (у % мас.):  $81,5 C$  і  $18,5 H_2$ . Прийняти при розрахунках: коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha = 1,2$ , втрати тепла випромінюванням  $4\%$  від теплоти згорання палива, температура газів, що йдуть з печі,  $t_{вих} = 350^{\circ}C$ , температура димових газів, що виходять з печі  $t_n = 850^{\circ}C$ , температура повітря  $t_{нов} = 20^{\circ}C$ ; К.К.Д. топки  $\eta_m = 0,95$ , діаметр труб  $152 \text{ мм}$ ; корисна довжина труб  $17,5 \text{ м}$ , степінь екранування  $\varphi = 0,36$ , фактор форми  $K = 1,72$ .

45. Визначити площу поверхні камери конвекції, якщо теплове навантаження камери  $Q = 41\ 900\ 000 \text{ ккал/год}$ , температура сировини на вході в камеру  $160^{\circ}C$ , на виході  $230^{\circ}C$ . Витрати газоподібного палива  $V = 4247 \text{ кг/год}$ . Теоретичні витрати повітря для спалювання  $1 \text{ кг палива}$   $15,75 \text{ кг/кг}$ , коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha = 1,2$ . Температура димових газів, що виходять з печі  $t_n = 850^{\circ}C$ , що виходять з камери конвекції  $t_{вих} = 300^{\circ}C$ . При розрахунку прийняти діаметр труб  $0,152 \text{ м}$ , число труб у ряді  $6$ , відстань від труб до стінки  $0,05 \text{ м}$ , корисна довжина труб  $17,5 \text{ м}$ .

## 4 ТЕПЛООБМІН В ПЕЧАХ

### 4.1 Нагрів матеріалу в печі

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 9, 12]. У промислових печах одночасно протікає ряд складних процесів, найважливішим з яких є процес теплопередачі, який схематично можна зобразити наступним чином:



В усіх печах для надання оброблюваному матеріалу певних властивостей його передусім нагрівають.

Нагрів у печах виконується відкритим або непрямим способом. Найбільш простим є відкритий нагрів, при якому димові гази безпосередньо зіткаються з виробами, що нагріваються. Цей спосіб застосовується в переважній більшості печей. Сюди відносяться плавильні печі, печі для випалення вогнетривких виробів і вапна, для нагріву металу та багатьох інших процесів.

При непрямому нагріві матеріал ізольований від димових газів, а тепло від газів передається до нього через розділяючу поверхню нагріву. Так, в коксових печах теплопередача від димових газів до вугільної шихти йде через бічні стінки реторт, викладені з динасової цегли. Прикладами печей з непрямим нагрівом є також муфельні печі, електричні печі і печі з радіаційними трубами. Непрямий нагрів у порівнянні з прямим є складнішим і дорожчим.

Печі з прямим нагрівом у свою чергу діляться на печі з великим вільним об'ємом робочого простору, шахтні печі для обробки шматкових матеріалів,



печі з киплячим шаром, циклонні печі та ін. У печах з великим вільним об'ємом робочого простору над матеріалом, що нагрівається, є значний об'єм, в якому можуть протікати реакції горіння палива. Наявність вільного об'єму дозволяє наблизити факел, що горить, до матеріалу, що нагрівається, або до кладки залежно від вимог технології. Безпосередній контакт факела і продуктів згорання з матеріалом ефективний, оскільки при цьому теплопередача найбільш інтенсивна. Тому для високотемпературних печей без обмежень по контакту матеріалу з димовими газами окремі топки не передбачаються.

#### **4.2 Зовнішній і внутрішній теплообмін**

Матеріал підрозділу викладено за авторами [2, 14]. Складний процес теплообміну прийнято умовно розділяти на дві частини: зовнішній і внутрішній теплообмін.

**Зовнішній теплообмін** є процесом передачі тепла від пічного простору до зовнішньої поверхні матеріалу, що нагрівається, або виробів.

**Внутрішній теплообмін** – це процес теплопередачі теплопровідністю від зовнішньої поверхні в товщу матеріалу, що нагрівається, за рахунок різниці температур поверхні і внутрішніх шарів матеріалу.

Прогрів маси матеріалу залежить від властивостей матеріалу, його форми і розмірів, тому внутрішнім теплообміном працювати важче, ніж зовнішнім.

Наприклад, в барабанних печах, що обертаються, які використовуються для обпалювання різних сипких або шматкових матеріалів, вільний об'єм розташовується вздовж осі печі. Кладка печі, обертаючись разом з барабаном, стикається поперемінно то з гріючими газами, то з матеріалом, що нагрівається. Таким чином забезпечується "двосторонній" нагрів матеріалу з боку гріючих газів і з боку кладки, що збільшує інтенсивність теплопередачі за рахунок зменшення термічної товщини шару, що прогрівається.

В залежності від технологічних процесів, що протікають в печах, передача тепла лімітується або зовнішнім, або внутрішнім теплообміном.

Наприклад, в плавильних печах при безперервному витіканні розплаву з ванни печі продуктивність визначається зовнішнім теплообміном, а при періодичному випуску усього об'єму розплаву – внутрішнім теплообміном. Внутрішнім теплообміном обмежуються можливості нагріву масивних виробів, оскільки при їх нагріві значну роль має теплопровідність матеріалу, з яких ці вироби виготовлені.

Режими зовнішнього теплообміну в печах ділять на радіаційний і конвективний. Це ділення умовне, оскільки в печах насправді може відбуватися передача тепла усіма цими способами одночасно. У високотемпературних печах конвективна складова не перевищує 10 %. Основне тепло передається за рахунок випромінювання з поверхні розігрітої кладки, з усього об'єму продуктів горіння і від поверхні дрібних часток сажі і золи, якщо факел не прозорий.

Радіаційний (променистий) нагрів у свою чергу ділиться на три види:

– рівномірно розподілений теплообмін, коли теплові потоки, що надходять від факела на кладку і на поверхню матеріалу, що нагрівається, рівні між собою, температурне поле і випромінювальні властивості факела однакові в усьому об'ємі;

– направлений прямий теплообмін, коли тепловий потік на матеріал більше теплового потоку на кладку;

– направлений непрямий теплообмін, коли тепловий потік на кладку більше теплового потоку на матеріал.

У різних печах по-різному реалізуються режими нагріву. Так, у плавильних печах вигідніше використовувати радіаційний прямий направлений теплообмін, коли факел, що світиться, спрямовується на шихту. У нагрівальних печах, в зоні високих температур, для виключення небажаних процесів окислення матеріалу вигідніше спрямований непрямий теплообмін,

коли сильно розігрівається кладка печі спеціальними плоскополум'яними пальниками.

### 4.3 Тепловіддача конвекцією

Матеріал підрозділу викладено за авторами [2, 14]. Зовнішній теплообмін конвекцією пов'язаний з обмиванням газом або рідиною поверхні нагріву або охолодження. Тепловий потік при цьому способі теплообміну визначається за виразом:

$$Q = \alpha_k F (t_1 - t_2) \text{ Вт},$$

де  $\alpha_k$  – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, Вт/м<sup>2</sup>град;

$F$  – поверхня нагріву або охолодження, що обтікається газом або рідиною, м<sup>2</sup>;

$t_1$  – температура тепловіддаючого середовища (твердого тіла при його охолодженні, газу або рідини – при нагріві), °С;

$t_2$  – температура теплосприймаючого середовища (твердого тіла при його нагріві, газу або рідини – при охолодженні), °С.

Залежно від характеру руху газу або рідини у поверхні твердого тіла розрізняють:

- поздовжнє обтікання;
- поперечне обтікання;
- наскрізна течія середовища в тілі (рух в шарі).

В усіх цих випадках конвективний теплообмін може протікати в умовах вільного або вимушеного руху середовища.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  зазвичай користуються експериментальними залежностями, розробленими на основі теорії подібності в критеріальному виді. У цих формулах визначальним є критерій Нуссельта

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda},$$

де  $d$  – лінійний розмір тіла, що нагрівається (охолоджуваного);

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності середовища, Вт/м·град.

### а) Вільна конвекція

Зовнішній теплообмін вільною конвекцією виникає при вільному русі газу або рідини біля нагрітої або охолодженої поверхні, обумовленому різною щільністю середовища при її нерівномірному температурному полі. Тепловіддача вільною конвекцією має місце при охолодженні на повітрі нагрітого матеріалу, при передачі тепла в довкілля зовнішньою поверхнею кладки печей і так далі

Експериментальні критеріальні рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі при вільній конвекції зводяться до виду:

$$Nu = f(Gr, Pr),$$

де  $Gr = \frac{gd^3(t_1 - t_2)}{273\nu^2}$  – критерій Гросгофа, в якому  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – гравітаційна стала;

$\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості газу або рідини,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

$Pr = \frac{\nu}{a}$  – критерій Прандтля, в якому  $a$  – коефіцієнт теплопровідності.

Розрахунковий вираз для визначення коефіцієнта тепловіддачі при розміщенні тіла, що нагрівається або охолоджуваного, в необмеженому просторі:

$$Nu = C(Gr Pr)^n,$$

1) при  $Gr Pr < 10^{-3}$  –  $Nu = 0,45$ ;

2) при  $10^{-3} < Gr Pr < 5 \cdot 10^2$  –  $C = 1,18$ ;  $n = \frac{1}{8}$ ;

3) при  $5 \cdot 10^2 < Gr Pr < 2 \cdot 10^7$  –  $C = 0,54$ ;  $n = \frac{1}{4}$ ;

4) при  $Gr Pr > 2 \cdot 10^7$  –  $C = 0,135$ ;  $n = \frac{1}{3}$ .

Приведені вирази справедливі для будь-яких рідин і тіл будь-яких розмірів і форми. Якщо тепловіддаюча поверхня обернена догори, то  $\alpha_k$  збільшується на 30 %, якщо донизу – зменшується на 30 %.

Фізичні характеристики відносяться до середньої температури між рідиною і стінкою:  $t_{cp} = (t_{cm} - t_{жс})/2$ .

За лінійний розмір приймають:

- для кулі і горизонтальної труби – діаметр;
- для вертикально розташованої труби або пластини – висоту ділянки теплообміну;
- для горизонтальної плити – меншу сторону плити.

Процес теплообміну в замкнутому обмеженому непроточному об'ємі розраховують з використанням еквівалентного коефіцієнта теплопровідності  $\lambda_{екв} = \zeta \lambda$ , де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності середовища, що заповнює замкнутий простір, Вт/м.град,  $\zeta = 0,18 (Gr Pr)_{cp}^{0,25}$ .

#### **б) Вимушена конвекція**

При русі газу або рідини в каналах різного перерізу коефіцієнт тепловіддачі конвекцією розраховується по наступних залежностях:

– **при ламінарному русі:**

$$Nu = [0,74\varepsilon Pe^{0,2} \pm (\frac{\Delta t}{273})^{0,02}] (Gr Pr)^{0,1},$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт, що залежить від відношення довжини каналу до його діаметру (величина таблична);

$\Delta t$  – температурний напір, град;

$$Pe = \frac{Wd}{\alpha} - \text{критерій Пекле.}$$

У цій залежності знак плюс ставиться у випадку, коли напрями вільного і вимушеного рухів середовища співпадають, знак мінус – при протилежних напрямках.

– **при турбулентному русі ( $Re > 10^4$ ):**

$$Nu = 0,21 \cdot Re_n^{0,8} \cdot Pr_n^{0,43} \left( \frac{Pr_n}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}.$$

Для газів  $\left(\frac{Pr_n}{Pr_{cm}}\right)^{0,25} = 1$ .  $Pr_n$  та  $Pr_{cm}$  визначаються відповідно по середній

температурі газу або рідини і по температурі стінки.

У каналах не круглого перерізу як діаметр приймається еквівалентний діаметр:

$$d_{\text{екв}} = \frac{4f}{\Pi},$$

де  $f$  – площа поперечного перерізу каналу, м<sup>2</sup>;

$\Pi$  – змочений периметр, м.

У разі визначення еквівалентного діаметру кільцевої щілини приймається периметр, який омивається середовищем, що нагрівається. При подовжньому обтіканні пучка труб визначальним є зовнішній діаметр труби.

1) При поперечному обтіканні труб і циліндрів

$$Nu = 0,5 \cdot Re_n^{0,5} \cdot Pr_n^{0,38} \left(\frac{Pr_n}{Pr_{cm}}\right)^{0,25}.$$

2) Для коридорних пучків труб:

$$Nu = 0,23 \cdot Re_n^{0,65} \cdot Pr_n^{0,33} \left(\frac{Pr_n}{Pr_{cm}}\right)^{0,25}.$$

3). Для шахового розташування труб у пучку:

$$Nu = 0,41 \cdot Re_n^{0,6} \cdot Pr_n^{0,38} \left(\frac{Pr_n}{Pr_{cm}}\right)^{0,25}.$$

При обтіканні пучка під кутом до осі труб вводиться поправочний множник.

#### 4.4 Теплопередача випромінюванням

Матеріал підрозділу викладено за авторами [2]. За одиницю променистої енергії приймають її кількість, яка еквівалентна 1 Дж. Енергія  $Q$ , що випромінюється тілом в одиницю часу, виражається у ватах. Кількість енергії, що випромінюється одиницею поверхні в одиницю часу, називається випромінювальною здатністю тіла і позначається буквою  $E$ . Отже, тепловий потік випромінювання  $q = E = \frac{Q}{F}$ , Вт/м<sup>2</sup>.

Випромінювання властиве усім тілам і кожне з них випромінює енергію безперервно. Промениста енергія поширюється в оптично прозорому середовищі або у вакуумі. Потрапляючи на поверхню іншого тіла або в поглинаюче проміння середовище, промениста енергія поглинається, відбивається або проходить повністю чи частково, залежно від властивостей тіла. Характеризується вона коефіцієнтами поглинальної здатності тіла,  $A$ , відбиваючої здатності  $R$  і здатності пропускати променисту енергію  $D$ , у загальному випадку:  $A + R + D = 1$ .

Залежно від властивостей розрізняють:

1) абсолютно чорне тіло, яке здатне поглинати промені будь-якої довжини від 0 до  $\infty$  і поглинає їх на 100 %.  $A = 1$ ;  $R = 0$ ;  $D = 0$ .

2) абсолютно біле тіло, здатне відбивати усю променисту енергію, що падає на нього:  $A = 0$ ;  $R = 1$ ;  $D = 0$ .

3) прозоре тіло, здатне пропускати крізь себе усю променисту енергію, що падає на нього:  $A = 0$ ;  $R = 0$ ;  $D = 1$ .

4) сіре тіло, здатне поглинати хвилі будь-якої довжини від 0 до  $\infty$ ; поглинання неповне  $< 100$  % і міра поглинання променів різної довжини хвилі однакова. Промені, що не поглинулись сірим тілом – відбиваються. Сірі тіла розрізняються здатністю поглинання променистої енергії – мірою чорноти  $\epsilon$  (відносним коефіцієнтом випромінювання).

5) кольорове тіло (селективне тіло) має здатність поглинати і відбивати промені різної довжини хвилі по-різному.

6) тіло з монохроматичною випромінювальною здатністю випромінює промені в певному вузькому діапазоні довжин хвиль.

Всяке реальне тіло випромінює енергію і в той же час відбиває промені, що падають на нього від випромінювання тих тіл що оточують. Фактично ми заміряємо приладами і відчуваємо сумарне, а не власне випромінювання тіла. Це фактичне випромінювання тіла, що складається з власного і відбитого випромінювання, називається ефективним випромінюванням.

При розрахунку випромінювання в замкнутому просторі вираз для сумарного теплового потоку від факела, газів і кладки до матеріалу  $Q_{\text{ЛГКМ}}$ , що нагрівається, можна привести до класичного закону Стефана-Больцмана:

$$Q^a = C_0 \varepsilon_{\text{пр}} F_{\text{л}} \xi \left[ \left( \frac{T_n}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_m}{100} \right)^4 \right],$$

де  $C_0 = 5,67 \text{ Вт/м}^2\text{К}^4$  – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла;

$\varepsilon_{\text{пр}}$  – приведена (видима) міра чорноти пічного (паливного) простору;

$F_{\text{л}}$  – променесприймаюча поверхня виробів, що нагріваються,  $\text{м}^2$ ;

$\xi = 0,6 \dots 0,75$  – умовний коефіцієнт забруднення променесприймаючої поверхні окалиною та ін.;

$T_n, T_m$  – абсолютні температури печі і матеріалу, що нагрівається, К.

При розрахунках теплообміну в печах користуються поняттям температури печі  $T_n$ , яка визначає собою умовну температуру одного випромінюючого джерела, еквівалентного усім фактично наявним в печі випромінюючим джерелам. Температура в печі менше температури газів і більше температури кладки і пов'язана з ними наступним співвідношенням:

$$\left( \frac{T_n}{100} \right)^4 \approx \varepsilon \left( \frac{T_g}{100} \right)^4 + (1 - \varepsilon) \left( \frac{T_{\text{кл}}}{100} \right)^4.$$

Поняття про температуру печі спрощує наближені розрахунки, оскільки її величину простіше оцінити, чим температуру газів і кладки.



Оскільки у високотемпературних печах майже усе тепло (до 90 %) передається випромінюванням від пічного простору (продуктів горіння, факела, кладки). В. Н. Тимофеев запропонував втраз для визначення приведеної міри чорноти виходячи з передумови, що втрати тепла в довкілля дорівнюють теплу, що отримується кладкою за рахунок конвекції.

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{\varepsilon_m \varepsilon_g \psi (1 - \varepsilon_g) + 1}{\psi (1 - \varepsilon_g) \varepsilon_m + \varepsilon_g (1 - \varepsilon_m) + \varepsilon_g},$$

де  $\varepsilon_g$  та  $\varepsilon_m$  – ступінь чорноти газів і матеріалу, що нагрівається;

$\psi = \frac{F_{\text{л}}}{F_{\text{к}}}$  – коефіцієнт, що є відношенням променесприймаючої поверхні

виробів до сумарної внутрішньої поверхні кладки.

Величина, зворотня цьому коефіцієнту визначає міра розвитку кладки.

