

**М.П. Юхименко
Р.О. Острога
Й. Боцко**

КОНВЕКТИВНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ ГРАНУЛЬОВАНИХ ТА ЗЕРНИСТИХ МАТЕРІАЛІВ

Монографія



Юхименко М.П., Острога Р.О., Боцко Й.

**КОНВЕКТИВНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ
ГРАНУЛЬОВАНИХ
ТА ЗЕРНИСТИХ МАТЕРІАЛІВ**

Монографія



УДК 532.5.013+532.546+62-71
Ю 94

Рекомендовано до друку факультетом машинобудування Технічного університету в Кошицах (від 10.11.2021 р.); вченою радою Сумського державного університету (протокол № 6 від 16.12.2021 р.)

Рецензенти:

С. В. Вакал, доктор технічних наук, старший науковий співробітник, директор науково-дослідного Інституту мінеральних добрив і пігментів Сумського державного університету;

О. В. Гайковий, кандидат технічних наук, начальник департаменту комплексних проєктів АТ «СМНВО-Інжиніринг»

Юхименко М. П., Острога Р. О., Боцко Й.

Ю 94 Конвективне охолодження гранульованих та зернистих матеріалів : монографія. Суми : Університетська книга, 2021. 152 с.

ISBN 978-617-521-005-5

У пропонованому виданні розглянуто теоретичні основи гідродинаміки однофазного та двофазного потоків, механізму зважування твердої фази газовим потоком, кінетики процесу конвективного охолодження зернистого матеріалу та наведено результати експериментальних досліджень процесу охолодження й міжфазного теплообміну.

Розглянуто основні конструкції охолоджувачів псевдозрідженого та зваженого шарів і техніко-економічні аспекти їх вибору та експлуатації. Особливу увагу приділено енергоощадним поличним апаратам.

Матеріал розраховано на науковців – дослідників газодисперсних потоків, а також фахівців у галузі розроблення та проєктування апаратів зваженого шару для охолодження гранульованих і зернистих матеріалів у хімічній, харчовій та металургійній промисловості. Може стати в пригоді студентам відповідних спеціальностей для виконання курсових і дипломних проєктів.

УДК 532.5.013+532.546+62-71

ISBN 978-617-521-005-5

© Юхименко М. П., Острога Р. О., Боцко Й., 2021
© ПФ «Видавництво “Університетська книга”»,
2021

Зміст

Основні умовні позначення	4
Передмова	7
Глава 1. Конструкції конвективних охолоджувачів псевдозрідженого та зваженого шарів	10
1.1. Сфери застосування	10
1.2. Типові конструкції конвективних охолоджувачів	13
1.3. Конвективно-контактні охолоджувачі зваженого шару	22
1.4. Охолоджувачі-пневмоклаسیфікатори зваженого шару	24
1.5. Порівняльна характеристика апаратів завислого шару. Особливості та переваги поличних апаратів	28
Глава 2. Теоретичні основи газодисперсних потоків і кінетика конвективного охолодження твердих частинок	35
2.1. Гідродинаміка руху одно- і двухфазного потоку	35
2.2. Механізм зважування твердих частинок і сепарації їх газовим потоком	63
2.3. Фізичне та математичне моделювання гідродинамічної структури руху газодисперсного потоку у гравітаційному поличному охолоджувачі-пневмоклаسیфікаторі	74
2.4. Міжфазний теплообмін і розмежування основних стадій теплоперенесення при охолодженні зернистих матеріалів у зваженому шарі	84
2.5. Математична модель процесу конвективного охолодження зернистого матеріалу в завислому шарі	90
Глава 3. Експериментальні дослідження процесу охолодження гранульованих та зернистих матеріалів	106
3.1. Закономірності охолодження зернистих матеріалів у поличних апаратах	106
3.2. Особливості міжфазного теплообміну частинок матеріалу з висхідним повітряним потоком	110
Глава 4. Техніко-економічні аспекти вибору та експлуатації конвективних охолоджувачів	117
4.1. Порівняння експлуатаційних характеристик конвективних охолоджувачів. Обґрунтування конструкції поличного охолоджувача-пневмоклаسیфікатора	117
4.2. Техніко-економічний та ексергетичний аналізи	121
4.3. Рекомендації щодо застосування апаратів зваженого шару в промисловості	131
Висновок	144
Список бібліографічних посилань	146

Основні умовні позначення

Символи

A – постійна рівняння

a – коефіцієнт температуропровідності, $\text{м}^2/\text{с}$

B – довжина (або ширина) перетину апарата; характерний розмір, м ; постійна рівняння

c – питома теплоємність, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$

D – коефіцієнт дифузії, $\text{м}^2/\text{с}$; діаметр апарата, м

d – діаметр частинки, отворів решітки (d_o), м

E – енергія, ексергія, Вт

F – сила, N ; поверхня частинки (F_r), м^2 ; питома поверхня шару (F_w), $\text{м}^2/\text{м}^3$

f – фактор форми (коефіцієнт несферичності); коефіцієнт тертя твердої фази ($f_{\text{тр}}$), живий переріз поличного контакту (f_n), %

$f(R, \tau)$ – функція розподілення частинок по розмірам

G – масова витрата, $\text{кг}/\text{с}$; питома витрата матеріалу (G_p), $\text{кг}/\text{кг}$

g – прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$

H, h – висота, м

J – питома ентальпія, $\text{Дж}/\text{кг}$

i – коефіцієнт ковзання

K – коефіцієнт охолодження ($K_{\text{охл}}$); коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

L – довжина перетину апарата; характерний розмір, м

l – довжина; характерний розмір, м

M – маса шару, кг

m – маса частинки, кг

N – кількість твердих частинок у робочому об'ємі апарата, $\text{шт}/\text{м}^3$

n – кількість контактних елементів, шт .

P – загальний тиск системи; гідравлічний опір, Па

Q – кількість (потік, витрата) теплоти, Вт

q – питома теплота, $\text{Дж}/\text{кг}$

R – радіус частинки, м

- r – поточний радіус частинки; радіус факелу, фонтану (r_{ϕ}), м
 S – площа поперечного перерізу, м^2 ; шаг решітки (S_p), м
 T – температура по Кельвіну, K
 t – температура по Цельсію, $^{\circ}\text{C}$
 U, u – швидкість твердої частинки (U_m, u_m), м/с
 V – об'єм, м^3 ; об'ємна витрата, $\text{м}^3/\text{с}$; відносна швидкість твердої частинки (V_r), м/с
 W – швидкість газу, м/с
 X, x – поточна координата, м; масова частка фракції, кг/кг
 Y, y – питома координата, м; концентрація (вміст) частинок данної фракції в потоці, $\text{г}/\text{м}^3$; питома витрата по дрібній фракції (Y_p), кг/кг
 Z, z – питома координата, м
 α – поверхневий та об'ємний (α_v) коефіцієнти тепловіддачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot K)$, $\text{Вт}/(\text{м}^3 \cdot K)$ відповідно; кут нахилу полиці (α_n), град.
 β – справжня об'ємна концентрація частинок у газовому потоці, $\text{м}^3/\text{м}^3$; кут між напрямками руху частинок, град, витратна об'ємна концентрація частинок у газовому потоці (β_v), $\text{кг}/\text{м}^3$
 γ – постійний коефіцієнт; масовий вміст фракції, %
 Δ – зміна параметра; рухома сила процесу
 ε – порізність шару; ступінь вилучення дрібної фракції у виніс (ε_m), %
 ζ – коефіцієнт гідродинамічного (місцевого) опору
 η – поточна координата; коефіцієнт корисної дії, ефективності
 θ – функція ймовірності виносу частинок із шару
 λ – коефіцієнт тертя газового потоку (λ_{mp}); коефіцієнт теплопровідності, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot K)$
 μ – динамічний коефіцієнт в'язкості, $\text{Па} \cdot \text{с}$; масова концентрація частинок у потоці (μ_m), кг/кг
 ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості, $\text{м}^2/\text{с}$; частота гравітаційних коливань зваженого шару, с^{-1} (Гц)
 ρ – густина, $\text{кг}/\text{м}^3$
 σ – товщина поличного контакту (σ_n), м
 τ – час, с
 ϕ – відносна вологість газового потоку, живий переріз решітки (полиці), %
 ψ – фактор форми (коефіцієнт сферичності) твердої частинки; кут падіння матеріалу на поверхню полиці (ψ_n), град
 ω – оберտальна швидкість твердої частинки, с^{-1}

Літери $A, B, a, b, c, K, k, M, N, n$ – використовуються також на позначення постійних коефіцієнтів.

Безрозмірні числа чи критерії

$$\text{Архімеда } Ar = \frac{d_T^3 (\rho_T - \rho_c) \rho_c g}{\mu_c^2} = \frac{d_T^3 (\rho_T - \rho_c) g}{V_c^2 \rho_c}$$

$$\text{Біо тепловий } Bi = \frac{\alpha \cdot R}{\lambda_r}$$

$$\text{Кирпичова тепловий } Ki = Bi \frac{t_c - t_n}{\Delta t}$$

$$\text{Лященко } Ly = \frac{W^3 \rho_c^2}{\mu_c (\rho_T - \rho_c) g}; \quad Ly_T = \frac{V_T^3 \rho_c^2}{\mu_c (\rho_T - \rho_c) g} = \frac{(W - U_T)^3 \cdot \rho_c^2}{\mu_c (\rho_T - \rho_c) g}$$

$$\text{Нусельта тепловий } Nu = \frac{\alpha \cdot d_T}{\lambda_c}$$

$$\text{Охолодження } K_{\text{охол}} = \frac{Q_{\text{факт}}}{Q_{\text{повн}}} = \frac{t_{\text{ГП}} - t_{\text{ГК}}}{t_{\text{ГП}} - t_{\text{СП}}}$$

$$\text{Пекле тепловий } Pe = \frac{W \cdot d_T}{\alpha}$$

$$\text{Прандтля тепловий } Pr = \frac{V_c}{a}$$

$$\text{Рейнольдса } Re = \frac{W \cdot d_T \cdot \rho_c}{\mu_c}; \quad Re_T = \frac{V_T \cdot d_T \cdot \rho_c}{\mu_c} = \frac{(W - U_T) d_T \cdot \rho_c}{\mu_c}$$

$$\text{Фруда } Fr = \frac{W^2}{g d_T}; \quad Fr_T = \frac{V_T^2}{g d_T} = \frac{(W - U_T)^2}{g \cdot d_T}$$

$$\text{Фур'є тепловий } Fo = \frac{\alpha_T \tau}{R^2}$$

В окремих розділах книги вживаються також інші позначення, які пояснюються в процесі викладу.

Передмова

Виробництво мінеральних гранульованих добрив і деяких сипких зернистих продуктів у наш час ґрунтується на кількох типових технологічних схемах [1]. Подальший розвиток основних процесів виробництва мінеральних добрив відбувається шляхом вдосконалення технологічного обладнання для обробки зернистих матеріалів. Під час розроблення технологічних схем отримання мінеральних добрив розробники та проєктувальники стикаються з труднощами підбору необхідного обладнання для операційних відділень виробництва, а саме: для процесів гранулювання й укрупнення гранул [2], їх сушіння [3], охолодження та пневмокласифікації [1, 4, 5]. Найбільш ефективними апаратами для здійснення зазначених цілей є апарати зі зваженим шаром [6, 7]. У таких апаратах матеріали обробляються газом в активному аеродинамічному режимі (у псевдозрідженому або фонтануючому шарах, при пневмотранспорті, у зустрічних закручених потоках і т.п.).

У хімічній промисловості при отриманні зернистих матеріалів на стадії термічної обробки, сушіння та термічного випалення виникає нагрів частинок матеріалу до певних високих температур. Нагрівання частинок зернистого матеріалу призводить до зменшення їх міцності та збільшення злежування та злипання шару, що спричиняє погіршення якості готової продукції. Тому в більшості випадків матеріал потрібно охолоджувати задля збереження певних якісних властивостей продукту.

У наш час на підприємствах охолодження здійснюють: 1) шляхом прямого контакту гарячого матеріалу з охолоджувальним агентом (конвективне охолодження); 2) шляхом передачі тепла от гарячого матеріалу через теплообмінну поверхню охолоджувальній воді чи повітрю (контактне охолодження); 3) комбінацією зазначених способів охолодження.

У технологіях хімічних виробництв частіше за все використовуються конвективні охолоджувачі [8]. У цих апаратах матеріал охолоджується повітряним потоком в активному

аеродинамічному режимі, тобто в псевдозрідженому шарі, при пневмотранспорті матеріалу та у завислому шарі. Однак надійна експлуатація цих апаратів стримується недостатнім вивченням кінетичних закономірностей процесу охолодження гранул полідисперсного гранулометричного складу, тобто не зрозуміло, за яких швидкостей повітряного потоку відбувається ефективне охолодження як крупних, так і дрібних гранул суперфосфату. Це призводить до того, що конвективні охолоджувачі часто працюють при завищених швидкостях повітряного потоку. Це незначно інтенсифікує процес конвективного охолодження гранул, але призводить до збільшення енергетичних витрат на здійснення технологічної стадії охолодження.

Розроблення та впровадження апаратів зі зваженим шаром на багатьох виробництвах стримує відсутність надійних методів їх розрахунку. Одна з основних причин – недостатня вивченість складних і різноманітних процесів, що відбуваються при зважуванні й перенесенні турбулентним потоком газу частинок полідисперсних матеріалів всередині апаратів, які забезпечені з метою створення активного аеродинамічного режиму різними за конструкцією контактними елементами.

В апаратах зваженого шару процес взаємодії газового потоку з частинками оброблюваного матеріалу ускладнюється його власною і місцевою турбулізацією, обертанням і зіткненнями частинок, а також їх ударами об стінки апарату й контактні елементи. Ці ефекти змінюють напрямок і характер руху двофазного потоку. Характер взаємодії потоку з частинками значною мірою залежить від розміру частинок, від перетину й висоти апарату, від числа та конструкції встановлених у ньому контактних елементів і особливо від швидкості руху потоку й концентрації зважених у ньому частинок. Усе зазначене ускладнює розроблення методів розрахунку апаратів зваженого шару.

У главі 1 розглядаються типові конструкції апаратів киплячого шару для здійснення процесів конвективного охолодження, подається їхня технічна характеристика та вказуються переваги та недоліки. Також розглядаються пневмотранспортні установки для охолодження зернистих матеріалів та апарати шахтного типу, нові

конструкції апаратів зваженого шару, а саме – поличних апаратів, надаються їхні технічні та порівняльні характеристики.

Глава 2 присвячена теоретичним основам розрахунку апаратів зваженого шару. Оскільки ця книга призначена здебільшого для інженерів-проектувальників і дослідників, то в цьому розділі даються окремі залежності або рішення диференціальних рівнянь, які можуть бути корисними для інженерних розрахунків.

У главі 3 розглядаються особливості та закономірності охолодження зернистих матеріалів у поличних апаратах та міжфазного теплообміну частинок матеріалу з висхідним повітряним потоком.

У главі 4 викладаються техніко-економічні аспекти вибору та експлуатації полочних охолоджувачів зваженого шару, даються техніко-економічний та ексергетичний аналізи такого вибору, розглядаються основні результати промислових випробувань та містяться рекомендації щодо впровадження.

Книга написана на основі результатів науково-дослідних робіт, які виконувались на кафедрі хімічної інженерії Сумського державного університету за підтримки МОН України (номер державної реєстрації 0120U102036 «Створення нових гранульованих матеріалів для ядерного палива і каталізаторів в активному гідродинамічному середовищі») та Словацького грантового агентства VEGA (Grant No. 1/0500/20 «Research of mechanical properties of materials with complex internal structure by numerical and experimental methods of mechanics»).

Автори будуть дуже вдячні читачам за всі зауваження і побажання.

Конструкції конвективних охолоджувачів псевдозрідженого та зваженого шарів

1.1. Сфери застосування

В апаратах зі зваженими шарами інтенсивність взаємодії фаз підвищується як завдяки збільшенню поверхні контакту фаз, так і внаслідок підвищення відносної швидкості руху газодисперсного потоку та зважених у ньому частинок. Перехід частинок у зважений стан забезпечується потоком газу або за допомогою різних механічних пристроїв (мішалок і т.п.). Нижче розглянуто найбільш поширені конструкції апаратів, в яких зернисті матеріали переводяться у зважений або псевдозріджений стан висхідним потоком газу. Їх найчастіше застосовують для знепилювання зернистих матеріалів, поділу полідисперсної зернистої суміші на фракції за розмірами (пневмокласифікація) і за щільністю (пневмозбагачення), а також для гранулювання, сушіння та охолодження.

Видалення високодисперсних частинок з маси різних полідисперсних матеріалів (знепилювання) – досить поширена технологічна операція, що дозволяє усунути утворення пилу при подальшій механічній обробці зернистих матеріалів. Після видалення високодисперсних частинок скорочуються енерговитрати на подрібнення матеріалу, зменшуються надмірне подрібнення його частинок (за принципом «не подрібнювати нічого зайвого») і здатність до ущільнення шару матеріалу, що підвищує його газопроникність. Знепилення зернистих мас призводить до збільшення їх сипкості, що підвищує чіткість і інтенсивність механічної класифікації матеріалу. Якщо однорідні за хімічним складом зернисті матеріали поділяються потоком газу за розмірами частинок на дві або більшу кількість фракцій, такий процес називають пнев-

мокласифікацією. Його застосовують і як самостійну технологічну операцію (сортування), і як підготовку зернистого матеріалу до подальшої обробки.

Великі частинки, звичайно, видаляють для збільшення питомої поверхні матеріалу і, відповідно, підвищення швидкості тепло-масообмінних, хімічних і деяких гідромеханічних процесів. Наприклад, виділення з полідисперсного, хімічно однорідного матеріалу найбільш великих частинок зазвичай прискорює процес його розчинення, а також швидкість хімічної взаємодії із рідинним чи газоподібним реагентами.

Пневмокласифікація (сепарація) має певні переваги порівняно з механічною і гідравлічною класифікаціями, а також і з іншими методами поділу полідисперсних сумішей. Серед переваг необхідно зазначити, перш за все, отримання продуктів поділу в сухому вигляді, що виключає застосування енергоємних процесів центрифугування або сушки, що вимагають громіздких пристроїв. Крім того, зволоження продукту іноді погіршує його технологічні властивості.

Для інтенсифікації низки технологічних процесів іноді доцільно поєднувати знепилювання і пневмокласифікацію із тепло- або масообмінними процесами. Так, впливаючи на гарячий зернистий матеріал холодним повітрям, вдається поряд зі знепилюванням також охолодити його до заданої температури, а, обробляючи вологий матеріал нагрітим повітрям, висушити його до необхідної залишкової вологості. У промислових умовах зернисті матеріали найбільш часто поділяють на фракції під дією гравітаційних сил у горизонтальному або висхідному потоках газу [5, 6, 7], а також під дією інерційних і відцентрових сил – у повітряно-прохідних сепараторах [4], у сепараторах із замкнутим потоком газу, у пристроях із рухомими елементами тощо. Пневмокласифікатори з горизонтальним потоком газу, у яких зернистий матеріал вводиться струменем із живильника далеко не завжди забезпечують досить чіткий поділ полідисперсних матеріалів на фракції заданого складу. Тому вони не знайшли широкого застосування. Пневмокласифікатори, що використовують відцентрові сили [4], застосовують переважно для поділу на фракції високодисперсних матеріалів, з розміром частинок не більше 50–100 мкм. Ці апарати не забезпечують

отримання досить однорідних високодисперсних продуктів. Їхній загальний недолік – вміст у крупному продукті, який повертається на повторний помел, значної кількості дрібних частинок, що знижує якість готового продукту. Вміст таких частинок унаслідок повернення досягає 20–80%. Ще менш однорідні фракції отримують в установці, яка складається із кількох циклонів різного діаметру, які працюють послідовно [4]. Тому такий спосіб рідко застосовують для класифікації зернистих матеріалів. Зернисті матеріали, що складаються з частинок розміром від 50–100 мкм до кількох міліметрів, більш економічно знепилювати та розділяти на фракції під дією гравітаційних та інерційних сил у висхідному потоці газу в пневмокласифікаторах, які становлять собою вертикальні канали з різними контактними елементами (полками) [7]. У таких апаратах матеріали можуть також інтенсивно охолоджуватися (нагріватися) і висушуватися завдяки розвиненому контакту фаз. Завдяки активному перемішуванню частинок у зваженому шарі поличні апарати є перспективними для проведення процесу гранулювання [9].

У технології виробництва гранульованого суперфосфату після стадій гранулювання та сушіння гранули підлягають охолодженню задля усунення небажаних побічних хімічних реакцій, які приводять до розтріскування та руйнування гранул [1]. У процесі охолодження вологість гранул зменшується внаслідок випаровування залишкової вологи і гранули набувають необхідної міцності, тобто відповідають якісним характеристикам. Крім того, охолодження гранул суперфосфату не тільки збільшує якість продукції, але й дозволяє утилізувати теплоту викидних газів та покращити експлуатацію технологічного обладнання. Це зменшує втрати тепла у навколишнє середовище і, відповідно, знижує температуру повітря у виробничому цеху та підвищує в такий спосіб теплову ефективність виробництва.

1.2. Типові конструкції конвективних охолоджувачів

До поширених у промисловості конвективних охолоджувачів крупнокускових сипких матеріалів (з розміром частинок більше 6–8 мм) належать апарати шахтного типу [10], у яких матеріал спускається під дією сил тяжіння, а повітря просисається знизу вгору (рис. 1.1).

Оскільки такі охолоджувачі працюють за порівняно невеликих швидкостей повітряного потоку, доцільно здійснювати в таких апаратах перехресно-протиточковий рух повітря, за якого основна його частина проходить поперек спрямованого руху матеріалу спеціальними каналами, які утворюють окремі зони.

Для охолодження крупнокускових сипких матеріалів використовуються також колосникові охолоджувачі з рухомою колосниковою решіткою, за допомогою якої здійснюється спрямоване переміщення матеріалу до місця вивантаження (рис. 1.2).

Зернисті полідисперсні матеріали з розмірами частинок не більше 4–5 мм охолоджують зазвичай в апаратах з псевдозрідженим (киплячим) шаром. У таких апаратах матеріал охолоджується шляхом безпосереднього контакту частинок з охолоджуючим агентом на поверхні газорозподільної решітки, через отвори якої проходить газ. Найпростіший однокамерний (одноступінчастий) охолоджувач киплячого шару на горизонтальній газорозподільній решітці показаний на рис. 1.3.

Установка газорозподільної решітки під деяким нахилом (до 1,5–5°) дозволяє реалізувати

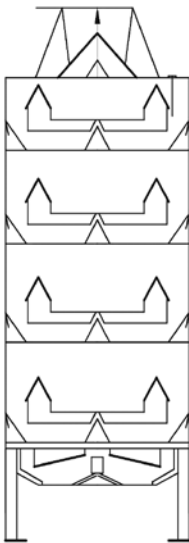


Рис. 1.1. Шахтний охолоджувач

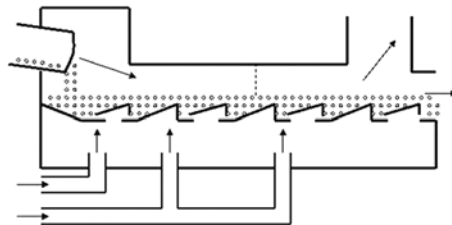


Рис. 1.2. Колосниковий охолоджувач

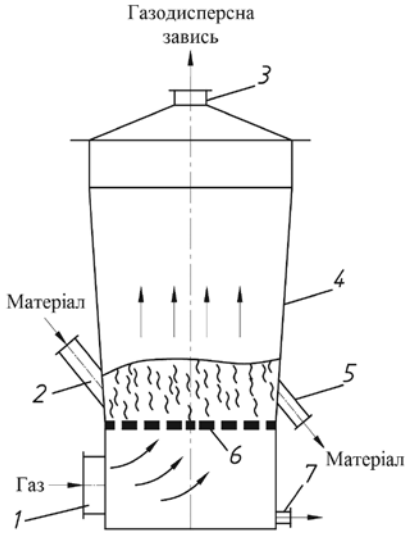


Рис. 1.3. Охолоджувач киплячого шару з горизонтальною решіткою: 1 – патрубок подачі охолоджуючого повітря; 2 – патрубок подачі гарячого матеріалу; 3 – патрубок для виведення запиленого газу; 4 – сепараційна камера; 5 – патрубок для вивантаження охолодженого матеріалу; 6 – газорозподільна решітка

спрямований рух киплячого шару матеріалу від місця завантаження до його вивантаження. Залежно від довжини газорозподільної решітки її живий перетин становить 5–10% (рис. 1.4).

