

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«Київський політехнічний інститут»**

**ОБЛАДНАННЯ ТА ТЕХНОЛОГІЯ ДЛЯ
ГАЗОТЕРМІЧНОГО НАНЕСЕННЯ ПОКРИТТЯ -1.
Обладнання**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до практичних робіт для студентів напряму підготовки
6.050504 «Зварювання»**

Затверджено Вченою радою ЗФ, НТУУ «КПІ»

Київ 2013

Обладнання та технологія для газотермічного нанесення покриття: Методичні вказівки до практичних робіт для студентів напряму підготовки 6.050504 «Зварювання» / Уклад.: Ю.С. Попіль, А.В. Чорний, Д.В. Степанов– Київ, НТУУ «КПІ», 2013 р. -36 с.

*Гриф надано Вченою радою ЗФ, НТУУ «КПІ»
(Протокол 7 № від 18.03.2013 р.)*

ОБЛАДНАННЯ ТА ТЕХНОЛОГІЯ ДЛЯ ГАЗОТЕРМІЧНОГО НАНЕСЕННЯ ПОКРИТТЯ-1.

Обладнання

Методичні вказівки

до практичних робіт для студентів напряму підготовки
6.0505.04 «Зварювання»

Укладачі: *Попіль Юрій Станіславович, к. т. н., доц.*
Чорний Андрій Вячеславович, к. т. н., ст. викл.
Степанов Денис Володимирович, ас.

Відповідальний
Редактор *В. Д. Кузнецов, д. т. н., проф.*
Рецензент *О. В. Прохоренко, к. т. н., доц.*

ЗМІСТ

Вступ	4
Загальні положення	4
Практична робота №1. Структура та газодинамічні властивості газової струмини.....	5
Практична робота №2. Геометричні параметри ствола детонаційної установки	10
Практична робота №3. Методика розрахунку газополуменевих розпилювачів	14
Практична робота №4. Дозатори – живильники для подачі порошкових матеріалів	26
Список використаної літератури	356

ВСТУП

Дисципліна „Обладнання та технологія для газотермічного нанесення покриття” у відповідності з узагальненим об’єктом діяльності бакалавра за напрямком 6.050504 “Зварювання”, що охоплює обладнання для створення поверхонь газотермічними методами нанесення покриття.

Вона належить до дисциплін професійної та практичної підготовки нормативної частини державної освітньо-професійної програми підготовки бакалаврів за напрямком 6.050504 “Зварювання”.

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Методичні вказівки до практичних робіт дозволяють систематизувати теоретичні знання отримані на лекціях, лабораторних роботах з курсу «Обладнання та технологія для газотермічного нанесення покриття – 1. Обладнання», навчитися принципам конструювання деяких окремих вузлів розпилювачів і установок, набути навичок їх розрахунків.

Мета практичних робіт- закріпити теоретичні знання і набути практичні навички по розрахунку і конструюванні обладнання для газотермічного напилення.

При розрахунку **газополуменевого розпилювача**, це розрахунок геометричних параметрів мундштука, змішувальної камери, інжекторного або безінжекторного вузла, а також режимних параметрів роботи пальника.

При розрахунку **плазмового розпилювача**, це розрахунок геометричних та газодинамічних параметрів соплової частини плазмотрону (анодний вузол), матеріал та розміри електродів, катодної частини ропилювача, теплового потоку і розмірів охолоджувальних вузлів.

Перелік посилань.

Прийом робіт викладачем проводиться по мірі їх виконання.

У методичних вказівках викладено опис і суть методики виконання та оформлення розрахунково-графічних робіт.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №1

СТРУКТУРА ТА ГАЗОДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ГАЗОВОЇ СТРУМИНИ

МЕТА РОБОТИ: Розрахувати параметри газової струмини та встановити режим руху газу

ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

Процес розповсюдження газу, який витікає із сопла чи отвору в заповнене газом довкілля, називається струминним процесом, а сам газ, що витікає, і частинки утягненого їм в рух навколишнього середовища - струминою.

Струмина, яка не обмежена твердими стінками, називається *вільною*. Струмина вважається *затопленою*, якщо вона розповсюджується в просторі зайнятим однорідною рідиною (крапельною чи газоподібною).

Струмина, яка виходить із отвору з насадкою в умовах плавного окреслення (контуру) входу в насадок і при умові, що тиск на виході із нього не нижче «критичного» (на випадок витікання газу), поступово розширюється у вигляді конусу і завдяки в'язкості утягує в рух рідину, яка її оточує. Таким чином струминою і довкіллям відбувається обмін масою. Так що в направленні руху струмини її маса збільшується.

Основні закономірності руху повітря (газу) такі ж, як і для рідин, тобто мають місце *ламінарний* і *турбулентні* режими руху, сталий і несталий характер течії, рівномірна та нерівномірна течія через змінний переріз трубопроводу та решта всіх кінематичних і динамічних характеристик потоків. Внаслідок низької в'язкості повітря і відносно великих швидкостей режим течії в більшості випадків турбулентний.

В вихідному перерізі сопла (круглого радіусом r_0 , прямокутного – напівшириною b_0) $ab - u_0 = \text{const}$ (рис. 1.1). В області трикутника abc у всіх точках струмини швидкості рідини рівні між собою і рівні u_0 , це ядро струмини.

На граничних лініях (рис. 1.1) ON і ON' повздовжні швидкості дорівнюють нулю; ці лінії перетинаються на осі в точці O , яка називається «полюсом».

В різних перерізах поле швидкостей безперервно деформується. Чим далі переріз від початку струмини, тим нижча і ширша еюра швидкостей. Інакше кажучи, підтверджується загальна картина поступового розширення струменя і зменшення її швидкості.

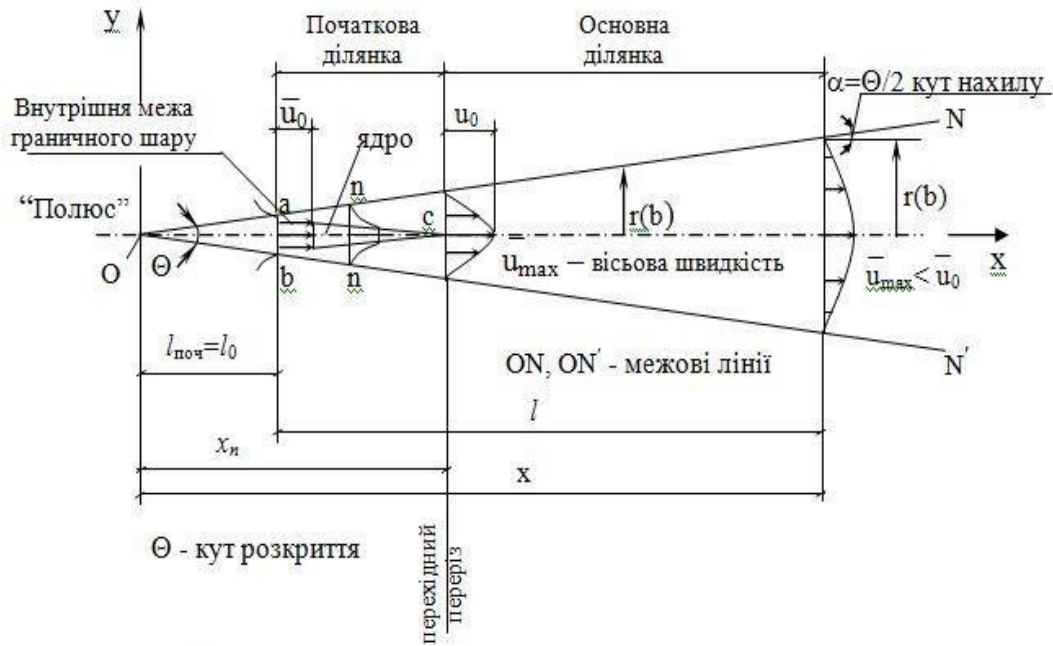


Рис. 1.1.

Безрозмірний коефіцієнт структури a враховує вплив нерівномірності розподілу швидкостей в початковому перерізі і ступінь турбулентності потоку на параметри струменя. Розподіл швидкостей в струмені можна також розрахувати за формулою Шліхтінга

$$\frac{u}{u_{\max}} = (1 - \eta^2)^{\frac{3}{2}} \quad (1.1)$$

де η – відносна ордината точки, для круглого струменя $\eta = u/r$ для плоского $\eta = u/g$.

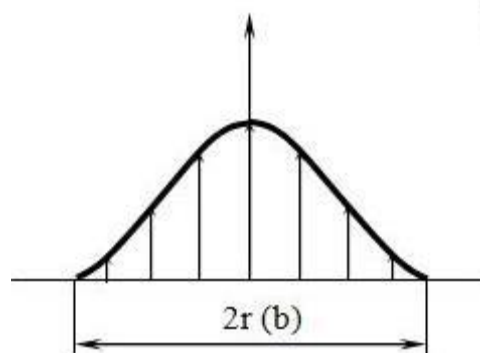


Рис. 1.2. Розподіл швидкостей в поперечному перерізі струменя основної ділянки

Із практики встановлено: далекобійність результуючого струменя зменшується зі збільшенням кута зустрічі струменів, що стикаються. Це наслідок зміни рівня турбулентності вздовж осі результуючої струмени.

А також збільшується відношення периметру струмини до її перерізу. В результаті чого із навколишнього нерухомого середовища втягується більша маса газу, котра діє з більшою гальмівною дією.

При проектуванні газових пальників важливо вміти розрахувати процес розвитку і змішування струменів. Якщо всі кінематичні, динамічні і термодинамічні величини газового потоку є функціями тільки однієї координати і часу, то такий потік називається одномірним.