Променесприймаюча поверхня  $F_{\text{л}}$  менше повної поверхні виробів  $F_{\text{м}}$  і пов'язана з нею відношенням:

$$F_{\text{л}} = \varphi F_{\text{м}},$$

де  $\varphi$  – середній кутовий коефіцієнт або коефіцієнт опроміненості. Цей коефіцієнт є чисто геометричним параметром, який визначається формою поверхонь, їх розмірами, взаємним розташуванням і відстанями між джерелом випромінювання і виробами, що нагріваються.

У свою чергу міра чорноти газів визначається випромінювальною здатністю трьохатомних газів  $\text{CO}_2$  і  $\text{H}_2\text{O}$ , що входять до складу продуктів згорання. Випромінювання і поглинання променистої енергії цими газами має селективний, вибірковий характер. Вони випромінюють лише у певних інтервалах довжин хвиль, які розташовані в різних частинах спектру, де відбувається поглинання і випромінювання енергії. Для променів інших довжин хвиль газу прозорі і їх енергія випромінювання дорівнює нулю.

Енергія випромінювання водяної пари і вуглекислоти залежить від парціального тиску газу,  $p$ , н/м<sup>2</sup>, товщина шару газу,  $s$ , м і температури:

$$E_{\text{CO}_2} = 4,1(p \cdot s)^{1/3} \left( \frac{T}{100} \right)^{3,5}, \text{ Вт/м}^2;$$

та

$$E_{\text{H}_2\text{O}} = 40,7 \cdot p^{0,8} \cdot s^{0,6} \left( \frac{T}{100} \right)^3, \text{ Вт/м}^2.$$

Для визначення енергії випромінювання між сірими тілами і газами застосовувати ці формули незручно, оскільки вони мають різні показники степені при значенні температури. Для універсальності розрахунків приймається, що випромінювальна здатність вуглекислоти і водяної пари пропорційна температурі в четвертій степені і вводиться відповідна поправка:

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \zeta - \Delta\varepsilon \cdot g,$$

де  $\varepsilon_2$  – ступінь чорноти (відносна випромінювальна здатність) газу, отримана шляхом ділення кількості енергії, що випромінюється газом  $E_r$  на кількість енергії випромінювання  $E_0$  абсолютно чорного тіла при температурі газу;

$\zeta$  – поправочний коефіцієнт, що враховує неоднакову міру впливу товщини газового шару  $s$  і парціального тиску  $p$  на енергію випромінювання водяної пари, визначуваний по номограмах;

$\Delta\varepsilon \cdot g$  – поправка, що враховує накладення спектрів випромінювання  $\text{CO}_2$  і  $\text{H}_2\text{O}$  при їх спільному перебуванні у випромінюючому об'ємі, визначається по графіках. При звичайних співвідношеннях складає приблизно 2...4 % і не враховується. Приймається тільки при дуже точних обрахунках або при великих значеннях  $p$  та  $s$ :

$$s = \eta_2 \frac{4 \cdot V}{F} \text{ м},$$

де  $\eta_2$  – коефіцієнт ефективності газового випромінювання, характеризує ту долю випромінюваної енергії, яка досягає стінок. В орієнтовних розрахунках приймають 0,9;

$V, F$  – об'єм порожнини, що займає газ та площа поверхні, що обмежує цей об'єм.

На ефективність теплообміну в печі впливають такі чинники:

– ступінь чорноти кладки;

- степiнь розвинення футерування;
- температура футерування;
- степiнь чорноти полум'я i газiв;
- степiнь чорноти i температура поверхнi нагрiву;
- ефективна температура печi.

Коефiцiєнт тепловiддачi вiд зовнiшньої поверхнi повітря за рахунок випромiнювання та конвекцiї для неiзольованої поверхнi орієнтовно можна визначити за залежнiстю [15]:

$$\alpha = 9,74 + 0,07(t_{\text{нов}} - t_{\text{зовн}}) \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

#### 4.5 Поглинання тепла пучком радіантних труб

Матеріал підрозділу викладено за авторами [6]. Поглинання поверхнею радіантних труб тепла випромiнювання вiдбувається нерiвномiрно. Причину i характер нерiвномiрностi розглянемо на прикладі дворядного екрану при розміщенні труб в шаховому порядку (Рис. 4.1).

При великому вiдношенні довжини труби до її дiаметру кут видимостi паливного простору для будь-якої точки труби приблизно вiдповiдає значенню плоского кута, обмеженого крайніми променями i розташованого в площині, перпендикулярній до осi труби. Так, для точки А кут, з якого видно паливний простiр обмежений з одного боку дотичної АВ, а з iншого боку променем АС, тобто кутом ВАС.

Вiдповiдно до закону Ламберта iнтенсивнiсть променiв, що попадають в точку А, буде рiзною: максимальну iнтенсивнiсть  $i_0$  має промiнь, перпендикулярний до дотичної в точці А. Промiнь АС, що падає під кутом  $\alpha$ , має меншу iнтенсивнiсть, яка дорiвнює  $i_0 \cos \alpha$ . Шляхом елементарних перетворень можна показати, що для точки А кутовий коефiцiєнт  $\varphi_A = \frac{1}{2} (1 + \sin \alpha)$ .

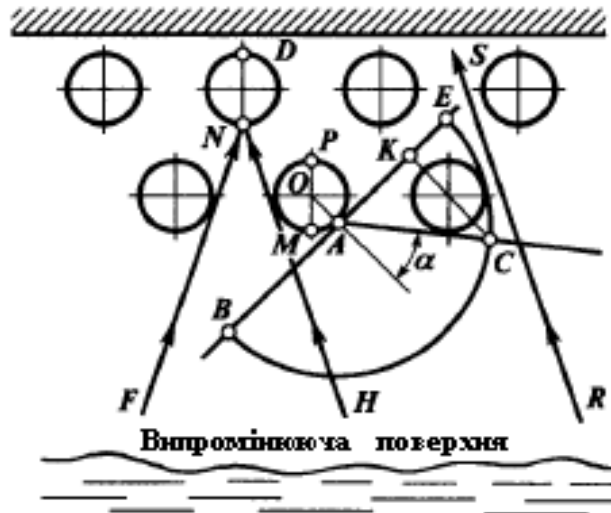


Рис. 4.1. Схема, що ілюструє поглинання тепла пучком радіантних труб

Коефіцієнт  $\varphi$  може бути визначений, як відношення. Точка М, що лежить на нижній твірній, має кут видимості, який дорівнює  $180^\circ$ , в наслідок чого для неї  $\varphi = 1$ .

Точка Р поверхні труби (Рис. 4.1) невидима з боку паливного простору, тому не поглинати тепло випромінюванням безпосередньо з топки, для цієї точки кутовий коефіцієнт  $\varphi = 0$ . Подібним способом може бути визначена інтенсивність поглинання тепла будь-якою точкою, що лежить на зовнішній поверхні труби.

Якщо в прямокутних координатах на осі абсцис відкласти значення периметра труби, а на осі ординат значення кутового коефіцієнта  $\varphi$  для деяких довільних точок поверхні труби, то отримаємо криву, представлену на рисунку 4.1. Згідно з цим графіком, кількість тепла, яка поглинена нижнім рядом радіантних труб, різна для різних ділянок цих труб. Найбільша кількість тепла поглинається в точці М, а потім ця величина зменшується вліво і вправо від точки М.

Якщо взяти прямокутник, площа якої рівновелика площі заштрихованої фігури (Рис. 4.2), то висота цього прямокутника дорівнює середньому

значенню коефіцієнта  $\varphi_{cp}$  для усієї труби. Значення середнього кутового коефіцієнта  $\varphi_{cp}$  дозволяє визначити розмір плоскої поверхні, яка еквівалентна цій трубі по кількості поглиненого тепла. Так, в нашому випадку розмір плоскої поверхні, що еквівалентна трубі по кількості тепла, поглиненого з паливного простору

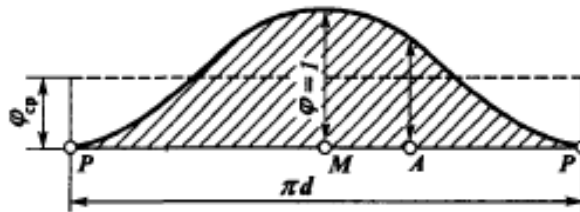


Рис. 4.2. Крива зміни кутового коефіцієнта по довжині кола труби

$$h_n = \varphi_{cp} \cdot \pi \cdot d \cdot l,$$

де  $d$ ,  $l$  - відповідно діаметр і довжина труби, м.

Отже, труба, що має фактичну поверхню  $f = \pi \cdot d \cdot l$ , в цих умовах сприймає стільки ж тепла, скільки і плоска поверхня  $h_n$

З аналогічних графічних побудов (рисунок 4.1) виходить, що радіантні труби, розташовані в другому ряду і менш освітлені, отримують з топки менше тепла, чим нижній ряд радіантних труб. Так, для точки N, розташованої аналогічно точці M нижньої труби, значення кута видимості, обмеженого променями FN і HN, набагато менше кута видимості для точки M, рівного  $180^\circ$ .

Подібна графічна інтерпретація наочно показує нерівномірність поглинання тепла з топки не лише в межах поверхні однієї труби, але і для різних труб, що належать верхньому і нижньому рядам. З побудови (Рис. 4.1) витікає також, що деякі промені, що виходять з паливного простору, пройдуть між трубами і поглинуться безпосередньо кладкою печі (промінь RS). Кладка, що має високу міру чорноти, поглинає тепло і внаслідок значної

товщини і хорошої його ізоляції нагріється і почне, у свою чергу, випромінювати тепло.

Енергія, що випромінюється кладкою, частково поглинається верхніми і нижніми рядами труб, потік променів від кладки зворотній по напрямку потоку променів з топки. При цьому точка D верхнього ряду труб по відношенню до потоку променів, що відходять від кладки, знаходиться в тих же умовах, що і точка M нижнього ряду по відношенню до потоку променів з топки.

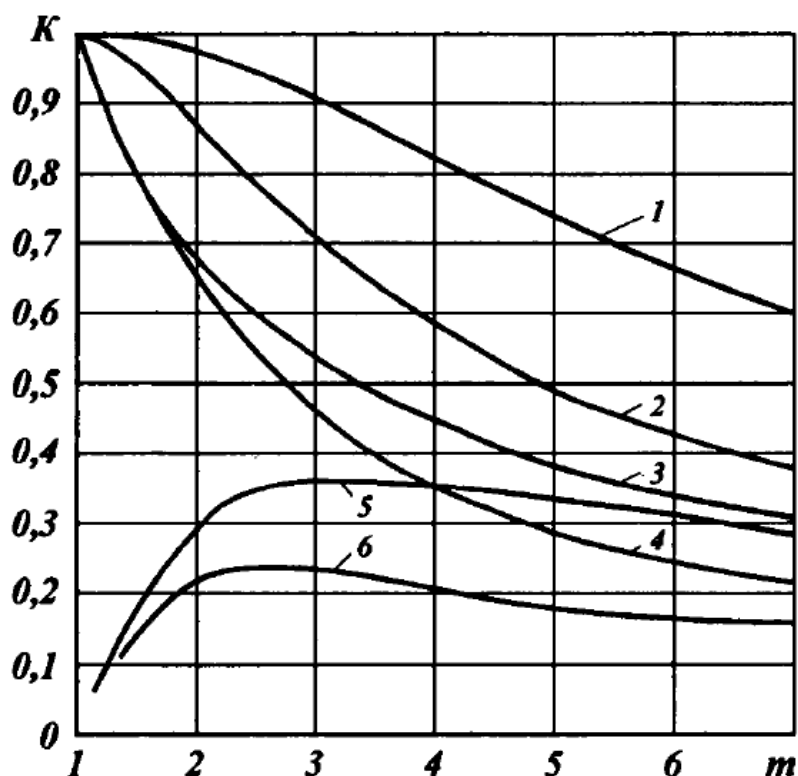
Це, так зване зворотне випромінювання кладки в деякій мірі вирівнює теплове навантаження радіантних труб, проте нерівномірність поглинання тепла різними ділянками верхнього і нижнього рядів радіантних труб як і раніше зберігається, оскільки внаслідок вищої температури в топці інтенсивність потоку променів з топки значно вище за інтенсивність потоку променів від кладки.

З схеми (Рис. 4.1) видно, що розподіл поглиненого тепла між верхнім і нижнім рядами труб, а також нерівномірність поглинання тепла для кожної цієї труби залежать від відстані між трубами. Чим менша ця величина, тим менше тепла поглинуть верхні радіантні труби і тим менше роль зворотного випромінювання від кладки.

Для визначення розміру плоскої поверхні  $H_d$ , яка еквівалентна по кількості поглиненого тепла пучку радіантних труб, а також для знаходження міри нерівномірності тепла, що поглинається різними ділянками труб, зручно користуватися графіком, складеним Хоттелем (Рис. 4.3), де по осі абсцис відкладено відношення  $m$  – відстані між центрами труб до діаметру труби, тобто відстань між осями двох суміжних труб, виражене числом діаметрів труб. По осі ординат відкладений чинник форми  $K$ , що показує відношення кількості тепла, поглиненого пучком радіантних труб, до кількості тепла, поглиненого за інших рівних умов плоскою поверхнею, який за значенням дорівнює заекранованій поверхні кладки. Якщо, наприклад, чинник форми  $K = 0,88$ , то цей пучок радіантних труб поглинає 88 % кількостей тепла, яке за тих же умов поглинула б заекранована поверхня кладки.

Кожна з шести кривих (Рис. 4.3) є залежністю чинника форми  $K$  від відстані між центрами труб і числа рядів труб при прямому випромінюванні топки, зворотному випромінюванні кладки і сумарному випромінюванні печі.

У таблиці 4.1 наведено значення чинника форми  $K$ , визначені по графіку Хоттеля при відстані між осями труб, яка дорівнює  $2d$ .



1 - загальна кількість тепла, що передається двом рядам; 2 - те ж, одному ряду (всього один ряд); 3 - кількість тепла, що передається нижньому ряду (всього два ряди); 4 - пряме випромінювання, що передається нижньому ряду; 5 - загальна кількість тепла, що передається верхньому ряду (всього два ряди); 6 - пряме випромінювання, що передається верхньому ряду (всього два ряди).

Рис. 4.3. Графік Хоттеля для визначення чинника форми  $K$

Дані цієї таблиці дозволяють зробити наступні висновки:

1. Дворядний екран поглинає тепло в  $0,98:0,88 = 1,11$  рази більше, ніж однорядний екран, при цьому поверхня радіантних труб збільшується майже в 2 рази.

Внаслідок високої вартості труб в загальній вартості печі розміщення радіантних труб в два ряди при односторонньому опроміненні недоцільно. Таке розташування радіантних труб виправдовується тільки в окремих випадках.

2. При розміщенні радіантних труб в два ряди поглинене тепло нерівномірно розподіляється між верхнім і нижнім рядами труб. Доля тепла, поглиненого верхнім і нижнім рядами труб окремо, по відношенні до кількості тепла, поглиненого обома рядами, відповідно складе:

$$\text{для нижнього ряду } \frac{0,68}{0,98} \cdot 100 = 69,4\%$$

$$\text{для верхнього ряду } \frac{0,30}{0,98} \cdot 100 = 30,6\%$$

Таблиця 4.1 – Значення чинника форми  $K$

Труби, що поглинають тепло	$K$ при різному розміщенні труб		Примітки та позиції відповідник кривих на рисунку 4.3
	в один ряд	в два ряди	
Нижній ряд:			
пряме випромінювання з топки і зворотне випромінювання кладки	0,88	0,68	3 та 2
пряме випромінювання з паливного простору	0,66	0,66	4
випромінювання кладки	0,22	0,02	По різниці двох попередніх значень
Верхній ряд:			
випромінювання з топки		0,22	6



випромінювання з топки і кладки		0,30	5
випромінювання кладки		0,08	По різниці
Усі ряди			
пряме і зворотнє випромінювання	0,88	0,98	1 та 2

Таким чином, нижній ряд труб поглинає тепло в  $0,68:0,30 = 2,27$  рази більше, ніж верхній. Цю нерівномірність поглинання тепла необхідно враховувати при розміщенні труб в два ряди. Маючи в розпорядженні значення чинника форми  $K$ , можна визначити еквівалентну плоску поверхню  $H_{\text{л}}$ . Вище було відмічено, що чинник форми  $K$  дорівнює відношенні кількості тепла, поглиненого пучком радіантних труб, до кількості тепла, поглиненої заекранированою поверхнею кладки за тих же умов. Відношення кількості тепла може бути замінене відношенням поверхонь, тобто:

$$K = \frac{H_{\text{л}}}{H},$$

де  $H_{\text{л}}$  – еквівалентна плоска поверхня;  $H$  – заекранирована поверхня кладки.

Звідси витікає, що:

$$H_{\text{л}} = K \cdot H.$$

При двосторонньому опроміненні радіантних труб значення чинника форми  $K$  також може бути оцінено за допомогою графіка Хоттеля. Так, при дворядному екрані для найближчого до форсунки ряду  $K_1 = 0,66$ , для другого ряду  $K_2 = 0,22$ , а з урахуванням освітленості з двох сторін  $K_1 = 2(0,66 + 0,22) = 1,76$ .

Таким чином, при порівнянні двостороннього освітлення з одностороннім (розміщення труб біля стінок) дворядний екран забезпечує в  $1,76:0,98 = 1,8$  рази більшу передачу тепла.

Двостороннє опромінення однорядного екрану дає чинник форми  $K = 2 - 0,66 = 1,32$ .

При двосторонньому опроміненні дворядне розташування труб дає збільшення кількості поглиненого тепла в  $1,76:1,32 = 1,33$  рази в порівнянні з однорядним, хоча число труб розрізняється в 2 рази.

Приведені вище цифри справедливі, коли відстань між осями труб дорівнює  $Id$ , при іншому розміщенні труб чисельні значення чинника форми дещо змінюються (Рис. 4.3).

#### **4.6 Теплообмін в трубчатій печі**

Матеріал підрозділу викладено за авторами [6, 10]. Трубчата піч має камери радіації і конвекції. У камері радіації (паливній камері), де спалюється паливо, розміщена радіантна поверхня (екран), що поглинає променисте тепло, в основному за рахунок радіації. У камері конвекції розташовані конвекційні труби, які сприймають тепло головним чином при зіткненні димових газів з поверхнею нагріву шляхом конвекції. Продукт, що нагрівається в печі, послідовно проходить через конвекційні і радіантні труби, поглинаючи тепло. Зазвичай радіантна поверхня сприймає більшу частину тепла, що виділяється в печі при згоранні палива.