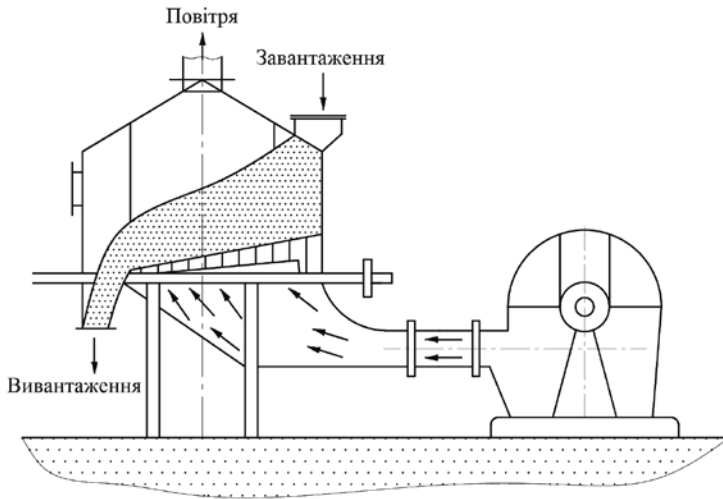
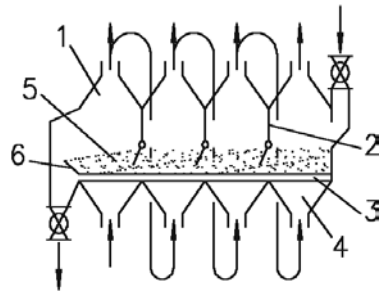


Рис. 1.4. Однокамерний охолоджувач киплячого шару

Рис. 1.5. Апарат киплячого шару із вертикальними перегородками:
 1 – камера; 2 – вертикальні перегородки;
 3 – газорозподільна решітка; 4 – газові колектори; 5 – киплячий шар; 6 – поріг



Інтенсифікувати процес охолодження дозволяють охолоджувачі з невисокими киплячими шарами (висота шару – не більше 150 мм) [11]. Це знижує поздовжнє перемішування твердої фази в шарі і гідравлічний опір (до 1800–2000 Па). Ефект поздовжнього перемішування в шарі також зменшується внаслідок невеликого (до 5°) нахилу газорозподільної решітки до лінії горизонту, установлення спеціальних напрямних елементів під решіткою, механічного гальмування псевдозрідженого шару за допомогою перегородок (рис. 1.5).

У більш складних багатокамерних (багатоступінчастих) охолоджувачах секції можуть розташовуватися послідовно (рис. 1.6)

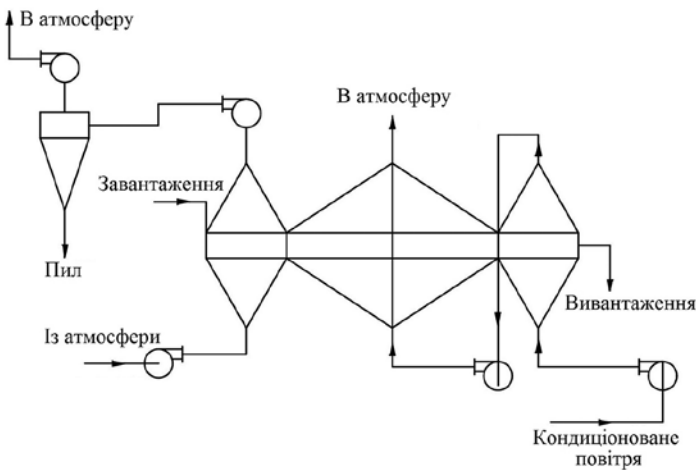


Рис. 1.6. Схема трикамерного охолоджувача киплячого шару

і одна над одною (рис. 1.7). В окремі конструкції охолоджуюче повітря подається одразу під всю решітку (рис. 1.3), порізно в окремі камери (рис. 1.6), послідовно проходить всі камери знизу вгору, якщо вони розташовані одна над одною (рис. 1.7, 1.8) або під окремі ділянки решітки (рис. 1.9).

У табл. 1.1 наведені основні дані, що характеризують роботу окремих з наведених вище охолоджувачів [11].

У модернізованому охолоджувачі азотистих добрив (рис. 1.7) гарячі гранули з диспергатора або конуса вежі безпосередньо спрямовуються на периферію верхнього псевдозрідженого шару. Далі гранули надходять у центр апарата через єдиний переливний патрубок 5 більшого розміру та перетікають на нижній шар, розділений кільцевою перегородкою 4 з двома прорізами на дві частини – центральну і периферійну. Продукт вивантажується з кільцевого шару через дві діаметрально розташовані труби із затвором 6, регульованим ємнісними датчиками. Щоб уникнути в дощову погоду зволоження, а в холодну пору переохолодження частинок, у схемі передбачено підігрівач, який підвищує температуру повітря на 20 °С. Як додатковий захід для запобігання переохолодження продукту розроблено два типи байпасних пристроїв – периферійний і центральний. Це дозволяє на зимові місяці вимикати з роботи нижній киплячий шар.

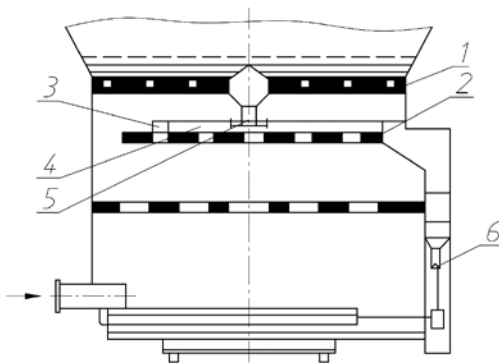


Рис. 1.7. Двокамерний вертикальний охолоджувач: 1, 2 – верхня та нижня решітки; 3 – пересипний поріг; 4 – кільцева перегородка; 5 – телескопічний патрубок перетоку; 6 – конічний запірний клапан

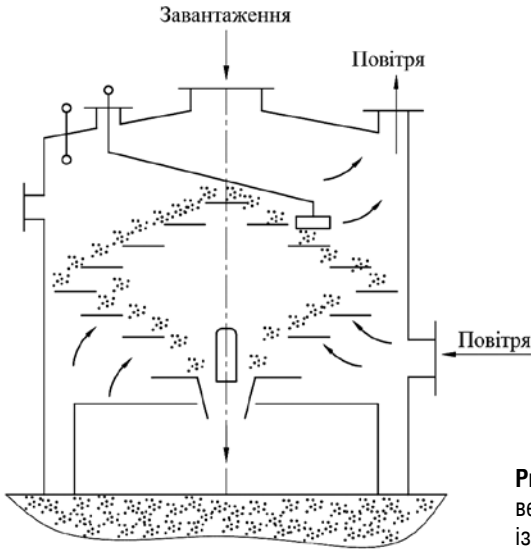


Рис. 1.8. Двокамерний вертикальний охолоджувач із похилими решітками

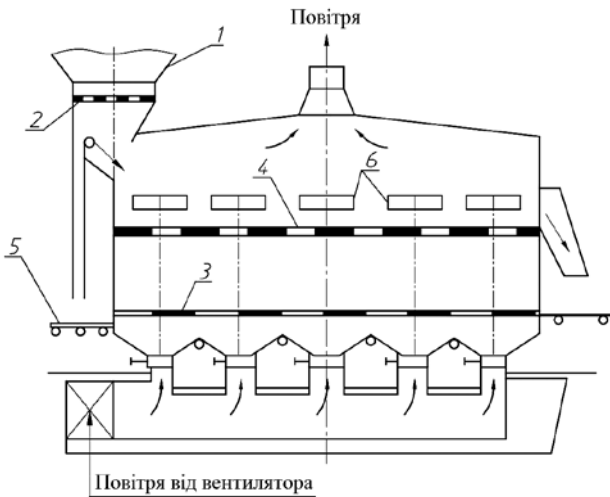


Рис. 1.9. Однокамерний апарат киплячого шару із подачею повітря в окремі ділянки решітки: 1 – дозатор матеріалу; 2 – решітка для затримання комків; 3 – газорозподільна решітка; 4 – решітка, яка утримує киплячий шар; 5 – транспортер; 6 – оглядові вікна

Таблиця 1.1. Основні характеристики охолоджувачів киплячого шару

Тип апарата, площа решітки, $F, \text{м}^2$	Продуктивність поготово-му про-дукту, т/год	Питома витрата повітря, $\text{м}^3/\text{т}$	Температура, $^{\circ}\text{C}$				Середній час перебування гранул в апараті, хв		
			Питоме навантаження, $\frac{\text{т}}{\text{м}^3 \cdot \text{год}}$	Повітря під решіткою	до охолодження	після охолодження		Частка тепла, яка відводиться від матеріалу	
Одноступінчастий прямокутний, $F = 9,8 \text{ м}^2$	24	1500	2,45	35	75	50	0,14	2100	1,6
Двоступінчастий циліндричний з 10 перетоками, $F = 19,6 \text{ м}^2$	33	2480	1,69	30	99	39	0,32	4100	4,5
Двоступінчастий модернізований з одним перетоком, $F = 20 \text{ м}^2$	28	2800	1,40	28	93	33	0,3	3800	6,0
Циліндричний двоступінчастий киплячого шару фірми «Лургі», $F = 7 \text{ м}^2$	20	1060	2,86	15	75	25	-	-	15

Розроблено різноманітні газорозподільні пристрої, які дозволяють реалізувати у звичайних апаратах псевдозрідженого шару активні аеродинамічні режими – завислі та фонтануючі шари [12, 13] (рис. 1.10). У таких шарах забезпечуються інтенсивне перемішування матеріалу в зоні взаємодії твердих частинок із газовим струменем, що значно підвищує інтенсивність теплообмінних процесів. До апаратів такого типу належать охолоджувачі з активними струменями фонтануючого шару та охолоджувачі зі щільними газорозподільними пристроями.

Набули широкого використання в різних галузях промисловості комбіновані апарати типу «сушарка-охолоджувач». Наприклад, у цукровому виробництві [14, 15] охолоджувач із псевдозрідженим шаром встановлений безпосередньо в одному корпусі із сушаркою псевдозрідженого шару із похилими щілиноподібними решітками, живим перетин яких становить 8%. Сушильний і охолоджуючий агенти подаються окремо під кожну із решіток, а виходять вгору з апарату через один трубопровід. Для рівномірного розподілу повітря передбачено спеціальні аспіраційні колектори, що відсмоктують повітря по всьому поперечному перерізу апарата. Швидкість повітря підбирається такою за величиною, щоб фракція з розмірами менше 250 мкм, яка погіршує властивості цукру, виносилася з апарату. Отже, одночасно із сушінням та охолодженням в одному апараті досягається й знепилювання продукту. Площа решітки для сушіння 2,4 м². Висота киплячого шару становить 0,2–0,4 м. Вологість цукру знижується з 1,0–1,6% до 0,03%. Повітря в секцію сушки надходить із парових калориферів з температурою 100–110 °С.

Нині знаходять застосування одно-, дво- і трисекційні апарати, в яких невисокий псевдозріджений шар (висотою не більше 100 мм) гранульованого або дрібнозернистого



Рис. 1.10. Схема апарату з фонтануючим шаром

матеріалу проходить газорозподільні решітки, які розташовані послідовно (рис. 1.6) або одна над одною (рис. 1.7).

Спрямований рух шару зменшує негативний вплив ефекту перемішування на величину рушійної сили, а невелика висота шару дозволяє зменшити витрати енергії на подолання гідравлічного опору, оскільки теплообмін найбільш інтенсивний поблизу газорозподільної решітки на висоті до 50 мм [11, 16, 17, 18].

У деяких конструкціях [19] газорозподільні решітки встановлюються горизонтально, а під них в спеціальні камери підводиться повітря (рис. 1.11). На полицях створюється псевдозріджений шар. З охолоджуваного матеріалу попередньо відсіваються великі частки на спеціальних грохотах (наприклад, барабанних). Цей охолоджувач можна розглядати як каскад охолоджувачів з псевдозрідженим шаром без спеціальних перевантажувальних пристроїв.

Отже, охолоджувачі з псевдозрідженим шаром відрізняються між собою за конструкцією газорозподільних решіток, кількістю вузлів для перевантаження й вивантаження матеріалу і т.п. Запропоновано [20] для охолодження гранул застосовувати верти-

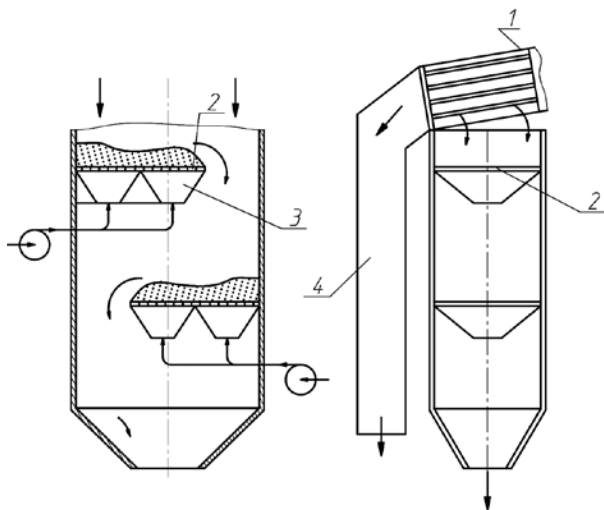


Рис. 1.11. Охолоджувач з каскадом решіток:

1 – барабанний грохот; 2 – газорозподільні решітки; 3 – камери подачі охолоджуючого повітря; 4 – канал для відведення крупної фракції

кальний апарат із псевдозрідженим шаром гранул на вібруючих лопатях. Зазначено, що синхронні коливання лопаті і режим псевдозрідження впливають на кінцеву температуру і вологість гранул у процесі охолодження. Разом з тим складність та експлуатаційна ненадійність конструкції підтверджується наявністю амортизаційних пружин і вібраційних пристроїв. Однак охолоджувачі киплячого шару в технології виробництва мінеральних добрив набули найбільшого використання [21, 22, 23].

До цього типу пристроїв належать і пневматичні жолоби (рис. 1.12), в яких матеріал рухається у вигляді невисокого киплячого шару по перфорованій та злегка похилій у бік руху матеріалу поверхні, а повітря пронизує шар від низу до верху [24].

Значного поширення в різних галузях промисловості набуло охолодження зернистих матеріалів у процесі їх пневмотранспортування по трубопроводах.

Найбільш простими є охолоджувачі, в яких тепло відводиться від частинок у процесі їх пневмотранспортування у вертикальних трубопроводах (рис. 1.13).

Матеріал у цих охолоджувачах може переміщатися за невеликих концентрацій твердої фази в газовому потоці в умовах «розведеної фази» (до $8\text{--}10\text{ кг/м}^3$), і за більш значних концентрацій в умовах «щільної фази» ($50\text{--}60\text{ кг/м}^3$). У деяких випадках досягається концентрація до $300\text{--}600\text{ кг/м}^3$ [25].

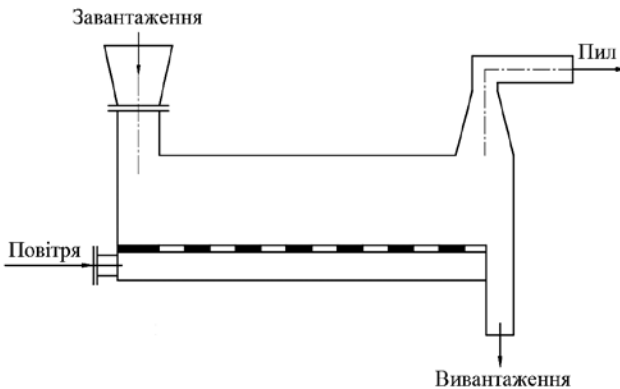


Рис. 1.12. Схема пневматичного жолоба

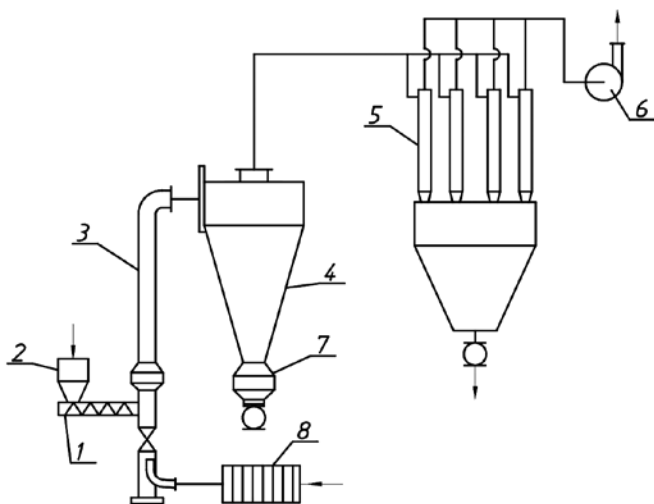


Рис. 1.13. Пневматичний трубний охолоджувач у складі установки:
 1 – шнековий дозатор; 2 – бункер гарячого матеріалу; 3 – труба-охолоджувач;
 4 – циклон одиничний; 5 – циклон батарейний; 6 – вентилятор; 7 – бункер охолодженого матеріалу; 8 – охолоджувач повітря

Порівняно невелике значення коефіцієнта тепловіддачі від частинок до газу і до стінки труби призводить до низької інтенсивності таких охолоджувачів, які працюють до того ж в умовах прямотоку. Час перебування частинок у потоці газу невелика, оскільки швидкість їх руху значна. Тому за допомогою трубних охолоджувачів не завжди вдається охолодити до необхідної температури (45 °С) матеріал, нагрітий до 200–250 °С і вище.

1.3. Конвективно-контактні охолоджувачі зваженого шару

Для підвищення інтенсивності процесу охолодження, а відповідно, і зменшення габаритних розмірів апарата матеріал охолоджують одночасно конвективним та контактним способами. Для цього до зовнішньої поверхні стінок шахтних та пневматичних охолоджу-

вачів приварюють сорочки, усередині яких циркулює охолоджувальна вода. В охолоджувачах киплячого шару та у шахтних безпосередньо в шарі розміщують теплообмінні поверхні у вигляді трубного пакету. Геометрія теплообмінних пристроїв досить різноманітна, але можна виділити кілька типів: вертикальні та горизонтальні трубні пучки, які з'єднані колекторами, система із трубок Фільда, змійовикові та ребристі теплообмінні елементи, теплообмінні трубки із навареними до них пластинами.

Необхідно зауважити, що теплообмінні пристрої всередині шару порушують гідродинамічний режим роботи апарата через виникнення стислих умов та застійних зон. А це спричиняє місцеві перегреви шару матеріалу, агломерацію частинок та осідання їх на теплообмінних поверхнях. При цьому зменшуються коефіцієнти тепловіддачі, що знижує ефективність утилізації тепла. Особливо значне зниження інтенсивності тепловіддачі має місце при обтіканні потоком рядів труб, які розташовуються один над одним.

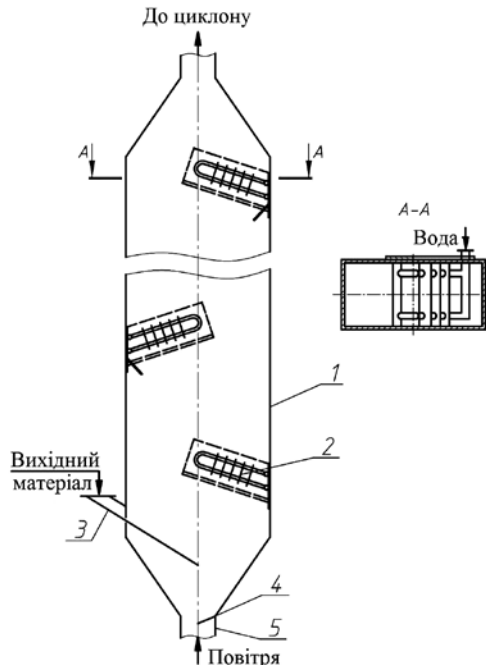


Рис. 1.14. Охолоджувач-пневмотранспортер:
1 – корпус; 2 – теплообмінні пристрої; 3 – патрубок для подачі гарячого матеріалу; 4 – полицний елемент; 5 – патрубок для подачі повітря

Щоб зменшити негативний ефект від такого розташування, теплообмінні труби потрібно розташовувати не горизонтально, а вертикально або під кутом (який повинен бути більше від кута природного укусу). Конструкція цього охолоджувача-пневмотранспортера зображена на рис. 1.14. Цей апарат доцільно використовувати, якщо гарячий порошкоподібний матеріал, з частинками розміром менше 1 мм, потрібно підняти на висоту не менше 15–20 м. При цьому доцільно поєднувати конвективне охолодження потоком повітря з контактним охолодженням за рахунок теплопровідності через стінку в спеціальних теплообмінниках, усередині труб яких циркулює холодна вода.

Гарячий матеріал, введений в апарат по патрубку 3 на перфоровану полицю, охолоджується висхідним потоком повітря, а також водою, яка подається в спеціальні ребристі теплообмінники 2. У нижній частині охолоджувача повітря, яке входить по патрубку 5, надається швидкість, що відповідає швидкості виносу частинок, яка перевищує швидкість витання твердих частинок. Створюється на поверхні кожної полиці інтенсивно зважений шар, провал відсутній, практично весь матеріал виноситься вгору. У такий спосіб матеріал одночасно охолоджується та подається на задану висоту.

1.4. Охолоджувачі-пневмокласифікатори зваженого шару

Охолодження зернистих матеріалів у пневматичному трубному охолоджувачі, показаному на рис. 1.13, характеризується малою ефективністю через порівняно невеликий час перебування частинок у потоці, а також зважаючи на низькі значення коефіцієнтів тепловіддачі від поверхні частинок до газу. В апаратах із псевдозрідженим шаром (рис. 1.3), які забезпечують більш тривалий контакт фаз, матеріали, нагріті до кількох сотень градусів, успішно охолоджуються й одночасно знепилюються [26]. Однак їх важко застосовувати для охолодження низки полідисперсних матеріалів, які містять великі частинки, максимальні розміри яких можуть досягати кількох сантиметрів: великі частинки опускаються із псевдозрідженим шаром на газорозподільні решітки, перекривають

частину отворів або всі отвори. Такі матеріали доцільно охолоджувати в поличних апаратах, здійснюючи одночасно їх класифікацію на два або, при широкому діапазоні розмірів частинок, на три класи [27–30].

Охолоджувач із каскадом похилих полиць (рис. 1.15) дозволяє використовувати для розділення частинок як сили тяжіння, так і інерційні та відцентрові локальні сили. Особливістю цих апаратів є виникнення вихрового руху газодисперсного потоку як над полицею, так і під нею.

Більш доцільна в такому апараті установка саме перфорованих полиць, які порівняно із суцільними полицями мають менший гідравлічний опір (до 1000 Па проти 1500–1800 Па) та забезпечують більш інтенсивний контакт фаз як у вивантажувальному просторі, так і безпосередньо на поверхні полиці, де матеріал

взаємодіє із повітряним потоком, який проходить через отвори полиці [31].