Дуже важливе значення в газодинамічних дослідженнях мають безрозмірні швидкості :

$$M = \frac{C}{a} - \text{число Маха} - \text{це відношення швидкості потоку до швидкості звуку в}$$

даному газовому потоці; дає співвідношення між кінетичною і потенційною енергією потоку;

$$\lambda = \frac{C}{C_*} - \text{коефіцієнт швидкості газового потоку.}$$

Якщо $M < 1$, то плин називається дозвуковим.

Якщо $M > 1$ – надзвуковий плин газу.

Якщо $M = 1$ – критичний плин.

Параметри потоку при числі Маха $M=1$ називаються критичними параметрами (C_* , T_* , P_* , ρ_*) Критична швидкість

$$C_*^2 = a^2 = \frac{2k}{k+1} RT_0 \quad (1.2)$$

Критична температура

$$T_* = \frac{2}{k+1} T_0 \quad (1.3)$$

Рівняння теплоємності можна записати в безрозмірному вигляді

$$\frac{T}{T_0} = 1 + M^2 \frac{k-1}{2} \text{ або } \frac{T}{T_0} = 1 + \lambda^2 \frac{k-1}{k+1} \quad (1.4)$$

При надзвуковому плинні газу або при русі твердого тіла в газі з надзвуковою швидкістю виникають ударні хвилі або стрибки ущільнень. Швидкість у прямому стрибку падає, при цьому надзвукова швидкість до стрибка переходить у дозвукову швидкість після стрибка. Зв'язок швидкостей визначається за формулою

$$C_*^2 = V_1 V_i \text{ або } \lambda_1 \lambda_i = 1 \quad (1.5)$$

Тиск у прямому стрибку збільшується. Відношення тисків можна виразити

$$\frac{P_1}{P_i} = \frac{2k}{k+1} M^2 - \frac{k-1}{k+1} \text{ або } \frac{P_1}{P_i} = \frac{\lambda^2 - \frac{k-1}{k+1}}{1 + \frac{k-1}{k+1} \lambda^2} \quad (1.6)$$

Швидкість витікання у вихідному перетині сопла, що звужується, визначається за формулою

$$C = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{P}{P_0} \left[1 - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (1.7)$$

Масова витрата через сопло визначається за формулою

$$C = \omega \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{P}{P_0} \rho_0 \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (1.8)$$

Плин газу в соплі характеризується двома безрозмірними параметрами: коефіцієнтом тиску $\sigma = \frac{P_{02}}{P_{01}} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)$, коефіцієнтом швидкості $\varphi = \frac{V}{V_{id}}$.

Потік будемо вважати адіабатним, а газ досконалим (ідеальним). При цих умовах рух газу можна вважати ізоентропійним.

Користуючись рівнянням Ейлера

$$C \frac{dC}{dx} = - \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} \quad (1.9)$$

і рівнянням безперервності

$$\rho C \omega = const, \quad (1.10)$$

Легко встановити диференційні співвідношення між змінами швидкості і площини перерізу труби. Для цього перетворимо (1.5) до вигляду

$$C dC = - \frac{dP}{\rho} = - \frac{dP}{d\rho} \frac{d\rho}{\rho} = -a^2 \frac{d\rho}{\rho} \quad (1.11)$$

де $a = \sqrt{\frac{dP}{d\rho}}$ - швидкість звуку

Візьмемо від обох частин (1.11) логарифмічний диференціал, тоді отримаємо

$$\frac{d\rho}{\rho} = -\frac{dC}{C} - \frac{d\omega}{\omega} \quad (1.12)$$

Виключаючи за допомогою цієї рівності густину в попередньому рівнянні, знайдемо

$$CdC = -a^2 \left(-\frac{dC}{C} - \frac{d\omega}{\omega} \right);$$

$$(C^2 - a^2) \frac{dC}{C} = -a^2 \frac{d\omega}{\omega};$$

або поділивши обидві частини на a^2

$$(M^2 - 1) \frac{dC}{C} = \frac{d\omega}{\omega} \quad (1.13)$$

Із отриманого рівняння (яке носить ім'я Гюгоніо) витікають висновки:

- якщо $M < 1$, то знак dC протилежний знаку $d\omega$; це дозвукова течія; збільшення швидкості буде відбуватись у каналі, який звужується (рис. 2);
- якщо $M > 1$, знак dC однаковий зі знаком $d\omega$, це надзвукова течія; збільшення швидкості буде відбуватись в каналі, який розширюється (рис. 10.2, б);
- якщо $M = 1$, то $d\omega = 0$; відповідний переріз труби буде критичним; якщо $d\omega = 0$ і переріз $x_{кр}$ екстремальний (максимальний чи мінімальний), то або $M=1$ і, отже цей переріз $M \neq 1$ і $dC=0$.

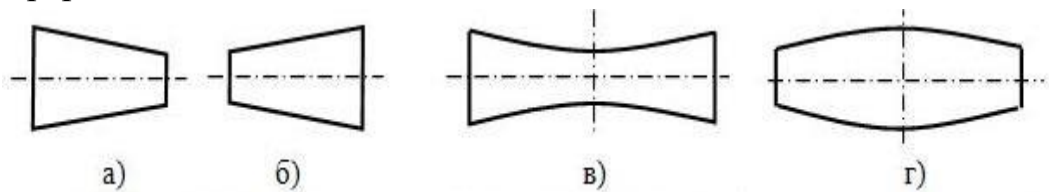


Рис. 1.3. До висновків із рівняння Гюгоніо: а – канал звужується; б – канал розширюється; в, г – переріз екстремальний; в – переріз мінімальний; г – переріз максимальний

ПРАКТИЧНА РОБОТА №2

ГЕОМЕТРИЧНІ ПАРАМЕТРИ СТВОЛА ДЕТОНАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ

МЕТА РОБОТИ: визначити геометричні параметри ствола детонаційної установки для наплення покриття.

ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

Якість покриття залежить від швидкості і температури частинок, однак перевагу слід віддати швидкісним факторам, оскільки перевищення температури плавлення призводить до низької якості покриття.

Розгін порошку здійснюється, в основному, не імпульсним потоком, який прямує безпосередньо за детонаційною хвилею, а в результаті квазістаціонарного витікання продуктів детонації із ствола. За наявності звуження у відкритій частині ствола цей ефект переважає. Оскільки в процесі наплення тиск у стволі значно перевищує подвійний тиск атмосфери, то у насадці швидкість потоку буде дорівнювати місцевій швидкості звуку (порядку 1000 м/с). Швидкість газу у стволі в наслідок перепадів перетину буде значно меншою ніж у насадці, тому розгоном порошку у стволі можна зневажати. Ствол в цьому випадку грає роль ресивера з гарячим стисненим газом.

Основний розгін частинок здійснюється в насадці і визначається довжиною її прискорюючої частини. Ця довжина повинна бути достатньою для розгону порошку, але швидкість порошку не повинна суттєво знижуватися в наслідок тертя по стінках.

Вважають, що найбільш оптимальним є введення порошку в перехідну ділянку ствол-насадок.

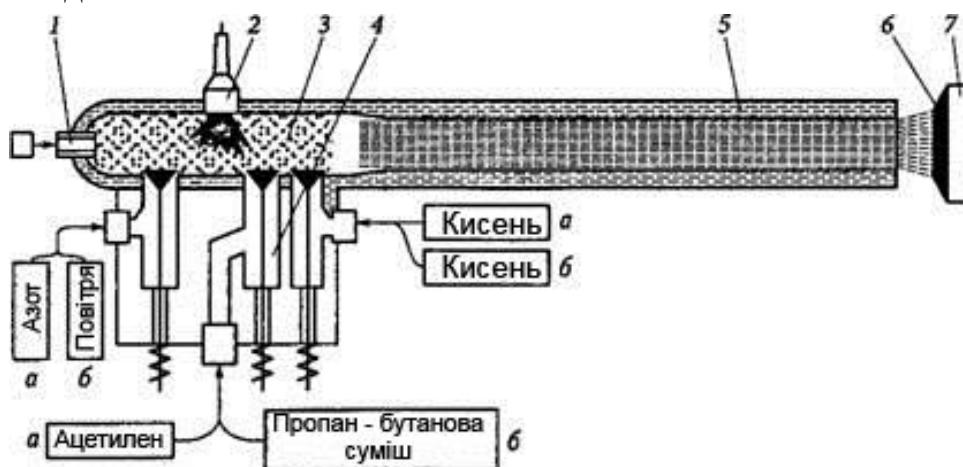


Рис. 2.1. Схема установки детонаційного наплення:

1 - порошковий живильник, 2 - запальний пристрій; 3 - вибухова камера; 4 - змішувальна камера; 5 - стовбур, б - покриття; 7 - відновлювана деталь; а і б - базовий і вдосконалений варіант подачі газів відповідно.

Для шорстких труб із великим числом Рейнольдса втрата динамічного напору на довжині α/λ в наслідок тертя залежить від коефіцієнту опору - λ . (В нашому випадку $Re = \frac{\rho u_0 \alpha}{\mu} \approx (10^{-3} \text{ г/см}^3 \times 10^5 \text{ см/сек} \times 1 \text{ см}) / 10^{-4} \text{ пуаз} = 10^6$). Коефіцієнт опору

залежить тільки від відносної шорсткості. При звичайній для промислових труб шорсткості стінки ≈ 50 мкм і $\alpha = 1$ см, $\lambda = 0,03$.

Так як величина швидкісного напору при критичному витіканні порівнянна із величиною тиску в стволі, то довжина розгінної частини насадку не повинна перевищувати 30α .

Розрахуємо розгін сферичної частки густиною ρ_q і діаметром d_q потоком із швидкістю u_0 густиною ρ .

Прискорення частки du/dt знаходимо за формулою:

$$\frac{du}{dt} = C_D \frac{3\rho(u_0 - u)^2}{4\rho_q d_q} \quad (2.1)$$

де $C_D \approx 0,5$ – коефіцієнт опору кулі.

При оцінюванні C_D враховувалось, що $10^4 < Re = \frac{\rho \times u_0 \times \alpha}{\mu} < 10^5$.