Променисте тепло ефективно передається при охолодженні димових газів до 1000-1200 К. Зниження температури димових газів до нижчих значень часто буває невиправданим, оскільки при цьому радіантна поверхня працює зі зниженим тепловим навантаженням поверхні нагріву і вимагається значно збільшувати поверхню радіантних труб. Ефективність теплопередачі конвекцією у меншій мірі залежить від температури димових газів. Конвекційна поверхня використовує тепло димових газів і може забезпечити їх охолодження до температури, при якій значення коефіцієнта корисної дії апарату буде економічно виправданим.

У випадку, коли наявність конвекційної поверхні для нагріву сировини не є обов'язковою або розміри цієї поверхні можуть бути суттєво зменшені, то тепло димових газів може бути використане для інших цілей, наприклад для підігрівання повітря або виробництва водяної пари. При невеликій продуктивності іноді застосовують печі без конвекційної поверхні, вони простіші в конструктивному виконанні, проте мають невисокий коефіцієнт корисної дії.

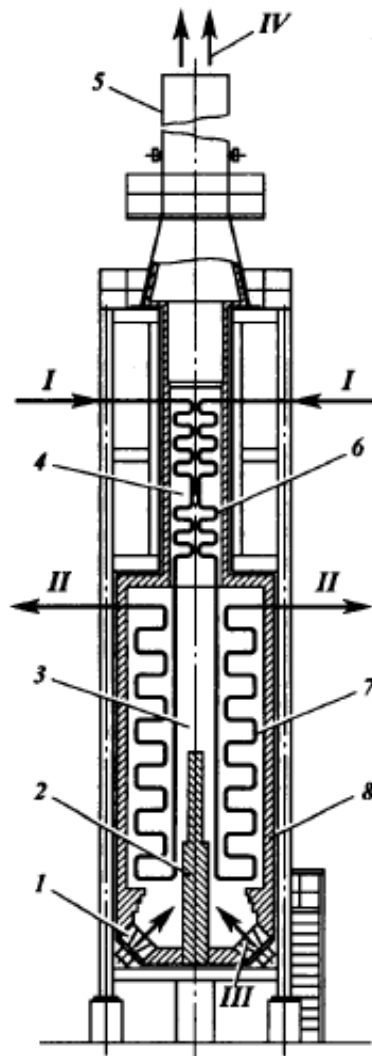
Розглянемо механізм процесу передачі тепла в печі, що складається з двох камер з настільним полум'ям. Характерною особливістю цієї печі є похиле розташування в низу печі форсунок (пальників), які забезпечують зіткнення факела з поверхнею стіни, розміщеної в середині камери радіації (Рис. 4.4). У паливну камеру цієї печі за допомогою форсунки вводиться распы- ленне паливо, а також необхідний для горіння нагріте або холодне повітря. Висока міра дисперсності палива забезпечує його интенсифіковане перемішування з повітрям і ефективніше горіння.

Зіткнення факела з поверхнею настільної стінки обумовлює підвищення її температури, випромінювання походить не лише від факела, але і від розжареної стінки. Тепло, що виділяється при згоранні палива, витрачається на підвищення температури димових газів і часток палива, що горить, останні розжарюються і утворюють факел, що світиться.

Температура, розмір і конфігурація факела залежать від багатьох факторів і, зокрема, від температури і кількості повітря, що подається для горіння палива, способу підведення повітря, конструкції і навантаження форсунки, теплотворної здатності палива, витрати форсункою водяної пари, розміру радіантної поверхні (міри екранування топки), тощо.

При підвищенні температури повітря збільшується температура факелу, підвищується швидкість горіння і скорочуються розміри факелу. Розміри факелу зменшуються і при збільшенні (до відомої межі) кількості повітря, що поступає в топку, оскільки надлишок повітря прискорює процес горіння палива. При недостатній кількості повітря факел виходить розтягнутим,

паливо повністю не згорає, що призводить до втрат тепла. Надмірна кількість повітря неприпустима внаслідок підвищених втрат тепла з димовими газами, що відходять, і інтенсивнішого окислення поверхні нагріву.



I - форсунка; 2 - настільна стінка; 3 - камера радіації (паливна камера); 4 - камера конвекції; 5 - димар; 6 - змійовик конвекційних труб; 7 - змійовик радіантних труб; 8 - футерування.

Рис.к 4.4. Схема роботи трубчастої печі з об'ємно-настільним спалюванням палива

Потоки: I - вхід сировини; II - вихід сировини; III - паливо і повітря; IV - димові гази

Повітря, необхідне для горіння палива, підводять до гирла форсунки, тобто на початок факела. У деяких форсунках паливо розпилюється повітрям, яке в цьому випадку вводиться в топку спільно з паливом. В деяких випадках у внутрішній порожнині стінок печей розміщується канал для подачі так званого вторинного повітря, що дозволяє підводити необхідне для горіння повітря по довжині факела, що підвищує температуру випромінюючої стінки і сприяє більш рівномірній передачі тепла радіацією. У такій печі тепло випромінюванням передається від факела, випромінюючої стінки і трьохатомних газів (двоксид карбону, водяна пара, діоксид сірки), що мають виборчу здатність поглинати і випромінювати промені певної довжини хвилі. Частина променів через простір між трубами потрапляє на поверхню кладки, уздовж якої розташовані ці труби, ці промені розігрівають кладку, і вона, у свою чергу, випромінює, при цьому частина енергії поглинається тією частиною поверхні труб, яка повернена до стінки кладки.

Настильна стінка, а також інші стінки кладки, у яких розташовані труби (екранована частина кладки) або вільні від труб (незаекрановані) поверхні, прийнято називати вторинними випромінювачами.

Радіантні труби отримують тепло не лише випромінюванням, а також і від зіткнення димових газів з поверхнею труб, що мають нижчу температуру (теплопередача вільною конвекцією). З усієї кількості тепла, сприйнятого радіантними трубами, значна частина (85...90 %) передається випромінюванням, решта конвекцією.

Зовнішня поверхня труб у свою чергу випромінює деяку кількість тепла, тобто має місце процес взаємовипромінювання, проте температура поверхні труб внаслідок безперервного відведення тепла сировиною, що проходить через радіантні труби, значно нижче за температуру інших джерел випромінювання і тому у результаті взаємовипромінювання через поверхню радіантних труб сировині передається значно менша кількість тепла.

В результаті теплопередачі, здійснюваної в паливній камері, димові гази охолоджуються і поступають в камеру конвекції, де відбувається їх пряме

зіткнення з холоднішою поверхнею конвекційних труб (вимушена конвекція).

У камері конвекції передача тепла здійснюється також за рахунок радіації трьохатомних димових газів та за рахунок випромінювання стінок кладки. Найбільша кількість тепла в камері конвекції передається шляхом конвекції, воно досягає 60...70% загальної кількості тепла, що сприймається цими трубами. Передача тепла випромінюванням від газів складає 20...30%, випромінюванням стінок кладки конвекційної камери передається в середньому близько 10 % тепла.

Основним чинником, що зумовлює ефективність передачі тепла конвекцією, є швидкість руху димових газів, тому при конструюванні трубчастих печей прагнуть забезпечити її найбільше значення. Це досягається розміщенням мінімального числа труб в одному горизонтальному ряду і вибором мінімальної відстані між осями труб. Проте при підвищенні швидкості димових газів в камері конвекції збільшується опір потоку газів, що і обмежує вибір величини швидкості. З іншого боку, скорочення числа труб в одному горизонтальному ряду призводить до збільшення висоти камери конвекції. Ця обставина також зумовлює вибір допустимої швидкості руху димових газів в камері конвекції. Істотним чинником, що впливає на ефективність передачі тепла, є спосіб розміщення труб в камері конвекції.

При розташуванні труб в шаховому порядку у зв'язку з інтенсивнішою турбулентністю потоку димових газів і кращими умовами обтікання ними труб тепло передається ефективніше, ніж при коридорному способі (Рис. 4.5). При однаковій швидкості руху димових газів шахове розташування труб забезпечує в порівнянні з коридорним ефективнішу (на 20...30%) передачу тепла. Зменшення діаметру труб також сприяє інтенсифікації передачі тепла як за рахунок кращих умов обтікання труб, так і у зв'язку з більш компактного їх розташування, що дозволяє створити вищі швидкості димових газів.

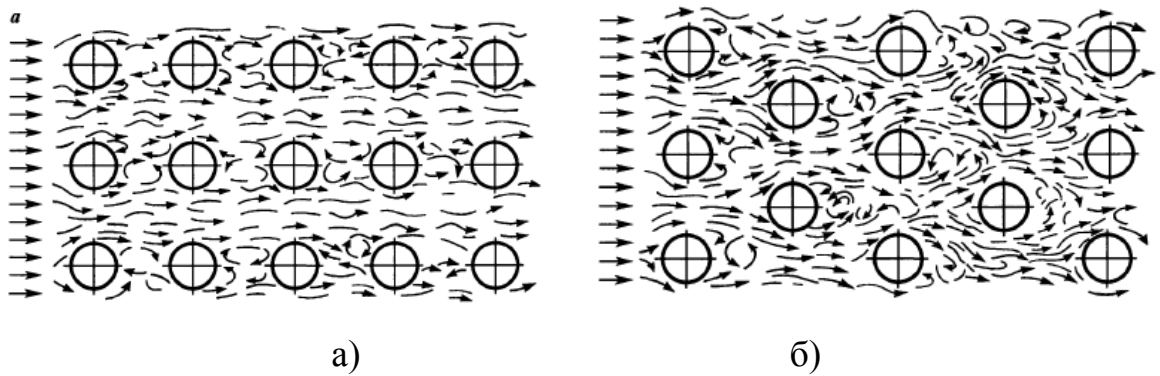


Рис. 4.5. Схема руху димових газів при коридорному (а) і шаховому (б) розташуванні труб

Проте необхідно мати на увазі, що при зменшенні діаметру пічних труб збільшується швидкість сировини і, отже, підвищується гідравлічний опір потоку, що нагрівається. Для зниження гідравлічний опору при застосуванні пічних труб меншого діаметру рух продукту, що нагрівається, як правило, здійснюється двома або декількома паралельними потоками. Ефективність передачі тепла в камері конвекції може бути підвищена шляхом обрешення зовнішньої поверхні конвекційних труб, оскільки при цьому збільшується поверхня зіткнення димових газів з трубами і забезпечується передача великої кількості тепла.

Передача тепла конвекцією залежить також від температурного напору, тобто від різниці температур між димовими газами і сировиною, що нагрівається. Зазвичай величина температурного напору зменшується у напрямі руху димових газів. Так, при підвищенні температури сировини на один градус димові гази охолоджуються на п'ять-сім градусів. Найбільший температурний напір в камері конвекції спостерігається при вході димових газів в камеру, а найменший при їх виході. Кількість тепла, що поглинається конвективними трубами, зменшується також у напрямі руху димових газів.

Доля тепла, що передається випромінюванням в камері конвекції, значно менша, ніж в камері радіації, що є наслідком як нижчої температури димових газів, так і меншої товщини випромінюючого шару газового потоку. Ефективна товщина газового шару в камері конвекції визначається відстанню

між суміжними рядами труб. Зниження температури димових газів у напрямку їх руху, природно, викликає також і зменшення передачі тепла випромінюванням від них. Конвекційні труби, які розташовані в перших рядах по ходу димових газів, отримують більше тепла як за рахунок конвекції, так і за рахунок випромінювання і тому в окремих випадках їх теплове навантаження може бути вищим за теплове навантаження радіантних труб.

#### 4.7 Приклади вирішення задач до розділу 4

**Приклад 4.1.** Розрахунок тепловідачі у печі.

**Завдання.** Визначити кількість тепла, що передалось випромінюванням матеріалу, за таких умов:

джерело тепла – природний газ, степінь чорноти	$\xi_z = 0,5;$
степінь чорноти матеріалу	$\xi_m = 0,9;$
теоретична температура горіння газу	$T_m = 1800 \text{ K};$
температура газів, що виходять з печі	$T_z = 600 \text{ K};$
початкова температура матеріалу	$T_m^n = 300 \text{ K};$
кінцева температура матеріалу	$T_m^k = 1000 \text{ K};$
поверхня матеріалу	$F_m = 200 \text{ м}^2;$
поверхня матеріалу, яка сприймає променеву енергію	$F_n = 64 \text{ м}^2;$
сумарна внутрішня поверхня кладки	$F_k = 64 \text{ м}^2.$
еквівалентний діаметр шматків матеріалу, що нагріваються у печі	$d_{екв} = 0,1 \text{ м};$

**Розв'язок.** Кількість тепла, що отримує матеріал за одиницю часу (потужність передачі тепла) за рахунок випромінювання теплової енергії пічним газом і кладкою печі, дорівнює:

$$Q_{z+k}^n = C_g \cdot F_n \cdot \theta \cdot \xi,$$



де:  $C_e = C_o \cdot \xi_m \cdot \xi_n = 5,67 \cdot 0,9 \cdot 0,39 = 1,99$  ( $Bm/(m^2 \cdot K^4)$ ) – коефіцієнт видимого випромінювання;

$C_o = 5,67$   $Bm/(m^2 \cdot K^4)$  – коефіцієнт чорноти абсолютно чорного тіла,

$$\xi_n = \frac{\omega + 1 - \xi_z}{\beta \frac{1 + \xi_z}{\xi_z}} = \frac{1 + 1 - 0,5}{0,95 \frac{1 + 0,5}{0,5}} = 0,39 \quad - \quad \text{набута степінь чорноти пічного простору,}$$

простору,

$\beta = \xi_m + \xi_z(1 - \xi_m) = 0,9 + 0,5(1 - 0,9) = 0,95$  – ступінь чорноти (відносна випромінювальна здатність) газу;

$$\omega = \frac{F_\kappa}{F_n} = \frac{64}{64} = 1 \quad - \quad \text{коефіцієнт, що є відношенням променесприймаючої}$$

поверхні виробів до сумарної внутрішньої поверхні кладки,

$$\theta = \sqrt{\left(\left(\frac{T_m}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_m^\kappa}{100}\right)^4\right) \cdot \left(\left(\frac{T_z}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_m^n}{100}\right)^4\right)} = \sqrt{\left(\left(\frac{1800}{100}\right)^4 - \left(\frac{1000}{100}\right)^4\right) \cdot \left(\left(\frac{600}{100}\right)^4 - \left(\frac{300}{100}\right)^4\right)} = 10740 \quad K^4, -$$

температура вechі;

$\xi = 1$ , – коефіцієнт, що враховує степінь забруднення поверхні  $F_n$ .

Тоді:

$$Q_{z+\kappa}^n = C_e \cdot F_n \cdot \theta \cdot \xi = 1,99 \cdot 64 \cdot 10740 \cdot 1 = 1368200 \quad Bm = 1368 \quad \kappa Bm$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням дорівнює:

$$\alpha_b = \frac{Q_{z+\kappa}^n}{F_m \cdot \Delta T_{cp}} = \frac{1368 \cdot 10^3}{200 \cdot 550} = 12,43 \quad \frac{Bm}{m^2 \cdot K},$$

$$\text{де} \quad \Delta T_{cp} = \frac{T_T + T_z}{2} - \frac{T_m^\kappa + T_m^n}{2} = \frac{1800 + 600}{2} - \frac{1000 + 300}{2} = 550 \quad K \quad - \quad \text{середня}$$

різниця температур.

Коефіцієнт тепловіддачі за рахунок конвекції при швидкості пічних газів  $W_\Gamma^t = 0,7$  м/с у вільному перерізі камери визначається за виразом:

$$\alpha_k = \frac{\lambda_z^t \cdot Nu}{d_{екв}},$$

де  $Nu = 0,61 Re^{0,67}$  – критерій Нусельта;

Визначимо середню температуру пічного газу

$$t_2^{cp} = \frac{T_T + T_2^6}{2} - 273 = \frac{1800 + 600}{2} - 273 = 927 \text{ K}.$$

За цієї температури визначимо теплофізичні властивості димових газів.

Динамічна в'язкість пічного газу:

$$\mu^t = 2,91 \cdot 10^{-8} t_2^{cp} + 1,62 \cdot 10^{-5} = 2,91 \cdot 10^{-8} \cdot 927 + 1,62 \cdot 10^{-5} = 4,32 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

густина пічного газу:

$$\rho_2^t = \rho_2^o \left( \frac{273}{273 + t_2^{cp}} \right) = 1,3 \left( \frac{273}{273 + 927} \right) = 0,30 \text{ кг/м}^3.$$

Теплопровідність пічного газу:

$$\lambda_2^t = 9,3 \cdot 10^{-5} \cdot t_2^{cp} + 2,32 \cdot 10^{-2} = 9,3 \cdot 10^{-5} \cdot 927 + 2,32 \cdot 10^{-2} = 10,9 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Тоді значення критерію Рейнольдса:

$$Re = \frac{W_2^t \cdot \rho_2^t \cdot d_{екв}}{\mu_2^t} = \frac{0,7 \cdot 0,3 \cdot 0,1}{4,32 \cdot 10^{-5}} = 483.$$

Значення критерію Нусельта:

$$Nu = 0,61 Re^{0,67} = 0,61 \cdot 483^{0,67} = 62,8.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від газу до матеріалу:

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda_2^t}{d_{екв}} = \frac{62,8 \cdot 10,9 \cdot 10^{-2}}{0,1} = 68,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Кількість тепла, що передається матеріалу конвекцією:

$$Q_{\kappa} = \alpha_{\kappa} \cdot F_M \cdot \Delta T_{cp} = 68,5 \cdot 200 \cdot 550 = 7535000 \text{ Вт} = 7535 \text{ кВт}.$$

Загальна кількість підведеного тепла:

$$Q = Q_{z+\kappa}^n + Q = 1368 + 7535 = 8903 \text{ кВт}.$$

**Приклад 4.2.** Розрахунок основних розмірів шахтної печі циліндричної форми для випалювання вапняку.

**Завдання.** Розрахувати основні розміри шахтної печі циліндричної форми для випалювання  $G = 100$  тон вапняку ( $\text{CaCO}_3$ ) за добу.