Поличний охолоджувач, що розділяє матеріал на три фракції, показаний на рис. 1.16. Вихідний гарячий матеріал з живильника по патрубку надходить на колосникову решітку 1. На цій решітці частинки розміром менше 10–12 мм проходять через щілини між колосниками в камеру 2, а більші рухаються по поверхні колосників і надходять в камеру 3. У камері 3 крупні частинки

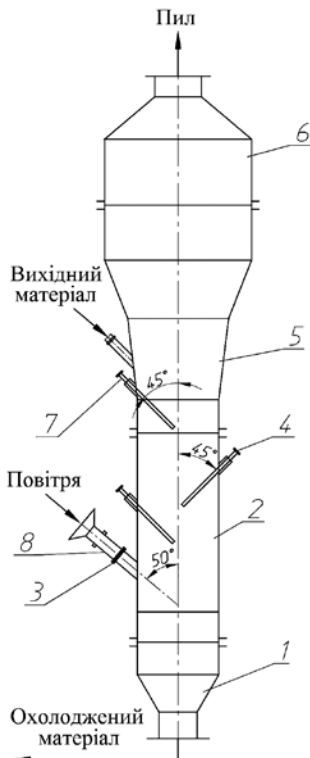


Рис. 1.15. Поличний охолоджувач-пневмокласифікатор:

- 1 – бункер для збору крупної фракції;
- 2 – секція охолодження та пневмокласифікації;
- 3 – патрубок подачі охолоджувального повітря;
- 4 – регульовальний механізм нахилу полиці;
- 5 – секція подачі гарячого матеріалу;
- 6 – сепараційна секція; 7 – перфорована полиця;
- 8 – колектор для заміру витрат повітря

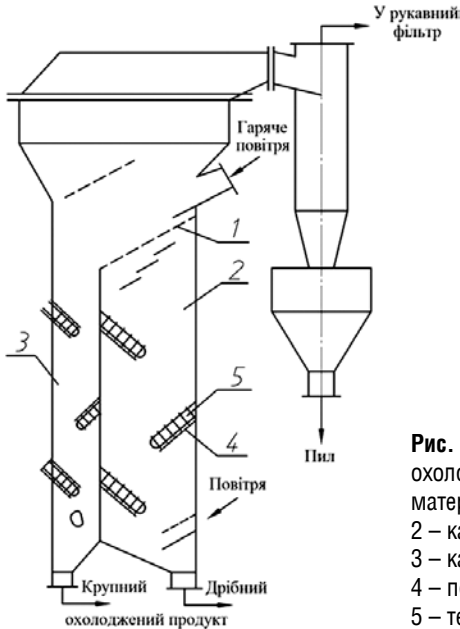


Рис. 1.16. Полічний двухсекційний охолоджувач-класифікатор крупнозернистих матеріалів: 1 – решітка колосникова; 2 – камера для дрібної фракції; 3 – камера для крупної фракції; 4 – полиця перфорована; 5 – теплообмінник пластинчастий

повільно опускаються вниз суцільним шаром, через який знизу проходить повітря, що надходить в камеру по відповідному патрубку. Тривалість опускання шару регулюється живильником. Охолодження в камері 3 здійснюється переважно охолоджуючим повітрям та додатково теплообмінниками з орєбренними трубами.

Дрібна фракція, що пройшла через колосники, проходить у камеру 2. Тривалість руху частинок по перфорованим полицям 4 повинна бути такою, щоб частинки цієї фракції встигли, віддаючи тепло висхідному потоку повітря, охолодитися до заданої температури (45–50 °С). Повітря, що надходить у камеру 2 через відповідний патрубок, охолоджує шар матеріалу, що падає вниз, і виносить у верх частинки розміром менше 1 мм. Пройшовши через щілини колосника, нагріте повітря з'єднується з повітрям, що надходить із камери 3, і по відповідному патрубку рухається в циклон. Для підвищення інтенсивності охолодження й збільшення часу перебування гарячих частинок на полицях встановлюють пластинчасті теплообмінники 5. При ударах частинок об поверхню плас-

тин, які розташовані перпендикулярно напрямку їх руху, частинки гальмуються і швидкість їх зменшується. Ці пластини встановлені так, що через одну не доходять до стінок апарату, утворюючи зигзагоподібний канал, що подовжує шлях частинок в охолоджувачі. Якщо охолоджуваний матеріал має високу температуру (250 °С), то на деяких полицях зверху на шар матеріалу розбризкують воду із форсунок.

При охолодженні обезфтореного фосфату з частинками розміром менше 20 мм температура матеріалу, який розвантажують з охолоджувача з чотирма полицями продуктивністю 900 кг/год (по провалу), знижувалась із 250 °С до 60–100 °С, а частинок, які виносились у пиловловлювач – до 25–50 °С. Після усереднення провалу і виносу температура становила 60–65 °С. Більшою частиною тепло забиралося повітрям; а вода, яка циркулювала в трубах теплообмінників, забирала не більше 5–10% від тепла матеріалу. Експлуатація охолоджувача показала [7, 28], що на одній полиці без теплообмінних пристроїв матеріал, який містив куски розмірами до 100 мм, охолоджується до 50–60 °С і практично повністю обезпилюється.

Гранульовані і зернисті матеріали з частинками розміром не більше 5–6 мм охолоджуються і звільняються від дрібної фракції з розміром частинок менше 1 мм в апараті з двома секціями (рис. 1.17).

У верхній секції пневмокласифікації 1, що має одну або дві перфоровані полиці, нахилені під кутом 45° та із живим перетином 5%, із гарячого матеріалу, у режимі гравітаційно падаючого шару, видаляються частинки розмірами менше 1 мм. Використання руху частинок по інерції дозволило зменшити робочу швидкість у вільному перетині секції пневмокласифікації до 3,7 м/с. Швидкість витання частинок розмірами 1 мм становить 5–6 м/с. Матеріал, звільнений від дрібних частинок, надходить потім в охолоджувальну секцію, де переміщається по довшій перфорованій решітці, встановленій під кутом -20° до горизонту. Відстань від кінця решітки до стінки апарату становить 0,15–0,2 від довжини перетину апарату. Швидкість потоку у вільному перерізі секції охолодження становить 2,4 м/с. Матеріал охолоджується в режимі зваженого шару, а потім вивантажується із холодильника. Якщо матеріал нагрітий

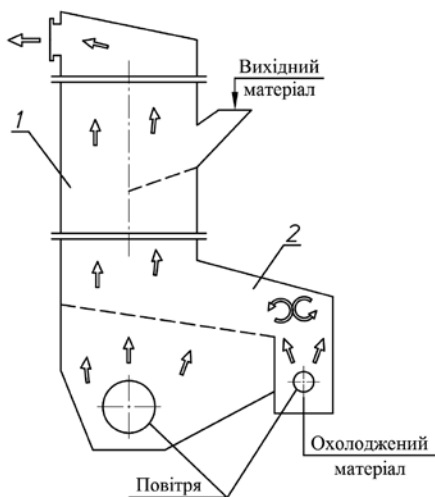


Рис. 1.17. Охолоджувач-пневмокласифікатор гранульованих матеріалів: 1 – секція пневмокласифікації; 2 – секція охолодження

дуже сильно і повітря не охолоджує його до заданої температури, на решітці встановлюють теплообмінник з ребристими поверхнями, в труби якого подається охолоджувальна вода. Результати випробувань подібних охолоджувачів-пневмокласифікаторів, отримані при охолодженні гранульованих суперфосфату, амофосу і обезфтореного фосфату, наведені в табл. 1.2.

1.5. Порівняльна характеристика апаратів завислого шару. Особливості та переваги полицних апаратів

Як випливає із викладеного, для виконання процесів охолодження зернистих матеріалів та їх розділення на окремі фракції застосовуються переважно три типи апаратів, між якими є велика схожість.

У найбільш простому з цих пристроїв, що становлять собою канал з вільним перетином, особливості гідромеханічних і теплообмінних процесів визначаються закономірностями висхідного двофазного потоку, що рухається прямолінійно. При цьому висхідний потік турбулізований місцевим опором, який становить собою вузол введення вихідного продукту (завантажувальний патрубок), і струменем матеріалу, що вводиться в канал.

Далі відбувається гідродинамічна стабілізація потоку по висоті каналу, у ході якої зменшуються його турбулізація, а також швидкість руху частинок. Робляться більш симетричними епюри швидкостей потоку і концентрацій частинок. Зменшується градієнт концентрації частинок по висоті. Стабілізація потоку завершується за так званою розгінною ділянкою, де всі зазначені параметри приймають практично постійні значення.

Залежно від величини витрати матеріалу, що вводиться в апарат, а також співвідношення між швидкостями потоку і швидкістю витання частинок можливі або повне винесення матеріалу через верх апарату, або повний його провал через низ, або розділення матеріалу на винесення (більш дисперсна частина матеріалу) і провал (більш крупна його частина).

Гідродинамічна нестійкість потоку в нижній частині апарата впливає і на характер тепломасообмінних процесів. У результаті по висоті каналу зменшується як відносна швидкість руху частинок, так і величина рушійної сили тепло- і масообмінних процесів. Відповідно змінюються по висоті коефіцієнти тепло- і масообміну, істинні об'ємні і масові концентрації частинок. Найбільш різко ці параметри змінюються поблизу місця введення матеріалу в потік на так званій розгінній ділянці. На цій ділянці через інтенсивну взаємодію фаз швидкість тепло- і масообмінних процесів має максимальне значення. З матеріалу на розгінній ділянці видаляється основна частина тепла в охолоджувачах. Тут є найбільш великі і питомі витрати енергії.

Під час обробки полідисперсних матеріалів механізм згаданих вище процесів ускладнюється, оскільки в кожному перетині каналу частинки різних розмірів рухаються з різними швидкостями. Такі матеріали охолоджуються при змінних по висоті каналу співвідношеннях між зовнішнім і внутрішнім термічним і дифузійним опорами для частинок кожної фракції, які залежать від їх вологості. Остання знову ж різна для дрібних і великих фракцій. За значних концентрацій частинок, коли необхідно враховувати обмежені умови, дрібні частинки наздоганяють крупні, які повільно рухаються і, передаючи їм додаткову енергію, знижують свою швидкість. Відповідно швидкість крупних частинок зростає, а різниця між швидкостями руху найбільш крупних і найбільш дрібних,

Таблиця 1.2. Результати охолодження зернистих та гранульованих матеріалів

Матеріал	Максимальний розмір частинок, мм	Навантаження, т/(м ² ·год)		Температура матеріала, °С			Питома витрата повітря, м ³ /кг
		по провалу	по виносу	початкова	провала	виносу	
Суперфосфат	5–8	7,7	1,3	130	68	40	0,82
Амофос	4–8	19,3	2,1	68	42	30	0,35
Обезфторений фосфат	до 10	23,0	5,7	250	50–80	25–50	0,76–0,54

як і час їх перебування в апараті, зменшується. Також знижується різниця між інтенсивністю тепломасообмінних процесів для дрібних і великих фракцій. У цілому тепломасообмін полідисперсних матеріалів із газовим потоком відбувається в неізотермічних умовах, за яких ділянка стабілізованого руху, строго кажучи, відсутня.

Короткочасність взаємодії фаз, яка не перевищує кількох секунд, обмежує сферу застосування пустотілих апаратів. Так, з їх допомогою вдається знепилити тільки матеріал з невеликим вмістом дрібних частинок, які може зважити і винести потік через верх апарату при даній швидкості його руху. Так само вони дозволяють видалити порівняно невелику кількість тепла, яку може сприйняти висхідний потік за цей час. Тому висота охолоджувачів шахтного типу нерідко досягає 10–15 м, а при значно менших висотах вдається охолодити гранули до температури не нижче 70–80 °С. Тому апарати із вільним перетином типу пневматичних труб застосовують тільки для охолодження матеріалів, нагрітих до не надто високої температури.

У цьому плані більш ефективні апарати із псевдозрідженим шаром, де завдяки більшому часу перебування матеріалу вдається видалити з нього більш значні кількості дрібних частинок та тепла. Повноту перебігу теплообмінних процесів лімітує порівняно невелика швидкість потоку газу на виході апарату. Її збільшення призводить до зростання винесення дрібних частинок, що погіршує якість охолодженого матеріалу. У винесеному матеріалі з'являються більші частинки, які недостатньо охолоджуються.

Вирівнювання концентрацій і температур по висоті і перетину псевдозрідженого шару, у якому інтенсивно перемішуються частинки, призводить до зниження рушійної сили, а відповідно, й інтенсивності теплообмінного процесу. Під час експлуатації таких апаратів виникають труднощі через забивання отворів решіток, їх деформації за високих температур, а також при розвантаженні або перевантаженні матеріалу в багатосекційних апаратах. Обмежує поширення таких апаратів і значне винесення пилу з газовим потоком, що є небажаним явищем, оскільки забруднює навколишнє середовище. Винос при охолодженні в апаратах киплячого шару деяких високодисперсних матеріалів досягає 70–80% [1, 16].

Багато з недоліків двох описаних вище конструкцій відсутні в апаратах із суцільними і перфорованими полицями, які займають проміжне положення між ними. Так, переміщаючи перфоровану полицю до стінки апарата, ми наближаємося до апарата із псевдозрідженим шаром, а, висуваючи її з апарата і звільняючи його перетин, – до апарата із вільним перетином, типу пневмотранспортних труб. Апарати з полицями зберігають і навіть посилюють деякі переваги раніше розглянутих апаратів. Полки подовжують час перебування матеріалу, який як зсипається вниз апарата, так і виноситься з нього вгору. Підвищується швидкість і турбулентність потоку газу і створюється вихровий рух в місці установок полок, що обумовлює підвищення інтенсивності контакту фаз. Наявність вільного простору між кінцями полиць і стінками апарата усуває потребу в спеціальних перетоках, схильних до забивання крупними частинками. Змінюючи живий перетин полиць, кути їх нахилу, відстань від кінця полиць до стінки апарату, а також число полиць і відстань між ними по вертикалі, вдається впливати на інтенсивність контакту фаз і створювати різноманітні гідродинамічні режими як на окремих полицях, так і по висоті апарату.

Завдяки наведеним вище особливостям апарати з полками дозволяють досягати при здійсненні теплообмінних процесів значно вищого технологічного ефекту, ніж апарати з вільним перетином типу пневматичних труб та з псевдозрідженим шаром.

Як впливає з викладеного, під час взаємодії висхідного турбулентного газового потоку із зваженим матеріалом або під час руху газового потоку через псевдозріджений на газорозподільній

решітці шар, окремі частинки або їхні агрегати викидаються в простір над шаром. Цей простір часто називають фонтануючим, тому що в ньому інтенсивно переміщуються вгору за інерцією пакети частинок й окремі частинки, швидкість яких може навіть перевищувати швидкість висхідного потоку. Досягнувши певної висоти, пакети і найбільші частинки починають опускатися вниз. Частина пакетів при цьому руйнується. Потік дуже турбулізований як шляхом зміни швидкості потоку газу при виході із шару, так і рухомими пакетами і частинками. Найбільш дрібні частинки надходять в наступну зону, так звану сепараційну, де швидкість їх поступово зменшується до сталої величини. Турбулентність потоку також поступово знижується до величини, яка відповідає середній по перетину швидкості висхідного потоку. У наступній частині апарату по його висоті, так званій пневмотранспортній зоні, усі параметри двофазного потоку обирають постійні значення. Кількість частинок певної крупності, які потік може тут транспортувати за будь-якої конкретної швидкості, називається транспортувальною здатністю потоку. Більш значна кількість матеріалу, який циркулює в двох нижче розташованих зонах, називається зважувальною здатністю потоку. Ця величина визначається місцевою швидкістю потоку в умовах обмеженого руху частинок, пакетів і струменів потоку газу.

Щоб досягти зазначеної граничної величини, необхідно забезпечити досить ефективний і тривалий контакт певної кількості матеріалу з потоком. Останнє ж визначається витратою матеріалу, що вводиться в вертикальний канал струменем і висотою псевдозрідженого на решітці шару частинок.

Переміщення і поділ полідисперсних матеріалів на фракції в розглянутих пристроях засноване на використанні різниці в швидкостях і напрямку руху частинок різного розміру у висхідному потоці здебільшого під дією гравітаційного поля. Через мале значення коефіцієнта опору повітря різниця в швидкості руху частинок різних розмірів порівняно невелика, час їх перебування в апараті малий і чіткого поділу на фракції не завжди вдається досягти. Тому в апаратах для поділу матеріалів за допомогою пневмокласифікації використовується сукупний вплив на частинки й інших сил, перш за все відцентрових і інерційних. Останні і створюють полки, які змушують висхідний потік змінювати напрямок свого руху.

Полки, підвищуючи швидкість і турбулентність потоку, у місці їх установки справляють значний вплив як на швидкість руху, так і на розподіл частинок у поперечному перерізі і по висоті каналу. Істотно змінюються як транспортувальна, так і зважувальна здатності потоку, оскільки на рух частинок починають діяти інерційні сили.

Щоб забезпечити чіткий поділ на окремі фракції, охолоджувачі-пневмокласифікатори конструюють так, щоб дрібні і крупні частинки рухалися в різних напрямках. Наприклад, дрібні частинки виносяться вгору під дією потоку, а крупні випадають вниз під дією сили тяжіння або виводяться в напрямку, перпендикулярному напрямку руху потоку під дією інерційних сил. Зазначені сили, що викликають поділ частинок за крупністю, є різними функціями розміру частинок. Сила дії потоку на поверхню частинки (сила тертя) залежить від величини шорсткості та форми цієї поверхні частинки і в першому наближенні пропорційна квадрату лінійного розміру. Гравітаційні й інерційні сили визначаються величиною маси частинок, вони пропорційні третьому ступеню визначального розміру частинок. Крім того, поверхневі сили є функцією відносної швидкості між потоком і частинками, яка визначає режим обтікання потоком частинки.

Щоб з апарата виносилися близькі за розмірами частинки, на виході багатьох охолоджувачів-пневмокласифікаторів створюється однорідне поле швидкостей потоку. Для цього за допомогою спеціальних контактних пристроїв вирівнюють епіюру швидкостей потоку в такий спосіб, щоб максимальна швидкість якомога ближче наближалася до середньої для всього перерізу апарата. Якщо швидкості у вихідній ділянці апарату неоднакові, то в тих місцях, де швидкість потоку максимальна, виносяться найбільш крупні частинки. Оскільки вирівнювання потоку вимагає спеціальних пристроїв і збільшує висоту сепараційної зони апарату, то часто від них відмовляються, здійснюючи багаторазову класифікацію по висоті апарату за допомогою каскаду суцільних або перфорованих полиць, серії решіток, зигзагоподібних ділянок і т.п. При цьому від однієї дільниці до іншої, розташованої вище, спостерігається часткова класифікація, тобто збагачення матеріалу частинками необхідного розміру.

Зручно проводити в одному комбінованому апараті одночасно кілька технологічних процесів. На перфорованих полицях легко поєднувати охолодження із знепилюванням [32], сушку із пневмокласифікацією [33], гранулювання із охолодженням (сушінням) [9]. Одночасно з цими процесами можна здійснювати й пневмотранспортування на задану висоту потоку матеріалу. Конструкції таких апаратів є комбінацією відомих пристроїв для здійснення цих процесів в одному апараті. Застосування комбінованих апаратів спрощує апаратурне оформлення технологічних процесів і зменшує витрати енергії на обробку й транспортування матеріалів, а також металоємність і обсяги викидних газів. Зменшення обсягу нагрітого до невеликої температури викидного запиленого повітря полегшує утилізацію його тепла й очищення його від пилу.

Порівняльні випробування типових конструкцій апаратів зваженого шару показали, що поєднання процесів пневмокласифікації, охолодження або сушіння зернистих матеріалів доцільно виконувати в поличних апаратах. В останніх питома витрата охолоджуючого повітря для досягнення тієї ж ефективності охолодження на 30–40% нижче, а температура повітря, що відходить з апаратів, вище на 30–35 °С [29]. Завдяки інтенсивному контакту фаз у поличних апаратах забезпечується максимальне знепилювання продукту при високих питомих навантаженнях, які досягають 15–20 кг/м²с, що значно перевищує питомі навантаження 0,1–1,5 кг/м²с, за яких працюють охолоджувачі киплячого шару. Концентрація пилу у викидних газах після поличного охолоджувача-пневмокласифікатора становить 200–500 г/м³ при питомих витратах охолоджуючого повітря 0,5–0,6 м³/кг, а після охолоджувачів киплячого шару 25–30 г/м³ при 1,4–2,8 м³/кг відповідно [30]. Аналіз експериментальних даних по вивченню залежності величини виносу дрібних частинок й ефективності охолодження матеріалу від режимних (швидкості повітряного потоку, витрати матеріалу) і конструктивних (величини живого перетину полиць, їх числа і відстані від кінця полиць до стінок апарата) параметрів [6, 27, 28], а також аналіз залежностей граничної несучої здатності газового потоку і висоти зони сепарації від швидкостей потоку і витання частинок [34], дозволили розробити оптимальні конструкції поличних апаратів для одночасного проведення процесів пневмокласифікації, пневмозбагачення, охолодження і сушіння [7].

Теоретичні основи газодисперсних потоків і кінетика конвективного охолодження твердих частинок

2.1. Гідродинаміка руху одно- і двухфазного потоку

Структура потоків у технологічних апаратах дуже впливає на проведені в них теплові та гідродинамічні процеси. Ефективність роботи розглянутих апаратів для охолодження і пневмокласифікації зернистих матеріалів значною мірою визначається полем течії в них газового потоку, яке, своєю чергою, впливає на профіль температур і концентрацій твердої фази у двофазному потоці. Розгляд характеру руху газу важливий для встановлення закономірностей взаємодії газового потоку із твердою фазою, що визначає швидкість руху і час перебування частинок у робочому обсязі апарату; для визначення режимних параметрів ведення процесу в апараті; для знаходження конструктивних характеристик газорозподільних пристроїв.

Рух газу підпорядковується основним законам гідродинаміки – рівнянням Нав'є-Стокса [35]. У загальному випадку, коли вектор швидкості спрямований довільно, рівняння руху нестисливої в'язкої ньютонівської рідини (газового потоку) зі швидкістю W у проєкціях на осі координат x , y та z мають вигляд:

$$\begin{aligned}\frac{\partial W_x}{\partial \tau} + W_{x,y,z} \operatorname{div} W &= g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \nabla^2 W_x \\ \frac{\partial W_y}{\partial \tau} + W_{x,y,z} \operatorname{div} W &= g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \nabla^2 W_y \\ \frac{\partial W_z}{\partial \tau} + W_{x,y,z} \operatorname{div} W &= g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \nabla^2 W_z\end{aligned}\tag{2.1}$$

Найважливішою характеристикою течії газового потоку, яку необхідно визначити, є поле швидкостей газового потоку по перерізу і висоті робочого об'єму апарата. У зв'язку зі складним характером турбулентної течії, яка переважно і є в технологічних апаратах, не уявляється можливим виключно теоретично отримати профіль розподілу швидкостей газового потоку. При турбулентному потоці профіль швидкостей обумовлює розподіл не справжніх, а усереднених в часі швидкостей відповідно до виразу

$$\overline{W}_{x,y,z}(x,y,z,\tau) = \frac{1}{\tau} \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} W_{x,y,z}(x,y,z,\Delta\tau) d\tau. \quad (2.2)$$

В апаратах із вільним перетином (типу пневмотруб) профіль швидкостей у турбулентних потоках описується [36] за допомогою розподілу виду

$$W_x = W_{\max} \left(1 - \frac{x}{B} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (2.3)$$

де x – поточна координата точки по перетину апарата, в якій проводять розрахунок величини швидкості газового потоку;

B – довжина перетину апарату;

n – число, залежне від значення критерію Re [36].