Інтегруючи (1) з урахуванням $u(0) = 0$ отримаємо

$$\frac{u_0 - u}{u_0} = \frac{1}{1 + \frac{3\rho \times u_0 \times t}{8\rho_q d_q}} = \frac{1}{1 + t/\tau}, \quad (2.2)$$

де $\tau = 8\rho_q d_q / 3\rho u_0$ - характерний час розгону частинки, що дорівнює часу за який швидкість частки досягає половини швидкості потоку.

Інтегруємо (2.2), знайдемо переміщення частинки

$$X = u_0 t - \tau \ln(1 + t/\tau) \quad (2.3)$$

Таким чином, щоб частинка встигла розігнатися до половини швидкості потоку ($t = \tau$) необхідна довжина прискорюючої частини насадки:

$$l^* \approx 0,3u_0\tau; l^* = 0,8\rho_q d_q / \rho.$$

При заданому діаметрі насадка довжина його прискорюючої частини повинна бути достатньою для розгону порошку але не дуже великою, щоб не знизити швидкості потоку газу:

$$l^* = 0,8\rho_q d_q / \rho < l < 30\alpha \quad (2.4)$$

Звідси ми отримаємо обмеження по мінімально допустимому діаметру насадки:

$$l_{\min} = l^* / 30 = 0,026\rho_q d_q / \rho \quad (2.5)$$

За менших діаметрів насадки газовий потік матиме меншу швидкість або частинки не набудуть і половини швидкості потоку.

Перепишемо нерівність (2.4) з урахуванням (2.5):

$$30d_{\min} < l < 30d \quad (2.6)$$

Довжину прискорюючої частини насадки варто обирати рівною середньому геометричному меж:

$$l_{opt} = 30\sqrt{dd_{\min}} \quad (2.7)$$

Наближено вирішуючи рівняння (2.2) і (2.3) при $x = 1$ знаходимо швидкість частинок на зрізі насадки:

$$\frac{u_0 - u}{u_0} \approx \frac{1}{1 + 0,3(l/l_* - 1)} \quad (2.8)$$

при $l = l_{opt}$

$$\frac{u_0 - u}{u_0} \approx \frac{1}{2 + 0,3\sqrt{d/d_{\min}} - 1} \quad (2.9)$$

З рівняння (2.8) видно, що обираючи $l = 2 l_{opt}$, ми отримуємо підвищення швидкості частинок лише на 15% порівняно із $l = l_{opt}$, що свідчить про недоцільність підвищення довжини насадки більше l_* .

Розрахуємо мінімально можливу пляму наплення при використанні порошку $d_{\text{ч}} = 50$ мкм, $\rho_{\text{ч}} = 10$ г/см³. Середня густина продуктів детонації $\rho = 10^{-3}$ г/см³.

Із (5) маємо $d_{\min} = 1,3$ см, оптимальна насадка, як витікає із (7), при $d = d_{\min}$ дорівнює 30 калібрам і складає 40 см. Швидкість частинок на зрізі насадки при цьому буде дорівнювати половині швидкості потоку газу тобто порядку 500 м/с.

Для того щоб здійснити розгін порошку до таких швидкостей необхідно мати об'єм ствола V_0 (разом з розхідною частиною насадки) у декілька разів більший ніж об'єм газу V , що витікає з насадки за час розгону. Інакше до закінчення розгону швидкість потоку значно знизиться.

Об'єм газу, що витік дорівнює $u_0 t \frac{\pi d^2}{4}$, час розгону $t \approx [1 + 0,3(l/l_* - 1)]t$, звідси

$$V = 3V_0 = \frac{3}{4} \pi d^2 u_0 [1 + 0,3(l/l_* - 1)]t \approx 2,5 \pi d^2 l [1 + 0,3(l/l_* - 1)] \quad (2.10)$$

Підставляючи значення із прикладу отримаємо $V_0 = 500$ см³.

Перехідна ділянка (конус) має забезпечувати пружний рикошет частинок при проходженні їх із ствола до насадки. З газодинамічної точки зору оптимальними

кутами є кути конусу $20 - 35^\circ$, хоча при зменшенні кута до $0,8^\circ$ збільшення втрат буде незначним.

Аналіз форми перехідної ділянки виходячи із умови пружного рикошету частинок, при їх швидкості рівній швидкості потоку газу показує, що оптимальною являється перехідна ділянка у вигляді послідовно розташованих конусних поверхонь з прямолінійно розташованими твірними за умови, що кут звуження кожного конуса не перевищує кута нахилу граничної кривої при тих самих діаметрах. При діаметрах $13 - 20$ мм цей кут $1,9^\circ$ і $0,8^\circ$. Довжина спряження при цьому складатиме 230 мм. Довжина ствола $\varnothing 20$ мм – 160 см при $V_0 = 500$ см³.

Максимально допустимі кути по видимому можна збільшити до $5 - 6^\circ$, а кут входу до $2,5^\circ$. Довжина перехідної ділянки скоротиться до 100 мм.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №3

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ГАЗОПОЛУМЕНЕВИХ РОЗПИЛЮВАЧІВ

МЕТА РОБОТИ: розрахувати геометричні параметри мундштука, змішувальної камери, інжекторного або безінжекторного вузла, а також режимних параметрів роботи пальника

ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

Продуктивність наплення односоплових газополуменевих інжекторних розпилювачів в середньому складає від 0,8-3кг/год, для більш продуктивного процесу наплення використовують багато соплові, інжекторні, або без інжекторні, внутрішньосоплового змішування пальники. при цьому продуктивність процесу може досягати і до 20 кг/год. В процесі газополуменевого наплення швидкість частинки порошкового матеріалу залежить від співвідношення кисню та пального газу в суміші, відстані від зрізу пальника, кількості введеного матеріалу в газовий потік та його густини, гранулометричного складу та інше.

При використанні ацетилено-кисневої пальної суміші швидкість витікання досягає 150...160 м/с, при цьому швидкість частинок при газополуменевому методі наплення стандартними пальниками становить 20-80 м/с. Застосування в конструкціях пальників прискорюючи насадків, обтискаючих струменів іншими газами підвищує швидкісні показники струменю на 20-30 % та густину теплового потоку. Керування швидкістю струменю може здійснюватися за рахунок витрат, теплофізичного стану суміші в середині пальника(P , T , ρ) та геометрії і форми сопел.

Згідно запропонованої кваліфікації вибирається тип пальника за наступними параметрами:

- | | |
|---|---|
| 1) за способом змішення пального газу з окиснювачем (кисень, повітря) | 2) за родом використання пального газу: |
| - Інжекторні; | - Ацетиленові; |
| - Безінжекторні | - Для газів заміників ацетилену |
| - Пальник постійного і рівного тиску для пального газу і окиснювача; | (Водень, метан, пропан-бутан, природний газ); |
| | - Для зріджених газів; |
| 3) по роду вживаного окисника : | 4) по числу корпусів пальника : |
| - кисневі; | - однокорпусні; |
| - повітряні; | - двукорпусні; |
| | - багатокорпусні; |
| 5) за формою поверхні мундштука | 6) по виду і кількості отворів для |

пальника :

- плоскі;
- циліндричні;
- контурні.

горючої суміші:

- односоплові;
- багатосоплові;
- щілинні;

7) за призначенням:

- універсальні;
- спеціалізовані (для зварювання, пайки, наплавлення, напилення, термообробки, правки, очищення поверхні, обробки неметалічних матеріалів).

Визначення витрати газів

Першим кроком в розрахунках газополуменевих розпилювачів є визначення витрати пального газу.

Ефективність процесу нагрівання розпилюваного матеріалу газовим полум'ям оцінюється ефективним к.к.д., який являє собою відношення ефективної теплової потужності полум'я Q до повної теплової потужності полум'я Q_n , яка відповідає нижній теплотворності пального газу:

$$\eta_u = \frac{Q}{Q_n}, \quad (3.1)$$

або

$$\eta_u = \frac{g_n S_{пл}}{Q_n}, \quad (3.2)$$

де Q - ефективна тепла потужність полум'я; Q_n - нижня теплотворність пального газу (див. Додаток А); g_n - продуктивність напилення; $S_{пл}$ - тепломісткість одиниці ваги розплавленого матеріалу при температурі плавлення $T_{пл}$.

Знаючи продуктивність напилення g_n та тепломісткість $S_{пл}$ (табл. 3.1) знаходимо ефективний к.к.д. по формулі (3.2); отриманий результат підставляємо в вираз (1.1), звідки легко виразити ефективну теплову потужність полум'я Q :
 $Q = \eta_u \cdot Q_n$.

Тепер, користуючись графіком зображеним на рис. 3.1 можна знайти витрату пального газу.

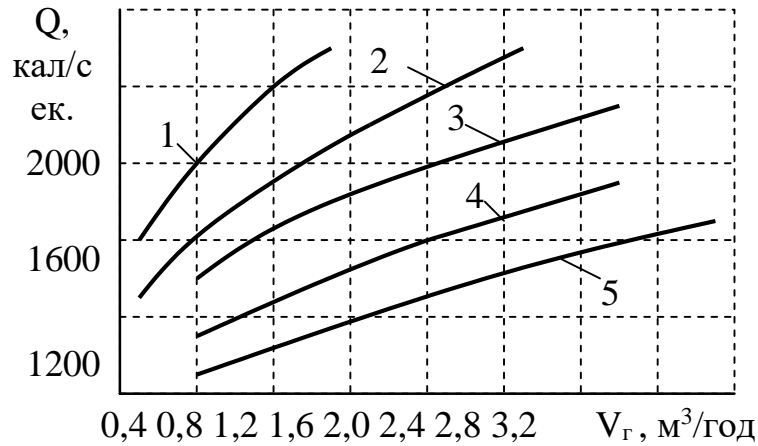


Рис. 3.1. Ефективна потужність різних видів газо-кисневого полум'я в пальнику в залежності від витрати пального газу

1- пропан-бутан, $\beta=3,5$; 2- ацетилен, $\beta=1,15$; 3- метан, $\beta=1,5$; 4- коксовий газ, $\beta=0,8$; 5- водень, $\beta=0,4$.