**Розв'язання.** Розрахунок ємності печі буде проводитися двома способами:

1. На  $G = 100$  кг вапняку, які випалюються за добу з наступним перерахунком за дійсною продуктивністю.
2. За емпіричними залежностями.

**Спосіб 1.** Час перебування по зонам печі прийнято з експериментальних даних:

час підігріву вапна  $\tau_1 = 4$  год,

час випалювання вапна  $\tau_2 = 15$  год,

час охолодження вапна  $\tau_3 = 5$  год.

Об'єм зони підігріву визначимо за залежністю:

$$V_1 = \left( \frac{100}{\rho_{CaCO_3}} + \frac{C}{\rho_0} \right) \frac{\tau_1}{24} = \left( \frac{100}{1300} + \frac{9}{900} \right) \frac{4}{24} = 0,0147 \text{ м}^3 / 100 \text{ кг } CaCO_3,$$

Об'єм зони випалювання за залежністю:

$$V_2 = \left( \frac{100 \cdot S}{\rho_{cp}} + \frac{C}{2\rho_a} \right) \frac{\tau_2}{24} = \left( \frac{100 \cdot 0,75}{1300} + \frac{9}{2 \cdot 900} \right) \frac{15}{24} = 0,055 \text{ м}^3 / 100 \text{ кг } CaCO_3,$$

Об'єм зони охолодження вапна за залежністю:

$$V_3 = \frac{100 \cdot 0,56}{\rho_{CaO}} \cdot \frac{\tau_3}{24} = \frac{56}{900} \cdot \frac{5}{24} = 0,013 \text{ м}^3 / 100 \text{ кг } CaCO_3.$$

де:  $\rho_{CaCO_3} = 1200 \dots 1400$  кг/м<sup>3</sup> – насипна густина вапняку;

$C = 9\%$  – витрати палива (антрациту) у відсотках до маси вапняку;

$\rho_a = 900$  кг/м<sup>3</sup> – насипна густина антрациту;

$\rho_{cp} = 1100$  кг/м<sup>3</sup> – насипна густина шихти у зоні випалювання;

$S = 0,75$  – коефіцієнт усадки;

$\rho_{CaO} = 900$  кг/м<sup>3</sup> – насипна густина вапна (CaO);

Загальний питомий об'єм шахти печі:

$$V' = V_1 + V_2 + V_3 = 0,0147 + 0,055 + 0,013 = 0,0827 \text{ м}^3 / 100 \text{ кг вапняку}$$

При розрахунку об'єму печі для продуктивності 100 т вапняку за добу, об'єм печі, при продуктивності 100 кг вапняку за добу, буде:

$$V = V' \cdot G = 0,0827 \cdot 100000 = 82,7 \text{ м}^3.$$

Визначаємо діаметр печі, прийнявши, що висота печі  $H = 5 \cdot D$ , тоді:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H = \frac{3,14 \cdot D^2}{4} \cdot 5D.$$

Звідки:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V}{5 \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 82,7}{5 \cdot 3,14}} = 2,8 \text{ м},$$

тоді

$$H = 5 \cdot D = 5 \cdot 2,8 = 14 \text{ м}.$$

**Спосіб 2.** Визначимо висоту і діаметр шахти печі за емпіричними залежностями.

Питомі витрати повітря:

$$V = \frac{9 \cdot \rho_{нов} \cdot C}{100} = \frac{9 \cdot 1,2 \cdot 9}{100} = 0,97 \text{ м}^3 / \text{кг}_{CaCO_3}$$

Висота шахти печі:

$$H = 0,463 \sqrt[3]{\left(\frac{\tau}{v \cdot \rho_{нас}}\right)^2 \frac{\Delta P}{\varphi}} = \sqrt[3]{\left(\frac{24}{0,97 \cdot 1300}\right)^2 \frac{2500}{0,35 \cdot 10^4}} = 13,7 \approx 14 \text{ (м)},$$

Діаметр шахти печі:

$$D = 1,66 \cdot \sqrt[6]{G_r^3 v^2 \frac{\varphi \cdot \tau}{\Delta P \cdot \rho_{нас.}}} = 1,66 \sqrt[6]{4170^3 \cdot 0,97^2 \frac{0,35 \cdot 10^{-4} \cdot 24}{1300 \cdot 2500}} = 2,5 \text{ (м)},$$

де  $\Delta P = 2500 \text{ Па}$  – гідравлічний опір шихти:

$\varphi = 0,35 \cdot 10^{-4}$  – коефіцієнт;

$\rho_{нас.} = 1300 \text{ кг/м}^3$  – насипна густина шихти;

$C = 9\%$  – витрати палива (антрациту) у відсотках до маси вапняку;

$\rho_{нов} = 1,2 \text{ кг/м}^3$  – густина повітря;

$\tau = 24 \text{ год}$  – час перебування матеріалу в печі.

годинна продуктивність печі:

$$G_r = G : 24 = \frac{100000}{24} = 4170 \text{ кг/год}.$$

Як бачимо, результати розрахунків за першим і другим способом співпадають.

**Приклад 4.3.** Розрахунок товщини ізоляції печі та порівняння ізоляції з різних наповнювачів.

**Завдання.** Визначити потрібну товщину ізоляції печі та порівняти ізоляційні матеріали з базальтового волокна, мінерального волокна та скляного волокна. Температура неізольованої стінки апарата  $t_a = 923 \text{ K}$ ; температура зовнішньої поверхні ізоляції  $t_2 = 313 \text{ K}$ ; температура повітря  $t_{нов} = 293 \text{ K}$ . Ізоляція базальтове волокно, товщина її вибирається за умови меншення втрат тепла у доквілля на 85% ( $\eta_{изол} = 0,85$ ).

**Розв'язання.** Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні повітрю за рахунок випромінювання та конвекції для неізольованої поверхні  $\alpha_2$ ,  $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  орієнтовно можна визначити за залежністю:

$$\alpha_2 = 9,74 + 0,07 \sqrt{t_2 - t_{нов}} = 9,74 + 0,07 \sqrt{313 - 293} = 11,14 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Питомий тепловий потік через стінку:

$$q_1 = \alpha_2 \cdot \sqrt{t_2 - t_{нов}} = 11,14 \cdot \sqrt{313 - 293} = 222,8 \text{ Вт/м}^2$$

Вважаючи, що основний термічний опір дає ізоляція, можна записати:

$$q_1 = K \sqrt{t_a - t_{нов}} \approx \frac{\lambda}{\delta} \sqrt{t_a - t_{нов}} \text{ Вт/м}^2,$$

звідки визначаємо товщину ізоляції, враховуючи, що теплопровідність базальтового волокна знаходиться у межах  $\lambda = 0,031 \dots 0,034 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ , мінерального волокна  $\lambda = 0,04 \dots 0,047 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ , скляного волокна  $\lambda = 0,038 \dots 0,042 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$  [ 16 ]:

товщина ізоляції базальтового волокна:

$$\delta = \frac{\lambda}{q_1} \cdot \sqrt{t_a - t_{нов}} = \frac{0,032}{222,8} \cdot \sqrt{923 - 293} = 0,129 \text{ м},$$

товщина ізоляції мінерального волокна:

$$\delta = \frac{\lambda}{q_1} \cdot (t_a - t_{nos}) = \frac{0,043}{222,8} \cdot (23 - 20) = 0,174 \text{ м},$$

товщина ізоляції скляного волокна:

$$\delta = \frac{\lambda}{q_1} \cdot (t_a - t_{nos}) = \frac{0,040}{222,8} \cdot (23 - 20) = 0,162 \text{ м}.$$

Найменша товщина у ізоляції з базальтового волокна.

#### 4.8 Контрольні запитання до розділу 4

1. Проаналізувати особливості нагріву матеріалу в печі.
2. Проаналізувати зовнішній і внутрішній теплообмін
3. Проаналізувати радіаційний (променистий) .
4. Проаналізувати тепловіддачу конвекцією.
5. Проаналізувати вільну конвекцію.
6. Проаналізувати вимушену конвекції.
7. Проаналізувати залежності для визначення числа Нусельдта при різних варіантах обтікання труб і циліндрів.
8. Проаналізувати теплопередачу випромінюванням.
9. Проаналізувати поглинальну, відбиваючу здатності і здатність пропускати променисту енергію.
10. Проаналізувати розрахунок випромінювання в замкнутому просторі.
11. Проаналізувати поняття температури печі.
12. Проаналізувати променесприймаючу та повнці поверхні виробів.
13. Проаналізувати міра чорноти газів визначається випромінювальною здатністю трьохатомних газів, що входять до складу продуктів згорання.
14. Проаналізувати енергію випромінювання водяної пари і вуглекислоти.
15. Проаналізувати визначення енергії випромінювання між сірими тілами і газами.

16. Проаналізувати чинники, що впливають на ефективність теплообміну в печі.

17. Проаналізувати поглинання тепла пучком радіантних труб.

18. Проаналізувати теплообмін в трубчатій печі.

19. Проаналізувати схему руху димових газів при коридорному і шаховому розташуванні труб.

20. Проаналізувати розрахунок основних розмірів шахтної печі циліндричної форми для випалювання вапняку.

21. Розрахувати основні розміри шахтної печі циліндричної форми для прокалювання перліту  $G = 50$  тон вапняку за добу. Насипна густина перліту  $\rho_{CaCO_3} = 1200 \dots 1400 \text{ кг/м}^3$ , витрати палива (антрациту) у відсотках до маси перліту  $C = 11\%$ ; насипна густина перліту  $\rho_a = 1850 \text{ кг/м}^3$ , насипна густина перліту у зоні випалювання  $\rho_{cp} = 2000 \text{ кг/м}^3$ , коефіцієнт усадки  $S = 0,75$ , насипна густина перліту після випалювання  $\rho_{CaO} = 1600 \text{ кг/м}^3$ , час підігріву перліту  $\tau_1 = 3 \text{ год}$ , час випалювання перліту  $\tau_2 = 13 \text{ год}$ , час охолодження перліту  $\tau_3 = 4 \text{ год}$ .

## 5 РУХ ГАЗІВ В ПЕЧАХ

### 5.1 Втрати тиску

Матеріал підрозділу викладено за авторами [8]. Рух газів в печах і їх відведення в атмосферу забезпечується природною або примусовою тягою. Природна тяга досягається за допомогою димарів, примусова – спеціальними димососами.

Принцип дії природної тяги полягає в тому, що за рахунок різниці густини холодного зовнішнього повітря і гарячого усередині труби в димовому тракті створюється розрідження. Димар розраховується з умови, що сумарні втрати натиску по димовому тракту мають бути рівними розрідженню, що розвивається в ній, тобто тяга труби повинна покривати усі втрати тиску в печі. Природна тяга забезпечує нормальний тепловий і гідравлічний режим цілого ряду сучасних промислових печей.

Рекуператори, регенератори і інші теплообмінники на печах, а також котли-утилізатори за печами створюють додатковий опір потоку димових газів, який збільшується при забрудненні поверхонь нагріву сажою та пилом з продуктів згорання. Тому у випадках, коли природна тяга не може забезпечити достатньої тяги для нормальної роботи агрегату, застосовується штучна тяга за допомогою димососів. Як димососи можуть бути використані, ежектори та вентилятори з лопатками із звичайної сталі за умови, що температура димових газів перед ними не перевищуватиме 250°C.

Відомі димососи звичайної конструкції з лопатками з жароміцної сталі, та підшипниками і валом, що олоджуються повітрям. Вони забезпечують штучну тягу при температурі димових газів до 400...500 °C.

При проектуванні печей необхідно виконувати аеродинамічний розрахунок, за допомогою якого після заданої продуктивності і тиску в



робочому просторі печі вибираються перерізи димопроводів, висота і діаметр основи димаря, характеристики димососу.

Правильність виконаного розрахунку і вибору тягодутьових пристроїв визначають надалі характер роботи печі не лише з погляду гідравлічних характеристик, але і ефективність теплової роботи в цілому.

При русі рідин і газів по трубах та каналах відбувається перехід кінетичної енергії потоку в тепло – втрата тиску  $h_{nom}$ . Розрізняють втрати тиску двох видів: загальні або втрати тиску на тертя  $h_{mp}$  і втрати тиску на місцеві опори  $h_{m.o.}$ . Вимірюють втрати тиску в Н/м<sup>2</sup> або в мм. Вод. ст. Втрати залежать від динамічного тиску – кінетичної енергії потоку газу і рідини, що рухаються. Втрати тиску прямо пропорційні динамічному (швидкісному) тиску:  $h_{nom} = \xi \cdot h_{дин}$ , де  $\xi$  – коефіцієнт пропорційності, який називається коефіцієнтом гідравлічного опору і, по фізичній суті, є сумою динамічних тисків, що втрачаються на тому або іншому гідравлічному опорі.

### **Втрати тиску на тертя**

Втрати тиску на подолання опору сил тертя по усій довжині трубопроводу залежить при цій витраті від характеру руху газу і стану поверхні тертя:

$$P_{тр} = \xi \frac{l}{d} \rho_0 \frac{W_0^2}{2} \cdot (1 + \alpha \cdot t_r) \text{ Н/м}^2,$$

де  $l$  – довжина ділянки трубопроводу, для якого визначається опір, м;

$d$  – гідравлічний діаметр трубопроводу, м;

$W_0$  – швидкість газу в трубопроводі, віднесена до нормальних умов, м/с;

$t_2$  – температура газу, °С;

$\rho_0$  – густина газу за нормальних умов, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu$  – шляховий коефіцієнт гідравлічного опору.

При ламінарному русі шляховий коефіцієнт гідравлічного опору залежить тільки від числа Рейнольдса:  $\xi = \frac{64}{Re}$ .

При турбулентному русі шляховий коефіцієнт гідравлічного опору залежить від шорсткості стінок і числа Рейнольдса:

$$\text{для металевих і гладких каналів} - \xi = \frac{0,32}{Re^{0,25}};$$

$$\text{для шорстких} - \xi = \frac{0,129}{Re^{0,12}};$$

$$\text{для цегляних} - \xi = \frac{0,175}{Re^{0,12}}.$$

При розрахунках печей при турбулентному режимі потоку практично можна приймати наступні значення  $\xi$  (Таблиця 5.1):

Таблиця 5.1 – Значення  $\xi$  при турбулентному режимі потоку

Канали	Величина, $\mu$
Гладкі металеві	0,025
Шорсткі металеві	0,04
Цегляні	0,05

Шляховий коефіцієнт гідравлічного опору може бути визначений по універсальній залежності:

$$\xi = 0,1 \left( \varepsilon + \frac{100}{Re} \right)^{0,25},$$

де  $\varepsilon = \frac{\kappa}{d}$  – відносна шорсткість, що є відношенням абсолютної шорсткості до (середньої висоти виступів) стінки до внутрішнього діаметру трубопроводу.

У таблиці 5.2 наведено значення абсолютної шорсткості для труб з різних матеріалів.

Таблиця 5.2 – Значення абсолютної шорсткості для труб з різних матеріалів

Матеріали трубопроводу і характер поверхні	$\kappa$ , мм
Суцільнотягнуті труби з міді, латунь, стекла, нові	0,0015-0,01
Суцільнотягнуті труби сталеві нові	0,02-0,1
Те ж, що були в експлуатації	0,12-0,2
Суцільнозварні сталеві труби, нові	0,04-0,1
те ж, що були в експлуатації	0,15
Оцинковані труби, нові	0,15
Те ж, що були в експлуатації	0,18
Труби з покрівельної сталі	0,02-0,04
Чавунні труби, нові	0,25-1,0
Те ж, що були в експлуатації	1,0-1,5
Бетонні труби з тією, що затерла	0,3-0,8
Залізобетонні труби	2,5
Азбоцементні труби, нові	0,65-- 1
Те ж, що були в експлуатації	0,6
Канал з цементною штукатуркою	0,05-0,22
Канал з шлакобетонових плит	1,5

### Місцеві опори

До місцевих опорів відноситься будь-який конструктивний елемент печі або трубопроводу, що викликає зміну напрямку або швидкості руху газового потоку.

Втрати тиску на подолання місцевих опорів описуються виразом

$$P_{m.c.} = K\rho_0 \frac{W_0^2}{2} (1 + \alpha t_2), \text{ н/м}^2.$$

Коефіцієнт пропорційності  $K$ , який називається коефіцієнтом місцевого опору, характеризує цей опір і є відношення втраченого тиску до динамічного:

$$K = \frac{P_{м.с.}}{P_{дин}}$$

Значення коефіцієнтів місцевих опорів визначені експериментально і для ряду характерних випадків можна знайти за довідковою літературою.

## 5.2 Методика розрахунку димаря

Матеріал підрозділу викладено за авторами [8]. За допомогою димаря забезпечується рух газів в печі за умови, якщо вона створює розрідження, не менш сумарної втрати тиску. Схема димаря зображена на рисунку 5.1.