Рух газового потоку по осі Z у вертикальному каналі, що розширюється (рис. 2.1), описується рівнянням змінення кількості

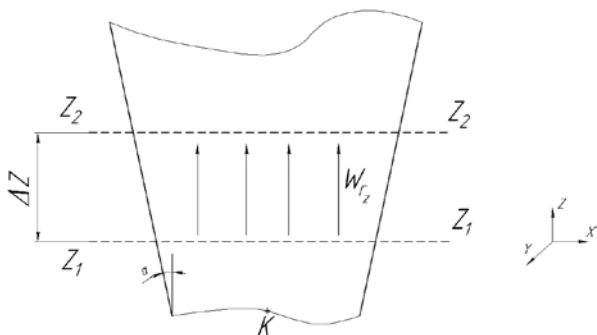


Рис. 2.1. Схема вертикального руху газового потоку в каналі, що розширюється

руху газової фази, яке враховує сили тертя газового потоку об стінки апарата:

$$\rho_{\Gamma} W_{\Gamma z} \frac{dW_{\Gamma z}}{dz} = - \frac{\lambda_{TP}}{D_{\text{э}}} \frac{\rho_{\Gamma} W_{\Gamma z}^2}{2}, \quad (2.4)$$

де $W_{\Gamma z}$ – швидкість газової фази у вертикальному напрямку по осі Z , м/с;

ρ_{Γ} – густина газової фази, кг/м³;

λ_{TP} – коефіцієнт тертя газового потоку об стінки каналу;

$D_{\text{э}}$ – еквівалентний діаметр каналу, м.

За формулою Дарсі – Вейсбаха коефіцієнт тертя залежить від режиму руху рідини $\lambda_{TP} = f(\text{Re})$ [37].

Тобто

$$\lambda_{TP} = \frac{C}{\text{Re}^n}, \quad (2.5)$$

де C ; n – експериментальні коефіцієнти ($0 \leq n \leq 1$), які залежать від значення критерію Рейнольдса (Re).

У разі руху газового потоку в розвиненому турбулентному режимі похибка буде мінімальною, якщо $n = 0$ [38]. При цьому значення коефіцієнта C прагне до одиниці. Тому

$$C = 2\alpha \cdot \frac{\sum_{k=1}^N \left(\ln \left(\frac{d_0}{d_k} \right) \ln \left(\frac{w_k}{w_0} \right) \right)}{\sum_{k=1}^N \left(\ln \left(\frac{d_0}{d_k} \right)^2 \right)}. \quad (2.6)$$

Тоді швидкість висхідного газового потоку в різних точках по осі вертикального каналу, що розширюється, визначається [38] за формулою

$$W_{\Gamma z} = w_0 \cdot \left[\frac{d_k}{d_0} \right]^{\frac{C}{2\alpha}}, \quad (2.7)$$

де w_0 – швидкість газового потоку на рівні початкової перетину апарата, м/с;

w_k – швидкість газового потоку в точці k по висоті вертикального каналу, м/с;

d_k – еквівалентний діаметр перетину апарата в точці k по висоті вертикального каналу, м;

d_0 – еквівалентний діаметр початкового перетину апарату, м;

α – кут розкриття ромбу, град.

У результаті розв'язання рівняння (2.7) швидкість газового потоку у вертикальному каналі, що розширюється, по осі Z має тенденцію до зменшення (рис. 2.2).

Зміна швидкості газового потоку в поперечному перерізі у горизонтальному напрямку X (рис. 2.3) визначається [38] за формулою

$$W_{r_x} = W_{r_z} \left(1 - \frac{X}{B}\right)^{\frac{1}{n}}, \quad (2.8)$$

де X – координата точки по перетину каналу, в якій проводять розрахунки значення швидкості газового потоку W_{r_x} по осі X , м;

B – довжина перетину каналу, м.

При мінімальній похибці значення коефіцієнта C прагне до одиниці [38], тому для розрахунку експериментального коефіцієнта використовується формула

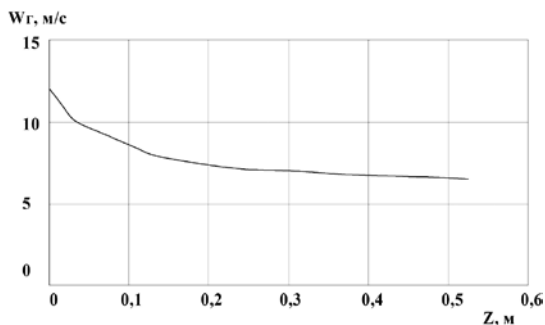


Рис. 2.2. Залежність зміни швидкості газового потоку по висоті робочого простору апарата

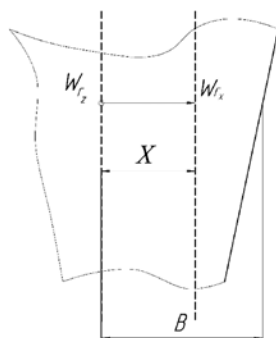


Рис. 2.3. Схема визначення горизонтальної складової швидкості

$$n = \frac{\sum_{m=1}^M \left(\ln \left(1 - \frac{x_m}{B} \right) \ln \left(\frac{w_{x_m}}{w_1} \right) \right)}{\sum_{m=1}^M \left(\ln \left(\frac{w_{x_m}}{w_1} \right)^2 \right)}. \quad (2.9)$$

У результаті розв'язання рівняння (2.8) швидкість газового потоку у вертикальному каналі, що розширюється, по горизонтальній осі X має тенденцію до зменшення (рис. 2.4).

Траєкторії руху однофазного газового потоку розраховуються за залежністю [38]:

$$z_{(x, x_0)} = \frac{B \cdot n}{n - 1} \left[\left(1 - \frac{x_0}{B} \right)^{\frac{n-1}{n}} - \left(1 - \frac{x}{B} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right], \quad (2.10)$$

де x_0 – координати точки входу газового потоку в робочий простір апарату по осі X , м.

Отримані рівняння (2.7) та (2.8) дають можливість визначити швидкість газового потоку в кожній точці апарата, а також оцінити зміни швидкості потоку по висоті та ширині корпусу. Це важливо

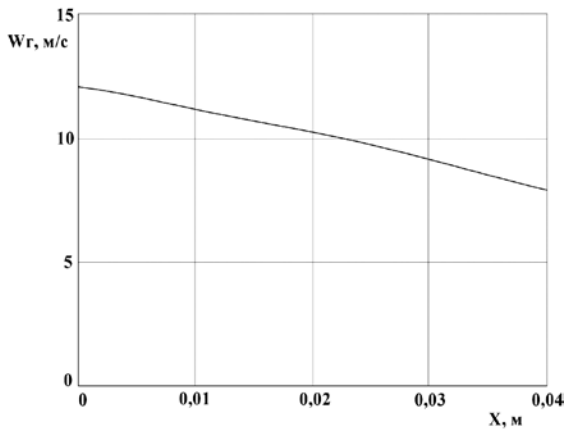


Рис. 2.4. Залежність зміни швидкості газового потоку по ширині робочого простору апарата

для підбору раціональних гідродинамічних параметрів потоку при обробці полідисперсної суміші зернистих матеріалів. Рівняння (2.10) дозволяє проаналізувати траєкторію руху газу в робочому просторі апарату (рис. 2.5), що дає можливість оцінити вплив кутів розкриття ромбу на характер руху газового потоку.

Установка в робочому об'ємі апарату різних газорозподільних контактних елементів значно ускладнює характер розподілу повітряного потоку по перетину і висоті апарату. Конструктивні параметри газорозподільних пристроїв повинні бути такими, щоб забезпечувалося найбільш інтенсивне ведення теплообмінних процесів в апараті.

Так, для газорозподільних плоских решіток важливо знати поле швидкостей по мірі віддалення від отворів решітки. Така залежність отримана шляхом перетворення модифікованого рівняння Кармана – Ховарта [36]:

$$W_z = \frac{WS_p m^2}{5z} + const, \quad (2.11)$$

де W – усереднена по координаті і часу швидкість течії, м/с;

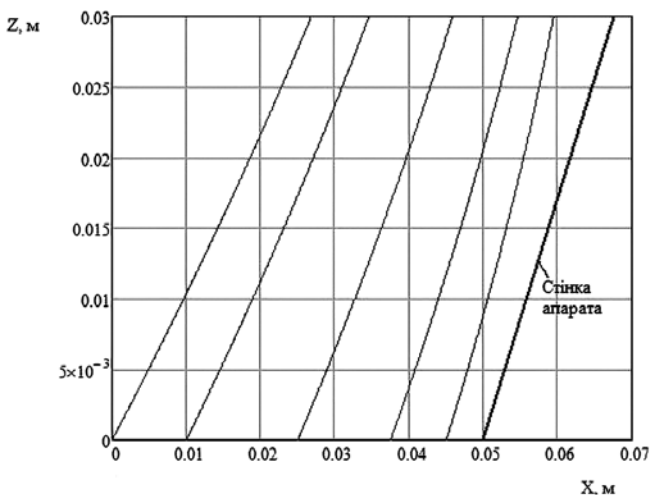


Рис. 2.5. Лінії току однофазного газового потоку в робочому просторі апарату

S_p – крок решітки, м;

z – вертикальна координата (у напрямку течії висхідного газового потоку), м;

$m = 1,95-2,20$ – постійний чисельний коефіцієнт.

Установка поличного перфорованого контакту у вертикальному каналі гравітаційного поличного апарату викликає значну нерівномірність розподілу газового потоку по перетину апарата. При цьому максимальне значення швидкості газового потоку спостерігається в зоні розвантажувального простору. Закон розподілу швидкостей газового потоку в робочому об'ємі в просторі над полицею може бути отриманий [28] із рівняння Кармана – Ховарта і вираза Тейлора, який встановлює зв'язок між розміром турбулентних вихорів і кроком газорозподільної решітки:

$$\left\{ \begin{array}{l} W_{pn} = \frac{W \left(\frac{d_o}{\sigma_n} \right) m^2}{5,62 \sqrt{f_{pn} + f_n} (h+1)} \quad m = f \left(\frac{l}{B} \right) \\ W_x = W_{pn} \left(1 - \frac{x}{B} \right)^{\frac{1}{n}} \quad n = f_{\Pi}^2 \end{array} \right. \quad (2.12)$$

Тут d_o – діаметр отворів поличного перфорованого контакту, м; σ_n – товщина поличного контакту, м; f_{pn}, f_n – живий перетин розвантажувального простору і полиці, %; $h = \frac{z}{B}$ – безрозмірна поточна координата по висоті робочого об'єму над розвантажувальним простором. Постійна m визначається: якщо $\frac{l}{B} = 0,5, 0,4, 0,3, 0,2, 0,15$, то $m = 1,27, 1,31, 1,37, 1,41, 1,55$ відповідно.

В апаратах струминного псевдозрідження, фонтануючого шару і з сопловим вдувом газового потоку в киплячий шар, інтенсивність проведення теплообмінних процесів залежить від характеру проникнення газових потоків у зважений шар матеріалу. Швидкість витікання газу з отворів виражається формулою

$$W_o = \psi \sqrt{2g \frac{\Delta P_p}{\rho}}. \quad (2.13)$$

Необхідно в околиці газового струменя створити зону циркуляції матеріалу, оскільки при цьому відбувається активне перемішування частинок у шарі, що значно інтенсифікує теплообмін. Тому швидкість газу, що визначається за рівнянням (2.13), повинна трохи перевищувати швидкість початку псевдозрідження внаслідок розширення газового струменя. Швидкість по осі газового струменя описується [12] співвідношеннями:

- для плоского струменя
$$\frac{W_z}{W_o} = \frac{1,06}{\sqrt{\frac{C_1 z}{B}}}; \quad (2.14)$$

- для круглого струменя
$$\frac{W_z}{W_o} = \frac{2,73 r_\phi}{C_1 z}, \quad (2.15)$$

де $C_1 = 0,46 Ga^{0,1} \left(\frac{W_p}{W_{nc}} \right)$ – коефіцієнт струменя, якщо $3,0 \leq Ga \leq 3160$,

$$1,0 \leq \frac{W_p}{W_{nc}} \leq 2,5;$$

Ga – критерій Галілея;

B – ширина щілини (плоского струменя);

r – радіус сопла (струменя).

Зміна швидкостей по перетину газового струменя описується наступним виразом [12]

$$W_x = W_y \left[1 - \left(\frac{x}{r_\phi} \right)^{1,5} \right]^2. \quad (2.16)$$

Знаходження полів швидкостей газового потоку дозволяє розраховувати параметри газорозподільних пристроїв, які при мінімальному гідравлічному опорі повинні забезпечувати найбільш інтенсивний контакт частинок матеріалу із газовим потоком. Так, профілі розподілу швидкостей однофазного потоку, що визначаються за рівнянням (2.12), показують, що установка в вертикальному каналі апаратів типу пневмотруб горизонтальної по всьому перетину апарата і похилої, яка частково перекриває перетин апа-

рату, газорозподільних решіток викликає збільшення швидкості та турбулізації газового потоку за решітками, що зумовлює збільшення інтенсивності проведення теплообмінних процесів в апаратах псевдозрідженого й неоднорідно зважених шарів.

Наявність твердої фази в газовому потоці значно ускладнює характер його руху. Тому важливим етапом є аналіз закономірностей руху твердих частинок полідисперсного матеріалу у відомому полі швидкостей несучого (газового) середовища.

Можуть бути різні гідродинамічні режими руху потоків залежно від швидкості висхідного газового потоку, що рухається протичеєю до потоку матеріалу.

За відносно невеликих швидкостей газового потоку в робочому обсязі апарату реалізується режим «гравітаційно рухомого шару», який залежно від величини об'ємної концентрації твердої фази може характеризуватися різними якісними станами структури потоку матеріалу. Так, зі збільшенням об'ємної концентрації відбувається перехід гравітаційно падаючого шару з незначною концентрацією ($\beta < 0,005 \text{ м}^3/\text{м}^3$, потоки газосуспензії) до режиму гравітаційного щільного шару ($\beta > 0,3 \text{ м}^3/\text{м}^3$). У протитоківому гравітаційно падаючому шарі гальмування твердих частинок матеріалу може проводитися не тільки висхідним газовим потоком, а й механічним гальмуванням за допомогою різних газорозподільних пристроїв (перфорованих полиць, конусних, сітчастих вставок і т.п.), встановлених по висоті робочого об'єму апарата. У такому разі спостерігається нерозвинений псевдозріджений шар, що поєднує рух по поверхні контактних елементів із частковим вивантаженням через простір між кінцями контактних елементів і стінками апарата (розвантажувальний простір), а в разі щільного шару потік матеріалу опускається вниз під дією сил тяжіння, огинаючи при цьому поверхні контактних газорозподільних елементів. У разі збільшення швидкості газового потоку аеродинамічні сили тиску потоку (гідравлічний опір шару) зростають, і згідно з умовою рівності сил тиску і тяжіння частинки матеріалу набувають напівзвážений стан (киплячий або псевдозріджений шар). При перевищенні граничної швидкості висхідного газового потоку в гравітаційному щільному шарі настає розрив його і перехід у режим гравітаційно падаючого щільного шару, в якому гідродинамічні умови близькі до неоднорідного

псевдозрідження. За подальшого підвищення швидкості газового потоку рівномірно псевдозріджений на поверхні решітки шар переходить у нестійкий зважений стан. Порізність шару і його висота продовжують зростати аж до моменту, коли швидкість висхідного газового потоку досягає певної критичної величини, за якої настає руйнування шару й винесення газовим потоком твердих частинок із шару (пневмотранспорт).

З'ясуємо основні закономірності руху твердих частинок у зазначених типах дисперсних двофазних потоків, що дозволяють визначити такі важливі гідродинамічні параметри, як швидкість руху твердої фази і її час перебування в шарі. Визначення цих параметрів є одним з основних етапів гідродинамічного розрахунку технологічних апаратів.

В основі всіх гідродинамічних розрахунків дисперсних двофазних потоків лежить другий закон Ньютона:

$$m \left(\frac{dU_{\tau}}{d\tau} \right) = \sum F, \quad (2.17)$$

де U_{τ} – швидкість твердої частинки, м/с;

τ – час;

m – маса твердої частинки, кг;

$\sum F$ – сума всіх сил, що діють на тверду частинку.

У загальному випадку рівняння руху частинок полідисперсного матеріалу розглядається з урахуванням таких сил: гідродинамічного опору з боку висхідного газового потоку, тяжіння, зіткнення частинок зі стінками апарата і контактними елементами, удару частинок одна об одну, пов'язаних з обертанням частинок і їх взаємодією із газовим потоком.

Розглянемо динаміку спадного (режим гравітаційно падаючого шару) і висхідного (пневмотранспорт) руху твердої фази у вертикальному каналі апарата в припущенні незначної величини об'ємної концентрації ($\beta < 0,005-0,01 \text{ м}^3/\text{м}^3$). Рівняння руху частинок у вертикальному (z) та горизонтальному (x) напрямках мають такий вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dU_{Tx}}{d\tau} = \frac{3}{4} \zeta \rho \frac{(W - U_T)^2}{\rho_T d_T} \\ \frac{dU_{Tz}}{d\tau} = \pm g \pm \frac{3}{4} \zeta \rho \frac{(W - U_T)^2}{\rho_T d_T} \end{array} \right. \quad (2.18)$$

Знак «+» ставиться, коли напрями векторів сил тяжіння і гідродинамічного опору збігаються, знак «-» відповідає протилежному напрямку векторів сил.

Величина коефіцієнта гідродинамічного опору ζ визначається середнім ефективним діаметром частинки d_m , відносною швидкістю $V_m = (W - U_m)$, щільністю ρ і в'язкістю μ газового потоку, тобто пов'язана із критерієм Рейнольдса, $Re_T = d_m (W - U_m) / \mu$, складною залежністю: якщо $Re_T < 0,5 - 1$, справедлива формула Стокса

$\zeta = \frac{24}{Re_m}$; якщо $Re_T > 800 - 1000$, то $\zeta = 0,44$. У роботі [39] рекомен-

дуються такі залежності:

$$\zeta = \begin{cases} 25,6 Re_T^{-1} & Re_T < 1 \\ 26,3 Re_T^{-0,8} & 1 \leq Re_T < 13 \\ 12,3 Re_T^{-0,5} & 13 \leq Re_T < 800 \\ 0,44 & Re_T > 800 \end{cases} \quad (2.19)$$

Для застосування залежності $\zeta = f(Re)$ у широкому діапазоні зміни числа Рейнольдса рекомендуються [39] різні емпіричні залежності:

$$\zeta = 24 Re_T^{-1} + 4 Re_T^{-0,33}; \quad Re_T \leq 700; \quad (2.20)$$

$$\zeta = 24 Re_T^{-1} (1 + 0,17 Re_T^{2/3}); \quad Re_T \leq 1000; \quad (2.21)$$

$$\zeta = 0,36 + 24 Re_T^{-1} + 5,48 Re_T^{-0,573}; \quad 400 \leq Re_T \leq 1000; \quad (2.22)$$

$$\zeta = 24 Re_T^{-1} + 0,248 (1 + \sqrt{1 + 194 Re_m^{-1}}) \quad Re_T \leq 20000. \quad (2.23)$$

У реальних умовах технологічних апаратів істотний вплив на рух твердих частинок впливає гальмування швидкості їх руху внаслідок високої концентрації частинок у робочому об'ємі ($\beta > 0,01 \text{ м}^3/\text{м}^3$), взаємодія частинок одна з одною, форма частинок

і близьке розташування стінок апарата. Тому запропонована [40] універсальна залежність, що враховує ці чинники:

$$\zeta = 0,46K_1K_2K_3 + \frac{(30K_1K_2)}{\text{Re}_m}, \quad (2.24)$$

де K_1, K_2, K_3 – коефіцієнти, що враховують умови стислого руху частинок внаслідок їх взаємодії, впливу стінок апарату і форми частинок відповідно.

Інтегрування диференціальних рівнянь (2.18) з урахуванням залежності (2.24) дає вираз для визначення відносних швидкостей твердої фази в робочому об'ємі апарату [40]:

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{Tz} = \frac{(V_{To} + B)A - (V_{To} + A)B \exp(c \cdot \tau)}{(V_{To} + A) \exp(c \cdot \tau) - (V_{To} + B)}, \Delta < 0 \\ V_{Tz} = \frac{c \cdot V_{To} - (D + a \cdot b \cdot V_{To}) \operatorname{tg}\left(\frac{c \cdot \tau}{2}\right)}{c + a(b + 2V_{To}) \operatorname{tg}\left(\frac{c \cdot \tau}{2}\right)}, \Delta > 0 \\ V_{Tx} = \frac{bV_{To}}{(V_{To} + b) \exp(a \cdot b \cdot \tau) - V_{To}} \end{array} \right. \quad (2.25)$$

і часу перебування твердих частинок у робочому об'ємі апарату:

$$\text{де } V_T = W \pm U_T, \quad \alpha = \frac{0,346K_1K_2K_3\rho}{d_T\rho}, \quad \Delta = \pm 4ag - b^2a^2,$$

$$b = \frac{22,5K_1K_2K_3\rho v}{d_m^2\rho}, \quad c = \sqrt{|4ag - b^2|}, \quad A = \frac{ab + c}{2a}, \quad B = \frac{ab - c}{2a},$$

$$D = \frac{a^2b^2 + c^2}{2a}.$$

Коефіцієнти K дорівнюють [40]:

$$K_1 = \varepsilon^{4,75} = (1 - \beta)^{4,75}, \quad K_2 = \frac{1}{M^2}, \quad K_3 = \frac{11 - 10}{f}. \quad (2.26)$$

Тут величина об'ємної концентрації β розраховується [41]:

$$\beta = 3 \times 10^{-3} G_p^{0,77} K_v^{0,85}, \quad (2.27)$$

де G_p – видаткова масова концентрація, $G_p = 10\text{--}60$ кг/кг;
 K_v – коефіцієнт аеродинамічного гальмування,
 $K_v = 0,39\text{--}0,9$.

Поправковий множник M залежить від відношення розміру частинок до діаметру апарата і від гідродинамічного режиму обтікання частинок газовим потоком. Для турбулентного режиму цей множник визначиться [40] як

$$M = \left[1 + 2,1 \frac{d_T}{D} \left(1 - \frac{d_T}{D} \right) \right] \left(1 - \frac{d_T}{D} \right)^2, \quad (2.28)$$

де D – діаметр трубопроводу (чи еквівалентний діаметр апарата), м;
 d_m – діаметр твердих частинок, м.

Коефіцієнт аеродинамічного гальмування K_v визначиться [40] як

$$K_v = \frac{W}{U_{TB}}, \quad (2.29)$$

де U_{TB} – швидкість витання твердої частинки, м/с.

Рівняння (2.25) дозволяють розраховувати параметри руху твердих частинок (її відносну швидкість) на нестабілізованій ділянці двофазного потоку. Кінцева відносна швидкість твердої фази в робочому об'ємі апарату обмежується значенням, що відрізняється від швидкості витання на 5% [40], тобто кінцева відносна швидкість дорівнює:

$$V_{TK} = 0,95 V_{TB}, \text{ якщо } V_T < V_{TB}, \quad (2.30)$$

$$V_{TK} = \frac{V_{TB}}{0,95}, \text{ якщо } V_T > V_{TB}. \quad (2.31)$$

На стабілізованій ділянці технологічних апаратів частинки рухаються з постійною швидкістю, так званою швидкістю витання. У цьому разі настає рівність сил тяжіння й аеродинамічного тиску газового потоку на частинку. Інтегруванням другого рівняння

системи (2.18) за $V_T = V_{TB} = \text{const}$ отримуємо вираз для розрахунку відносної швидкості витання:

$$V_{TB} = -B \quad (2.32)$$

Швидкість витання твердих частинок залежить від їхньої форми, розміру і щільності, а також фізичних властивостей газового потоку. У разі рівного розподілу швидкості газового потоку та швидкості витання ($W = U_{TB}$) в умовах усталеного руху частинки будуть перебувати в спокої відносно стінок апарату. Якщо $W > U_{TB}$, то реалізується режим пневмотранспорту і частинки рухаються зі швидкістю $(W - U_{TB})$. У режимі гравітаційно падаючого шару швидкість частинок дорівнює $(W + U)$.