Витрату кисню знаходять з формули

$$V_k = \beta \cdot V_{ng} \quad (3.3)$$

де β - співвідношення між киснем та паливим газом.

$$\beta = \frac{V_k}{V_{ng}} \quad (3.4)$$

Витрати пальної суміші визначаються умовою достатності теплоти для розплавлення напилюваного порошкового матеріалу, яку можна оцінити з рівності тепловмісту розплавленого матеріалу і ефективної теплової потужності полум'я, яке використовується для напилення матеріалу.

Таблиця 3.1. Основні фізичні та теплові властивості полум'яутворюючих газів та рідин (при 20°C та тиску 0,101 МПа)

Полум'я-утворюючий газ	Максимальна температура полум'я у суміші з киснем Т, °С	Нижня теплота згоряння суміші газів Q _н , МДж/м ³	Максимальна швидкість горіння у суміші з киснем W, м/с	Співвідношення між киснем і газом для нормального полум'я, β	Коефіцієнт заміни ацетилену Ψ	Об'ємна густина (щільність) газу, кг/м ³
Ацетилен, C ₂ H ₂	3200	53	13,5(7,6)*	1,1-1,3	1	1,09
Пропан, C ₃ H ₈	2500	93,2	3,0-3,5	3,5	0,6	2,01
МАФ (метил-ацетилен-аленова фракція)	2930	89,1	~4,7	2,3	1,1	1,7
Природний газ (~94% СН ₄)	2400	31,8-33	~3,3	1,5-2,1	1,4-3,5	0,68-0,9
Водень, H ₂	2600	10	8,9	0,3	2	0,084

$$m_{рм} \cdot c_{рм} = Q_{н} V_{гс} \eta_{эф} \quad (3.5)$$

де $m_{рм}$ - маса розплавленого напилюваного матеріалу, кг/год; $Q_{н}$ - нижча теплоутворююча здатність пальної суміші, МДж/м³; $\eta_{эф}$ - ефективний ККД процесу нагрівання матеріалу газовим полум'ям; $c_{рм}$ - тепловміст розплавленого матеріалу, МДж/кг; $V_{гс}$ - витрати пальної суміші м³/год, які можна розрахувати виходячи з формули. $U_m = 354 \cdot \frac{V_{гс}}{d^2}$;

$$V_{гс} = \frac{U_m \cdot d^2}{354} \quad (3.6)$$

де d - діаметр сопла пальника для наплення, мм, U_m - середня швидкість витікання пальної суміші із сопла пальника, м/с,

Використовуючи довідникові дані (табл. 1.2) про питому теплоємність одиниці маси розплавленого матеріалу і нижчої теплоутворюючої здатності пальних сумішей, які найбільш часто використовуються і вибраного діаметру сопла

стандартного пальника для напилення, можна визначити оптимальні витрати напилюваного порошку.

$$m_{pm} = \frac{Q \cdot U \cdot d^2 \cdot \eta_{эф}}{354 \cdot C_{pm}^c} \quad (3.7)$$

Таблиця 3.2 Питома теплоємність деяких металів при температурі плавлення

[6]

Матеріал	Теплоємність одиниці ваги розплавленого матеріалу при температурі плавлення, C_{pm} , МДж/кг · К · 10 ⁻³
Алюміній	334
Мідь	207
Сталь	264
Нікель	227
Кераміка	342
Вольфрам	184
Олово	59
Цинк	112
Магній	370
Чавун	90-140

Методика розрахунку інжекторних газополумених пальників

Розрахунок параметрів інжекторного газополуменивого пальника (рис. 3.2) починають з визначення діаметра вихідного каналу інжектора d_i , для цього необхідно знайти середню швидкість витікання газу з сопла

$$W_{\Gamma} = \varphi \sqrt{\frac{2gP_1}{\gamma}}, \quad (3.8)$$

де $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ - прискорення сили тяжіння; P_1 - тиск газу перед соплом, в кг/м^2 (в інжекторних пальниках тиск інжектуючого кисню $P_1 = 2 \div 4$ атм, що дорівнює $(2 \div 4) \cdot 10^4 \text{ кг/м}^2$); γ - густина (питома вага) газу, кг/м^3 ; φ - коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілення швидкостей потоку газів в перерізі сопла та опір в ньому, залежить від форми сопла. Коефіцієнт φ в залежності від відношення довжини циліндричної частини сопла Δl до діаметра d_i наведено в табл. 3.3.

Площа поперечного перерізу сопла інжектора визначається по формулі

$$f_i = \frac{V_{\Gamma}}{3600 \cdot W_{\Gamma}}, \quad (3.9)$$

де V_{Γ} - витрата газу, $\text{м}^3/\text{год}$, (розраховується в п.1.1).

Звідки діаметр сопла інжектора

$$d_i = \sqrt{\frac{4f_i}{3,14}}, \quad (3.10)$$

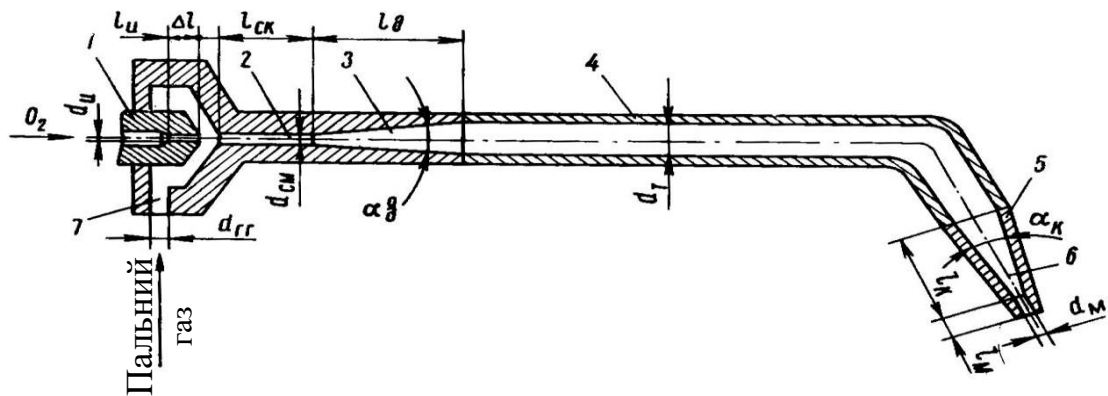


Рис. 3.2. Основні деталі та позначення розмірів газових каналів інжекторного пальника: 1 - інжектор; 2- камера змішування; 3- дифузор; 4- трубка наконечника; 5- мундштук; 6 - конфузор; 7- канал для пального газу і подачі порошку.

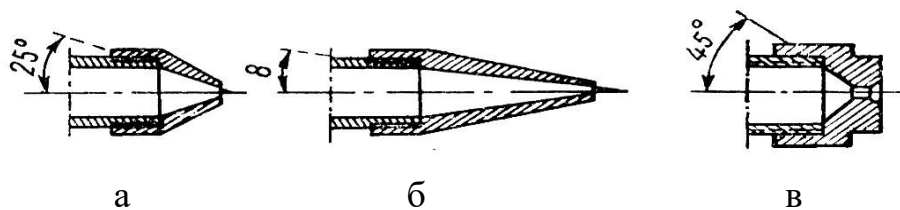


Рис. 3.3. Форми сопел інжекційних пальників:
а- сопло з кутом конуса 25°; б - сопло з кутом конуса 8°; в - сопло з кутом конуса 45° і з циліндричною вихідною частиною

Таблиця 3.3. Значення коефіцієнта φ в залежності від відношення $\Delta l/d_i$.

Відношення $\frac{\Delta l}{d_i}$	Значення φ	Відношення $\frac{\Delta l}{d_i}$	Значення φ
0,18	0,75	1,0	0,85
0,35	0,84	2,25	0,84
0,45	0,85	4,5	0,83
0,55	0,87		

Довжина циліндричної частини сопла Δl

$$\Delta l = 2d_i \quad (3.11)$$

Довжина інжектора

$$l_i = 4d_i \quad (3.12)$$

Діаметр камери змішування

$$d_{зк} = (3 \div 3,6) \cdot d_i \quad (3.13)$$

По умовам забезпечення безперервності струмини газів в наконечнику пальника діаметр вихідного отвору мундштука d_m береться меншим, ніж діаметр циліндричного каналу камери змішування

$$d_m = (2,5 \div 3,3) \cdot d_i \quad (3.14)$$

Довжина камери змішування

$$l_{зк} = 7d_{зк} \quad (3.15)$$

Довжина дифузора

$$l_D \approx 10 \cdot d_{зк} \quad (3.16)$$

Кут розширення дифузора, для забезпечення безвідривності потоку приймається рівним $\alpha_d = 10 \div 12^\circ$.

Довжина конфузора

$$l_k = (7 \div 10) \cdot d_m \quad (3.17)$$

Довжина мундштука

$$l_m = (2 \div 5) \cdot d_m \quad (3.18)$$

Кут звуження конфузора приймається рівним $\alpha_k = 6 \div 8^\circ$.

Методика розрахунку лінійних без інжекторних пальників

При газополуменевому нанесенні покриттів вигідно використовувати як джерело нагрівання лінійні багатосоплові пальники. Використання багатосоплових лінійних пальників обумовлюється прагненням збільшити потужність полум'я з метою підвищення продуктивності напилювання.

У тих випадках газополуменевої обробки металів, коли необхідно суворе стабільність заданого складу пальної суміші (наприклад, при напиленні кольорових металів, легованих сталей), доцільно застосовувати безінжекторні пальники.