Дійсне розрідження, що створюється димарем, має бути більше розрахованої втрати тиску на 30...50 % на випадок можливого наступного форсування роботи печі або збільшення опорів по димовому тракту, тобто:

$$P_{эф} = (1,3-1,5)(\sum P_{ном} - P_{думл}).$$

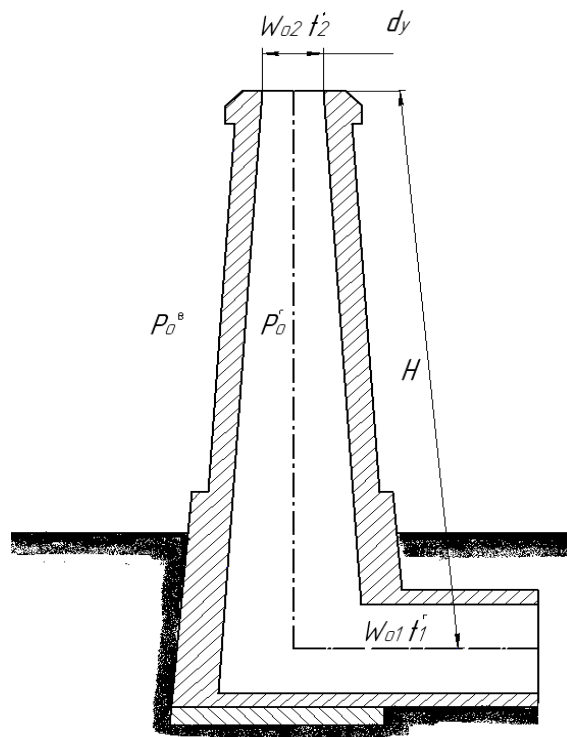


Рис. 5.1. Схема димаря

Ефективна тяга димаря знаходиться за виразом:

$$P_{ef} = gH \left( \frac{\rho_0^e}{1+t_e} - \frac{\rho_0^s}{1+t_s} \right) \frac{B}{101,32} - \rho_0^s \left[ \frac{W_{02}^2}{2} (1+\alpha t_2^s) - \frac{W_{01}^2}{2} (1+\alpha t_1^s) \right] - \xi \frac{H}{d_{cp}} \frac{\rho_0^s}{2} \left[ \frac{W_{01}^2}{2} (1+\alpha t_1^s) - \frac{W_{02}^2}{2} (1+\alpha t_2^s) \right]$$

де  $H$  – висота труби, м;

$\rho_0^e, \rho_0^s$  – густина повітря і димових газів відповідно, кг/м<sup>3</sup>;

$t_e, t_s$  – середня температура повітря і димових газів відповідно по висоті димаря, °С;

$B$  – барометричний тиск, мінімальний для цієї місцевості, кН/м<sup>2</sup>;

$t_1^s, t_2^s$  – температура димових газів біля основи і на виході димаря, °С;

$W_{01}, W_{02}$  – приведена швидкість димових газів біля основи і на виході з димаря, відповідно, м/с;

$d_{cp}$  – середній діаметр димаря, м;

$\xi$  – шляховий коефіцієнт гідравлічного опору.

Перший член виразу є теоретичною тягою, другий – втрата тиску при виході газів з димаря, з якого виключено динамічний тиск газів на вході в димар, і третій – втрати тиску на подолання тертя газів об стінки димаря.

По цьому рівнянню і по необхідній тязі  $P_{ef}$  відразу не можна визначити дійсну висоту димаря зважаючи на відсутність даних –  $t^e, t^s, d_{cp}$  та  $W_{02}$ . Тому, виходячи з величини потрібної тяги і температури газів (біля основи димаря), що відводяться, заздалегідь визначають орієнтовну висоту  $H$  по графіках, а потім уточнюють за виразом:

$$H = \frac{P_{ef} + \rho_0^s \left[ \frac{W_{02}^2}{2} (1+\alpha t_2^s) - \frac{W_{01}^2}{2} (1+\alpha t_1^s) \right]}{g \left( \frac{\rho_0^e}{1+\alpha t_e} - \frac{\rho_0^s}{1+\alpha t_s} \right) \frac{B}{101,32} - \mu \frac{\rho_0^s}{2d_{cp}} \left[ \frac{W_{01}^2}{2} (1+\alpha t_1^s) + \frac{W_{02}^2}{2} (1+\alpha t_2^s) \right]}$$

Середня температура повітря по висоті димаря:

$$t_g = t_g' - \frac{\sqrt{H}}{2} \text{ } ^\circ\text{C},$$

де  $t_g'$  – температура повітря біля основи димаря, залежить від кліматичних умов (Таблиця 5.3),  $^\circ\text{C}$ .

Середню температуру газів в трубі  $t_d$  визначають з урахуванням падіння температури – 1 град. на 1 метр висоти труби для цегляних і 3...4 град. для залізних нефутерованих труб.

Таблиця 5.3 – Температура повітря біля основи димаря

клімат	$t_{\text{пов}}, ^\circ\text{C}$
Помірний	5...20
Жаркий	15...25
Холодний	-10...10

Діаметр димаря вибирають, задаючись швидкістю газів при виході (у гирлі)  $W_{02} = 2...4 \text{ м/с}$ , проте приймають не менше 800 мм (з конструктивних міркувань).

Внутрішній діаметр димаря біля основи  $d_{\text{осн}} = 1,5d_y$ .

Шляховий коефіцієнт гідравлічного опору для при русі у трубі  $\zeta$  можна приймати для цегляних димарів 0,05, для металевих 0,03.

При розрахунку одного димаря, що працює на декілька печей, початкова величина потрібної тяги береться для найбільшого опору (а не по сумі опорів для усіх печей).

Після розрахунку висоти димаря по заданій тязі необхідно при остаточному виборі  $H$  врахувати наступні санітарно-гігієнічні вимоги. Висота заводських димарів має бути більше 16 м. При розташуванні димаря менш, ніж на 100 м поблизу від будівель висота його має бути на 5 м вище за найвищої частини даху будівлі. Якщо продукти горіння містять шкідливі гази ( $\text{SO}_2$  та ін.) у великих кількостях – висота димаря має бути більше 100 м, і тяга в цьому випадку регулюється шибером.

**Гідравлічний опір газоходів та димаря можна знайти за наступною методикою.**

1. Гідравлічний опір газоходів визначається за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$\Delta P_z = \xi \frac{l}{d_e} \frac{U}{2 \cdot g \cdot \rho_z^t} \text{ Па.}$$

де  $\xi$  – коефіцієнт гідравлічного опору, залежить від величини критерію Рейнольдса;

$l$  – довжина газоходів, м;

$d_e$  – еквівалентний діаметр газоходів, м;

$U$  – масова швидкість газу в газоходах, кг/м<sup>2</sup>·с;

$\rho_z^t$  – густина димових газів, за температури  $t$ , кг/м<sup>3</sup>.

2. Коефіцієнт гідравлічного опору визначається за залежністю:

$$\xi = \frac{0,875}{\text{Re}^{2,4}} - \frac{0,875}{\lg\left(\frac{u \cdot d_e}{\nu}\right)^{2,4}},$$

де  $u$  – лінійна швидкість газу в димарі, зазвичай приймається 5...6 м/с, але не більше 10 м/с;

$\nu$  – кінематична густина димових газів, мм<sup>2</sup>/с, при температурі димових газів, що виходять з газоходу  $t_g$ , °C.

3. Масова швидкість газу в газоходах визначається за залежністю:

$$U = u \cdot \rho_z^{t_g},$$

де  $t_g$  – температура димових газів, що виходять з димаря, °C.

4. Втрати тиску від місцевих опорів (шибери, повороти, задвижки, тощо) визначаються за залежністю:

$$\Delta P_m = \sum \xi \frac{U^2}{2 \cdot g \cdot \rho_{вих}^t} + \xi_{вх} + \xi_{вих} \frac{U_{сеп}^2}{2 \cdot g \cdot \rho_{сеп}^t} \text{ Па.}$$

де  $\sum \xi$ ,  $\xi_{вх}$  та  $\xi_{вих}$  – сума коефіцієнтів місцевих коефіцієнтів гідравлічного опору та коефіцієнти місцевих опорів на вході і виході з димаря.

Величини  $U_{сер}$  та  $\rho_{сер}^t$  визначаються за  $t_{сер}$  газів в димарі.

5. Діаметр димаря визначається за залежністю:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot U_{mp}}}, \text{ м}$$

де  $G$  – витрати димових газів, кг/с;

$U_{mp}$  – масова швидкість газу в димарі, знаходиться з виразу

$U_{mp} = u_{\partial m} \cdot \rho_{\partial m}^t \cdot t_{\partial m}$ , кг/м<sup>2</sup>·с, при  $u_{\partial m}$  – лінійній швидкості газів на вході у димар (при природній тязі приймається в межах 7...8 м/с).

$\rho_{\partial m}^t$  – густина димових газів, за температури входу у димар  $t_{\partial m}$ .

6. Температура газів на виході з димаря приймається на 20...25 °С менше від температури входу у димар  $t_{\partial m}$ , тоді середня температура у трубі:

$$t_{сєє} = \frac{t_{вх} + t_{вих}}{2}$$

7. Гідравлічний опір на тертя в димарі визначається за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$\Delta P_{тер} = \xi \frac{H}{D} \frac{U_{сер}}{2 \cdot g \cdot \rho_{сер}^t} \text{ Па.}$$

де  $H$  – висота димаря, попередньо приймається, а потім перераховується за залежністю:

$$H = \frac{\sum \Delta P}{\rho_{нов} - \rho_{сер}} \cdot g = \frac{\sum \Delta P}{1,293 \left( \frac{273}{T_{нов}} - \frac{273}{T_{сер}} \right) g},$$

8. Сумарний гідравлічний опір димаря знаходиться за залежністю:

$$\sum \Delta P = \Delta P_{кон} + \Delta P_{рад} + \Delta P_z + \Delta P_M + \Delta P_{тер}, \text{ Па}$$

### 5.3. Приклади вирішення задач до розділу 5

**Приклад 5.1.** Розрахунок тягового пристрою для пічного пристрою за схемою зображеною на рисунку 5.2.



**Завдання.** Вихідні дані: витрата палива (вугілля марки ПС) –  $B = 0,104 \text{ кг/с} = 375 \text{ кг/год}$ , теплота згорання палива –  $Q_H^P = 27800 \text{ кДж/кг}$ .

Схема тягового пристрою для пічного пристрою зображена на рисунку 5.2.

**Розв'язання.** Теоретична витрата повітря для горіння вугілля:

$$V_o = 2,63 \cdot 10^{-4} Q_H^P = 2,63 \cdot 10^{-4} \cdot 27800 = 7,3 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Дійсні витрати повітря з врахуванням запасу  $\alpha = 1,5$ :

$$V_D = V_o \alpha = 7,3 \cdot 1,5 = 11 \text{ м}^3 / \text{кг},$$

$$L'_D = V_D \cdot \rho_n = 11 \cdot 1,29 = 8,5 \text{ кг/кг}$$

Маса продуктів згорання на 1 кг палива:

$$G_{np} = 1 + L = 1 + 8,5 = 9,5 \text{ кг}.$$

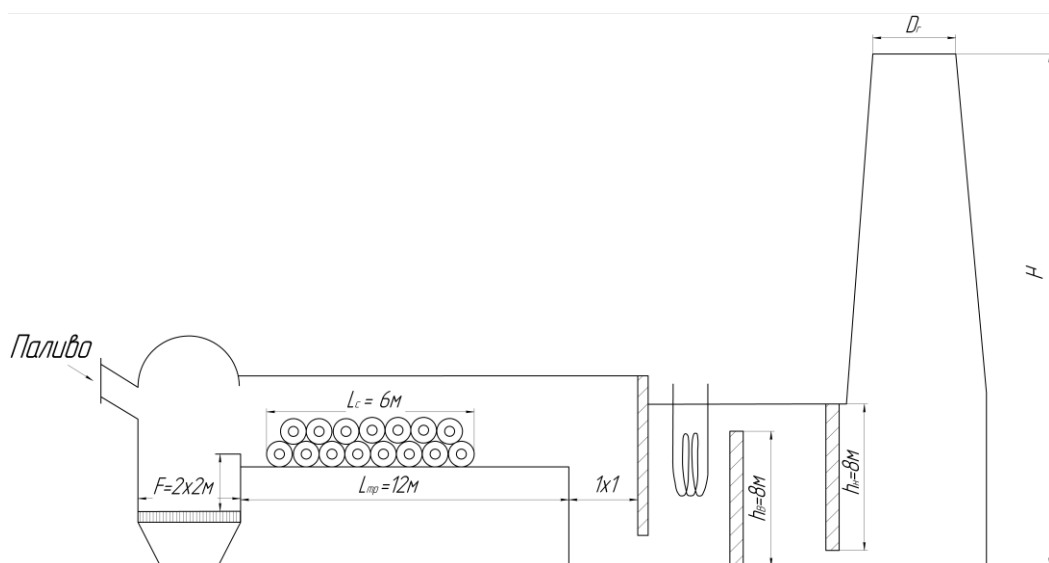


Рис. 5.2. Схема пічної установки

Кількість продуктів згорання (пічних газів при їх густині  $\rho_T^o = 1,3 \text{ кг/м}^3$ ):

$$G_2 = B \cdot G_{np} = 0,104 \cdot 9,5 = 1,0 \text{ кг/с} = 3,6 \text{ т/год}$$

$$V_2^o = \frac{B \cdot G_{np}}{\rho_T^o} = \frac{0,104 \cdot 9,5}{1,3} = 0,76 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Розрахунок опорів руху газів:

1. Гідравлічний опір шару палива:

$$\Delta P_{ш} = \xi_{ш} \frac{H_{ш} \cdot W_{ш}^2 \cdot \rho_n}{d_e \cdot 2},$$

де:  $H_{ш} = 0,3 \text{ м}$  – висота шару вугілля у топці;

$d_e$  – еквівалентний діаметр кусків вугілля в шарі (для сорту ПС діаметр  $d_e = 0,006 \dots 0,016 \text{ м}$ ) приймаємо  $d_e = 0,01 \text{ м}$ ;

$\rho_n^t$  – середня густина повітря у шарі вугілля, визначається за залежністю

$$\rho_n^t = \rho_n^o \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_{cp}\right)} = 1,29 \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot \frac{20 + 900}{2}\right)} = 0,48 \text{ кг/м}^3;$$

$t_{вих} = 900 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура пічних газів на виході з пічного простору,

$t_{вх} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура пічних газів на вході у пічний простір.

Швидкість повітря у шарі:

$$W_{ш} = \frac{V_d \cdot B}{R(1-e)} = \frac{11 \cdot 0,104}{4(1-0,6)} = 0,72 \text{ м/с},$$

де:  $R = 4 \text{ м}^2$  – площа колосникової решітки;

$e = 0,6$  – порозність шару;

критерій Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{W_{ш} d_e \rho_n^t}{\mu_e} = \frac{0,72 \cdot 0,01 \cdot 0,48}{33,2 \cdot 10^{-6}} = 104$$

$$\xi_{\text{Re} \geq 7} = \frac{1800}{\text{Re}} + \frac{46}{\text{Re}^{0,8}} = \frac{1800}{104} + \frac{46}{104^{0,8}} = 17,31 \text{ – коефіцієнт опору шару вугілля};$$

Тоді:

$$\Delta P_{ш} = 17,31 \cdot \frac{0,3 \cdot 0,72^2 \cdot 0,48}{0,01 \cdot 2} = 3,72 \text{ Па}.$$

2. Гідравлічний опір від тертя у камері спалювання палива:

$$\Delta P_{KC} = \lambda_{KC} \frac{L_{KC}}{d_e} \cdot \frac{W_{KC}^2}{2} \cdot \rho_T^o \frac{1}{(1 + \alpha t_{KC})} = 0,05 \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{0,19^2}{2} \cdot 1,3 \frac{1}{\left(1 + \frac{900}{273}\right)} = 4,09 \text{ Па},$$

де:  $\lambda_{KC} = 0,05$  – коефіцієнт гідравлічного опору камери спалювання палива (цегляна кладка),

$W_{KC}$  – швидкість потоку в камері спалювання палива:

$$W_{KC} = \frac{V_c}{R} = \frac{0,76}{4} = 0,19 \text{ м/с},$$

де:  $R = a \cdot b = 2 \cdot 2 = 4 \text{ м}^2$  – розміри камери спалювання палива;

$L_{KC} = 3 \text{ м}$  – висота камери спалювання палива;

$t_{KC} = 900 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура пічних газів у камері спалювання палива.

3. Гідравлічний опір тертя по тракту печі при загальній довжині шляху  $L_{III} = 12 \text{ м}$ , при середній швидкості газів  $W_{III} = 0,37 \text{ м/с}$ , при  $t_{III} = 850 \text{ }^\circ\text{C}$  і  $d_{екв} = 1,7 \text{ м}$ :

$$\Delta P_{III} = \lambda \frac{L_{III}}{d} \cdot \frac{W_{III}^2}{2} \cdot \rho_t \frac{1}{(1 + \alpha t_{III})} = 0,05 \cdot \frac{12}{1,7} \cdot \frac{0,37^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1,3 \frac{1}{\left(1 + \frac{850}{273}\right)} = 7,7 \cdot 10^{-4} \text{ Па}.$$

4. Гідравлічний опір камери допалювання, при довжині камери допалювання  $L_{КД} = 6 \text{ м}$ :

$$\Delta P_{КД} = \lambda_{КД} L_{КД} = 1 \cdot 6 = 6 \text{ Па}.$$

де:  $\lambda_{КД} = 0,4$  – питомий коефіцієнт гідравлічного опору камери опалювання.

5. Гідравлічний опір тертя у рекуператорі при його розмірах,

$$\Delta P_P = \lambda \cdot \frac{L_P}{d_p} \cdot \frac{\rho \cdot W_P^2}{2} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} t_P\right)} = 0,05 \cdot \frac{4}{1} \cdot \frac{1,3 \cdot 0,76^2}{2} \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} 550\right)} = 0,099 \approx 0,1 \text{ Па}.$$

де  $L_P = 4 \text{ м}$  – довжина рекуператора;

$t_P^{ex} = 550 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура димових газів у рекуператорі;

$W_P$  – швидкість потоку рекуператорі,  $W_P = \frac{V_c}{f_P} = \frac{0,76}{1} = 0,76 \text{ м/с}$ ,

$f_P = c \cdot d = 1 \cdot 1 = 1 \text{ м}^2$  – площа перерізу рекуператора.

6. Самотяга.

У каналі висотою  $H_P = 4 \text{ м}$  рух газів напрямлений угору, на вході в рекуператор температура  $t_P^{ex} = 550 \text{ }^\circ\text{C}$  є вищою за температуру  $t_P^{in} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$  газів

на виході з рекуператора, тому за рахунок різниці густини газ піднімається вгору, створюючи перепад тиску:

$$\begin{aligned} \Delta P_P &= H_P g (\rho_P^{eux} - \rho_P^{ex}) = H_P g \rho \left( \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} t_P^{eux}\right)} - \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} t_P^{ex}\right)} \right) = \\ &= 3 \cdot 9,81 \cdot 1,3 \left( \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} 450\right)} - \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} 550\right)} \right) = -2,29 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Геометричний напір, що сприяє руху, береться зі знаком мінус, а протидіючий – зі знаком плюс.