Для усталеного руху (якщо $\left(\frac{dU_T}{d\tau}\right) = 0$) із другого рівняння системи (2.18) отримуємо співвідношення для визначення швидкості витання твердих частинок:

$$U_{TB} = \sqrt{\frac{4gd_T(\rho_T - \rho)}{3\zeta\rho}} \quad (2.33)$$

Цей вираз не дає точних результатів, оскільки коефіцієнт опору ζ залежить від швидкості, і явний вигляд цієї залежності відрізняє в широкому діапазоні зміни чисел Рейнольдса. Тому широко використовується універсальна формула Тодеса [17] для визначення швидкості витання частинок:

$$\text{Re}_B = \frac{Ar}{18 + 0,61\sqrt{Ar}}, \quad (2.34)$$

$$\text{де } Ar = \frac{gd_T^3(\rho_T - \rho)}{v^2\rho}. \quad (2.35)$$

З урахуванням взаємного впливу частинок одна на одну (якщо $\beta > 0,01 \text{ м}^3/\text{м}^3$) маємо:

$$\text{Re}_B = \frac{Ar(1-\beta)^{4,75}}{18 + 0,61\sqrt{Ar(1-\beta)^{4,75}}}. \quad (2.36)$$

Швидкість витання несферичних частинок визначається множенням значення U_{TB} , який розраховується за формулою (2.36), на коефіцієнт форми $\psi < 1$. Для частинок округлої форми $\psi = 0,677$, для частинок з незграбними виступами $\psi = 0,66$, для довгастих частинок $\psi = 0,58$, для пластинчастих частинок $\psi = 0,43$.

Необхідною умовою пневмотранспорту є: $W > U_{TB}$. Для визначення значення робочої швидкості газу W рекомендується [42] використовувати коефіцієнт запасу K до швидкості витання частинок:

$$W = K \cdot U_{TB}. \quad (2.31)$$

Для частинок розміром більше 100 мкм $K = 1,1$, для більш дрібних $K = 1,3-1,5$, для апаратів великого діаметру і для дуже дрібних частинок, схильних до агрегування, $K = 1,9-2,0$ і більше [43].

Чисельні розрахунки рівнянь (2.18) за методом Рунге – Кутта 4-го порядку [44, 45] для граничного значення швидкості $U_{Tz} = 0$ та $U_{Tx} = 0$ дозволили отримати відповідні градієнти:

$$D_z(z, U_{Tz}) = \frac{-g + \frac{3}{4} \zeta \frac{\rho_r (W_{r_z} - U_{Tz})^2}{\rho_T d_T}}{U_{Tz}}, \quad (2.32)$$

$$D_x(x, U_{Tx}) = \frac{\frac{3}{4} \zeta \frac{\rho_r (W_{r_x} - U_{Tx})^2}{\rho_T d_T}}{U_{Tx}}. \quad (2.33)$$

Отримані значення швидкості частинки у вертикальному (2.32) і горизонтальному (2.33) напрямках дають можливість визначити траєкторії частинок у проточній частині апарату, а також оцінити зміни швидкості одиночної частинки по висоті та ширині корпусу.

З наведених (рис. 2.6) траєкторій видно, що частинка в нижній частині корпусу має практично нульову швидкість, а потім починає поступово розганятися під дією газового потоку. Причому швидкість у вертикальному напрямку більша, ніж горизонтальна швидкість, яка відносить частинку до бокової стінки апарата. Оцінюючи траєкторії руху частинки, можна дійти висновку, що вплив

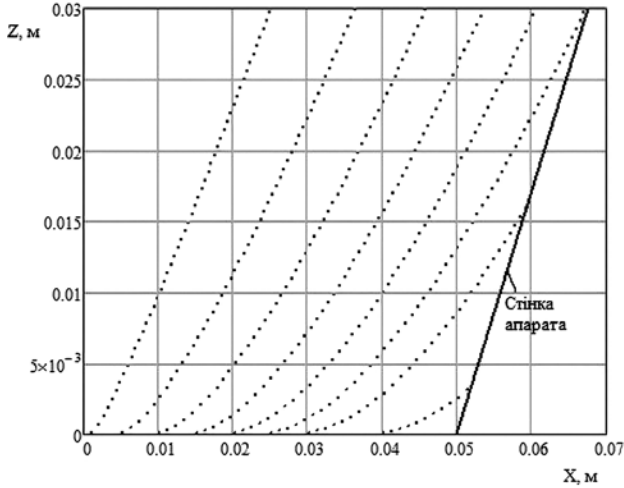


Рис. 2.6. Траєкторії руху однієї твердої частинки в робочому просторі апарата

газового потоку на одну частинку досить високий, і частинку піджимає під стінки апарата, тому траєкторія польоту частинки йде по плавній дузі.

Гідродинамічна модель руху двофазного потоку при взаємному впливі на швидкість твердих частинок швидкості газового потоку, об'ємної концентрації твердих частинок та сили удару частинок об стінки апарата подається у вигляді системи рівнянь:

- по вертикальній осі Z –

$$\begin{cases} \beta \rho_T U_T \frac{dU_T}{dz} = \beta \rho_T g (1 - f_{TP} \cos \alpha) - \zeta \beta k \frac{(W_T - U_T)^2}{2} \rho_T \\ (1 - \beta) \rho_r W_T \frac{dW_T}{dz} = -\frac{\lambda_{TP}}{D_3} \cdot \frac{\rho_r W_T^2}{2} + \zeta \beta k \frac{(W_T - U_T)^2}{2} \rho_r \end{cases}, \quad (2.34)$$

- по горизонтальній осі X –

$$\begin{cases} \beta \rho_T \frac{dU_T}{dX} = \zeta \beta k \frac{(W_T - U_T)^2}{2} \rho_T - f_{TP} (1 + k_n) \beta \rho_T \frac{U_T}{\tau_K} \\ (1 - \beta) \rho_r W_T \frac{dW_T}{dX} = -\zeta \beta k \frac{(W_T - U_T)^2}{2} \rho_r \end{cases}, \quad (2.35)$$

де k_n – коефіцієнт відновлення нормальної складової швидкості після зіткнення частинок об стінки каналу;

τ_k – тривалість контакту зіткнення, с.

Частинки при русі зіштовхуються з нерухомою стінкою, тому в середині частинок не виникає остаточних деформацій і удар слід вважати пружним. Тому згідно з [46] потрібно вважати $k_n = 1$.

Системи рівнянь (2.34) та (2.35) інтегруємо методом Рунге – Кутта 4-го порядку для граничного значення швидкості $U_0 = 0$ та отримуємо відповідні вектор-функції перших похідних (градієнти):

$$D_z(z,U) = \left[\begin{array}{l} \frac{-g \left(1 + \frac{f_{TP}}{\sqrt{1+\theta^2}} \right) - \zeta k \frac{(U_1 - U_2)^2}{2} \cdot \frac{\rho_r}{\rho_T}}{U_2} \\ \frac{\frac{\lambda_{TP}}{D_3} \cdot \frac{U_1}{2} + \zeta k \frac{(U_1 - U_2)^2}{2}}{(1-\beta)U_1} \end{array} \right]; \quad (2.36)$$

$$D_x(x,U) = \left[\begin{array}{l} \frac{\zeta k \frac{(U_1 - U_2)^2}{2} \cdot \frac{\rho_r}{\rho_T} - 2f_{TP}\beta\rho_T \frac{U_T}{\tau_k}}{U_2} \\ \frac{-\zeta k \frac{(U_1 - U_2)^2}{2}}{(1-\beta)U_1} \end{array} \right]. \quad (2.37)$$

Отримані рішення (2.36) та (2.37) рівнянь (2.34) та (2.35) дають можливість визначити швидкість двофазного потоку в кожній точці апарата, а також оцінити зміни швидкості суміші твердих частинок по висоті та ширині корпусу залежно від дії на нього газового потоку. Можна зазначити, що дія на частинку сил тертя, стиснення потоку та сил співударяння між частинками значною мірою впливає на швидкість твердих частинок у газовому потоці, і вона знижується. Швидкість газового потоку також знижується, бо створюється додатковий гідравлічний опір у вигляді скупчення матеріалу в агломерати. Порівнюючи лінії

току газового потоку (рис. 2.7) та траєкторії руху суміші твердих частинок (рис. 2.8), отримуємо, що траєкторія польоту твердих частинок вирівнюється, і газовий потік вже не так явно піджимає частинки до стінок апарата.

Установка у вертикальному каналі апарата вставок різної конструкції створює додаткове гальмування частинок і збільшення часу їх перебування при гравітаційному падінні в робочому об'ємі

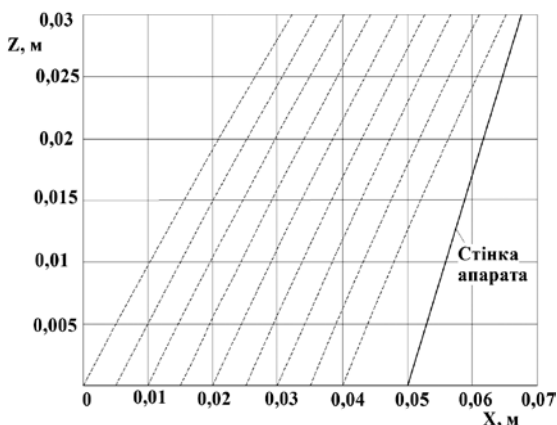


Рис. 2.7. Лінії току газового потоку в робочому просторі апарата

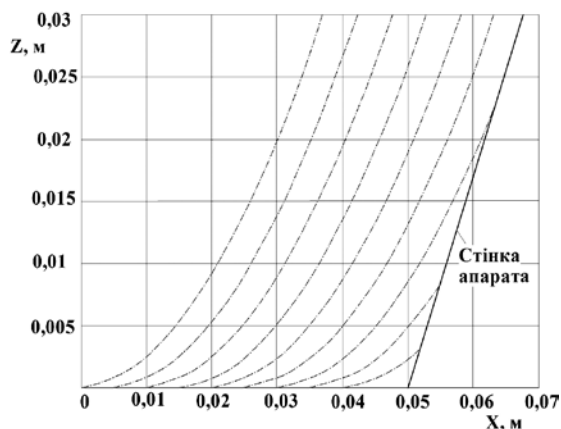


Рис. 2.8. Траєкторії руху суміші твердих частинок у робочому просторі апарата

апарата. Загальний час перебування частинок у робочому об'ємі апарата виражається через час руху їх над поверхнею вставок τ_1 і в просторі між ними τ_2 :

$$\tau = \sum_{i=1}^{i=n+1} (\tau_1 + \tau_2). \quad (2.38)$$

Час руху частинок над поверхнею гальмуючих вставок і між ними визначається за рівняннями, отриманими із рівнянь (2.18) з урахуванням рівняння (2.24), за умови, що величина об'ємної концентрації $\beta < 0,02-0,03 \text{ м}^3/\text{м}^3$ (потік газової суспензії) [40]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \tau_z = \frac{1}{c} \ln \frac{(V_T + A)(V_{To} + B)}{(V_T + B)(V_{To} + A)}, \Delta < 0 \\ \tau_z = \frac{2}{c} \operatorname{arctg} \frac{c(V_{To} - V_T)}{(D + aV_{To}) + (B + 2V_{To})aV_T}, \Delta > 0. \\ \tau_X = \frac{1}{aB} \ln \left[\frac{V_{To}(V_T + B)}{V_T(V_{To} + B)} \right] \end{array} \right. \quad (2.39)$$

Однак двовимірний спадний рух твердих частинок у вертикальному каналі, по висоті якого встановлені гальмівні вставки, ускладнюється зіткненнями частинок зі вставками і стінками каналу, що обумовлює обергальний рух частинок. У проміжках між зіткненнями, у зоні розвантажувального простору і між вставками, дійсні рівняння (2.25) та (2.33) з урахуванням поправкового множника M при коефіцієнті K_2 , що визначається співвідношенням:

$$M = \left[1 + 2,1 \frac{d_T}{N} \left(1 - \frac{d_T}{N} \right) \right] \left(1 - \frac{d_T}{N} \right)^2, \quad (2.40)$$

де $N = \sqrt{1,3(l + l_n)B}$, l – довжина розвантажувального простору, м;

l_n – довжина полиці, м;

β – довжина прямокутного перетину апарата, м.

Для каскадно розташованих вставок при визначенні величини об'ємної концентрації β необхідно розрізнити дві ділянки за величиною коефіцієнта аеродинамічного гальмування K_v [41]:

1. Якщо $K_v = 0,1-0,23$ (ділянка слабкого аеродинамічного гальмування),

$$G_p \leq 10 \text{ кг/кг}, \frac{d_o}{d_T} = 4-10,2, f_n = 0,25-0,4, n = 1-10$$

$$\beta = 9,44 \cdot 10^{-3} n^{0,52} K_v^{1,44} \left(\frac{d_o}{d_T} \right)^{-1,2} f_n^{-0,95} G_p^{1,15}. \quad (2.41)$$

2. Якщо $K_v = 0,1-0,23$ (ділянка слабкого аеродинамічного гальмування), $G_p \leq 2,25 \text{ кг/кг}$, $\frac{d_o}{d_T} = 4-12,3$, $f_n = 0,33-0,73$, $n = 1-10$

$$\beta = 36,3 \cdot 10^{-3} n^m K_v^{2,08} \left(\frac{d_o}{d_T} \right)^{-1,47} f_n^{-0,95} G_p^{1,1}, \quad (2.42)$$

де експериментальний коефіцієнт $m = 0,478 \exp(0,59 G_p) K_v^{0,32} G_p^{1,2}$.

Після взаємодії твердих частинок із поверхнею гальмівних вставок і стінками каналу в зоні розвантажувального простору поступальна й обертальна швидкості та напрямку руху частинок змінюються і становлять [39]:

$$U_{Tx}^* = V^* \cos(\alpha_n - \psi), \quad (2.44)$$

$$U_{Ty}^* = V^* \sin(\alpha_n - \psi), \quad (2.45)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} U_{T\tau}^* = \frac{(5 + 2k_\tau)U_{T\tau} + d_T \omega_T (1 - k_\tau)}{7}, \\ U_T^* = U_{Tn} \cdot k_n \end{array} \right., \quad (2.46)$$

$$\omega_T^* = \omega_T - \frac{5(1 - k_T)}{7} \left(\omega_T - \frac{2U_{T\tau}}{d_T} \right), \quad (2.47)$$

де ω – обертальна швидкість частинки, м/с;

α_n – кут нахилу поверхні гальмівної вставки;

$$\omega_T = 0,5 \frac{dW}{dx}; \quad \omega_T \approx \frac{U_{Tx}^*}{d_T}; \quad \psi = \arctg \left(\frac{U_{Tn}^*}{U_{T\tau}^*} \right);$$

$$V^* = \sqrt{U_{Tn}^{*2} + U_{T\tau}^{*2}}; \quad U_{Tn} = U_{Ty} \sin(\alpha_{\Pi} - \beta); \quad U_{T\tau} = U_{Tx} \cos(\alpha_{\Pi} - \beta),$$

де U_{Tn} , $U_{T\tau}$ – нормальна і тангенціальна, відносно поверхні вставки, складові вектора швидкості частинки до удару об поверхню вставки (у припущенні, що ковзання й кочення частинки по поверхні вставок відсутні);

U_{Tn} , $U_{T\tau}$ – теж після удару об поверхню вставки;

k_n , k_τ – коефіцієнти відновлення нормальних і тангенціальних складових швидкості;

β – кут між напрямком руху до удару і горизонтальною віссю X ;

ψ – кут падіння частки на поверхню вставки.

За об'ємної концентрації $\beta \geq 0,03 \text{ м}^3/\text{м}^3$ реалізуються флюїдні потоки, які характеризуються рухом не окремих частинок і їх агрегатів, а загальним плином всієї маси твердого компонента. На початку утворення гідродинамічного режиму «флюїдної суспензії» тверді частинки рухаються досить розрізнено, а радіальні пульсації сприяють їх перемішуванню в потоці.

Подальше збільшення кількості частинок в газовому потоці ($\beta > 0,03 \text{ м}^3/\text{м}^3$) викликає утворення фільтруючого щільного шару, який рухається під дією сил тяжіння. Гранична швидкість продувки такого шару відповідає його стійкості при швидкості, близькій до швидкості початку псевдозрідження. У режимі фільтруючого щільного шару, що гравітаційно рухається, значний вплив мають сили контактного сухого тертя частинок одна об одну і зчеплення їх між собою, що утруднює їх взаємне переміщення по окремим шарам (зсувна течія). У такому режимі при русі потоку матеріалу по поверхні похилих вставок середня швидкість його руху визначиться зі співвідношення [47], отриманого для умови сталого плину і порізності шару, що дорівнює 0,6:

$$U_T = 0,165(g \sin \alpha_{\Pi})^{0,5} \frac{H_{cn}^{1,5}}{d_T}. \quad (2.48)$$

Швидкість обтікання частинок газовим потоком залежить від порізності шару, яка, своєю чергою, залежить від фракційного складу матеріалу, стану поверхні частинок і структури шару. У загальному випадку

$$W_{об} = \frac{W}{\varepsilon}. \quad (2.49)$$

Швидкість твердої фази і час перебування частинок у шарі, що гравітаційно опускається у вільному від гальмівних вставок у вертикальному каналі за умови, коли тиск висхідного газового потоку і сили тертя-зчеплення незначні, визначаються витратою твердої фази через робочий перетин апарата. Середні значення швидкостей руху та часу перебування частинок визначаються із таких співвідношень:

$$U_{Тсл} = \frac{G_T}{\rho_T S}, \quad (2.50)$$

$$\tau = \frac{H}{U_{Тсл}}. \quad (2.51)$$

Псевдозріджений стан шару матеріалу досягається за певної середньої витратної швидкості потоку, яка називається критичною швидкістю початку псевдозрідження:

$$W_{кр} = \frac{V_{вкр}}{S} = \frac{G_{вкр}}{g\rho S}. \quad (2.52)$$

Для визначення критичної швидкості початку псевдозрідження запропонована [17] універсальна розрахункова формула:

$$Re_{кр} = \frac{Ar}{1400 + 5,22\sqrt{Ar}}, \quad (2.53)$$

де $Re_{кр} = \frac{W_{кр} d_T}{\nu}$.

Робоча швидкість псевдозрідження знаходиться в межах $U_{тв} > W_p > W_{кр}$. Співвідношення для оцінки робочого числа псевдозрідження представлено формулою [17]

$$W_p = \frac{W_p}{W_{кр}} = \frac{1400 + 5,22\sqrt{Ar}}{18 + 5,22\sqrt{Ar}}. \quad (2.54)$$

У киплячому шарі залежність між об'ємною концентрацією твердого компонента і швидкістю твердих частинок і газу задається співвідношенням:

$$\left[\frac{W}{1-\beta} \right] - U_T = \frac{W_p}{1-\beta}. \quad (2.55)$$

За неоднорідної структури киплячого шару складний характер руху окремих частинок обумовлює безперервну зміну напрямку їх швидкості і їх положення в шарі з плином часу. Масштаб таких циркуляційних рухів зростає зі збільшенням швидкості газового потоку і розширення шару. На початку псевдозрідження циркуляційна швидкість твердих частинок збільшується з підвищенням швидкості газового потоку, а в разі значного розширення шару зменшується. Максимальні швидкості частинок у псевдозрідженому шарі дорівнюють в основному 0,3–0,5 м/с. При масштабі циркуляції, рівному визначеному розміру X , що характеризує діаметр апарата або висоту (ширину) шару, справедливе співвідношення:

$$U_{TC} \approx \frac{X}{\tau_c}. \quad (2.56)$$

Період пульсації твердих частинок у псевдозрідженому шарі дорівнює [17]

$$\tau_c = \frac{l}{v_o}. \quad (2.57)$$

Частота гравітаційних коливань знаходиться із приблизного рівняння [17]

$$v_o \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{H_{cl}}}, \quad (2.58)$$

де H_{cl} – висота киплячого шару.

Циркуляційна швидкість твердих частинок у псевдозрідженому шарі залежить як від детермінованих факторів (середньої швидкості газового потоку, розміру твердих частинок, висоти шару),

так і випадкових (зіткнення частинок між собою, нерівномірності обтікання твердих частинок газовим потоком). Унаслідок цього необхідно знати величини середніх швидкостей твердих частинок за напрямками руху їх в шарі [4]:

- абсолютна швидкість –

$$U_T = \left[gd_T \left(8,0 \cdot 10^{-6} \frac{Ar \left(\frac{H_{ocл}}{d_T} \right)^{0,87} \left(\frac{H_{ocл}}{D} \right)^{1,05}}{Re} \right)^{-6,25} \right]^{0,5}; \quad (2.59)$$

- вертикальна швидкість –

$$U_{Tz} = \left[gd_T \left(10,4 \cdot 10^{-6} \frac{Ar \left(\frac{H_{ocл}}{d_T} \right)^{0,82} \left(\frac{H_{ocл}}{D} \right)^{0,97}}{Re} \right)^{-7,98} \right]^{0,5}; \quad (2.60)$$

- горизонтальна швидкість –

$$U_{Tx} = \left[gd_T \left(12,8 \cdot 10^{-6} \frac{Ar \left(\frac{H_{ocл}}{d_T} \right)^{0,78} \left(\frac{H_{ocл}}{D} \right)^{0,86}}{Re} \right)^{-9,1} \right]^{0,5}. \quad (2.61)$$

Наведені залежності справедливі при обробці зернистих матеріалів із частинками розміром більш ніж 1 мм.

У низьких псевдозріджених шарах (висотою менше 100–150 мм) за сталої витрати матеріалу швидкість частинок, що рухаються по похилій газорозподільній решітці, можна визначити за рівнянням [36]:

$$U_m = \sqrt{\frac{2gD_{ocл} \operatorname{tg} \alpha_p}{\zeta_{ocл}}}, \quad (2.62)$$

де α_p – кут нахилу решітки до лінії.

Коефіцієнт гідродинамічного опору шару дорівнює

$$\zeta_{ocл} = \frac{8g}{D_{ocл}^{0,33}} \cdot 4^{0,33} \cdot n^2, \quad (2.63)$$

де n – коефіцієнт, що залежить від нахилу решітки: якщо ухил 0,02–0,04, коефіцієнт $n = 0,029–0,023$.