Безінжекторні пальники відрізняються більш високими технологічними якостями, ніж інжекторні, володіючи великою стабільністю складу суміші і стійкістю проти зворотних ударів. До переваг безінжекторних пальників в порівнянні з інжекторними відноситься також і можливість зміни в широких межах витрат газів без зміни наконечника. Це дозволяє зменшити необхідну кількість типорозмірів пальників і скорочує трудомісткість їх виготовлення.

Нижче приводяться основні дані, необхідні для розрахунку цих пальників.

Розрахунок робочих каналів лінійного безінжекторного пальника

Схема лінійного безінжекторного пальника показана на рис. 3.4. Кисень і ацетилен під тиском 0,3 - 0,8 кг/см² надходять в канали дозуючої шайби.

По виході з каналів шайби гази змішуються в змішувальній камері і у вигляді пальної суміші надходить у наконечник, що має ряд лінійно розташованих сопел (мундштуків).

При конструюванні лінійних безінжекторних пальників визначенню підлягають наступні основні параметри (рис. 3.4):

- а) діаметр, крок і число сопел – d_c , f , n ;
- б) діаметр каналів дозуючої шайби d_A , d_K ;
- в) розміри робочих каналів змішувальної камери $d_{зк}$, $l_{зк}$, d_d , l_d ;
- г) діаметри газопідвідних каналів d_{kn} , d_{an} .

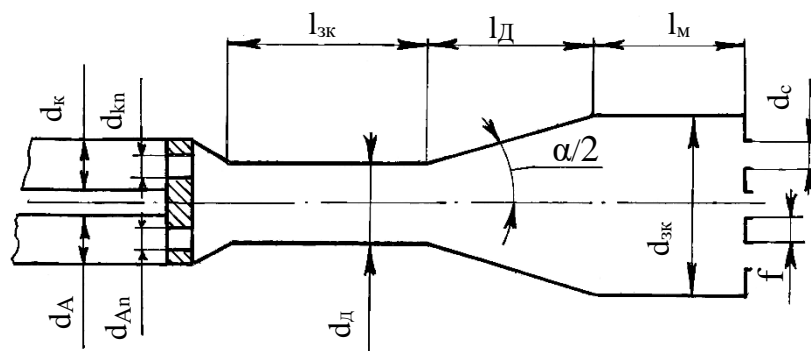


Рис. 3.4. Схема лінійного безінжекторного пальника

Визначення діаметру і числа сопел

В лінійних багатополумених пальниках кількість сопел n пов'язано з їх кроком f та радіусом R_x виразом

$$n = \frac{\pi R_x}{f}, \quad (3.18)$$

де n - кількість сопел; f - крок сопел, вибирається по конструктивним міркуванням, і повинний бути ≥ 8 мм для забезпечення постановки ввертних сопел; R_x - радіус на якому лежать сопла; $R_x = (0.53 - 0.67) \frac{d_d}{2}$; d_d - діаметр дифузора.

Граничні значення умовної густини потоку відповідають швидкостям витікання пальної суміші, що виключає можливість проникнення полум'я всередину мундштука (нижня межа) і відриву полум'я від мундштука (верхня межа).

$$\rho_y = 354 \frac{V_{cm}}{nd^2} \left[\frac{M}{сек} \right] \quad (3.19)$$

де V_{cm} - витрата пальної суміші, м³/год. (при $\beta=1,15$ $V_{cm}=V_A+V_k=2,15V_A$); n - кількість сопел; d_c - діаметр сопла (вихідного отвору мундштука, мм). Між розрахунковою

умовною густиною потоку і діаметром вихідного отвору мундштука існує наступна емпірична залежність:

$$\rho_y = \psi S_{cm} d_c^{0,37}, \quad (3.20)$$

де ψ - коефіцієнт, що характеризує середню припустиму швидкість витікання суміші; S_{cm} - умовна швидкість запалення суміші, м/сек (для ацетилено-кисневої суміші $S_{cm} = 7,5$ м/сек); d_c - діаметр сопла, мм.

У лінійних багатополуменевих пальниках звичайно застосовуються мундштуки з вихідним отвором діаметром $d_c = 0,5 - 2,5$ мм.

Приймаючи зазначені значення ψ з рівнянь (3.19) і (3.20), маємо:

$$d_c = 2,37 \sqrt[3]{3,1 \frac{V_{cm}}{n}}, \quad (3.21)$$

Визначення діаметрів каналів дозуючої шайби

У безінжекторних пальниках канали в дозуючих шайбах перед змішувальною камерою мають форму простих циліндричних сопел без розширення.

У цьому випадку, якщо зневажити втратами від тертя і впливом стискальності газів, секундна витрата газу визначається

$$G = F_2 \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{P}{V_1} \left(j^{\frac{2}{k-1}} - j^{\frac{2}{k}} \right)}, \quad (3.22)$$

де G - секундна вагова витрата газу, кг/сек; F_2 - площа вихідного перерізу сопла, м²; g - прискорення сили тяжіння, рівне 9,81, м/сек²; V_1 - питомий об'єм газу на вході в сопло, м³/кг.

На основі цього рівняння виведена проста узагальнена формула (3.23) для випадку витікання газу через декілька отворів:

$$V = \mu \Gamma \Theta n d_c^2 \sqrt{(P_r - P_g)(P_g + 1)}, \quad (3.23)$$

де V - нормальна об'ємна витрата газу в м³/год.; μ - коефіцієнт витрати, що враховує вплив відхилень від теоретичного розрахунку при переході до реальних газів (визначається дослідним шляхом, середнє розрахункове значення його може бути прийнято рівним 0,86); Γ - коефіцієнт, що характеризує фізичні властивості газів, які протікають через сопло; Θ - коефіцієнт, що враховує вплив температури газу (при температурі газу $t = 20^\circ\text{C}$, коефіцієнт $\Theta = 1$); n - кількість отворів (сопел), через які відбувається витікання газу; P_r - тиск газу на вході в отвір (сопло); P_g тиск середовища (атмосфери), в яке відбувається витікання газу.

Значення коефіцієнтів Γ і Θ стосовно до умов витікання газів (кисню, ацетилену чи ацетилено-кисневої суміші) в отворах (соплах) безінжекторного лінійного пальника наведені в табл. 3.4.

Таблиця 3.4. Значення коефіцієнтів Γ і Θ для різних типів газу

Коефіцієнт	Значення коефіцієнтів для		
	кисню	ацетилено-кисневої суміші	ацетилену

Б	0,5	0,51	0,53
Г для $1,01 < j < 1,4$	2,06	2,09	2,12
Г для $1,45 < j < 1,9$	2,01	2,02	2,03

Це рівняння на відміну від формули (3.22), що є справедливою тільки для ідеальних газів, враховує вплив тертя, стискальності й інших явищ, що мають місце при реальних умовах витікання газів. Воно однаково справедливо як для розрахунку витікання пальної суміші із сопел наконечника, так і для розрахунку витікання газу з каналів дозуючої шайби.

Для випадку витікання кисню й ацетилену через отвори дозуючої шайби відповідно маємо: $P_{\epsilon} = P_k$ або $P_C = P_A$ - тиск газу (кисню чи ацетилену) перед каналами шайби; $P_B = P_{ш}$ - тиск газової суміші на виході з каналів шайби.

Тиск газів $P_{ш}$ на виході із шайби більше тиску суміші P_c в розподільному каналі наконечника на величину втрати тиску в каналах пальника.

Можна прийняти, що

$$P_{ш} = \chi \cdot P_c, \quad (3.24)$$

де χ - коефіцієнт, що враховує втрати тиску газів у каналах і наконечнику пальника (згідно дослідних даних [3]: $\chi_k=1,2$; $\chi_A=1,5$).

$$P_{шк} = \chi_k P_c = 1,2 \cdot P_c, \quad (3.25)$$

$$P_{шA} = \chi_A P_c = 1,5 \cdot P_c \quad (3.26)$$

Підставляючи прийняті значення P_B і P_G в рівняння (3.23), та зробивши необхідні перетворення одержуємо відповідно:
діаметр кисневого каналу в шайбі (мм)

$$d_k = \sqrt{\frac{V_k}{0,89 \cdot \sqrt{(P_k - \chi_k P_c)(\chi_k P_c + 1)}}}, \quad (3.27)$$

діаметр ацетиленового каналу в шайбі (мм).

$$d_A = \sqrt{\frac{V_A}{0,97 \cdot \sqrt{(P_A - \chi_A P_c)(\chi_A P_c + 1)}}}, \quad (3.28)$$

Таким чином, для розрахунку діаметрів каналів дозуючої шайби при відомих витратах і тисках газів на вході в пальник необхідно знати тиск суміші P_c у розподільній трубці наконечника.

Визначення розмірів робочих каналів змішувальної камери

У безінжекторних пальниках, що характеризуються відсутністю інжектуючого пристрою і живленням газами під порівняно високим тиском (порядку 0,5÷0,7 атм), форма і розміри змішувальної камери мають менший вплив на правильну роботу пальника, ніж в інжекторних пальниках.

Разом з тим для зменшення опору витіканню газів з каналів шайби важливо, щоб сумарна площа їхніх перерізів була менше площі перерізу циліндричного каналу змішувальної камери.

Виходячи з цієї умови, можна прийняти наступне співвідношення між цими двома параметрами:

$$F_{зк} = 1,5(F_k + F_A) \quad (3.29)$$

де $F_{зк}$ - площа перерізу циліндричного каналу змішувальної камери, мм²; F_k - площа перерізу кисневих каналів дозуючої шайби, мм²; F_A - площа перерізу ацетиленових каналів дозуючої шайби, мм

$$d_{зк} \approx 1,2 \sqrt{d_k^2 + d_A^2} \quad (3.30)$$

Звідки

$$l_{зк} = 7d_{зк} \quad (3.31)$$

З метою виключення місцевих звужень каналів по ходу витікання суміші діаметр дифузора d_D змішувальної камери приймається

$$d_D = 1,5d_c \sqrt{n} \quad (3.32)$$

де d_c - діаметр сопла; n - кількість сопл.