У наступному каналі, висотою  $H_K = 2,5 \text{ м}$ , рух газів напрямлений вниз, а початкова температура  $t_K^{ex} = t_P^{eux} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$ , у кінці каналу –  $t_K^{eux} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$ , геометричний напір:

$$\begin{aligned} \Delta P_K &= H_K g (\rho_K^{eux} - \rho_K^{ex}) = H_K g \rho \left( \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} t_K^{eux}\right)} - \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} t_K^{ex}\right)} \right) = \\ &= 3 \cdot 9,81 \cdot 1,3 \left( \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} 400\right)} - \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} 450\right)} \right) = 2,67 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Результуюча самотяга в даних каналах

$$\Delta P_{CT} = \Delta P_P + \Delta P_K = -2,29 + 2,67 = 0,38 \text{ Па.}$$

## 7. Місцеві опори.

При проході пічного газу у пічному тракту потік на своєму шляху зустрічає 9 поворотів на  $90^\circ$  (коефіцієнт цього місцевого опору  $\xi = 1,5$ ) сумарний коефіцієнт опору буде  $\sum \xi_1 = 1,5 \cdot 9 = 13$ . При раптовому звуженні каналу при  $F_1/F_2 = 4/2,4$  – коефіцієнт опору:

$$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2 = 0,5 \left(1 - \frac{4}{2,4}\right)^2 = 0,22 ,$$

а при раптовому розширенні каналу:

$$F_1 : F_2 = \frac{2,4}{4}; \quad \xi = 0,5 \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right) = 0,5 \left(1 - \frac{2,4}{4}\right) = 0,16$$

Таких звужень і розширень є 4, тоді загальний коефіцієнт цих опорів буде:

$$\sum \xi_2 = 4 \cdot 0,22 + 0,16 = 1,52.$$

Сумарний коефіцієнт місцевих опорів:  $\sum \xi = 13,5 + 1,5 = 15$ . Втрати напору від місцевих опорів (приймаємо, що швидкість газів  $W_o = 0,4 \text{ м/с}$  при середній температурі  $t_{cp} = 700^\circ\text{C}$ ):

$$\Delta P_m = \sum \xi \cdot \frac{W_o^2}{2} \cdot \rho \frac{1}{1 + \alpha t_{cp}} = 15 \cdot \frac{0,4^2}{2} \cdot 1,3 \frac{1}{\left(1 + \frac{700}{273}\right)} = 0,43 \text{ Па}.$$

8. Опір трубчатого рекуператора знаходимо із рівняння:

$$\Delta P_{TP} = n \cdot \frac{C \cdot W_{TP}^2 \rho_o}{2} \cdot \left(\frac{W_{TP} d}{\nu}\right)^{-0,27} = 6 \cdot \frac{1,9 \cdot 6^2 \cdot 0,46}{2} \cdot \left(\frac{6 \cdot 0,075}{6,54 \cdot 10^{-4}}\right)^{-0,27} = 8,7 \text{ Па},$$

де:  $n = 6$  – число труб у пучку,

$C = 1,9$  – коефіцієнт, залежить від відношення кроку (S) до діаметра труби (d) в пучку;

$W_p = 6 \text{ м/с}$  – швидкість газу в рекуператорі;

$$\rho_{TP} = \rho_o \frac{273}{273 + t_{TP}} = 1,3 \frac{273}{273 + 500} = 0,46 \text{ кг/м}^3 \text{ – густина газу при середній}$$

температурі в рекуператорі:

$$t_K^{ex} = t_P^{in} = 450^\circ\text{C}, \quad t_P^{ex} = 550^\circ\text{C}$$

$$t_{TP} = \frac{t_P^{in} + t_P^{ex}}{2} = \frac{450 + 550}{2} = 500^\circ\text{C},$$

$\nu = 6,54 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$  – кінематична в'язкість пічних газів при  $t_{TP} = 500^\circ\text{C}$ ,

$d = 75 \text{ мм} = 0,075 \text{ м}$  – діаметр труб.

Сумарні опори пічної установки:

$$\begin{aligned} \sum \Delta P &= \Delta P_u + \Delta P_{KC} + \Delta P_{III} + \Delta P_{Kd} + \Delta P_P + \Delta P_{TP} + \Delta P_{CT} + \Delta P_m = \\ &= 3,72 + 4,09 + 7,7 \cdot 10^{-4} + 6 + 0,1 + 8,7 + 0,38 + 0,43 = 23,42 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Невеликий сумарний опір пояснюється незначними швидкостями газів.

З урахуванням різної загрузки печі, а також можливих забруднень каналів у процесі роботи, приймаємо коефіцієнт запасу  $K = 1,4$ , тоді сумарний опір пічного пристрою буде дорівнювати:

$$\sum \Delta P_{\text{сум}} = K \cdot \sum \Delta P = 1,4 \cdot 23,42 = 32,79 \text{ Па.}$$

## 9. Розрахунок димаря.

Переріз гирла димаря при  $V_2^o = 0,76 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $t_2 = 350 \text{ }^\circ\text{C}$  і швидкості газів на виході з димаря  $W_2 = 5 \text{ м/с}$ :

$$f_2 = \frac{V_2^o(1 + \alpha t_2)}{W_2} = \frac{0,76}{5} = 0,152 \text{ м,}$$

звідки діаметр гирла димаря:

$$d_2 = \sqrt{\frac{f_2}{0,785}} = \sqrt{\frac{0,152}{0,785}} = 0,44 \text{ м} = 440 \text{ мм.}$$

Нижній діаметр димаря, враховуючи, що нижній діаметр димаря береться рівним  $d_{\text{зовн}} = 1,5 \cdot d_2 = 1,5 \cdot 440 = 660 \text{ мм}$ , середній діаметр димаря:

$$d_{\text{сеп}} = \frac{d_2 + d_{\text{зовн}}}{2} = \frac{440 + 660}{2} = 550 \text{ мм}$$

Висота димаря визначається із рівняння :

$$\Delta P_{\text{сум}} = Hg \left( \frac{273 \rho_o}{273 + t_n} - \frac{273 \cdot \rho_o}{273 + t_{\text{ср}}^o} \right) \frac{B}{760} - \frac{W_2^2}{2} \rho_o \frac{273}{273 + t_2} -$$

$$- \lambda \frac{H}{d_{\text{сеп}}} \cdot \frac{W_{\text{ср}}^2}{2} \rho_o \frac{273}{273 + t_{\text{ср}}^o},$$

де:  $t_{\text{нс}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура навколишнього середовища;

$t_K^{\text{вих}} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура пічних газів на вході в димар;

$t_{\text{ср}}^o = \frac{t_{\text{нс}} + t_K^{\text{вих}}}{2} = \frac{20 + 400}{2} = 210 \text{ }^\circ\text{C}$  – середня температура пічних газів у

димарі та в навколишньому середовищі;

$W_{\text{ср}} = W_2 \frac{d_2^2}{d_{\text{ср}}^2} = 5 \frac{440^2}{550^2} = 3,2 \text{ м/с}$  – середня швидкість газу в димарі;

$B = 745 \text{ мм рт ст}$  – середній барометричний тиск на рівнині.

Підставляючи відомі величини, отримаємо:

$$32,79 = H \cdot 9,81 \left( \frac{273 \cdot 1,29}{273 + 20} - \frac{273 \cdot 1,29}{273 + 210} \right) \frac{745}{760} - \frac{5^2}{2} \cdot 1,29 \frac{273}{273 + 350} -$$

$$- 0,05 \frac{H}{550} \cdot \frac{3,2^2}{2} \cdot 1,29 \frac{273}{273 + 210},$$

звідки висота димаря:  $H = 6,62 \text{ м}$

**Приклад 5.2.** Розрахунок ежектора для забезпечення примусового відсмоктування димових газів.

**Завдання.** Виконати розрахунок ежектора за наступними вихідними даними: ежекторний (димовий) газ у кількості  $V_2 = 2,33 \text{ м}^3/\text{с}$  з температурою  $t_2 = 750 \text{ }^\circ\text{C}$ , тиском (вакуумом)  $P_2 = 400 \text{ Па}$  і густиною (при нормальних умовах)  $\rho_2 = 1,33 \text{ кг/м}^3$  подається у ежектор зі швидкістю  $W_2 = 10 \text{ м/с}$ . Ежектуючий газ (повітря) має температуру  $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ , тиск  $P_1 = 5000 \text{ Па}$  і густину  $\rho_1 = 1,26 \text{ кг/м}^3$ . Тиск суміші газів на виході ежектора  $P_4 = 200 \text{ Па}$ .

Схема ежектора зображена на рисунку 5.3.

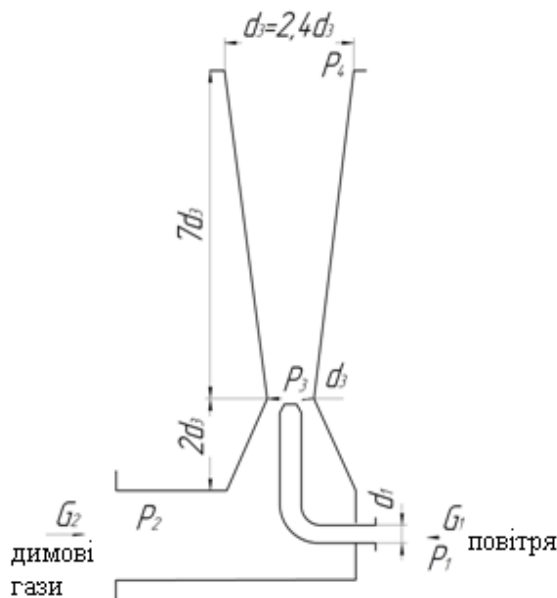


Рис. 5.2. Схема ежектора

**Розв'язання.** Густина ежекторного газу при  $t_2 = 750 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$\rho_2^t = \frac{\rho_2 \cdot 273}{273 + 570} = \frac{1,3 \cdot 273}{273 + 570} = 0,42 \text{ кг/м}^3.$$

Швидкісний напір ежекторного газу при  $W_2 = 10 \text{ м/с}$ :

$$\Delta P_{2-3} = P_2 - P_3 = \frac{W_2^t}{2} \rho_2^t = \frac{10^2}{2} \cdot 0,42 = 21 \text{ (Па)}.$$

Тиск суміші газів у перерізі горловини дифузору:

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{2-3} = -400 - 21 = -421 \text{ (Па)}.$$

Швидкість витікання ежектуючого газу із сопла:

$$W_1 = \mu \sqrt{\frac{2(P_1 - P_3)}{\rho_1^t}} = 0,85 \sqrt{\frac{2 \cdot (5000 + 421)}{1,26}} = 78,8 \text{ (м/с)}.$$

Перепад тиску на відрізьку від горловини дифузору до виходу ежектора має бути:

$$\Delta P_{4-3} = P_4 - P_3 = 200 - \left( -421 \right) = 621 \text{ Па}.$$

Витрати ежекторного газу знайдемо із залежності:

$$\begin{aligned} \Delta P_{4-3} &= \eta \frac{(V_1 \rho_1 W_1 + V_2 \rho_2 W_2)^2}{2(V_1 \rho_1 + V_2 \rho_2)(V_1 + V_2)} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow 621 &= 0,8 \frac{(V_1 \cdot 1,26 \cdot 78,8 + 2,33 \cdot 0,42 \cdot 10)^2}{2(V_1 \cdot 1,26 + 2,33 \cdot 0,42)(V_1 + 2,33)} \end{aligned}$$

Звідки:

$$V_1 = 0,58 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Перерізь сопла виходу повітря:

$$f_c = \frac{V_1^t}{W_1} = \frac{0,58}{78,8} = 0,0074 \text{ м}^2,$$

звідки отримаємо діаметр сопла:

$$d_c = \sqrt{\frac{f_c}{0,785}} = \sqrt{\frac{0,0074}{0,785}} = 0,097 \text{ м}.$$

Масові витрати повітря:

$$G_1 = V_1 \cdot \rho_1^t = 0,58 \cdot 1,26 = 0,73 \text{ кг/с}.$$

Масові витрати димових газів:

$$G_2 = V_2 \cdot \rho_2^t = 2,33 \cdot 0,42 = 0,98 \text{ (кг/с)}.$$



Масові витрати суміші газів:

$$G_c = G_1 + G_2 = 0,73 + 0,98 = 1,71 \text{ кг/с.}$$

Температура суміші (за умови рівної теплоємності повітря і димових газів):

$$t_c = \frac{G_1 t_1 + G_2 t_2}{G_c} = \frac{0,73 \cdot 20 + 0,98 \cdot 570}{1,71} = 335^\circ \text{C}$$

Густина суміші газів:

$$\rho_c = \frac{G_c}{(G_1 / \rho_1^0 + G_2 / \rho_2^0)(1 + t_c / 273)} = \frac{1,71}{(0,73 / 1,29 + 0,98 / 1,3) \cdot (1 + 335 / 273)} = 0,56 \text{ кг/м}^3$$

Об'ємна витрата суміші газів:

$$V_c = \frac{G_c}{\rho_c} = \frac{1,71}{0,56} = 3,08 \text{ м}^3/\text{с}$$

Швидкість суміші газів у горловині дифузору визначаємо з рівняння закону збереження кількості руху:

$$W_3 = \frac{G_1 W_1 + G_2 W_2}{G_c} = \frac{0,73 \cdot 78,8 + 0,98 \cdot 10}{1,71} = 39,38 \text{ м/с.}$$

Переріз горловини дифузору:

$$f_3 = \frac{V_c}{W_3} = \frac{3,08}{39,38} = 0,078 \text{ м}^2.$$

Діаметр горловини:

$$d_3 = \sqrt{f_3 / 0,785} = \sqrt{0,078 / 0,785} = 0,32 \text{ м}^2.$$

Визначимо інші конструктивні розміри ежектора:

а) Діаметр вихідного отвору ежектора :

$$d_4 = 2,4 \cdot d_3 = 2,4 \cdot 0,32 = 0,76 \text{ м}^2.$$

б) Довжина дифузору:

$$L = 0,34 \cdot d_3 = 0,34 \cdot 0,32 = 2,21 \text{ м}^2.$$

в) При загальній довжині ежектора:

$$H = L + 2 \cdot d_3 = 2,21 + 2 \cdot 0,32 = 2,84 \text{ м}^2.$$

Додатковий напір за рахунок різниці густин гарячої суміші газів і зовнішнього повітря дорівнює:

$$\Delta P_3 = H \cdot g \cdot (\rho_1 - \rho_c) = 2,84 \cdot 9,81 \cdot (2,29 - 0,56) = 20,3 \text{ Па.}$$

тоді тиск на виході дифузору буде:

$$P = P + \Delta P_3 = 200 + 20,3 = 220,3 \text{ Па.}$$

**Приклад 4.5.** Визначити висоту димаря та його діаметр для трубчатої печі.

**Завдання.** Визначити висоту димаря для трубчатої печі, продуктивністю  $G = 70 \text{ кг/с}$ , температура димових газів на вході у димар  $t_{\text{дм}} = 380 \text{ }^\circ\text{C}$ . Густина димових газів  $\rho_{\text{дг}}^{15} = 1,25 \text{ кг/м}^3$ . Гідравлічні опори: конвективної частини печі  $\Delta P_{\text{кон}} = 4800 \text{ Па}$ , радіаційної частини печі  $\Delta P_{\text{рад}} = 3600 \text{ Па}$ , газоходів  $\Delta P_2 = 5200 \text{ Па}$ .

**Розв'язання.**

Температура газів на виході з димаря приймається на  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  менше від температури входу у димар  $t_{\text{дм}}$ , тоді середня температура у димарі:

$$t_{\text{сер}} = \frac{t_{\text{дг}} + t_{\text{вих}}}{2} = \frac{380 + (380 - 20)}{2} = 370 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Густина димових газів при  $t_{\text{сер}}$ :

$$\rho_{\text{сер}}^t = \frac{\rho_{\text{дг}}}{\left(1 + \frac{1}{273} t_{\text{сер}}\right)} = \frac{1,25}{\left(1 + \frac{1}{273} 370\right)} = 0,5 \text{ кг/м}^3$$

Масова швидкість газу в димарі, знаходиться з виразу:

$$U_{\text{мп}} = u_{\text{дм}} \cdot \rho_{\text{сер}}^t = u_{\text{дм}} \cdot \rho_{\text{сер}}^{370} = 7 \cdot 0,5 = 3,5 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с},$$

де  $u_{\text{дм}}$  – лінійна швидкості газів на вході у димар (при природній тязі приймається  $7 \text{ м/с}$ ).

Діаметр димаря визначається за залежністю:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot U_{\text{мп}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 70}{3,14 \cdot 3,5}} = 5 \text{ м,}$$

Приймаємо діаметр димаря  $5 \text{ м}$ .

Гідравлічний опір на тертя в димаря визначається за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$\Delta P_{тер} = \xi \frac{H}{D} \cdot \frac{U_{mp}}{2 \cdot g \cdot \rho_{сер}^t} = 0,5 \cdot \frac{15}{0,26} \cdot \frac{3,5}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,5} = 20,5 \text{ Па.}$$

де  $H$  – висота димаря, попередньо приймається  $H = 15 \text{ м}$ ,

$\xi$  – коефіцієнт гідравлічного опору, приймається  $\xi = 0,5$ .

а потім перераховується за залежністю:

$$H = \frac{\sum \Delta P}{\rho_{нов} - \rho_{сер}} \cdot g = \frac{\sum \Delta P}{1,293 \left( \frac{273}{t_{нов}} - \frac{273}{t_{сер}} \right) g},$$

Сумарний гідравлічний опір знаходиться за залежністю:

$$\begin{aligned} \sum \Delta P &= \Delta P_{кон} + \Delta P_{рад} + \Delta P_z + \Delta P_m + \Delta P_{тер} = \\ &= 18 + 15 + 16 + 19 + 20,5 = 88,5 \text{ Па} \end{aligned}$$

Тоді висота димаря:

$$H = \frac{\sum \Delta P}{\rho_{дз}^{15} \left( \frac{273}{t_{нов}} - \frac{273}{t_{сер}} \right) g} = \frac{88,5}{1,25 \left( \frac{273}{293} - \frac{273}{370} \right) 9,81} = 35,4 \text{ м}$$

Приймаємо димар, довжиною 35 м.