Еквівалентний діаметр шару частинок представимо як об'ємно-поверховий діаметр усіх частинок у шарі, який рухається по решітці:

$$D_{есл} = \frac{d_T}{6(1-\varepsilon)}. \quad (2.64)$$

Для псевдозрідженого шару характерним є хаотичний рух частинок у шарі в усіх напрямках у результаті «активного» перемішування їх газовим потоком. Інтенсивність такого перемішування залежить від підвищення швидкості газового потоку. Тому середню питому швидкість внутрішньої циркуляції в псевдозрідженому шарі можна виразити такою експериментальною розрахунковою залежністю [42]:

$$G_T = 3,267(W_p - 1) \text{ [кг/м}^2\text{]}. \quad (2.65)$$

Середній витратний час перебування частинок матеріалу в апараті зі зваженим шаром визначається співвідношенням

$$\tau_{ср} = \frac{G}{G_T}. \quad (2.66)$$

За рахунок інтенсивного перемішування частинок матеріалу у зваженому шарі час перебування в ньому окремих частинок значно відрізняється від середнього часу перебування частинок у шарі $\tau_{ср}$. Якщо відомий середній витратний час $\tau_{ср}$ і заданий деякий час τ , який характеризує тривалість технологічного процесу, то частку X частинок, що мають час перебування в шарі, не менше ніж τ , можна визначити за рівнянням [48]:

$$X = e^{-\frac{\tau}{\tau_{ср}}}. \quad (2.67)$$

Для більш рівномірного розподілу частинок за часом перебування проводять горизонтальне і вертикальне секціонування апаратів, розділяючи робочий об'єм апарата на кілька послідовно розташованих шарів. У такому разі частка X_n частинок, що мають

у багат шаровому апараті час перебування, не менше ніж τ , для апарата з n зваженими шарами становить:

$$X_n = \left[1 + \frac{\tau}{\tau_{cep}} + \frac{1}{2!} \left(\frac{\tau}{\tau_{cep}} \right)^2 + \dots + \frac{1}{(n-1)!} \left(\frac{\tau}{\tau_{cep}} \right)^{n-1} \right] e^{-\frac{\tau}{\tau_{cep}}}. \quad (2.68)$$

Для різних апаратів з активними гідродинамічними режимами характерним є посилення перемішування твердих частинок у шарі. Причому рух і перемішування частинок в активних гідродинамічних режимах визначається здебільшого великомасштабними циркуляційними потоками через весь робочий об'єм апарата на відміну від хаотичного, менш упорядкованого дрібномасштабного руху твердих частинок усередині пакетів псевдозрідженого шару. Створення активних гідродинамічних режимів в апаратах з висхідним газовим потоком можна охарактеризувати режимом «фонтанування». Сюди необхідно віднести різноманітні вихрові шари, фонтануючі шари, неоднорідно зважені шари із подачею всередину шару газового струменя, інжекторні шари (струминне псевдозрідження). Гідродинаміка всіх зазначених типів фонтануючих систем визначається умовами взаємодії активних газових струменів (або одиначного струменя) із твердими частинками матеріалу в робочому об'ємі апарата.

Фонтануючий гідродинамічний режим утворюється при русі газового струменя через зернистий шар матеріалу. За достатньої швидкості струменю над вхідним отвором утворюється каверна. Якщо висота шару не перевищує деякого граничного значення, то каверна виходить назовні шару, утворюючи фонтан. Газовий струмінь, який входить у зернистий шар, підхоплює тверді частинки знизу і з боків та виносить їх наверх над рівнем шару. Тут газовий струмінь розтікається, швидкість частинок сповільнюється, і вони затримуються на поверхні шару. Частина твердих частинок відкидається і рухається вздовж газового струменя вниз під дією сили тяжіння. Поблизу від входу газового струменя в зернистий шар частинки, які скочують вниз, знову залучаються до висхідного руху газовим струменем.

На відміну від звичайного псевдозрідженого шару рух частинок зернистого матеріалу у фонтануючому шарі є спрямованим.

Швидкості твердих частинок і час перебування їх у самому фонтані і в зоні навколо нього (кільцева зона) значно відрізняються. Тверді частинки, що потрапляють з кільцевої зони в газову струмין над вхідним отвором, швидко набувають максимальну швидкість, яка поступово зменшується до нульового значення на вершині фонтану. Основною силою, що обумовлює прискорення твердих частинок, є сила тиску висхідного газового потоку, а гальмування частинок здійснюється силою тяжіння, зіткненнями з іншими частинками у фонтані і стінками апарата. Як перше наближення для оцінки середньої швидкості частинок в фонтані можна скористатися рішенням диференціальних рівнянь руху двофазного потоку (2.18). Оскільки частинки надходять у фонтан з різних ділянок по висоті кільцевої зони і розганяються, то швидкості їх різні. Тому розрахунок пневмотранспорту частинок по висоті фонтану є більш коректний в разі, якщо відома закономірність зміни швидкості газу у фонтані в міру віддалення від вхідного отвору W_y , яка знаходиться із рівнянь (2.14) та (2.15).

Радіальний профіль швидкості частинок по висоті фонтану є параболічним і вирівнюється по мірі збільшення відстані від вхідного отвору газу. Цей профіль апроксимується рівнянням [13]:

$$U_{T\phi} = W_y \left(1 - \frac{x^2}{r_\phi^2} \right). \quad (2.69)$$

Частинки в кільцевій зоні шару рухаються вертикально вниз і радіально всередину до фонтану, описуючи наближено параболічні траєкторії. Для визначення спадної швидкості твердих частинок у кільцевій зоні шару використовуються різні емпіричні кореляції [13], які в загальному випадку є функціями вигляду

$$U_{TK} = f \left[\left(\frac{d_o}{D} \right), \left(\frac{W_o}{W_\phi} \right), \left(\frac{H_{ocл}}{D} \right) \right]. \quad (2.70)$$

Наприклад, рівняння Торлі [13] подається у вигляді

$$G_T = U_{TK} S_K (1 - \varepsilon_K) = K \left(\frac{d_o}{D} \right)^{-0,25} \left(\frac{W_o}{W_\phi} \right)^{1,23} \left(\frac{H_{ocл}}{D} \right)^{1,0}, \quad (2.71)$$

де S_k, ϵ_k – площа поперечного перерізу та порізність кільцевої зони;
 K – експериментальний коефіцієнт, $K = 0,068-0,563$ (за діаметра апарата $D = 0,15-0,6$ м);
 d_o – діаметр вхідного отвору.

Швидкість початку фонтанування W_ϕ залежить як від властивостей твердої фази і газового потоку, так і від геометрії шару. На відміну від швидкості початку псевдозрідження (рівняння 2.53) швидкість початку фонтанування знижується зі зменшенням висоти шару і збільшенням діаметра апарата. На швидкість початку фонтанування впливає також розмір вхідного отвору газового потоку. Для циліндричних апаратів із короткою кінчною основою запропонована [13] така залежність:

$$W_\phi = \left(\frac{d_T}{D}\right) \left(\frac{d_o}{D}\right)^{0,33} \left(\frac{2gH_{осл}(\rho_T - \rho)}{\rho}\right)^{0,5}. \quad (2.72)$$

Для апаратів із корпусом кінчної форми запропоновано критеріальне рівняння у вигляді

$$Re_\phi = K(Ar)^a (tg\theta)^b \left(\frac{H_{осл}}{D}\right)^c, \quad (2.73)$$

де θ – кут розкриття конусу.

Час перебування частинок у фонтані дуже малий (близько 1–2 с) порівняно з тривалістю їх перебування в кільцевій зоні. Тривалість всього циклу може встановлюватися за швидкістю руху частинок у кільцевій зоні. Час перебування (час циклу) частинок матеріалу, що включає опускання частинок у кільцевій зоні і висхідний їх рух по висоті фонтану до поверхні шару, описується [17] такою залежністю:

$$\tau_{прф} = 21 \sqrt{\frac{H_{осл}}{g}} \left(\frac{H_{слmax}}{D}\right). \quad (2.74)$$

Апарати фонтануючого шару можна розглядати як апарати ідеального витіснення (окремо факельна і кільцева зони), що представляє рециркуляційну систему із подачею і стоком твердих частинок за відносно малого обміну частинок між зонами.

Якщо циклів досить багато, тобто якщо середній час обробки частинок матеріалу набагато більше часу одного циклу, то розрахунок часу перебування і всього процесу необхідно вести як для моделі ідеального перемішування (рівняння 2.66). Це стосується й апаратів з кількома паралельними фонтанами по перетину та апаратів струминного псевдозрідження. Для гравітаційних поличних апаратів характерна комбінована структура потоку матеріалу: послідовне розташування зон ідеального витіснення над поверхнею полки і зони ідеального перемішування над розвантажувальним простором. У такому разі розрахунок швидкості твердих частинок і часу перебування частинок в робочому об'ємі апарата проводять спочатку по рівняннях (2.18), а потім по рівнянню (2.66).

2.2. Механізм зважування твердих частинок і сепарації їх газовим потоком

При розподілі полідисперсних матеріалів на фракції на різних рівнях по висоті апарату відбуваються три взаємопов'язані процеси. У місці введення матеріалу з дозатору у вигляді щільної фази в апараті засвідчується процес зважування частинок, тобто перехід їх у стан аерозолю. При цьому полідисперсний матеріал частково поділяється за крупністю на два потоки. Частина його, що складається з більш великих частинок, опускається у вигляді щільної фази вниз, де продувається висхідним потоком повітря. Швидкість повітряного потоку підбирається так, щоб із матеріалу видувало необхідну кількість полідисперсних частинок, які підлягають видаленню. Друга, більш дисперсна, частина матеріалу, піднімається у вигляді двофазного потоку (аерозолю) вгору, де з неї виділяються захоплені потоком досить великі частинки. Для цього верхня сепараційна частина апарата в одних конструкціях виконується у вигляді зигзагоподібного каналу, в інших – у вигляді зверненого конуса (дифузора).

У ділянках, що розширюються – дифузорах, великі частинки випадають з потоку вниз у результаті зменшення його несучої здатності при зниженні швидкості руху. У зигзагоподібних каналах

великі частинки виділяються з потоку під дією інерційних сил, що виникають при поворотах потоку. Змінивши напрямок руху, частинки рухаються до стінок апарата, втрачають при ударі з ними швидкість свого руху і за інерцією випадають вниз.

Масове внесення частинок даного розміру визначається верхньою межею існування зваженого шару в робочому об'ємі апарата. Винос частинок зв'язується із швидкістю витання частинок. Крупні частинки, викинуті із шару газовим потоком у надшаровий (або сепараційний) простір, мають швидкість витання більшу, ніж швидкість газового потоку ($U_{TB} > W$), тому падають назад у шар матеріалу, а дрібні частинки з $U_{TB} < W$ виносяться повітряним потоком із апарата.

Для розрахунку швидкості газового потоку, яка відповідає початку винесення частинок, можна використовувати [48] такі критеріальні рівняння для ламінарного, перехідного і турбулентного режимів обтікання частинок газовим потоком відповідно:

$$\begin{cases} \text{Re}_y = \frac{Ar}{18}, & \text{якщо } 0 < \text{Re} \leq 2 & 0 \leq Ar \leq 36, \\ \text{Re}_y = 0,153 Ar^{0,714}, & \text{якщо } 0 < \text{Re} \leq 500 & 36,6 \leq Ar \leq 8,33 \cdot 10^4, \\ \text{Re}_y = 0,74 \sqrt{Ar}, & \text{якщо } \text{Re} > 500 & Ar > 8,25 \cdot 10^4. \end{cases} \quad (2.75)$$

Використовується також універсальна формула Тодеса (2.34), яка придатна для всіх режимів. Згідно з умовою $U_{TB} < W$ для розрахунку швидкості винесення інколи використовують рівняння (2.31). До недоліків рівняння (2.31), крім невизначеності з вибором коефіцієнта K , також належить відсутність урахування впливу на швидкість повітряного потоку концентрації частинок, які їм переносяться, діаметру трубопроводу, інтенсивності проникнення (дифузії) дрібних частинок із глибини шару до його поверхні. Тому запропонована ціла низка емпіричних кореляцій [17] з розрахунку величини винесення. Однак вони не враховують взаємозв'язку всіх факторів, і їх потрібно застосовувати для конкретних умов процесу. Емпіричні рівняння можуть бути представлені [17] залежністю вигляду:

$$G_y = K \cdot G \cdot y, \quad (2.76)$$

де G_y – швидкість винесення, кг/с;

- G – кількість матеріалу у шарі, кг;
 y – поточна концентрація дрібної фракції у шарі, кг/кг;
 K – експериментальна константа швидкості винесення, 1/с.

Константа швидкості винесення становить собою функцію вигляду [49]

$$K = f\left(\frac{W}{U_{TB}}, Fr, \frac{\rho}{\rho_T}, \frac{d_T}{H_w}\right). \quad (2.77)$$

Деякі рівняння для визначення констант швидкості винесення подані в табл. 2.1.

Найбільш загальними рівняннями для визначення величини винесення дрібних частинок із псевдозрідженого шару є такі рівняння [48]:

- Фрідланда і Скобло –

$$\frac{G_y}{G_B} \cdot 10^2 = A \frac{W^4 y^{0,5} H_w^k}{d_T^{3,53} H_n^n f_p} \left(\frac{W_{yк}}{W_y}\right)^4, \quad (2.78)$$

де $W_{yк}$, W_y – швидкості початку винесення (або витання) модельного матеріалу (алюмосилікатного катализатору) та дослідного матеріалу відповідно;

$A = 10^9$, $n = 1,01$, якщо $H_n \leq H_{кр}$; $A = 3,35 \cdot 10^5$, $n = 0,273$, якщо $H_n > H_{кр}$;
 $k = 0,358$, якщо $H_n > 0,088$ м; $k = 0,259$, якщо $H_n \leq 0,088$ м;

- Разумова і Ларіонова –

$$\frac{G_y}{\rho W} = 6,0 \left(Fr \frac{\rho}{\rho_T} y \right)^{1,37}, \quad \text{якщо } H_n > H_{кр}. \quad (2.79)$$

Критична висота сепараційного простору $H_{кр}$, тобто висота, за якої спостерігається винесення дрібних частинок з апарата, визначається за емпіричним рівнянням [48]

$$H_{кр} = 1,2 \cdot 10^3 H_w \text{Re}^{1,55} Ar^{1,1},$$

якщо $15 < \text{Re} < 300$, $19,5 < Ar < 605 \cdot 103$. (2.80)

Таблиця 2.1. Рівняння для визначення констант швидкості винесення у рівнянні (2.76)

Формула	Характеристика умов
Апарати з киплячим шаром	
Рівняння $G_y = K \cdot G \cdot y$	
$K = 0,03(1 - \varepsilon_0) \left(\frac{W}{U_{TB}} \right) \frac{d_e^{0,7}}{H_w^{1,4}} 1^{1,3}$ [50, 51]	$d_e = \sqrt{\frac{18 \cdot W \cdot v \cdot \rho}{g \cdot \rho_T}}$ H_w – висота шару; ε_0 – порізність нерухомого шару
$K = 0,82 \cdot 10^{-2} \left[\left(\frac{W}{\sqrt{H_w \cdot H_n}} \right) \left(\frac{Fr}{y} \right) \right]$ [17]	H_n – висота надшарового (сепараційного) простору Формула придатна тільки для монофракційного шару частинок
$K = 4,9 \cdot 10^{-2} (1 - \varepsilon) Fr^{0,23} \left(\frac{D}{H_w} \right)^{0,64}$ [17]	D – діаметр апарата; ε_0 – порізність киплячого шару
$K = \frac{W^5 \rho^4 H_w}{\rho_T y^{0,5} H_n^n f_p}$ [16]	f_p – живий перетин решітки $n = 1,01$, якщо $H_n < H_{кр}$ $n = 0,273$, якщо $H_n > H_{кр}$ Критична висота $H_{кр} = 1,2 \cdot 10^3 \cdot H_w \cdot Re^{1,55} \cdot Ar^{-1,1}$
$K = 5,95 \left(\frac{\rho}{\rho} \right)^{2,365} \cdot Fr^{1,365} W y^{0,365}$ [52]	
Формула	Характеристика умов
Апарати з перфорованими полицями	
Рівняння $y = y_0 \cdot \exp(-kt)$	
$K = a \left(\frac{G_B}{\beta_v \cdot V_p} \right) \left(\frac{W}{U_{TB}} \right)$ [28]	$a = 0,9$, якщо $U_{TB} \leq 5,6$ м/с $a = 0,1$, якщо $U_{TB} > 5,6$ м/с G_B – масова витрата повітряного потоку, кг/с; β_v – концентрація частинок у потоці, кг/м ³ ; V_p – робочий об'єм апарата, м ³

Емпіричні формули (2.78)–(2.80) придатні тільки для конкретних умов в апаратах киплячого шару.

У пневмокласификаторах з висхідним повітряним потоком різного типу механізм виносу дрібних фракцій матеріалу з шару характеризується швидкістю винесення частинок. Для встановлення рівноваги між концентрацією дрібної фракції в шарі і виносу потрібен певний проміжок часу, тобто швидкість винесення в стаціонарних умовах за розгінною ділянкою або на виході з апарата прагне до граничної концентрації частинок даної крупності, яка може виникнути в газовому потоці за його повного «насичення» зваженими частинками [53, 54]. При цьому величина граничної концентрації частинок розглядається як параметр, що враховує своєю величиною дію як детермінованих факторів (маса частинок, їх опір), так і параметрів, що ускладнюють рух частинок – обертання, зіткнення, удари об стінки, пульсації потоку. Отже, швидкість винесення характеризується залежністю вигляду:

$$\frac{dY}{d\tau} = -KY_{np}. \quad (2.81)$$

Для окремої монофракції, що входить до складу частини матеріалу, який виноситься, концентрації зважених частинок можна визначити за допомогою рівняння

$$\lg Y = a - \left(\frac{b}{W} \right), \quad (2.82)$$

де $a = \lg Y_{np}$;

b – експериментальні постійні.

Постійна a – становить собою межу, до якої прагне концентрація частинок у потоці зі збільшенням його швидкості. Оскільки при великих швидкостях потоку в апараті настає автономний режим, величина постійної a не залежить від конструкції апарата і визначається тільки величиною швидкості витання частинок даної монофракції. Постійна b , крім крупності матеріалу, залежить також і від особливостей конструкції апарата.

При зважуванні у висхідному газовому потоці полідисперсного матеріалу в умовах, коли в потоці не досягнута гранична

концентрація частинок і відсутні умови для їх агломерації, концентрація частинок даної фракції Y_m на виході апарата пропорційна її змісту X у вихідному матеріалі в місці контакту фаз і тієї величини концентрації частинок Y , яка виникає в потоці, коли матеріал складається цілком з цієї фракції, тобто $Y_m = mYX$. Оскільки при русі дрібних частинок з невеликою концентрацією умови стислості їх руху невеликі, приймаємо величину постійної $m = 1$. Тоді

$$Y_m = Y \cdot X. \quad (2.83)$$

Підставивши (2.83) в (2.82), отримуємо

$$W = \frac{b}{a - \lg\left(\frac{Y_m}{X}\right)}. \quad (2.84)$$

Це рівняння дозволяє за заданою або прийнятою концентрацією певної фракції у винесенні визначити робочу швидкість газового потоку.

Постійні a і b задаються нелінійними функціями вигляду

$$a = f(U_{TB}), \quad b = f(U_{TB} \cdot D). \quad (2.85)$$

Ці постійні не вдається виразити одним рівнянням для дослідженого інтервалу зміни величини швидкості витання частинок. Причиною цього є складний характер явищ, що виникають при взаємодії частинок різного розміру із турбулентним газовим потоком. При зміні як розміру частинок, так і діаметра трубопроводу змінюються режим обтікання частинок газовим потоком, турбулізація газового потоку і прикордонного шару на поверхні частинок і в зоні відриву газового потоку в кормовій зоні частинки і т.п. Відповідно змінюється і співвідношення між енергією, переданою від газового потоку частинкам, і її втратами через тертя на поверхні частинки і в турбулентному сліді.

Тому нелінійні зв'язки (2.85) подаються у вигляді

$$a = m \cdot 10^{\frac{-K}{U_{TB}}}, \quad b = n(U_{TB} \cdot D)^C. \quad (2.86)$$

Значення постійних a та b наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2. Формули для визначення постійних *a* та *b*

Швидкість випання частинок U_{TB} , м/с	Відношення U_{TB}/W	Постійні	
		<i>a</i>	<i>b</i>
Апарати з вільним перетином типу пневмотруб			
< 0,4		$2,9 \cdot 10^{\frac{0,024}{U_{TB}}}$	
0,4–1,0		$4,3 \cdot 10^{\frac{0,08}{U_{TB}}}$	
1,0–10		$5,8 \cdot 10^{\frac{0,21}{U_{TB}}}$	
10–20		$5,8 \cdot 10^{\frac{1,3}{U_{TB}}}$	
> 20		$8,1 \cdot 10^{\frac{0,24}{U_{TB}}}$	
	< 0,018		$10^{5,2}(U_{TB} \cdot D)^{2,9}$
	0,018–0,2		$180(U_{TB} \cdot D)^{1,26}$
	0,2–4,0		$55(U_{TB} \cdot D)^{0,55}$
	4,0–20		$67(U_{TB} \cdot D)^{0,17}$
	> 20		120
Апарати киплячого та зваженого шару			
< 0,076		$2,52 \cdot 10^{\frac{0,00476}{U_{TB}}}$	$5,4(U_{TB})^{1,28}$
0,076–0,3		$4,9 \cdot 10^{\frac{0,0264}{U_{TB}}}$	$5,4(U_{TB})^{1,28}$
0,3–1,1		$7,9 \cdot 10^{\frac{0,085}{U_{TB}}}$	$5,4(U_{TB})^{1,28}$
Апарати з похилими перфорованими полицями			
0,2–3,6		$4,95 \cdot 10^{\frac{0,02}{U_{TB}}}$	$2,75(U_{TB})^{0,63}$
< 5,1		$4,3 \cdot 10^{\frac{0,25}{U_{TB}}}$	$0,07(U_{TB})^{2,2}$
> 5,1		$10 \cdot 10^{\frac{3,5}{U_{TB}}}$	$0,07(U_{TB})^{2,2}$

Підставивши обидва значення постійних a і b із рівняння (2.86) в (2.84), приходимо до залежності

$$W = \frac{n(U_{TB} \cdot D)^c}{m \cdot 10^{\frac{-K}{U_{TB}}} - \lg\left(\frac{Y_M}{X}\right)}. \quad (2.87)$$

Останній вираз дозволяє встановлювати робочу швидкість газового потоку, виходячи зі швидкостей витання частинок заданої фракції, якщо відомі параметри рівняння (2.87). Робоча швидкість повинна бути трохи більше за швидкість витання частинок.

Зв'язок між складом зваженого шару в місці введення матеріалу в апарат (параметр X) і витратою матеріалу G_T встановлює вираз

$$Y = Y_{np} \left(1 - y^{-KG_T}\right). \quad (2.88)$$

Оскільки

$$e^{-KG_T} = 1 - KG_T + \frac{(KG_T)^2}{2!} - \frac{(KG_T)^3}{3!} + \dots (-1)^n \cdot \frac{(KG_T)^n}{n!}, \quad (2.89)$$

тоді після підстановки e^{-KG_T} в рівняння (2.88) двох перших членів

цього ряду, отримаємо додатне для наближених розрахунків

рівняння вигляду $Y = KG_T Y_{np}$. Якщо $Y = Y_{np}$, то $K = \frac{1}{\mu}$, $Y_{np} \cdot X = KG_T Y_{np}$,

$X = KG_T$. Тут і раніше $KG_T \ll 1$.

На висоту розглянутих апаратів впливає характер розподілу частинок по їх вертикалі. Над місцем введення матеріалу у двофазний потік виникає максимальна концентрація частинок, величина якої швидко зменшується з висотою по показовій функціональній залежності для апаратів з вільним перетином і з псевдозрідженим шаром [55]. На певному рівні, у так званій зоні пневмокласифікації, величина концентрації практично не змінюється з висотою і, отже, не впливає на чіткість розподілу матеріалу за крупністю. Нижній рівень цієї зони і є тією максимальною висотою апарата, яка забезпечує мінімальне винесення з апарата розглянутої монофракції (критична висота сепараційного простору).

Встановимо загальний вид зв'язку для визначення її величини. Масова осереднена витрата частинок даної монофракції G_T , що опускаються в одиницю часу під дією сили тяжіння через одиницю площі поперечного перерізу апарата, очевидно, дорівнює добутку концентрації частинок Y на осереднену швидкість їх осадження $U_{ТОС}$. Остання величина в умовах малої стислості близька до швидкості витання цих частинок, тобто $U_{ТОС} \approx U_{ТВ}$ і $G_T = Y \cdot U_{ТОС} = Y \cdot U_{ТВ}$.