Тоді довжина дифузора l_D визначається зі співвідношення

$$l_D = \frac{d_D - d_{ек}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \quad (3.32)$$

де α - кут конуса дифузора (град).

Визначення діаметрів газопідвідних каналів

Діаметр газопідвідної трубки

$$d_m = d_D$$

Довжина газопідвідної трубки l_m визначається із конструктивних міркувань.

Діаметр газопідвідного каналу в корпусі пальника знаходиться по формулі

$$d_{гн} = 18,8 \sqrt{\frac{V_{гн}}{\rho_{гн}}} \quad (3.34)$$

де $V_{гн}$ - витрата газу (кисню чи ацетилену), м³/год; $\rho_{гн}$ - умовна густина потоку в газопідвідному каналі, м/сек.

Варіанти завдань на практичну роботу №3

№ вар.	Конструк. виконання	Продуктивність напилання кг/год	Склад пальної суміші	Тип матеріалу, який напилюється	Вид матеріалу	Признач. покриття
1	Ручний-інжекторний, односопл.	1,5	Ацетилен+кисень	ПР-Бр.А8,5	порошок	антифрикційне
2	Ручний-безінжекторний, багатосопл.	7	Ацетилен+кисень	ПХ17Н2	порошок	зносостійке
3	Маш.безінжекторний	12	Пропан-бутан+повітря	ПР-Н80	порошок	антикорозійне
4	Маш.безінжекторний	20	Пропан-бутан+кисень	ПР-Н80ХС2Р	порошок	жаростійке
5	Ручний-інжекторний, односопл.	3	Ацетилен+кисень	алюміній	дріт	антикорозійне
6	Стаціонарний без інжекторний	7	Ацетилен+кисень	ПТ-Ю5Н	порошок	підшар
7	Ручний-інжекторний, односопл.	10	Ацетилен+кисень	ПТ-19Н-01	порошок	антифрикційне
8	Стаціонарний без інжекторний	15	Ацетилен+кисень	Оксид титану	Гнучкий шнур	Теплоізолююче
9	Ручний-інжекторний, багатосопл.	5	Пропан-бутан+повітря	бабіт	порошок	антифрикційне
10	Ручний-інжекторний, односопл.	5	Ацетилен+кисень	ПС-12НВК-01	порошок	зносостійке
11	Стаціонарний без інжекторний	10	Пропан-бутан+кисень	ПГ-19М-01	дріт	корозійностійке
12	Ручний-інжекторний, багатосопл.	4	Пропан+кисень	ПТ88Н12;ТУ 14-1-3282-81	порошок	зносостійке
13	Стаціонарний без інжекторний	20	Ацетилен+кисень	цинк	дріт	корозійностійке
14	Ручний-інжекторний, багатосопл.	5	Воднево-киснева суміш	ПР-180Х16Н8Ф8ТЗР	порошок	зносостійке
15	Ручний-інжекторний односопловий	3	Пропан+кисень	ПМС-В	порошок	антифрикційне

ПРАКТИЧНА РОБОТА №4

ДОЗАТОРИ – ЖИВИЛЬНИКИ ДЛЯ ПОДАЧІ ПОРОШКОВИХ МАТЕРІАЛІВ

МЕТА РОБОТИ: Провести конструкційний розрахунок системи подачі порошку дозатора живильника згідно з завданням.

ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

Порошковий інжекторний живильник з плавним регулювання подавання порошку і живильник роторний з дозуючим колесом, що забезпечують високу рівномірність і точність подачі порошку досягається -5%.

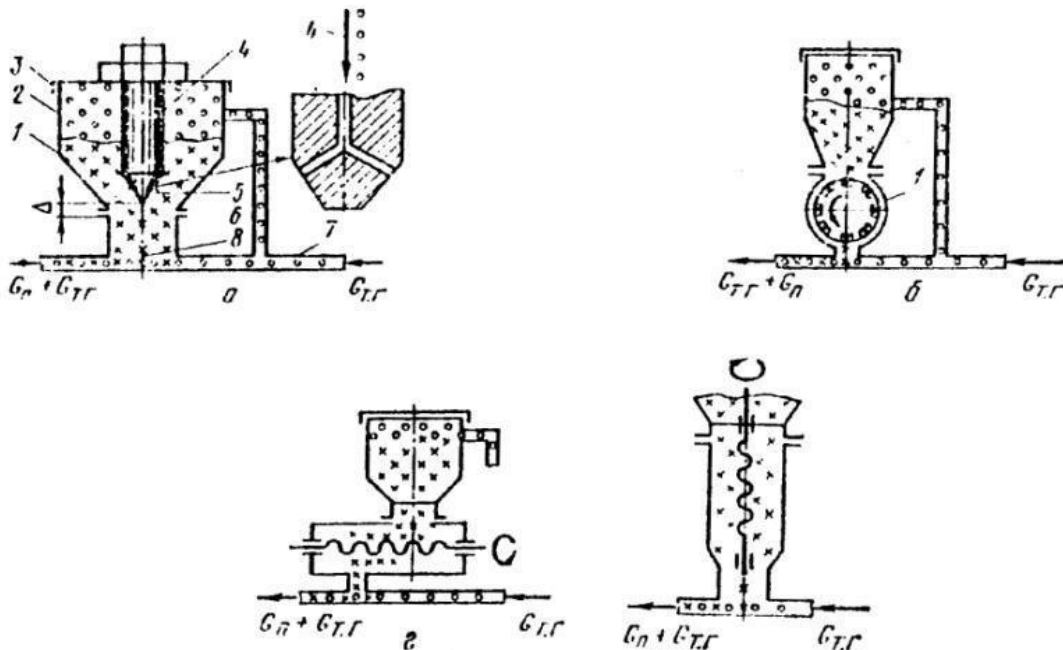


Рис. 4.1. Схеми порошкових живильників.

а – голчатого типу; б – роторного типу; в – шнекового типу.

Розпилюваний порошок 1 (схема а) засипають у бункер 2 через кришку 3. Під дією власної маси порошок зсипається в дозуючий вузол 8 і далі в транспортуючу магістраль 7. Дозуючий вузол являє собою корпус, в циліндричному отворі якого в осьовому напрямку переміщається голка 4, що приводить до зміни прохідного перетину отвору для порошку. Для виключення зависання порошку в бункері іноді застосовують його вібрацію. У схемі а) зависання усувається подачею в зазор стисненого газу по центральному отвору голки. По каналу 7 подається транспортуючий газ, який підхоплює зсипаючий порошок. Продуктивність подачі порошку визначається витратою транспортуючого газу і зазором в дозуючому пристрої.

На схемі б) приведена схема порошкового роторного живильника. Ротор 1 на твірних циліндра має поздовжні канавки, в які зсипається порошок і при повороті ротора переноситься в транс-кравець магістраль. Регулювання витрати порошку в такому живильнику здійснюється за рахунок зміни числа обертів ротора.

Схема в) демонструє порошкові живильники шнекового типу, конструкція яких виконується як в горизонтальному, так і вертикальному виконанні. Їх продуктивність визначається числом обертів електродвигуна, що обертає шнек.

Із закордонного обладнання на вітчизняних промислових підприємствах знайшли широке застосування установки фірм "Плазма-Технік АГ" і "Метко", серед основних позитивних рис яких відзначаються наступні:

- висока точність підтримки і відтворення заданих робочих параметрів;
- можливість застосування в складі автоматизованих ком-комплексів і ліній;
- повний комплекс допоміжного устаткування і оснащення;
- оснащення роботами і маніпуляторами.

Так установка "Plasma Technik" (Швейцарія), склад якої представлений на схемі нижче, обладнана керуючими консолями, двома порошковими живильниками фірми "Plasmadyne".

Порошковий живильник TWIN-10 забезпечує подачу порошку з витратою від 100 г/год до 18 кг/год при загальному запасі 8 кг, гранулометричний склад використовуваного порошку від 2 до 200 мкм, швидкість подаючого диска 0,1 ... 10 об/хв.

Базова модель плазмового пальника F4 містить три контури: газовий, струмовий і водяний. Подача порошку проводиться тільки під зріз сопла - анода.

Важливим елементом установки, що забезпечує напилення високоякісних покриттів, є дозатор порошку. Він повинен: надійно подавати порошок у потік плазми у всьому діапазоні регулювання його характеристик (від 18 кг / год до 100 кг / год), надійно забезпечувати подачу порошоків з розмірами частинок 1 ... 2 мкм і мати мінімум регульованих характеристик для успішного використання в автоматизованих системах. Загальний вигляд порошкового живильника Twin10 представлений на малюнку, а схеми бункера дозатора і системи дозування цього живильника зображені нижче.

У нижній частині бункера розташований, так званий, контрконус 8, завдяки якому витрата порошку залишається постійним за рахунок того, що не дає змінюється масі порошку в бункері впливати на витрату. З контрконуса 8 порошок надходить в конічну лійку (конус 5), де для подачі важкосипучого порошку розміщена мішалка 6 обертова від електродвигуна постійного струму 7. Мішалка 6 запобігає зависанню порошку в воронці і забезпечує його рівномірне надходження в канавку дозуючого диска, що особливо важливо для дрібнодисперсних і важкосипучих порошоків.