#### 5.4 Контрольні запитання до розділу 5

1. Проаналізувати втрати тиску в печах.
2. Проаналізувати поняття природна тяга в димарях.
3. Проаналізувати поняття примусова тяга в димарях.
4. Проаналізувати втрати тиску на тертя в елементах печей.
5. Проаналізувати методику розрахунок димаря.
6. Визначити висоту димаря для пічного пристрою за схемою зображеною на рисунку 5.4, витрата палива (вугілля марки ПС) –

$B = N_{варіанту} \cdot 200 \text{ кг/год}$ , теплота згорання палива –  $Q_H^P = 27800 \text{ кДж/кг}$ .

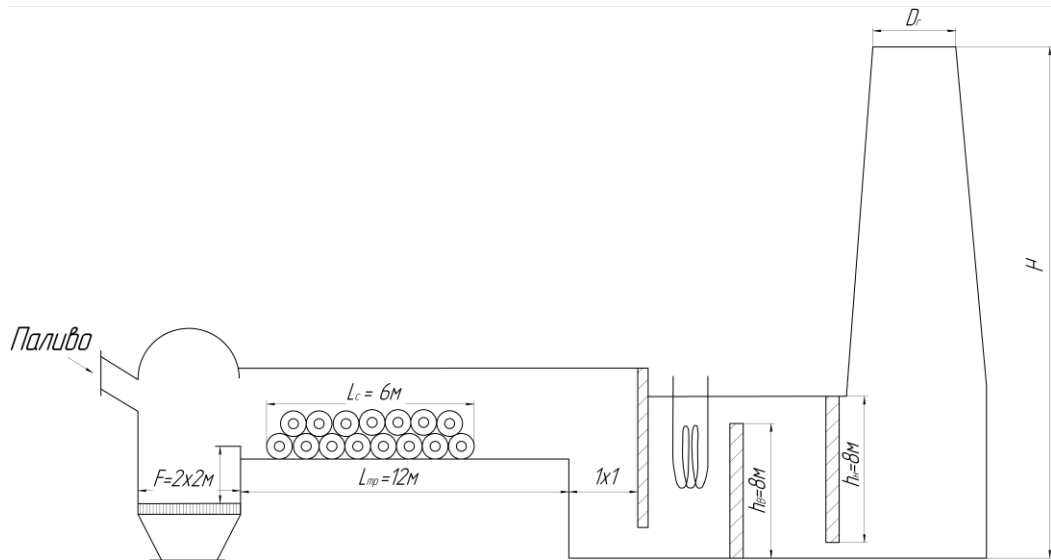


Рис. 5.4. Схема пічної установки

7. Виконати розрахунок ежектора за наступними вихідними даними: ежекторний (димовий) газ у кількості  $V_2 = N_{\text{варіанту}} \text{ м}^3/\text{с}$  з температурою  $t_2 = 700 \text{ }^\circ\text{C}$ , тиском (вакуумом)  $P_2 = 350 \text{ Па}$  і густиною (при нормальних умовах)  $\rho_2 = 1,33 \text{ кг/м}^3$  подається у ежектор зі швидкістю  $W_2 = 10 \text{ м/с}$ . Ежектуючий газ (повітря) має температуру  $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ , тиск  $P_1 = 5000 \text{ Па}$  і густину  $\rho_1 = 1,26 \text{ кг/м}^3$ . Тиск суміші газів на виході ежектора  $P_4 = 200 \text{ Па}$ . Схема ежектора зображена на рисунку 5.5.

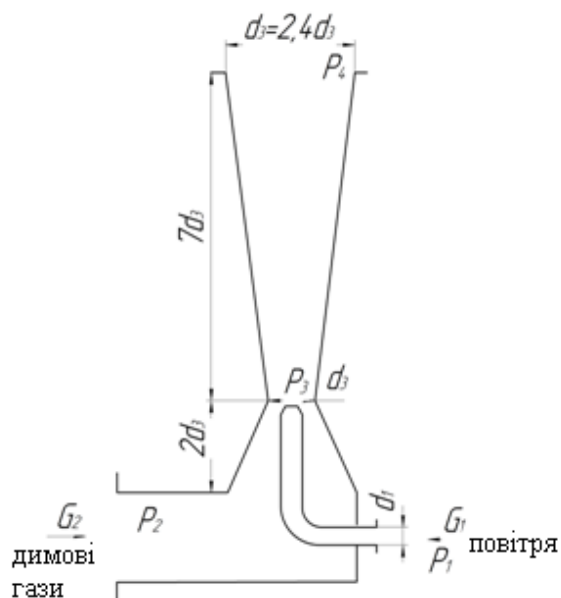


Рис. 5.5. Схема ежектора

## 6 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ПЕЧЕЙ

### 6.1 Матеріальний баланс печі

Матеріал підрозділу викладено за авторами [1...3]. Метою будь-якого технологічного процесу, здійснюваного в печах, є отримання певної промислової продукції. Паливна складова вартості продукції у ряді випадків досягає 50 %. Тому раціональне ведення процесу в печах є справою виняткової важливості.

Робота печей характеризується рядом показників: продуктивністю, досконалістю використання палива, тепловим, температурним і гідравлічним режимами та ін.

Основним методом оцінки роботи печей є складання матеріального і теплового балансів технологічних процесів, що відбуваються в печах.

Загальний вигляд матеріального балансу:

$$\sum M_{\text{прих}} = \sum M_{\text{випр}}.$$

У розгорнутому виді формула матеріального балансу має вигляд:

$$\sum M_{\text{сир}} + \sum M_{\text{нал}} + \sum M_{\text{нов}} = \sum M_{\text{прод}} + \sum M_{\text{відх}} + \sum M_{\text{техн.газ}}$$

де  $\sum M_{\text{сир}}$  – маса початкової сировини на процес;

$\sum M_{\text{нал}}$  – маса палива для здійснення технологічного процесу;

$\sum M_{\text{нов}}$  – маса повітря на технологічний процес (спалювання палива, фізико-хімічні перетворення);

$\sum M_{\text{прод}}$  – маса технологічної продукції;

$\sum M_{\text{відх}}$  – маса технологічних відходів (шлак, окалина, винос, тощо);

$\sum M_{\text{техн.газ}}$  – маса технологічних газів, що відходять, яка включає газоподібні продукти згорання і матеріалів.

Матеріальні баланси діючих печей складаються на базі натурних вимірів. У печах, що проектуються – розрахунковим шляхом. Для розрахунків необхідно знати фізичні і хімічні перетворення, що становлять основу

технологічного процесу в печі, а також повноту цих перетворень. Далеко не завжди повноту перетворень (наприклад, хімічних) можна визначити шляхом розрахунку, тому необхідні відомості беруть з практичних даних. Основним показником правильності розрахунку матеріального балансу є рівність сум прибуткових і витратних статей.

## 6.2 Тепловий баланс печі

Матеріал підрозділу викладено за авторами [1...3]. Тепловий баланс, пов'язаний з виробничими показниками печі, дозволяє визначити якість печі як теплотехнічного агрегату і намітити шляхи поліпшення її роботи. Для печей безперервної дії тепловий баланс складають для однієї години роботи, для печей періодичної дії – на один цикл роботи.

Рівняння теплового балансу в загальному вигляді:

$$\sum Q_{\text{прих}} = \sum Q_{\text{випр}}$$

в розгорнутому виді може бути записане наступним чином:

$$\begin{aligned} Q_x + Q_{ф.в} + Q_{ф.т} + Q_m + Q_{екз} = \\ = Q_{пр} + Q_{відх} + Q_{енд} + Q_{тг} + Q_{вук} + Q_{х.н} + Q_{м.н} + Q_{ак} + Q_{довк} + Q_{охол} + Q_{тр}. \end{aligned}$$

Розглянемо окремі прибуткові і витратні статті теплового балансу.

### Прибуткові статті теплового балансу

1. Хімічне тепло палива, що отримується в результаті його згорання:

$$Q_x = BQ_n^p, \text{ Вт},$$

де  $B$  – витрата палива, кг/с або м<sup>3</sup>/с;

$Q_n^p$  – теплота згорання палива, Дж/кг або Дж/м<sup>3</sup>.

2. Тепло, що вноситься підігрітим повітрям:

$$Q_{ф.в} = Bc_e t_e L_0 \alpha, \text{ Вт},$$

де  $c_e$  – середня теплоємність повітря, Дж/кг·°С або Дж/м<sup>3</sup>·°С;

$t_e$  – температура підігрітого повітря, °С;

$L_0$  – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання одиниці палива;

$\alpha$  – коефіцієнт витрати повітря.

3. Тепло, що вноситься підігрітим паливом:

$$Q_{ф.м} = Bc_m t_m, \text{ Вт},$$

де  $c_m$  – середня теплоємність палива, підігрітого до температури  $t_m$ , Дж/кг $^{\circ}$ С або Дж/м $^3$   $^{\circ}$ С;

4. Тепло, що вноситься підігрітим матеріалом в піч:

$$Q_m = \sum M_i c_i t_i, \text{ Вт},$$

де  $M_i$  – годинна витрата  $i$ -того компонента, що завантажується в піч матеріалу, кг/с;

$c_i$  – середня теплоємність  $i$ -того компонента в межах температур від 0 до температури його підігрівання  $t_c$ ,  $^{\circ}$ С, Дж/кг $^{\circ}$ С або Дж/м $^3$   $^{\circ}$ С.

5. Тепло екзотермічних реакцій, що виділяється в процесі технологічної обробки матеріалів –  $Q_{екз}$ :

### **Витратні статті теплового балансу**

1. Тепло, витрачене на нагрів матеріалу:

$$Q_{np} = M_{np} c_{np} (t_{кін} - t_{поч}), \text{ Вт},$$

де  $M_{np}$  – вихід кінцевого продукту, кг/с;

$t_{кін}$ ,  $t_{поч}$  – початкова і кінцева температура матеріалу, що нагрівається,  $^{\circ}$ С.

2. Тепло, що відноситься з печі відходами виробництва, наприклад, шлаком, окалиною, тощо:

$$Q_{відх} = M_{відх} c_{відх} t_{відх}, \text{ Вт}.$$

Якщо відходи з печі змінюють свій агрегатний стан (наприклад, плавляться), то треба враховувати приховану теплоту їх плавлення або випаровування:

3. Тепло ендотермічних реакцій –  $Q_{енд}$ . Тут враховується тепло усіх ендотермічних реакцій, які супроводжують технологічний процес в печі. Ці

величини визначаються на основі теплових ефектів реакцій і даних матеріального балансу.

4. Тепло, що відводиться технологічними газами, які йдуть, через димовий тракт печі:

$$Q_{m_2'} = V_{m_2'} c_{m_2'} t_{m_2'}, \text{ Вт},$$

де  $V_{m_2'}$  – об'єм технологічних газів, що видаляються з печі по димовому тракту (враховуючи продукти згорання палива і газоподібні продукти фізико-хімічних процесів в печі), м<sup>3</sup>/с;

$c_{m_2'}$  – середня питома теплоємність технологічних газів, що йдуть з печі, Дж/м<sup>3</sup>°С;

$t_{m_2'}$  – температура технологічних газів, що йдуть з печі, °С.

5. Втрати тепла з технологічними газами в атмосферу що відбувається через нещільність печі:

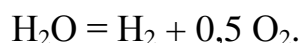
$$Q_{\text{вук}} = V_{m_2''} c_{m_2''} t_{m_2''}, \text{ Вт},$$

де  $V_{m_2''}$  – об'єм технологічних газів, що вибиваються з печі через нещільність в кладці, м<sup>3</sup>/с;

$c_{m_2''}$  – середня питома теплоємність технологічних газів, що вибиваються з печі через нещільність в кладці, Дж/м<sup>3</sup>°С;

$t_{m_2''}$  – температура технологічних газів, що вибиваються з печі через нещільність в кладці, °С.

6. Втрати тепла від хімічного недопалу палива і в результаті дисоціації продуктів згорання –  $Q_{x.n.}$ . Величина недопалу газоподібного палива в усіх пічних пристроях при проектній величині надлишку повітря практично дорівнює нулю. Проте внаслідок високої температури технологічних газів, що покидають печі, деяка частина вуглекислого газу і водяної пари диссоціює по реакціях:



Чим вище температура газів, тим більше диссоціює  $\text{CO}_2$  та  $\text{H}_2\text{O}$ , що призводить до втрат тепла в робочій камері.



7. Втрати тепла від механічного недопалення –  $Q_{м.н.}$ . В печах, опалювальних твердим паливом, величина механічного недопалення може досягати 2...4 %. В печах, опалювальних газоподібним паливом, механічне недопалення спостерігається при нещільності теплообмінних пристроїв (рекуператорів і регенераторів), а також при реверсуванні газу в регенеративних печах.

8. Втрати тепла на нагрів кладки (акумуляцію тепла):

$$Q_{ак} = G_{кл} \cdot c_{кл} \cdot \Delta t_{Кл} \text{ Вт},$$

де  $G_{кл}$  – маса кладки, кг;

$c_{кл}$  – середня питома теплоємність кладки при зміні її температури на величину  $\Delta t_{Кл}$ , Дж/кг<sup>°С</sup>.

Ці втрати мають місце лише в печах періодичної дії, коли пекти в період вивантаження і завантаження матеріалу устигає остигнути.

9. Втрати тепла в докілья, складаються з втрат тепла теплопровідністю через кладку і випромінюванням через отвори печі.

$$Q_{довк} = \frac{t_{кл} - t_{довк}}{\sum \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha}} + c_0 \left[ \left( \frac{T_n}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{окр}}{100} \right)^4 \right] \cdot F \cdot \Phi \cdot \theta, \text{ Вт},$$

де  $t_{кл}$  і  $t_{довк}$  – температура внутрішньої поверхні кладки і навколишнього простору відповідно, °С;

$s_i$  і  $\lambda_i$  – товщина і коефіцієнт теплопровідності кожного і-того шару кладки, м та Вт/м·град;

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні кладки в навколишній простір, Вт/м<sup>2</sup> град;

$c_0$  – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, Вт/м<sup>2</sup>К<sup>4</sup>;

$T_n$  і  $T_{окр}$  – абсолютні температури печі і навколишнього простору, К;

$F$  – площа отворів вікон, м<sup>2</sup>;

$\Phi$  – коефіцієнт діафрагмування;

$\theta$  – доля часу, коли вікна відкриті.

10. Втрати тепла з потоками, що охолоджують –  $Q_{охол.}$

11. Втрати тепла на нагрів транспортних засобів  $Q_{mp}$  – мають місце в печах з рухомими візками або транспортерами, тощо.

Тепловий баланс можна складати для робочого простору окремо або спільно з теплообмінниками (наприклад, рекуператорами або регенераторами), печі в цілому, включаючи котли-утилізатори і інші теплоиспользующие установки.

Розбіжність балансу допускається близько 1...2%.

### 6.3 Основні теплотехнічні характеристики роботи печей

Матеріал підрозділу викладено за авторами [1, 16].

1. Теплове навантаження печі – це кількість тепла, що вводиться в піч з паливом (перша стаття прибуткової частини теплового балансу);

2. Теплова потужність печі – це найбільша кількість тепла, яке може спожити піч без недопалу палива в робочому просторі.

3. Температурний режим печі є зміною температури робочого простору печі в часі. Печі, в яких температура в часі не міняється, називаються печами постійної дії. Печі, температура в яких має змінний характер в часі, називаються печами періодичної дії.

4. Корисне теплове навантаження печі складається з тепла, що витрачено на процеси нагріву сировини, її випаровування та перегрів водяної пари (при наявності пароперегрівача):

$$Q_{кор} = Q_{нагр} + Q_{вип} + Q_{пер}.$$

Тепло, що витрачено на процеси нагріву:

$$Q_{нагр} = G \cdot e \cdot (I_{i2}^p - I_{i1}^p),$$

де  $G$  – продуктивність по сировині, кг/м<sup>3</sup>;

$e$  – масова доля відгонки сировини;

$I_{i1}^p, I_{i2}^p$  – ентальпії рідини при температурі входу і виходу з печі, кДж/кг.

Тепло, що витрачено на випаровування сировини:

$$Q_{\text{вип}} = G(I_{t2}^n - I_{t1}^p),$$

де  $I_{t1}^n$  – ентальпії парів при температурі виходу з печі, кДж/кг;

$I_{t2}^p$  – ентальпії рідини при температурі виходу з печі, кДж/кг.

Тепло, що витрачено на процеси перегрів водяної пари

$$Q_{\text{пер}} = G_{\text{вп}} \cdot [r + c_p(t_3 - t_4)],$$

де  $G_{\text{вп}}$  – продуктивність по перегрітій парі, кг/м<sup>3</sup>;

$x$  – вологість насиченої водяної пари;

$r$  – теплота пароутворення, кДж/кг;

$c_p$  – теплоємність кДж/(кг·К);

$t_3 - t_4$  – температура перегрітої на насечої водяної пари, відповідно, К.

4. Коефіцієнт використання тепла палива (КВТ):

$$\eta_{\text{квт}} = \frac{Q_n^p + Q_{\text{ф.в}} + Q_{\text{ф.т}} - Q_{\text{відх}}}{Q_n^p},$$

характеризує ефективність використання тепла палива.

5. Коефіцієнт корисного використання палива (КВП):

$$\eta_{\text{квп}} = \frac{Q_n^p + Q_{\text{ф.в}} + Q_{\text{ф.т}} - Q_{\text{відх}} - \sum Q_{\text{втр}}}{Q_n^p},$$

під  $\sum Q_{\text{втр}}$  – мається на увазі сума усіх втрат тепла піччю:

$$\sum Q_{\text{втр}} = Q_{\text{виб}} + Q_{\text{х.н}} + Q_{\text{м.н}} + Q_{\text{ак}} + Q_{\text{довк}} + Q_{\text{охол}} + Q_{\text{тр}}$$

6. Потужність холостого ходу – це кількість тепла, яке треба витратити на підтримку в печі робочої температури без випуску продукції, тобто це тепло, що витрачається на покриття втрат тепла в робочому просторі печі.

7. Питома витрата палива, розраховується в умовних одиницях на одиницю ваги готової продукції.