Осереднена витрата частинок цієї самої фракції G_T , що переходять через цей перетин за той самий час у зворотному напрямку, у результаті дії потоку пропорційна градієнту концентрації частинок по висоті, оскільки, що більше на даному рівні частинок, то вище дійсна швидкість висхідного потоку, тобто

$$G_T = k'_0 \frac{dY}{dh_{кр}}$$

Прирівнявши ці вирази і розділивши змінні, отримаємо:

$$\begin{aligned} Y \cdot U_{ТВ} &= -k'_0 \frac{dY}{dh_{кр}}, \\ dh_{кр} &= \frac{-k'_0}{U_{ТВ}} \cdot \frac{dY}{Y}. \end{aligned} \quad (2.90)$$

Інтегруючи ліву частину цього рівняння по висоті від рівня входу матеріалу в апарат до верхнього рівня зони сепарації $h_{кр}$, а праву – за концентраціями Y_o і Y_h відповідним цим рівням, отримаємо

$$\int_0^{h_{кр}} dh_{кр} = - \int_{Y_o}^{Y_h} \frac{k'_0}{U_{ТВ}} \cdot \frac{dY}{Y}, \quad (2.91)$$

$$\text{де } h_{кр} = \left(\frac{k'_0}{U_{ТВ}} \right) \cdot \lg \frac{Y}{Y_o}. \quad (2.92)$$

Величину k'_0 приймаємо постійною в межах кожної зони. Тоді для кожної із зон величини k'_o , Y_o , Y_h мають свої власні чисельні значення. За фізичним змістом постійна k'_0 становить собою кількість

Таблиця 2.3. Формули для визначення постійних a_c та b_c

Швидкість витання ча- стинок U_{TB} м/с	Постійні		Умови використання
	Відношення U_{TB}/W	a_c	
Апарати з киплячим та зваженим шаром			
0,45–1,05	0–0,55	$5,9 \cdot 10^{0,37 \frac{U_{TB}}{W}}$	$0,6 \left(\frac{U_{TB}}{W} \right)^{0,74}$ Зона сепарації при пневмотранспорті
	0,56–1,0	$8,32 \cdot 10^{0,6 \frac{U_{TB}}{W}}$	$1,8 \left(\frac{U_{TB}}{W} \right)^{2,7}$ Зона сепарації при пневмотранспорті
	1,0–1,5	$7,59 \cdot 10^{0,32 \frac{U_{TB}}{W}}$	$0,39 \left(\frac{U_{TB}}{W} \right)^{1,75}$ Зона сепарації без пневмотранспорту
	1,6–3,0	$316,2 \cdot 10^{1,4 \frac{U_{TB}}{W}}$	$0,52 \left(\frac{U_{TB}}{W} \right)^{0,15}$ Зона сепарації без пневмотранспорту
0,7–1,3	0–1,0	$5,02 \cdot 10^{0,15 \frac{U_{TB}}{W}}$	$0,038 \left(\frac{U_{TB}}{W} \right)^{-1,3}$ Зона фонтанування
	1,0–1,8	$6,3 \cdot 10^{0,06 \frac{U_{TB}}{W}}$	$0,038 \left(\frac{U_{TB}}{W} \right)^{-0,34}$ Зона фонтанування
0,13–0,45	0–1,0	$3,72 \cdot 10^{0,15 \frac{U_{TB}}{W}}$	$3,01 \left(\frac{U_{TB}}{W} \right)^{0,19}$ Зона сепарації
	0–1,0	$4,34 \cdot 10^{0,12 \frac{U_{TB}}{W}}$	$0,6 \left(\frac{U_{TB}}{W} \right)^{0,41}$ Зона фонтанування

Продовження табл. 2.3.

Швидкість витання частинки $U_{ТВ}$, м/с	Відношення $U_{ТВ}/W$	Постійні	Умови використання
		a_c	b_c
1,3-3,0	0-3,5	$0,073 \frac{U_{ТВ}}{W}$ $3,3 \cdot 10^{-108}$	$0,71 \left(\frac{U_{ТВ}}{W} \right)^{-1,08}$ Зони злились
		$5,3 \cdot 10^{-0,065 \frac{U_{ТВ}}{W}}$	$0,22 \left(\frac{U_{ТВ}}{W} \right)^{-0,3}$ Зони злились
Апарати з перфорованими полицями			
0-0,55	0,3-4,0	1,78	0,55 Зони злились
0,56-1,0		2,28	0,55 Зони злились

матеріалу, що переходить через одиницю перетину апарата на розглянутому рівні в одиницю часу і нагадує коефіцієнт дифузії, маючи розмірність $[k_o] = [m^2/c]$. Її величина залежить від режиму обтікання частинок газовим потоком, а отже, і від їх крупності і від дійсної швидкості газового потоку, що обтікає частинки, тобто $k_o = f(U_{TB}, W)$.

Для цієї монофракції $k_o = f(W)$ і в першому наближенні $k_o = kW$. Підставивши останній вираз у (2.92), отримаємо

$$h_{кр} = \frac{kW}{U_{TB}} \lg \left(\frac{y}{y_0} \right). \quad (2.93)$$

На цей час встановити аналітично залежність постійних k_o і k від осереднених параметрів, що характеризують перенос частинок в розглянутих апаратах, практично неможливо. Тому ці зв'язки встановлюються експериментально. Для цього позначимо

$$\frac{kW}{U} = b_c; \quad \lg y_0 = a_c.$$

$$\text{Тоді } h_{кр} = b_c (a_c - \lg y) \quad (2.94)$$

Експериментально визначені для певних монофракцій та різних умов значення постійних a_c та b_c наведені в табл. 2.3.

2.3. Фізичне та математичне моделювання гідродинамічної структури руху газодисперсного потоку у гравітаційному поличному охолоджувачі-пневмокласифікаторі

Поличні контактні елементи відрізняються від газорозподільних решіток апаратів із псевдозрідженим шаром наявністю розвантажувального простору між кінцем перфорованої полиці та стінкою апарата (рис. 2.9, а). Ширина розвантажувального простору виражається відношенням l/B , де l – відстань між кінцем полиці та стінкою апарата, а B – довжина сторони перерізу апарата. Змінюючи величину відношення l/B у межах від 0,5 до 0,15 та загальну площу

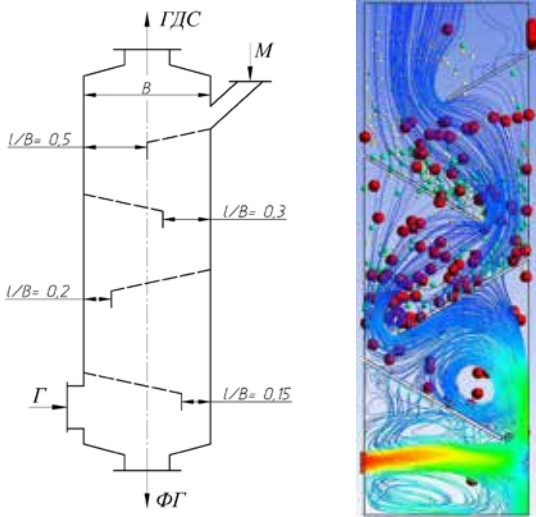


Рис. 2.9. Схема поличного охолоджувача-пневмоклаسیфікатора (а) та візуалізація потоків в апараті (б): M – вихідний матеріал; Γ – газ; ГДС – газодисперсний потік; ФГ – фракція готового продукту

отворів у полиці (живий перетин ψ) від 5 до 30%, вдається впливати на характер розподілу повітряного потоку між розвантажувальним простором та отворами полиці, і, отже, на умови зважування твердих частинок висхідним газовим потоком на похилій перфорованій полиці.

На рис. 2.9, б подана візуальна картина потоків у поличному апараті, реалізована в програмному продукті «Ansys CFX». Моделювання потоків підтверджує реальну картину гідродинаміки руху газодисперсного потоку, тобто від верхньої до нижньої полиці інтенсивність завихрень зваженого шару збільшується. На верхніх двох полицях відбувається основний винос дрібної фракції до сепараційного простору (показано на рис. 2.9, б точками жовтого кольору). На третій і четвертій полицях зважуються гранули товарної фракції (показано на рис. 2.9, б точками зеленого і червоного кольорів).

Установка в робочому об'ємі поличного апарату похилої перфорованої полиці викликає в результаті звуження вільного перерізу

вертикального каналу місцеве збільшення швидкості та турбулентності газового потоку в розвантажувальному просторі та зміну характеру розподілу профілю швидкостей під поверхнею полиці та над нею. Як видно з рис. 2.10 (криві 1 і 2), зменшення величини відношення l/B від 0,5 до 0,15 значно підвищує нерівномірність розподілу газового потоку по перерізу робочого простору апарата порівняно з установкою перфорованих решіток, що перекривають переріз робочого простору апарата повністю (аналог апарата киплячого шару (рис. 2.10, крива 4)), або вільного каналу (апарат типу пневмотруби (рис. 2.10, крива 5)). При цьому ширина зони входу газового струменя через розвантажувальний простір зменшується, змінюються абсолютне значення її швидкості та характер розподілу швидкісного профілю газового потоку в робочому обсязі апарата.

Особливий характер розподілу газового потоку зумовлює виникнення різних гідродинамічних режимів взаємодії твердих частинок матеріалу з висхідним газовим потоком, що дає можливість у широкій межі впливати на ефективність теплової обробки (наприклад,

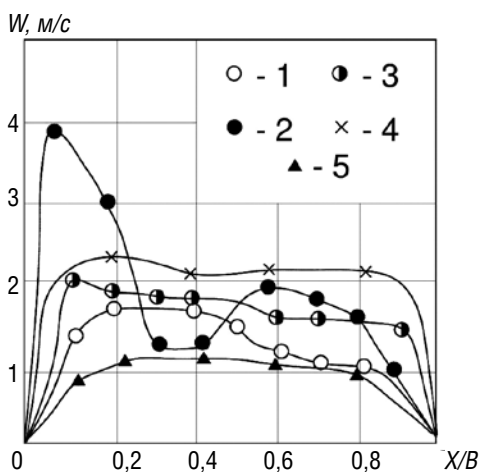


Рис. 2.10. Профіль швидкостей газового потоку по довжині перетину апарата в місці встановлення полиці: 1 – $l/B = 0,5$, $\psi = 15\%$; 2 – $l/B = 0,15$, $\psi = 15\%$; 3 – $l/B = 0,15$, $\psi = 30\%$; 4 – $l/B = 0$; 5 – $l/B = 1$. Кут нахилу полиці $\gamma = 25^\circ$. Швидкість газового потоку у вільному перетині – 1,2 м/с

охолодження, нагрівання та сушіння) гранульованих і зернистих матеріалів в апаратах із перфорованими похилими полицями.

За невеликих швидкостей газового потоку матеріал, безперервно поданий в апарат з витратою рівним $6 \text{ кг/м}^2\text{с}$, рухається по поверхні похилої полиці у вигляді шару, що швидко «проскакує», оскільки частинки на виході з живлячого патрубка володіють достатньою силою інерції. Порізність такого шару сягає значень $0,8\text{--}0,85$, а концентрація частинок матеріалу у ньому $20\text{--}30 \text{ кг/м}^3$ ($0,15\text{--}0,2 \text{ м}^3/\text{м}^3$). Частинки матеріалу після руху поверхнею похилої полиці зі швидкістю $0,2\text{--}0,3 \text{ м/с}$ гальмуються біля стінки апарату в розвантажувальному просторі і накопичуються на поверхні стінки (рис. 2.11, а). Шар накопичених частинок продувається висхідним газовим потоком. При цьому маса шару за рахунок надходження нових порцій твердих частинок матеріалу поступово збільшується і в певний момент часу перевищує аеродинамічну силу впливу висхідного потоку повітря, після чого частина частинок випадає вниз апарату через розвантажувальний простір. За такого характеру руху частинок матеріалу як по поверхні похилої полиці, так і в розвантажувальному просторі аеродинамічні сили висхідного потоку не мають достатнього опору руху твердих частинок, і основна маса матеріалу рухається у вигляді тонкого шару через розвантажувальний простір переважно за рахунок гравітації. Тому такий характер руху твердих частинок матеріалу був названий режимом гравітаційно падаючого шару.

У разі збільшення швидкості газового потоку сила його на шар матеріалу збільшується, він починає зважувати частинки як на поверхні поличного контакту і біля поверхні стінки апарату, так і в зоні розвантажувального простору (рис. 2.11, б). При цьому порізність шару матеріалу, що рухається поверхнею похилої полиці, зменшується до $0,7\text{--}0,75$, а концентрація твердих частинок матеріалу, відповідно, збільшується до $80\text{--}150 \text{ кг/м}^3$ ($0,25\text{--}0,3 \text{ м}^3/\text{м}^3$). Цей режим був названий «перехідним».

При досягненні певної швидкості газового потоку вплив його на частинки матеріалу збільшується настільки, що частина їх у верхній частині шару відривається від поверхні стінки. У результаті відриву твердих частинок матеріалу концентрація їх у цій зоні зростає, частинки не встигають захоплюватися газовим потоком

у верхню частину апарату і, втрачаючи свою швидкість, «випадають» на поверхню похилої полиці. У такий спосіб утворюється безперервно циркулюючий вихровий шар твердих частинок матеріалу над поверхнею похилої полиці. По досягненні певного проміжку часу сформований циркулюючий вихровий шар твердих частинок досягає стаціонарного стану за своєю гідродинамічною структурою і характеризується постійною величиною концентрації твердих частинок у шарі, що дорівнює $160\text{--}280 \text{ кг/м}^3$ ($0,32\text{--}0,35 \text{ м}^3/\text{м}^3$). Порізність такого шару дорівнює $0,65\text{--}0,68$, що відповідає порізності псевдозріджених систем. При цьому по поверхні похилої полиці матеріал рухається у вигляді щільного шару, що продувається газовим потоком, а в зоні над розвантажувальним простором у вигляді зваженого інтенсивно циркулюючого шару (рис. 2.11, в). Швидкість руху частинок матеріалу по поверхні похилої полиці в даному режимі знижується до $0,05\text{--}0,15 \text{ м/с}$.

Розглянутий вище механізм є механізмом переходу гідродинамічного режиму гравітаційно падаючого шару матеріалу в режим зваженого шару за наявності перехідного режиму. Швидкість, за якої здійснюється такий перехід, назвемо критичною швидкістю початку зважування. З емпіричної залежності вигляду

$$\text{Re}_{кр} = \text{Re}_B [1,19 \cdot \lg(100 \cdot \psi) + 0,005] \left(\frac{l}{B} \right) \quad (2.95)$$

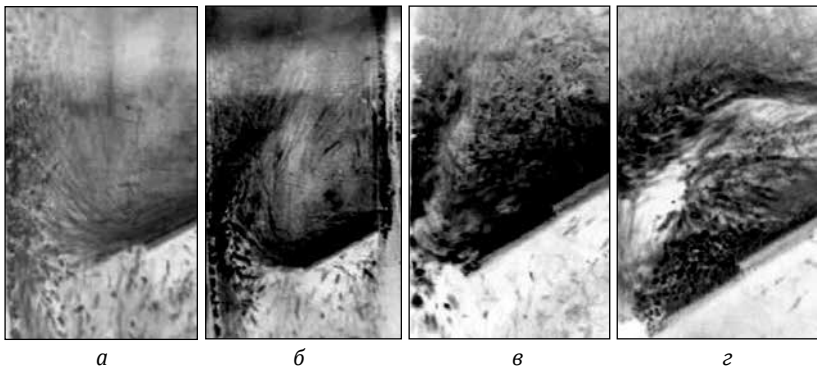


Рис. 2.11. Фотографічне зображення гідродинамічних режимів: а – режим гравітаційно-падаючого шару; б – перехідний режим; в – режим зваженого шару; г – поршневий режим

визначається критична швидкість початку зважування

$$W_{кр} = \frac{Re_{кр} \cdot \nu}{d_{сер}}, \quad (2.96)$$

де l – відстань між кінцем полиці та стінкою апарату, м;
 B – довжина сторони перерізу апарату, м;
 ψ – ступінь перфорації полиці, %;
 $W_{кр}$ – критична швидкість початку зважування, м/с;
 $d_{сер}$ – середній діаметр частинок, що зважуються, м;
 ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості газового потоку, м²/с;
 Re_B – критерій Рейнольдса для умов витання частинок середнього розміру в газовому потоці;

$$Re_B = \frac{W_B \cdot d_{сер}}{\nu};$$

W_B – швидкість витання частинок середнього розміру, м/с.

Для визначення об'ємної концентрації твердої фази β у зваженому шарі на перфорованій похилій полиці пропонується емпірична кореляція вигляду [32]

$$\beta = n G_e^{0,95} \left(\frac{W}{W_e} \right)^{0,6}, \quad (2.97)$$

де G_e – витратна масова концентрація, кг/кг, $G_e = (G_m/G_2)$;
 G_m – масова витрата матеріалу, кг/с;
 G_2 – масова витрата газу, кг/с;
 W – швидкість газового потоку у вільному перерізі апарату, м/с;
 W_e – швидкість витання частинок середнього діаметра, м;
 n – експериментальний коефіцієнт, $n = 0,25-0,35$ – для режиму зваженого шару, $n = 0,1-0,15$ – для режиму гравітаційно падаючого шару.

З подальшим збільшенням швидкості повітряного потоку настає поршневий режим зважування частинок матеріалу в робочому об'ємі апарату (рис. 2.11, г). Цей режим не є робочим та характеризується граничною швидкістю газового потоку.

Зміна концентрації частинок дрібної фракції (C_M) у виділеному елементарному об'ємі ΔV зваженого шару матеріалу за часом та в просторі описується рівнянням

$$G_w \frac{\partial C_M(\tau)}{\partial \tau} = G_w (U_T \text{grad} C_M) + G_w K (C_M^* - C_M(\tau)) = \left(U_{Tx} \frac{\partial C_M}{\partial X} + U_{Ty} \frac{\partial C_M}{\partial Y} + U_{Tz} \frac{\partial C_M}{\partial Z} \right) + G_w K (C_M^* - C_M(\tau)), \quad (2.98)$$

де G_w – маса частинок у зваженому шарі, кг;

U_{Tx}, U_{Ty}, U_{Tz} – швидкість твердих частинок відповідно до осей X, Y, Z , м/с;

$C_M(\tau)$ – поточна концентрація частинок дрібної фракції у зваженому стані, кг/кг;

C_M^* – гранична концентрація частинок дрібної фракції у зваженому стані, кг/кг;

τ – час проходження процесу пневмокласифікації, с;

K – константа швидкості винесення, 1/с.

Оскільки ширина апарата значно менша від довжини перетину, вважаємо, що по осі Y зміни концентрації частинок дрібної фракції не відбувається, тобто в рівнянні (2.98) $U_{Ty} \frac{\partial C_M}{\partial Y} = 0$.

Також, зважаючи на те що в достатньо тонкому шарі матеріалу, який рухається по поверхні полиці, відсутнє розподілення дрібної фази по висоті шару, то $U_{Tx} \frac{\partial C_M}{\partial X} = 0$.

Після вказаних припущень рівняння (2.98) запишеться у вигляді

$$G_w \frac{\partial C_M(\tau)}{\partial \tau} = G_w U_{Tz} \frac{\partial C_M}{\partial Z} + G_w K (C_M^* - C_M(\tau)). \quad (2.99)$$

Рівняння (2.99) характеризує як кінетичний винос, обумовлений виносом із шару дрібних частинок, швидкість витання яких менша від швидкості газового потоку, так і динамічний (інерційний), обумовлений кінетичною енергією дрібних частинок при певній їх швидкості, які виносяться з поверхні зваженого шару.

Подамо рівняння (2.99) у вигляді

$$\frac{\partial C_M(Z, \tau)}{\partial \tau} + U_{Tz} \frac{\partial C_M(Z, \tau)}{\partial Z} - K [C_M^* - C_M(Z, \tau)] = 0. \quad (2.100)$$

Рівняння (2.100) вирішувалося перетворенням Лапласа [56, 57].

Алгоритм перетворень такий.

Зробивши пряме перетворення Лапласа, отримаємо:

$$L[C_M(Z, \tau)] = C_M(Z, s),$$

$$L\left[\frac{\partial C_M(Z, \tau)}{\partial \tau}\right] = s \cdot C_M(Z, s) - C_0(Z),$$

$$L(C_M^*) = \frac{C^*}{s}.$$

$$\text{Отримаємо } s \cdot C_M(Z, s) - C_0(Z) + U_{Tz} \frac{\partial C_M(Z, s)}{\partial Z} - K_y \left[\frac{C_M^*}{s} - C_M(Z, s) \right] = 0,$$

$$U_{Tz}(Z)C_M^* + (s - k)C_M - C_0(Z) = \frac{kC_M^*}{s}.$$

Вважаємо, що середня швидкість частинок по висоті постійна, а також постійною є початкова концентрація частинок по висоті:

$$\begin{cases} U_{Tz}(Z) = const \\ C_0(Z) = const \end{cases}.$$

Загальний розв'язок неоднорідного рівняння буде мати вигляд

$$C_M = \frac{C_0 + \frac{kC_M^*}{s}}{s + k} + A e^{\frac{-s+k}{U_T} Z}.$$

Задавши граничні умови $C_M(0, \tau) = C_{ex} = const$ та L та

$$L[C_M(0, \tau)] = \frac{C_{ex}}{s}, \text{ отримаємо}$$

$$C_M(0) = \frac{C_0 + \frac{kC_M^*}{s}}{s+k} + A = \frac{C_{ex}}{s},$$

$$A = \frac{C_{ex}}{s} - \frac{C_0 + \frac{kC_M^*}{s}}{s+k},$$

звідки отримаємо загальне рівняння для визначення концентрації матеріалу в апараті:

$$C_M = \frac{C_{ex}}{s} e^{-\frac{s+k}{U_T} Z} + \frac{C_0 + \frac{kC_M^*}{s}}{s+k} \left(1 - e^{-\frac{s+k}{U_T} Z} \right).$$

Зробимо зворотне перетворення Лапласа:

$$L^{-1} \left(\frac{C_{ex}}{s} e^{-\frac{s+k}{U_T} Z} \right) = C_M^* e^{\frac{kZ}{U_T}} H \left(\tau - \frac{Z}{U_T} \right),$$

де H – функція Хевісайда.

$$\frac{C_0 + \frac{kC_M^*}{s}}{s+k} = \frac{C_M^*}{s} + \frac{C_0 - C_M^*}{s+k},$$

$$L^{-1} \left(\frac{C_M^*}{s} \right) = C_M^*,$$

$$L^{-1} \left(\frac{C_0 - C_M^*}{s+k} \right) = (C_0 - C_M^*) e^{-k\tau},$$

$$L^{-1} \left(\frac{C_M^*}{s} e^{-\frac{s+k}{U_T} Z} \right) = C_M^* e^{-\frac{kZ}{U_T}} H \left(\tau - \frac{Z}{U_T} \right),$$

$$L^{-1} \left(\frac{C_0 - C_M^*}{s+k} e^{-\frac{s+k}{U_T} Z} \right) = (C_0 - C_M^*) e^{-k\tau} H \left(\tau - \frac{Z}{U_T} \right).$$

Тоді рівняння для розв'язання нестационарної задачі визначення концентрації дрібних частинок у шарі матеріалу, який рухається по полицям зверху вниз по напрямку Z з часом τ має такий вигляд

$$C_M(Z, \tau) = C_{ex} e^{\frac{-kZ}{U_T}} H\left(\tau - \frac{Z}{U_T}\right) + C_M^* + (C_0 - C_M^*) e^{-k\tau} - C_M^* e^{\frac{-kZ}{U_T}} \times \\ \times H\left(\tau - \frac{Z}{U_T}\right) - (C_0 - C_M^*) e^{-k\tau} H\left(\tau - \frac{Z}{U_T}\right) = C_M^* + (C_{ex} - C_M^*) e^{\frac{-kZ}{U_T}} \times (2.101) \\ \times H\left(\tau - \frac{Z}{U_T}\right) + (C_0 - C_M^*) e^{-k\tau} \left[1 - H\left(\tau - \frac{Z}{U_T}\right)\right]$$

Якщо допустити $C_{ex} = C_0 = \text{const}$, то рівняння (2.100) набуде вигляду:

$$C_M(Z, \tau) = C_M^* + (C_0 - C_M^*) \left\{ e^{\frac{-kZ}{U_T}} H\left(\tau - \frac{Z}{U_T}\right) + e^{-k\tau} \left[1 - H\left(\tau - \frac{Z}{U_T}\right)\right] \right\}. (2.102)$$

Аналіз рішення за формулою (2.101) показує графік зміни концентрації дрібних частинок у зваженому шарі по напрямку Z з часом τ (рис. 2.12).