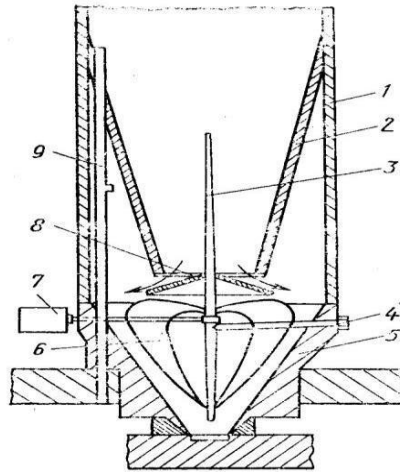


Рис. 4.2. Бункер дозатора типу «Твин-10»

1 - бункер дозатора з оргскла; 2 - конічний резервуар для порошку, 3 - регулювальний стрижень; 4 - введення газу; 5 - подаючий конус; 6 - мішалка; 7 - електродвигун мішалки; 8 - розвантажувальний конус; 9 - трубка вирівнювання тиску газу.

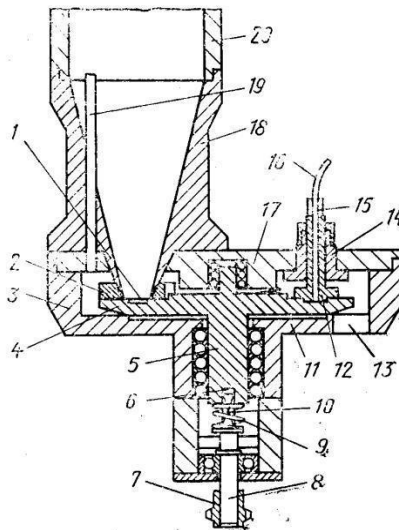


Рис. 4.3. Система дозування порошку в дозаторах типу «Твин-10»

1 - дозувальна канавка; 2 - згрібач - вирівнювач; 3 - нижня частина корпусу; 4 - обертова тарілка (диск); 5 - хвостовик тарілки; 6 - посадочний отвір; 7 - зубчасте колесо; 8 - привід обертання; 9 - пружина; 10 - кінцевик приводу; 11 - забірник порошку; 12 - корпус забірника; 13 - введення газу; 14 - утримувач; 15 - трубка забірника; 16 - порошковий дріт; 17 - прозора кришка; 18 - металевий забірний конус; 19 - трубка вирівнювання тиску; 20 - корпус бункера

З воронки порошок потрапляє на дозуючу канавку тарілки 1. Після заповнення дозуючої канавки тарілки при її обертанні порошок доставляється до всмоктуючого

вузлу або забірник порошку 11. Деталі розподільного і всмоктуючого вузлів виготовлені з пластику і спроектовані в двох варіантах, відповідних різним грануляціям порошку. При повному завантаженні канавки дозуючої тарілки масова витрата порошку повністю залежить тільки від частоти обертання дозуючого диска, що вкрай зручно для контролю і регулювання швидкості подачі порошку.

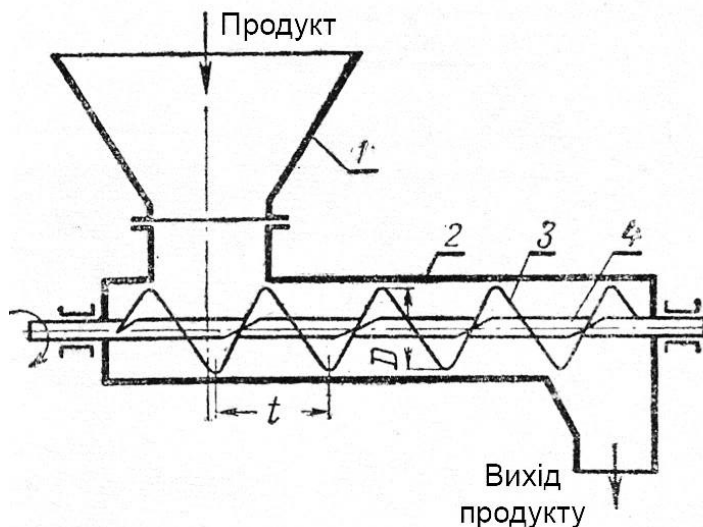


Рис. 4.4. Шнековий дозатор

1 – приймальний пристрій; 2 - корпус шнека; 3 - гвинт; 4 - вал.

Розрахунок шнека дозатора

Конструктивний розрахунок валка

Загальна продуктивність: $5,0 \text{ г/с} = 5/800 = 0,00625 \text{ м}^3/\text{с}$

Заданося двома параметрами D і d – зовнішній і внутрішній діаметр валка.

Товщина валка, м. $\delta = 0,044421 \text{ м}$.

З умови забезпечення продуктивності знаходимо частоту обертання валка, с^{-1}

$$n = \frac{\Pi}{0,785 \cdot (D^2 - d^2) \cdot (H - \frac{\delta}{\cos \alpha}) \cdot \varphi \cdot k} = \frac{0,00625}{0,785 \cdot (0,28^2 - 0,08^2) \cdot (0,12 - \frac{0,044451}{\cos 0,135582}) \cdot 0,8 \cdot 1,001446} = 1,850464 \text{ с}^{-1} \quad (4.1)$$

де φ – коефіцієнт заповнення валка продуктом. Приймаємо $\varphi = 0,8$.

H - крок валка, м.

$$H = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 0,08 = 0,12 \text{ м} \quad (4.2)$$

Коефіцієнт осьової подачі продукту k ,

$$k = 1,001446$$

Кут підйому гвинтової лопасті по середньому діаметру валка визначається за формулою.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H}{2\pi R_{cp}} = \frac{0,12}{2 \cdot \pi \cdot 0,09} = 0,209105 \quad (4.2)$$

де R_{cp} - осьовий радіус, м.

$$R_{cp} = \frac{R + R_2}{2} = 0,09 \text{ м} \quad (4.3)$$

Довжина валка визначається за формулою, м.

$$L = 10 \cdot d = 10 \cdot 0,08 = 1,32 \quad (4.4)$$

Число витків валка.

$$Z = \frac{L}{H} = \frac{1,32}{0,12} = 11_{шт} \quad (4.5)$$

Розрахунок валка оптимізації для змішувача

Величина дійсного переміщення порошків по мішалці за один оберт мішалки.

$S_1 = 0,059728 \text{ м}$

$$\Pi_m = V \cdot \rho_2 = 0,00625 \cdot 800 = 5 \text{ кг/с} \quad (4.6)$$

де V – масова продуктивність, кг/с.

ρ_2 – густина матеріалів. Приймаємо $\rho_2 = 800 \text{ кг/м}^3$.

ω – кутова швидкість рад/с, визначається за формулою,

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot 3,14 \cdot 1,850464 = 11,62681 \text{ рад/с} \quad (4.7)$$

n – частота обертання, с^{-1} .

F_k – площа поперечного поперечного перерізу камери, м^2 .

$$F_k = \pi \cdot D^2 - \pi \cdot d^2 = 0,056549 \text{ м}^2 \quad (4.8)$$

Повна продуктивність, кг/сек.

$$\begin{aligned} Q_{II} &= 0,125 \cdot (D^2 - d^2) S \rho_2 \omega 0,3\varphi = \\ &= 0,125(0,28^2 - 0,08^2) \cdot 0,12 \cdot 800 \cdot 11,62681 \cdot 0,8 = 7961026 \end{aligned} \quad (4.9)$$

де S - величина кроку, м, $S = 0,12 \text{ м}$; P_2 - насипна маса, кг/м^3 , $P_2 = 800 \text{ кг/м}^3$

Потужність, яка споживається, Вт

$$N_{\epsilon} = \frac{1000 \cdot Q_n \cdot L \cdot 1,2 \cdot 1,1}{\eta_{пер}} = 2,221959 \text{ Вт} \quad (4.10)$$

де $\eta_{пер}$ – К.К.Д. нагнітаючого шнека. Приймаємо $\eta = 0,65$

Потужність, яка споживається електродвигуном, кВт.

$$N_n = \frac{N}{\eta_{дв}} = 2,962612 \text{ кВт} \quad (4.11)$$

де $\eta_{дв}$ - коефіцієнт корисної дії електродвигуна. Приймаємо $\eta_{дв} = 0,75$

Розрахунок маси шнека машини

Розміри заготовки, м.

$$D_0 = d_0 + (D-d) = 0,09 + (0,24-0,08) = 0,295 \text{ м}, \quad (4.12)$$

$$d_0 = \frac{(D-d) \cdot \sqrt{H^2 + \pi d^2}}{\sqrt{H^2 + (\pi D)^2} - \sqrt{H^2 + (\pi d)^2}} = 0,095 \text{ м} \quad (4.13)$$

де D – зовнішній діаметр витка, м; d – діаметр валу, м; H – крок витка.

Кут вирізу визначається

$$\beta = \frac{360 \left(\pi d_0 - \sqrt{H^2 + \pi d_0^2} \right)}{\pi d_0} = 6,420351 \text{ град} \quad (4.14)$$

Маса витка 1 кроку, кг.

$$M_B = \left(\frac{\pi D_0^2}{4} - \frac{\pi d_0^2}{4} \right) \cdot \left(\frac{360 - \beta}{360} \right) \delta \rho = 20,84742 \text{ кг} \quad (4.14)$$

де δ – товщина витка шнека, м; ρ_m – густина металу. Приймаємо $\rho_m = 7800 \text{ кг/м}^3$.

Маса шнекової навивки, кг.

$$M_{\text{шн}} = \frac{L}{H} M_B = \frac{1,54}{0,12} 20,84742 = 267,33995 \text{ кг} \quad (4.15)$$

де L – довжина шнека, м.

Маса шнекового валу, кг.

$$M_B = \pi \left(\frac{d}{2} \right)^2 L \rho = \pi \left(\frac{0,08}{2} \right)^2 \cdot 1,54 \cdot 800 = 20,84742 \text{ кг} \quad (4.16)$$

Маса шнека машини, кг.

$$M_{\text{об}} = M_{\text{шн}} + M_B = 267,33995 + 20,84742 = 167,0933 \text{ кг} \quad (4.17)$$

де $M_{\text{шн}}$ – маса шнекової навивки, кг; M_B – маса шнекового валу, кг.