## 6.4 Приклади вирішення задач до розділу 6

**Приклад 6.1.** Визначити теплове навантаження печі вакуумної установки.

**Завдання.** Продуктивність печі вакуумної установки 50000 кг/год мазуту ( $\rho_4^{20} = 0,93$ ). В печі мазут нагрівається від температури 226 до 430 °С, при цьому 40% його переходить в парову фазу. в печі встановлено перегрівач, в якому перегрівається 650 кг/год водяної пари від температури 120 до 400 °С. Відгін має густину  $\rho_{15}^{15} = 0,9$ , а залишок  $\rho_{15}^{15} = 0,95$ . Вологість водяної пари 2%.

### Розв'язок.

Знаходимо ентальпію мазуту в рідкому стані при температурі 226 °С:

$$\begin{aligned} I_{r2}^p &= I_{226}^p = (29,58 + 0,134T + 0,00059T^2) \left( -\rho_{15}^{15} \right) - 308,99 = \\ &= (29,58 + 0,134 \cdot 226 + 0,00059 \cdot 226^2) \left( -0,91 \right) - 308,99 = 743,3 \text{ кДж / кг} \end{aligned}$$

Знаходимо ентальпію мазуту в пароподібному стані при температурі 430°С та залишку при температурі 430°С (Додаток 2 та 3):

$$\begin{aligned} I_{t1}^n &= I_{430}^n = (0,00T + 0,762T^2 - 334,25) \frac{1}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}} = \\ &= (0,00 \cdot 430 + 0,762 \cdot 430^2 - 334,25) \frac{1}{\sqrt{0,91}} = 12783 \text{ кДж / кг} \end{aligned}$$

Тепло, що витрачається на нагрів та випаровування мазуту:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_{нагр} + Q_{вип} = G \left( -e \right) \left( I_{r2}^p - I_{t1}^p \right) + G \left( I_{r2}^n - I_{t1}^p \right) = \\ &= 50000 \left( -0,6 \right) \left( 258 - 743,3 \right) + 50000 \left( 278 - 743,3 \right) = 26138900 \text{ кДж / год} = 7266,6 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Тепло, що витрачається на перегрів водяної пари:

$$\begin{aligned} Q_2 &= G_{вп} \cdot \left[ r + c_p \left( t_3 - t_4 \right) \right] = 650 \cdot \left[ 0,02 \cdot 2262 + 0,5 \left( 171 - 503 \right) \right] = \\ &= 410605 \text{ кДж / год} = 114,1 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Корисне теплове навантаження печі:

$$Q = Q_1 + Q_2 = 7266,6 + 114,1 = 7380,7 \text{ кВт}$$

## 6.5 Контрольні запитання до розділу 6

1. Скласти матеріальний баланс печі.
2. Проаналізувати матеріальний баланс печі розгорнутому виді .
3. Скласти тепловий баланс печі.
4. Проаналізувати прибуткові статті теплового балансу.
5. Проаналізувати витратні статті теплового балансу
6. Проаналізувати основні теплотехнічні характеристики роботи печей.
7. В піч поступає 18 кг/с нафти ( $\rho_{15}^{15} = 0,91$ ) при температурі  $t_1 = 160^\circ C$ , де нагрівається до температури  $t_1 = 330^\circ C$ , при цьому 30% її випаровується. Густина частини нафти, що не випарувалася  $\rho_{15}^{15} = 0,95$ , а тієї, що випарувалася  $\rho_{15}^{15} = 0,85$ . Визначити теплове навантаження печі.
8. Визначити ККД печі, яка працює за таких умов: теплота згорання палива  $Q_p^H = 41900 \text{ кДж / кг}$ , температура димових газів, що відходять з печі  $t_1 = 310^\circ C$ , коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha = 1,4$ , втрати тепла в довкілля 10%.
9. Визначити ККД печі, в якій спалюється газ, який складається з 81,5 % мас. вуглецю (С) та 18,5 % мас. водню (Н). Димові газы, що виходять з печі мають температуру  $t_1 = 350^\circ C$ , коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha = 1,2$ , втрати тепла в довкілля 4%.
10. Визначити витату палива, яка необхідна для роботи печі з корисним тепловим навантаженням 9000 кВт, як паливо використовується мазут, з теплотою згорання  $Q_p^H = 41830 \text{ кДж / кг}$ , ККД печі 0,78.
11. Корисне теплове навантаження печі  $15 \cdot 10^7 \text{ кДж / год}$ . Паливо має теплоту згорання  $Q_p^H = 41850 \text{ кДж / кг}$ . Втрати тепла з димовими газами  $7150 \text{ кДж / год}$ , втрати в довкілля  $4180 \text{ кДж / год}$ . Визначити необхідну кількість палива.
12. Визначити теплове навантаження печі вакуумної установки продуктивністю  $G = N_{\text{варіанту}} \cdot 1000 \text{ кг/год}$  мазуту ( $\rho_4^{20} = 0,93$ ). В печі мазут

нагрівається від температури 226 до 430 °С, при цьому 40% його переходить в парову фазу. в печі встановлено перегрівач, в якому перегрівасться  $N_{\text{варіанту}} \cdot 10$  кг/год водяної пари від температури 120 до 400 °С. Відгін має густину  $\rho_{15}^{15} = 0,9$ , а залишок  $\rho_{15}^{15} = 0,95$ . Вологість водяної пари 2%.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. <http://www.b-n-w.ru/pechi.php?wr=3> від 21.01.2014 р.
2. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1973. – 752 с.
3. Бельский В.И., Сергеев Б.В. Промышленные печи и трубы. Учебн. пособие для техникумов. Изд. 2-е, испр и доп. М., Стройиздат. 1974. 301 с.
4. <http://www.b-n-w.ru/pechi.php?wr=102> від 21.01.2014 р.
5. Теплотехника: Учеб. для вузов / А. П. Баскаков, Б. В. Берг, О. К. Витт и др.; Под ред. А. П. Баскакова.—2-е изд., перераб.— М.: Энергоатомиздат, 1991,— 224 с: ил. (Види палив Конструкції пальників, ентальпія, )
6. Скобло А.И., Молоканов Ю.К., Владимиров А.И., Щелкунов В.А. Процессы и аппараты нефтегазопереработки и нефтехимии: Учебник для вузов. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: ООО "Недра-Бизнесцентр", 2000. — 677 с: ил.
7. Ластовкин Г. А., Радченко Е. Д., Рудин М. Г. Справочник нефтепереработки. – Л.: Химия, 1986. – 648 с.
8. Танатаров М.А., Ахметшина М.Н., Фасхутдинов Р.А. и др. Технологические расчеты переработки нефти М.: Химия, 1987 – 352 с.
9. Основні залежності та приклади розрахунків теплообмінних апаратів друк [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студентів, які навчаються за напрямком „Машинобудування” спеціальність "Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів"/ НТУУ „КПІ”/ уклад. Воронін Л.Г., Ружинська Л.І - Електронні текстові дані (1 файл: 2,50 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2011. - Назва з екрана <http://library.kpi.ua:8080/handle/123456789/697> від 15.02.2011 р. 68 с.

10. Теплотехника: Учеб. для вузов / А. П. Баскаков, ТЗ4 Б. В. Берг, О. К. Витт и др.; Под ред. А. П. Баскакова.—2-е изд., перераб.— М.: Энергоатомиздат, 1991,— 224 с: ил.

11. Михеев В.П., Медников Ю.П. Сжигание природного газа Л., «Недра», 1975 р. – 391 с

12. Адельсон С. В. Процессы и аппараты нефтепереработки и нефтехимии. М.: Гостопттехиздат, 1963. – 311 с.

13. Процеси первинної газо- нафтопереробки. Процеси первинної газо- нафтопереробки [Електронний ресурс] : навчальний посібник / НТУУ «КПІ» ; уклад. А. Р. Степанюк. – Електронні текстові дані (1 файл: 291 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2013. – 126 с. – Назва з екрана. – Доступ: <http://ci.kpi.ua/metodopen> 126 с.

14. Воронін Л.Г., Ружинська Л.І., Степанюк А.Р. Методика розрахунків теплообмінних апаратів для нафтопереробних виробництв. [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студентів, які навчаються за напрямком „Машинобудування” спеціальність "Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів" НТУУ «КПІ». - Електронні текстові дані (1 файл: 1.82 Мбайт). - Київ, 2010.- 68 с. - Назва з екрана. - Доступ з мережі університету: <http://service.library.ntu-kpi.kiev.ua/documents/E9-10-289.pdf>

15. А.Г.Сарданашвили, А.И. Львов Примеры и задачи по технологии переработки нефти и газа. –2-е изд., пер. и доп. – М., Химия, 1980. – 256 с., ил.

16. Роддатис, К.Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности / К.Ф. Роддатис, А.Н. Полтарецкий; под ред. К.Ф. Роддатиса. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.

17. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков В.Н. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.

18. <http://www.pzki59.ru/bazaltovoe-volokno-teploprovodnost/> від 07.12.2015 р.



## ДОДАТКОВА ЛІТЕРАТУРА

1. Конспект лекцій з дисципліни «Пічне обладнання у хімічних процесах» для студентів напрямку 6.050503 «Машинобудування» [Електронний ресурс] / НТУУ «КПІ» ; уклад. А. Р. Степанюк. – Електронні текстові данні (1 файл: 2,32 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. – 132 с. – Назва з екрана. – Доступ : <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/15245> Свідоцтво ІХФ № 05/06-1

2. Методичні вказівки до проведення практичних робіт з дисципліни «Пічне обладнання у хімічних процесах» для студентів напрямку 6.050503 «Машинобудування» [Електронний ресурс] / НТУУ «КПІ» ; уклад. А. Р. Степанюк. – Електронні текстові данні (1 файл: 1,58 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. – 48 с. – Назва з екрана. – Доступ : <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/15246> Свідоцтво ІХФ № 05/06-12

19. Додаток 1. Характеристики природних газів

Викладено за авторами [14].

№	Газопровід	Склад газу по об'єму, %							$Q_H^C$ , кДж/м <sup>3</sup>	$\rho_2$ , кг/м <sup>3</sup>
		CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>		
1	Брянск-Москва	92,8	3,9	1,1	0,4	0,1	1,6	0,1	37310	0,775
2	Бухара-Урал	94,2	2,5	0,4	0,2	0,1	2,6	–	36170	0,752
3	Газлі-Коган	95,4	2,6	0,3	0,2	0,2	1,1	0,2	36590	0,750
4	Газлі-Ташкент	94,0	2,8	0,4	0,3	0,1	2,0	0,4	36260	0,751
5	Гоголево-Полтава	85,8	0,2	0,1	0,1	–	13,7	0,1	30980	0,789
6	Дашава-Київ	98,9	0,3	0,1	0,1	–	0,4	0,2	35880	0,712
7	Джаркак-Ташкент	95,5	2,7	0,4	0,2	0,1	1,0	0,1	36680	0,748
8	Карабулак-Грозний	68,5	14,5	7,6	3,5	1,0	3,5	1,4	45850	1,036
9	Карадаг-Среван	93,9	3,1	1,1	0,3	0,1	1,3	0,2	37090	0,766
10	Коробки-Волгоград	93,2	1,9	0,8	0,3	0,1	3,0	0,7	35840	0,766
11	Коробки-Камишин	81,5	8,0	4,0	2,3	0,5	3,2	0,5	41450	0,901
12	Кумертау-Магнітогорськ	81,7	5,3	2,9	0,9	0,3	8,8	0,1	36800	0,858
13	Лінево-Вольск	93,2	2,6	1,2	0,7	–	2,0	0,3	37010	0,782
14	Оренбург-Совхозне	91,4	4,1	1,9	0,6	–	0,2	0,7	38020	0,883
15	Первомайськ-Сторожевка	62,4	3,6	2,6	0,9	0,2	30,2	0,1	28300	0,952
16	Промисловка-Астрахань	97,1	0,3	0,1	–	–	2,4	0,1	35040	0,733
17	Рудки-Мінск	95,6	0,7	0,4	0,2	0,2	2,8	0,1	35500	0,740
18	Саратов-Горький	91,9	2,1	1,3	0,4	0,1	3,0	1,2	36130	0,786
19	Саратов-Москва	78,2	4,4	2,2	0,7	0,2	14,2	0,1	34160	0,879
20	Саушино-Волгоград	96,1	0,7	0,1	0,1	–	2,8	0,2	35130	0,741
21	Серпухов-С.Петербург	89,7	5,2	1,7	0,5	0,1	2,7	0,1	37430	0,799
2	Смуміш Зап.Сибіру	92,7	5,0	0,5	–	1,8	–	–	36840	0,800
23	Средня Азія-Центр	93,8	3,6	0,7	0,2	0,4	0,7	0,6	37560	0,776
24	Ставрополь-Грозний	98,2	0,4	0,1	0,1	–	1,0	0,2	35630	0,728
25	Ставрополь-Москва: 1-я нитка	93,8	2,0	0,8	0,3	0,1	2,6	0,4	36090	0,764
26	Ставрополь-Москва: 2-я нитка	92,8	2,8	0,9	0,4	0,1	2,5	0,5	36550	0,722
27	Ставрополь-Москва: 3-я нитка	91,2	3,9	1,2	0,5	0,1	2,6	0,5	37010	0,786
28	Угерсько-Львів	98,5	0,2	0,1	–	–	1,0	0,2	35500	0,722
29	Уренгой-Ужгород	98,4	0,1	–	–	–	1,2	0,3	41750	0,838
30	Урицьк-Сторожевка	91,9	2,4	1,1	0,8	0,1	3,2	0,5	36470	0,789

**Додаток 2. Ентальпія рідких нафтопродуктів**  
Викладено за авторами [14].

t. °c (K)	I, кДж/кг	t. °c (K)	I, кДж/кг	t. °c (K)	I, кДж/кг	t. °c (K)	I, кДж/кг
0(273)	0,00	180(453)	358.91	415(688)	992,98	225(498)	465,84
5(278)	8,46	185(458)	370,47	420(693)	1008.53	230(503)	478,12
10(283)	17,05	190(463)	382.08	425(698)	1024,16	235(508)	490,52
15(288)	25.72	195(468)	393,77	430(703)	1039.83	240(513)	503,00
20(293)	34.44	200(473)	405,59	435(708)	1055,62	245(518)	515,53
25(298)	43,28	260(533)	553,75 (	440(713)	1071.50	250(523)	528,19
30(303)	52,16	265(538)	566.65	445(718)	1091.62	255(528)	540,88
35(308)	61,17	270(543)	579,60	450(723)	1103.47	335(608)	756,08
40(313)	70,26	275(548)	592,67	455(728)	1119.14	340(613)	770,28
45(318)	79,40	280(553)	605.83	460(733)	1135.82	345(618)	784,53
50(323)	88,66	285(558)	619,07	75(348)	136,30	350(623)	798,86
55(328)	98.00	290(563)	632,39	80(353)	145,93	355(628)	813,02
60(333)	107,38	295(568)	645.80	85(358)	155,44	360(633)	827,81
65(338)	116,94	300(573)	659.29	90(363)	165.71	365(638)	842,39
70(343)	126.78	305(578)	672,87	95(368)	175,72	370(643)	857,06
130(403)	248.17	310(583)	686.53	100(373)	185,82	375(648)	871,85
135(408)	258.90	315(588)	700.27	105(378)	196,00	380(653)	886,68
140(413)	269,66	320(593)	714,10	110(383)	206,27	385(658)	901,6
145(418)	279.89	325(598)	728,01	115(388)	216,62	465(738)	1152,08
150(423)	291,45	330(603)	742,00	120(393)	227,05	470(743)	1164,48
155(428)	302.47	390(663)	916,39	125(398)	237,57	475(748)	1184,93
160(433)	313,62	395(668)	931,73	205(478)	417,44	480(753)	1201,48
165(438)	324.80	400(673)	946.94	210(483)	429,43	485(758)	1218,11
170(443)	336,07	405(678)	962,19	215(488)	441,45	490(763)	1234,83
175(448)	347,47	410(683)	977,56	220(493)	453,60	495(768)	1251,63

### Додаток 3. Ентальпія парів нафтопродуктів

Викладено за авторами [14].

t. °c (K)	I, кДж/кг	t. °c (K)	I, кДж/кг	t. °c (K)	I, кДж/кг	t. °c (K)	I, кДж/кг
5(278)	212,54	130	279,64	260(533)	268,72	390(663)	477,66
10(283)	214,94	(403)	282,69	265(538)	372,57	395(668)	482,31
15(288)	217,33	135(408)	285,75	270(543)	380,28	400(673)	486,87
20(293)	219,72	140(413)	288,90	275(548)	384,22	405(678)	491,52
25(298)	222,11	145(418)	292,04	280(553)	388,16	410(683)	496,17
30(303)	227,05	150(423)	295,22	285(558)	392,10	415(688)	500,91
35(308)	229,52	155(428)	298,41	290(563)	396,12	420(693)	505,60
40(313)	232,08	160(433)	301,68	295(568)	400,14	425(698)	510,38
45(318)	237,23	165(438)	304,94	300(573)	408,27	430(703)	515,20
50(323)	239,83	170(443)	311,56	305(578)	416,56	435(708)	520,02
55(328)	242,51	175(448)	314,87	310(583)	420,71	440(713)	524,83
60(333)	245,19	180(453)	318,27	315(588)	429,18	445(718)	529,74
65(338)	247,88	185(458)	325,14	320(593)	433,41	450(723)	534,64
70(343)	253,41	190(463)	328,62	325(598)	442,04	455(728)	539,58
75(348)	256,17	195(468)	332,09	330(603)	446,40	460(733)	542,43
80(353)	259,02	200(473)	335,66	335(608)	450,76	465(738)	549,56
85(358)	261,87	205(478)	342,78	340(613)	455,20	470(743)	554,54
90(363)	264,76	210(483)	346,38	345(618)	464,08	475(748)	559,61
95(368)	270,63	215(488)	350,07	350(623)	468,60	480(753)	564,68
100(373)	273,60	220(493)	353,71	355(628)	473,13	485(758)	569,79
105(378)	276,58	225(498)	357,44	360(633)	268,72	490(763)	574,95
110(383)	212,54	230(503)	361,17	365(638)	372,57	495(768)	580,14
115(388)	214,94	235(508)	364,94	370(643)	380,28	500(773)	585,34
120(393)	217,33	240(513)	373,64	375(648)	384,22		
125(398)	219,72	245(518)	282,69	380(653)	388,16		