Енергетичний розрахунок

Споживана потужність, кВт.

$$N_B = \frac{N_B}{\eta_{\text{ДВ}}} = \frac{2,221959}{0,75} = 2,962612 \quad (4.18)$$

де $N_{в}$ – потужність, що знімається з валу електродвигуна; $\eta_{дв}$ – коефіцієнт корисної дії електродвигуна;

Тарільчастий дозатор

Продуктивність дозатора, кг/год:

$$P = \frac{[(d \cdot h + h^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha) \cdot V]}{\rho} \quad (4.19)$$

де P – продуктивність дозатора; d – діаметр вихідного отвору бункера, м; h – проміжок між бункером і тарілкою, м; α – кут природного відкосу дисперсного матеріалу, град; V – лінійна швидкість ділянки тарілки, яка знаходиться під центром отвору бункера, м/год.; ρ – насипна густина матеріалу, що напильнюється, кг/м³.

При постійних d , h (геометричних параметрах дозатора) продуктивність буде визначатися для конкретного порошку (α , ρ) тільки швидкістю обертання тарілки.

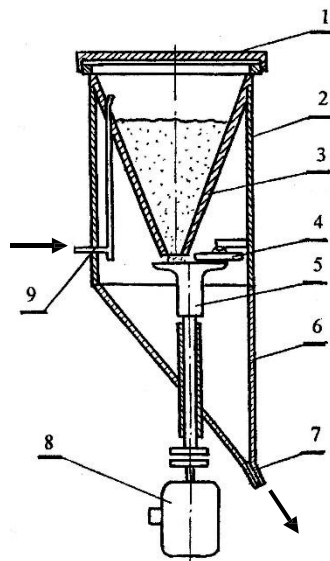


Рис. 4.5. Тарільчастий дозатор від установки Л-5405:

1-кришка; 2-корпус; 3-бункер; 4-ніж; 5-тарілка; 6-лійка; 7-патрубок порошку; 8-двигун; 9-патрубок газу.

Роторний дозатор

Порошок, який безперервно надходить на периферію ротора, здійснює складний рух, який можна представити як сукупність двох простих: обертальний рух по колу під впливом сили тиску з боку лопатки і поступовий рівноприскорений рух вздовж лопатки ротора до краю приймальної воронки радіусом R . Продуктивність живильника визначається масою порошку m , який захоплюється однією лопаткою. Маса m , в свою чергу, визначається сипкістю порошку, висотою лопатки h і кутом α між лопаткою і радіусом воронки. Сипкість порошку характеризується його коефіцієнтом тертя, який визначається за кутом природного відкосу порошку β . Кут α визначає площу S перед лопаткою, яка зайнята порошком. S – максимальна при дотичному розміщенні лопатки відносно краю воронки.

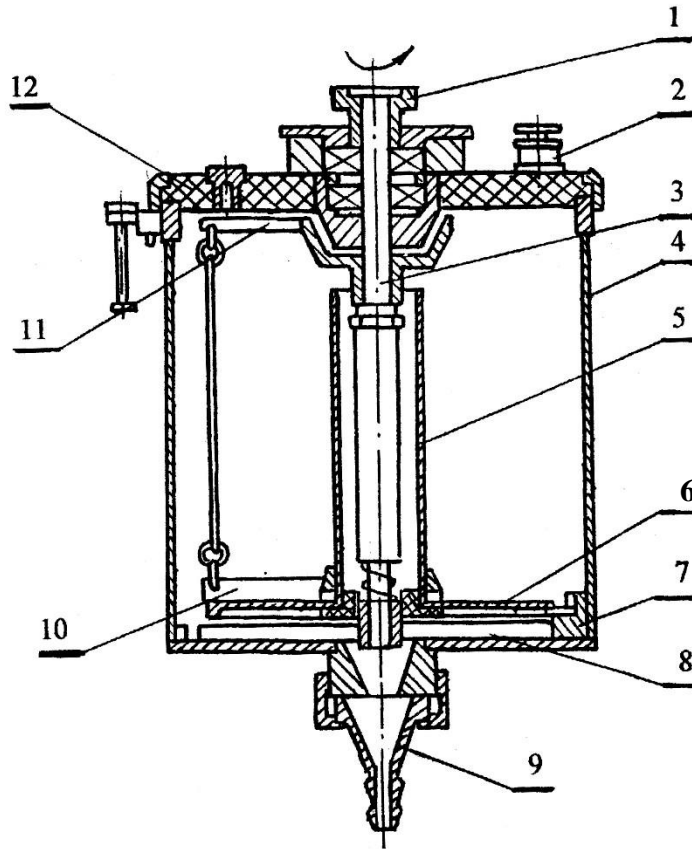


Рис. 4.6. Роторний дозатор-живильник:

1-муфта; 2-клапан; 3-валик; 4-бункер; 5-центральна трубка; 6-перегородка; 7-опори; 8-нижні лопатки; 9-приймальна воронка; 10-верхні лопатки; 11-шарнірна підвіска; 12-кронштейн

Можна прийняти, що порошок зсипається під дією доцентрової сили і сили тертя з продуктивністю по одній лопатці:

$$G = \frac{m}{t} = \frac{\gamma h \rho \omega}{tg\beta} \cdot \frac{h \cdot (\sqrt{l^2 + R^2} - R) + tg\beta \cdot \left(R \frac{l}{2} - \frac{\pi \cdot R^2}{n} \right)}{\sqrt{2 \cdot \left(\frac{1-R}{\sqrt{R-l}} \right)}}, \quad (4.20)$$

де γ - коефіцієнт, який враховує вплив дна бункера; n - кількість лопаток; ρ - густина частинок; ω - кутова швидкість обертання ротора; h - висота лопатки, м; l - довжина лопатки, м; R - радіус приймальної воронки, м; β - кут природного відкосу порошку, $^\circ$.

В живильниках типу УМП-6 (для того щоб зменшити вплив коливань властивостей порошку), використовують барботаж транспортуючого газу через шар порошку.

Коефіцієнт- γ , залежить від діаметру випускного отвору і радіусу сходження дну бункера і знаходиться в межах 0,78-0,90.

Кут- β природного відкосу порошку залежить від будови порошку, так для плакованих порошків системи Ni-Br-Cr становить 10-15⁰, для конгломерентних 15-35⁰.

Для підвищення точності подачі порошку доцільно використовувати живильники з двома послідовними дозуючими пристроями. Але можливий і більш простий шлях зниження нестабільності витрати порошку в роторних живильниках - використання вузько фракційних сфероїдизованих порошків.

Наприклад, зміна гранулометричного складу порошку Al₂O₃ від 30 до 140 мкм призведе до зміни коефіцієнта тертя частинок порошку між собою майже в 2 рази, що в свою чергу призведе до такої ж зміни витрати порошку.

Зміна вологості цього ж порошку від 0 до 60 % призведе до збільшення tg β приблизно на 22%.

Варіанти завдань

№	Продуктивність дозатора, кг/год.	Спосіб подачі порошку	Фракція порошку, мкм.	Густина матеріалу, кг/м ³	Тип установки
1	2	Гравітаційний	20...40	7860	Ручна
2	5	Транспортуючим газом	20...63	10200	Стаціонарна
3	20	Транспортуючим газом	63...120	8930	Стаціонарна
4	15	Транспортуючим газом	20...63	2700	Стаціонарна
5	2	Інжекційний	20...40	2700	Ручна
6	30	Транспортуючим газом	20...63	7860	Стаціонарна
7	35	Транспортуючим газом	20...40	8930	Стаціонарна
8	10	Гравітаційним	20...40	10200	Стаціонарна
10	5	Інжекційний	20...40	8930	Ручна
11	30	Транспортуючим газом	63...120	2700	Стаціонарна
12	40	Транспортуючим газом	63...120	10200	Стаціонарна
13	5	Гравітаційний	20...40	2700	Ручна
14	3	Іжекційний	20...40	7860	Ручна
15	45	Транспортуючим газом	63...120	8900	Стаціонарна

Список використаної літератури

1. Дейч М. Е. Гидрогазодинамика / М. Е. Дейч, А. Е. Зарянкин. – М.: Энергоиздат, 1984. – 384 с.
2. Альтшуль А. Д. Гидравлика и аэродинамика / А. Д. Альтшуль, П. Г. Киселев. – М.: Стройиздт. – 1975. – 323 с.
3. В.М.Пашенко Обладнання для газотермічного нанесення покриттів: Навч. посіб.-К.: ІВЦ ” Політехніка “, 2001.- 416 с.
4. Катц Н.В., Антошин Е.В., Вадивасов Д.Г. Металлизация распылением. – М.: Машиностроение, 1966. -260 с.
5. Хасуй А. Техника напыления. -М.: Машиностроение, 1975. - 288 с.
6. Порошковая металлургия и напыленные покрытия: Учебник для вузов. / В.Н. Анциферов, Г.Б. Бобров, Л.К. Дружинин и др.: Под ред. Б.С. Митина. - М.: Металлургия, 1987. – 792 с.
7. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. - М.: Наука, 1972. - 720 с.
8. Хасуй А., Моригаки О. Наплавка и напыление. - М.: Машиностроение, 1985. – 240 с.
9. Быков В.В., Файзулина Т.С. Газопламенные горелки. М.: Машиностроение, 1974. 72с.
10. Нинбург А.К. Газопламенная обработка металлов с использованием газов-заменителей ацетилена. М.: Машиностроение, 1976. 152 с.
11. Петров Г.П., Буров Н.Г. Технология и оборудование газопламенной обработки металлов. Л.: Машиностроение, 1970. 288 с.
12. Нечаев В.Д. Методика расчета инжекторных ацетиленокислородных сварочных горелок. - Сварочное производство, 1955, № 9, с. 13-16.
13. Нечаев В.Д. Методика расчета безинжекторных горелок. - Сварочное производство, 1963, № 6, с. 31-34.