З даних графіка випливає, що з часом концентрація дрібних частинок знижується в шарі матеріалу при русі його по полицях зверху вниз, тобто відбувається розділення суміші матеріалу, дрібна фракція видаляється із шару разом із газовим потоком, а крупна фракція випадає в бункер для збору товарного продукту.

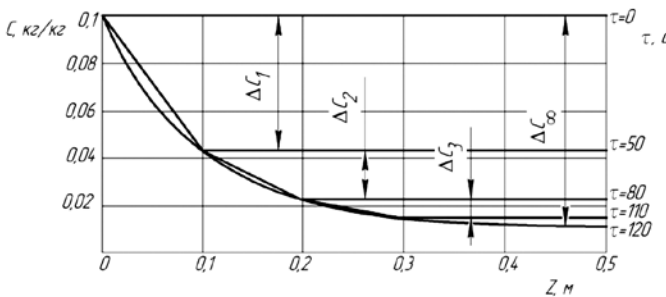


Рисунок 2.12. Залежність зміни концентрації дрібних частинок у зваженому шарі по напрямку Z з часом τ

2.4. Міжфазний теплообмін і розмежування основних стадій теплоперенесення при охолодженні зернистих матеріалів у зваженому шарі

Відомо [16, 17, 51, 58], що процеси міжфазного теплообміну в гетерогенних системах мають дві основні стадії: обмін теплом між газовим потоком і поверхнею твердих частинок і теплоперенесення всередині самих частинок. Залежно від того, яка з цих стадій – перша чи друга – лімітує швидкість процесу теплоперенесення, мають відповідно «зовнішню» або «внутрішню» задачу теплоперенесення, при сумісності швидкостей обох стадій – «складну» задачу. На практиці відбуваються технологічні процеси, швидкості яких визначаються відведенням тепла із зернистого шару потоком зріджувального агента. У такому разі маємо «балансову» задачу.

Процеси охолодження зернистих матеріалів у псевдозріджених та зважених шарах відбуваються, як правило, у кілька стадій, що суттєво ускладнює інженерні розрахунки, оскільки інтенсивність міжфазного теплоперенесення залежить від його швидкості на кожній окремій стадії. Методику розрахунку теплоперенесення можна спростити, якщо позначити найбільш повільну (лімітуючу) стадію, яка визначає швидкість всього процесу.

Розмежування стадій міжфазного теплоперенесення здійснюватимемо стосовно односекційного монодисперсного шару нагрітих до температури t кулястих частинок радіусом R при постійній сумарній поверхні шару f_w , який продувається повітряним потоком у напрямку з постійною швидкістю W .

Процес міжфазного теплообміну буде описуватися диференціальними рівняннями теплопровідності Фур'є та теплового балансу по газовому потоку:

$$\frac{\partial t(r, \tau)}{\partial \tau} = a_r \left(\frac{\partial^2 t(r, \tau)}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial t(r, \tau)}{\partial r} \right), \quad (2.103)$$

$$\frac{\partial t_c(\eta, \tau)}{\partial \tau} + W(\eta) \frac{\partial t_c(\eta, \tau)}{\partial \eta} = - \frac{\alpha(R, W) f_w}{c_p} [t(r, \tau) - t_c(\eta, \tau)]. \quad (2.104)$$

Вважаємо, що маємо рівномірне розподілення температури за обсягом твердої частинки в початковий момент часу, і процес охолодження є досить тривалим.

У разі «складної» задачі теплоперенесення (при значенні критерія Біо в інтервалі $0 < B_i < \infty$) у граничних умовах 3-го роду (закон конвекційного теплообміну між поверхнею частинки та навколишнім середовищем) – виникає необхідність визначення динаміки зміни температурних полів у твердій частинці при її теплообміні з навколишнім середовищем. Розподіл температур по поточному радіусу r всередині одиночної частинки при початкових умовах, що передбачають рівномірний розподіл температури за об'ємом твердої частинки:

- у початковий момент часу τ_0 –

$$\tau > \tau_0, 0 < r < R, t(r, \tau_0) = f(r), \quad (2.105)$$

- у умовах симетрії –

$$t(0, \tau) \neq \infty, \frac{\partial t(0, \tau)}{\partial r} = 0, \quad (2.106)$$

- у граничних умовах 3-го роду (закон конвекційного теплообміну між поверхнею частинки та навколишнім середовищем) –

$$\lambda_m \frac{\partial t(r, \tau)}{\partial r} = \alpha [t(r, \tau) - t_n] - \quad (2.107)$$

запишеться у вигляді вирішення рівняння (2.103) [59, 60]:

$$\frac{t(r, \tau) - t_c}{t_n - t_c} = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \frac{\sin(\mu_n \frac{r}{R})}{\mu_n \frac{r}{R}} \exp(-\mu_n^2 \cdot F_o). \quad (2.108)$$

Оскільки процес охолодження є досить тривалим, то критерій Фур'є $Fo \geq 0,3$, нескінченний ряд (2.108) швидко сходиться, і можна обмежитися лише першим членом ряду ($n = 1$). Тоді

$$\frac{t(r, \tau) - t_c}{t_n - t_c} = A_1 \frac{\sin(\mu_1 \frac{r}{R})}{\mu_1 \frac{r}{R}} \exp(-\mu_1^2 \cdot F_o), \quad (2.109)$$

де $t(r, \tau)$ – температура частинки в точці з поточним радіусом r з плином часу, °С;

t_n – початкова температура частинки, °С;

t_c – температура охолоджуючого середовища, °С;

r, R – поточний та зовнішній радіуси частинки, м;

Fo – критерій Фур'є, $Fo = \frac{a_T \tau}{R^2}$;

a_T – коефіцієнт теплопровідності матеріалу частинки, м²/с;

A_1, μ_1 – постійна та корень рівняння, $A_1 = f(Bi)$, $\mu_1 = f(Bi)$;

Bi – критерій Біо, $Bi = \frac{\alpha R}{\lambda_T}$;

α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м² К);

λ_T – коефіцієнт теплопровідності матеріалу частинки, Вт/(м К).

У разі «внутрішньої» задачі теплоперенесення критерій Біо $Bi \rightarrow \infty$ і температура середовища t_c поблизу частинки дорівнює температурі її поверхні t_n і є постійної величиною (гранична умова 1-го роду). При цьому з рівняння (2.103) отримуємо вираз (якщо $Fo \geq 0,3$ та $n = 1$) для визначення температурного поля всередині частинки у вигляді

$$\frac{t(r, \tau) - t_c}{t_n - t_c} = \frac{2 \sin\left(\pi \frac{r}{R}\right)}{\pi \frac{r}{R}} \exp(-\pi^2 \cdot Fo). \quad (2.110)$$

При значенні критерія Біо $Bi \rightarrow 0$ задача теплоперенесення є «зовнішньою». При цьому температура рівномірно розподілена по координаті r частинки, тобто $t(r, \tau) = t_{cp}(\tau)$. При граничному переході $t(r, \tau) | Bi \rightarrow 0$ із рівняння (2.109) отримуємо

$$\frac{t_{cp}(\tau) - t_c}{t_n - t_c} = \exp(-3 Bi \cdot Fo). \quad (2.111)$$

Той самий результат можна отримати інтегруванням рівняння балансу тепла на межі «тверда частинка – навколишнє середовище», за умови що температура поверхні частинки дорівнює середній температурі навколишнього середовища, тобто $t_{нов} = t_c$ та $\alpha = \text{const}$. Тоді

$$\frac{dt}{d\tau} = -\frac{\alpha f_T}{c_T \rho_T} [t(r, \tau) - t_c]. \quad (2.112)$$

Тоді після поділу змінних та перетворень, отримуємо

$$\frac{dt}{t(r, \tau) - t_c} = -\frac{\alpha f_T}{c_T \rho_T} d\tau = -\frac{\alpha R^2 \lambda_T \mathfrak{Z}}{\lambda_T c_T \rho_T R^3} d\tau = -3 \frac{\alpha R}{\lambda_T} d\left(\frac{a_T \tau}{R^2}\right) = -3 Bi dFo. \quad (2.113)$$

Інтегруючи в межах від 0 до Fo та від t_n до $t_{cep}(\tau)$, отримуємо рівняння (2.111).

У разі «зовнішньої» задачі, припускаючи стаціонарність температурного поля повітряного потоку, рівняння (2.104) набуває вигляду

$$W \frac{dt_c(\eta)}{d\eta} = -\frac{\alpha f_{cn}}{c_p} [t(r, \tau) - t_c(\eta)]. \quad (2.114)$$

Тоді температура середовища за висотою h при її ідеальному витісненні змінюється відповідно до рівняння

$$\frac{t_{II} - t_c(\eta)}{t_{II} - t_{cn}} = \exp\left[-\frac{\alpha \mathfrak{Z}(1-\varepsilon)}{W c_p R} h\right]. \quad (2.115)$$

Розмежування «зовнішньої» та «внутрішньої» задач можливе за співвідношенням температурних натисків між температурою центру частинки та її середньою об'ємною температурою, а також між температурою центру частинки та середовища. Отримуємо температурний симплекс у вигляді

$$\Delta_T = \frac{t_u - t_{cep}}{t_u - t_c}. \quad (2.116)$$

Вважаючи в рівнянні (2.109) спочатку $r \rightarrow R$ (поверхня частинки) та $t(r, \tau) = t_{нов}$, потім $r \rightarrow 0$ (центр частинки) та $t(r, \tau) = t_u$, отримуємо, відповідно, рішення у вигляді

$$\frac{t_{нов} - t_c}{t_{II} - t_c} = A_1 \frac{\sin \mu_1}{\mu_1} \exp(-\mu_1^2 Fo), \quad (2.117)$$

$$\frac{t_u - t_c}{t_{II} - t_c} = A_1 \exp(-\mu_1^2 Fo), \quad (2.118)$$

Вираз для визначення середньоінтегральних (по об'єму частинки) температур $t_{сеп}$ має вигляд

$$\frac{t_{сеп} - t_c}{t_{II} - t_c} = B_1 \exp(-\mu_1^2 Fo), \quad (2.119)$$

де B_1 – постійна рівняння.

Постійні рівняння A_1 та B_1 знаходяться за спеціальними таблицями та номограмами [59, 60].

Аналогічно, вважаючи $r \rightarrow R$, $t(r, \tau) = t_{нов}$ і $r \rightarrow 0$, $t(r, \tau) = t_u$, отримуємо рішення у вигляді

$$\frac{t_{нов} - t_c}{t_{II} - t_c} = \frac{2 \sin \pi}{\pi} \exp(-\pi^2 \cdot F_o), \quad (2.120)$$

$$\frac{t_u - t_c}{t_{II} - t_c} = 2 \exp(-\pi^2 \cdot F_o) \quad (2.121)$$

та відповідно, враховуючи середньоінтегральну (по об'єму частинки) температуру $t_{сеп}$, маємо

$$\frac{t_{сеп} - t_c}{t_{II} - t_c} = \frac{6}{\pi^2} \exp(-\pi^2 \cdot F_o). \quad (2.122)$$

Підставляючи у вираз (2.116) замість температур відповідні рішення (2.118), (2.119) та перетворюючи їх, отримаємо

$$\Delta_T = 1 - \frac{B_1 \exp(-\mu_1^2 Fo)}{A_1 \exp(-\mu_1^2 Fo)}. \quad (2.123)$$

Практичне використання рівняння (2.123) передбачає конкретизацію меж зміни симплексу Δ_T . Якщо $\Delta_T \rightarrow 0$, перенесення тепла відбувається за умов «зовнішньої» (безградієнтної) задачі, коли весь термічний опір зосереджено зовні частинки. Якщо $\Delta_T \rightarrow 0,7$, весь опір теплоперенесення зосереджено всередині частинки, теплообмін відбувається в умовах «внутрішньої» задачі.

У практичних розрахунках відношення задачі до «зовнішньої» чи «внутрішньої» обумовлено прийнятною точністю розрахунку. Так, допускаючи похибку не більше ніж 5%, відноситимемо задачу до «зовнішньої», якщо $\Delta_T \leq 0,05$, або до «внутрішньої», якщо $\Delta_T \geq 0,65$. Оскільки кожному значенню симплексу Δ_T відповідає певна величина критерія Біо, то значенню $\Delta_T = 0,05$ відповідає $Bi = 0,2$, а за значення $\Delta_T = 0,65$ $Bi = 20$. Це відповідає загальноприйнятим критеріям, коли, якщо $Bi \leq (0,1-0,2)$, задача теплоперенесення вважається «зовнішньою», а якщо $Bi \geq 20$ – «внутрішньою» [58].

Для псевдозріджених та завислих шарів значення критерію Біо лежить у діапазоні $0,1 < Bi \leq 4,0$. Розрахунки показують, що, якщо $Bi = 0,1$, симплекс $\Delta_T = 0,03$, а якщо $Bi = 4,0$, симплекс $\Delta_T = 0,5$, тобто при значеннях $Bi \leq 0,2$ розрахунки теплоперенесення в псевдозріджених та завислих шарах необхідно проводити як для «зовнішньої» задачі теплообміну, а якщо $0,2 < Bi \leq 4,0$ – як для «складної».

Для розмежування «зовнішньої» і «балансової» задач використовуємо рівняння (2.115), урахувавши що лімітує процес теплоперенесення з потоком агента, що зважає зернистий шар. Зазвичай постулюють повне перемішування твердої фази (а отже, і її постійну температуру) і рух газу в режимі ідеального витіснення. При цьому температурний симплекс дорівнює

$$\Delta_T = \frac{t_{\pi} - t_{ck}}{t_{\pi} - t_{ch}} = \exp\left(-\frac{3\alpha(1-\varepsilon)}{Wc\rho R}h\right). \quad (2.124)$$

Задача буде однозначно балансовою в разі $\Delta_T' \rightarrow 0$, коли температура газу, який виходить із зернистого шару, буде наближатися до температури частинок у шарі. Оскільки для апаратів, які працюють по схемі змішування в системі «газ – тверді частки», мінімальною різницею температур є $\Delta t_{\min} = 5-10$ °C [40], то для охолоджувачів псевдозрідженого та зваженого шарів $\Delta_T' = 0,07$. При значенні $\Delta_T' < 0,07$ задачу необхідно вважати «балансовою». При цьому висота зернистого шару має становити менше ніж 30 мм, що відповідає активній зоні теплообміну [11]. Збільшення висоти шару до 200–500 мм [16] досягається з метою гідродинамічної стабілізації киплячого шару. Тому тепловий розрахунок апаратів

псевдозрідженого шару здебільшого здійснюється з урахуванням «балансової» задачі – за допомогою рівнянь теплового балансу.

В апаратах з активною гідродинамікою зважених шарів (аерофонтанні шари, закручені потоки і т.п.) активна зона теплообміну займає практично повністю робочий об'єм [7], і тепловий розрахунок апаратів цього типу необхідно здійснювати на основі «складної» задачі за допомогою рівнянь (2.117) – (2.119) та (2.115).

2.5. Математична модель процесу конвективного охолодження зернистого матеріалу в завислому шарі

Розробці та аналізу математичних моделей процесу теплоперенесення в газодисперсних системах присвячено низку публікацій [17, 41, 58, 61–64]. У цих джерелах більшість математичних моделей представлені досить складними рівняннями, вирішуються лише наближеними методами та дозволяють аналізувати параметри технологічного процесу лише якісно. Більш «практичні» математичні моделі не описують процес теплоперенесення в цілому для системи, а охоплюють лише окремі стадії теплообміну для зернистого шару – «зовнішню» або «балансову». Тепловий розрахунок охолоджувача, що впливає із «зовнішньої» задачі теплообміну, зводиться до вирішення рівнянь теплового балансу (визначення витрати охолоджуючого середовища або кінцевої температури продукту), що базуються на стаціонарності гідродинамічних режимів і є дуже спрощеними. Використання «внутрішньої» задачі теплообміну при визначенні часу охолодження гранул аміачної селітри відоме тільки в роботі [11], але не може бути коректним, через те що розглядається теплоперенесення тільки для одиночної частинки.

Коректне і більш точне визначення кінетичних параметрів процесу конвективного охолодження частинок у зваженому шарі матеріалу (темпу та часу охолодження, температурного профілю) можливе тільки при математичному моделюванні в логічному взаємозв'язку «одиночна частинка – ансамбль частинок – зважений шар».

З цією метою на основі системного аналізу [65] розроблена математична модель процесу конвективного охолодження у зва-

женому шарі матеріалу, що охоплює кілька ієрархічних рівнів. Перший рівень розглядає сукупність теплофізичних параметрів, що визначають швидкість перебігу теплообмінного процесу в локальному об'ємі по відношенню до одиночної частинки. Другий рівень розглядає процес теплоперенесення у виділеному елементарному об'ємі з кількома частинками (ансамбль частинок). Третій рівень розглядає теплоперенесення, що відбувається в масштабі робочого об'єму апарата з урахуванням гідродинамічної моделі руху потоку матеріалу.

Процес теплоперенесення першого рівня розглядаємо в разі, якщо критерій $0 \leq Bi < \infty$. Тоді виникає необхідність розрахунку температури в центрі твердої частинки t_y (максимальної в усьому обсязі частинки) при її теплообміні із навколишнім середовищем. Приймаємо: частинку кулястої форми радіусом R , яка становить собою однорідне та ізотропне середовище та характеризується певними величинами температуропровідності (a_T), теплоємності (c_T) та щільності (ρ_T). Температура навколишнього середовища t_c та коефіцієнт тепловіддачі α залишаються постійними протягом усього процесу охолодження τ . При цьому процес теплоперенесення описується диференціальним рівнянням теплопровідності у загальному вигляді

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a_T \left(\frac{\partial^2 t(x, \tau)}{\partial x^2} + \frac{\Gamma}{x} \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial x} \right), \quad (2.125)$$

де t – температура матеріалу, °C;

a_T – коефіцієнт температуропровідності, м²/с;

τ – час, с;

x – координата точки, м.

Більшість зернистих матеріалів по формі частинок наближається більш-менш до кулястої (наприклад, гранули мінеральних добрив), але деякі мають форму приблизно циліндричну (наприклад, зерно злакових, екструзійні комбікорми). У першому випадку, приймаючи в рівнянні (2.125) $\Gamma = 2$, а $x = r$ (поточний радіус кулі), приходимо до рівняння

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a_T \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial t}{\partial r} \right). \quad (2.126)$$

У другому випадку, приймаючи в рівнянні (1) $\Gamma = 1$, а $x = r$ (поточний радіус циліндру) та $R \ll l$ (l – довжина циліндру), маємо

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a_T \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} \right). \quad (2.127)$$

Рішення рівнянь (2.126) та (2.127) при початкових умовах (2.105), умовах симетрії (2.106) та граничних умовах 3-го роду (2.107) мають вигляд:

$$\frac{t_{\Pi} - t(r, \tau)}{t_{\Pi} - t_c} = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} A_{n1} \frac{\sin(\mu_{n1} \frac{r}{R})}{\mu_{n1} \frac{r}{R}} \exp(-\mu_{n1}^2 \cdot F_0), \quad (2.128)$$

$$\frac{t_{\Pi} - t(r, \tau)}{t_{\Pi} - t_c} = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} A_{n2} I_0(\mu_{n2} \frac{r}{R}) \exp(-\mu_{n2}^2 \cdot F_0), \quad (2.129)$$

де A_{n1}, A_{n2} – сталі величини, які, відповідно, дорівнюють:

$$A_{n1} = \frac{2(\sin \mu_{n1} - \mu_{n1} \cos \mu_{n1})}{\mu_{n1} - \sin \mu_{n1} \cos \mu_{n1}} = (-1)^{n+1} \frac{2Bi \sqrt{\mu_{n1}^2 + (Bi - 1)^2}}{\mu_{n1}^2 + Bi^2 - Bi}, \quad (2.130)$$

$$A_{n2} = \frac{2Bi}{I_0(\mu_{n2})[\mu_{n2}^2 + Bi^2]}, \quad (2.131)$$

μ_{n1}, μ_{n2} – корні рівняння, які, відповідно, дорівнюють:

$$\mu_{n1} = \text{tg}_{n1}(Bi - 1), \quad (2.132)$$

$$A_{n2} = \frac{I_0(\mu_{n2})Bi}{I_1(\mu_{n2})}, \quad (2.133)$$

$I_0(\mu_{n2}), I_1(\mu_{n2})$ – функції Беселя першого роду нульового та першого порядку;

$t(r, \tau)$ – температура частинки в точці з поточним радіусом r за проміжок часу τ , °C;

t_{Π} – початкова температура частинки, °C;

t_c – температура охолоджуючого повітря, °C;

r, R – поточний та зовнішній радіус кулі (циліндру), м;

F_0 – критерій Фур'є, $F_0 = \frac{a_T \tau}{R^2}$;

a_T – коефіцієнт температуропровідності матеріалу, m^2 / c ;

Bi – критерій Біо, $Bi = \frac{\alpha R}{\lambda_T}$;

α – коефіцієнт тепловіддачі, $Wt/m^2 \cdot K$;

λ_T – коефіцієнт теплопровідності матеріалу, $Wt/m \cdot K$.

Значення сталих A_{n1} , A_{n2} та коренів μ_{n1} та μ_{n2} наводяться в таблицях [59] залежно від значення критерія Біо.

Значення середньооб'ємних температур знайдено за формулою:

$$t_{cep}(\tau) = \frac{\Gamma}{R^{\Gamma+1}} \int_0^R r^\Gamma t(r, \tau) dr. \quad (2.134)$$

Застосовуючи відношення (2.134), отримуємо для:

- кулястих частинок

$$\frac{t_{\Pi} - t_{cp}(\tau)}{t_{\Pi} - t_c} = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{6}{\mu_{n1}^2} B_{n1} \exp(-\mu_{n1}^2 F_0), \quad (2.135)$$

- циліндричних частинок

$$\frac{t_{\Pi} - t_{cp}(\tau)}{t_{\Pi} - t_c} = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4}{\mu_{n2}^2} B_{n2} \exp(-\mu_{n2}^2 F_0), \quad (2.136)$$

де $B_{n1} = \frac{Bi^2}{\mu_{n1}^2 + Bi^2 - Bi}, \quad (2.137)$

$$B_{n2} = \frac{Bi^2}{\mu_{n2}^2 + Bi^2}. \quad (2.138)$$

За рівняннями (1.137) та (1.138) визначають значення коренів B_{n1} та B_{n2} , задаючись відповідними значеннями сталих B_{n1} та B_{n2} , які знаходяться з таблиць [60].

Як зазначалося вище, процеси конвективного теплообміну у зважених шарах охоплюють дві стадії: теплообмін між газовим потоком і поверхнею твердих частинок і перенесення тепла всередині самих частинок. Залежно від того, яка з цих стадій – перша чи друга – лімітує швидкість процесу, говорять, відповідно, про «зовнішню» або «внутрішню» задачі теплообміну,

при сумісності швидкостей обох стадій – про «складну» задачу. Розмежування «зовнішньої» і «внутрішньої» задач можливе, як відомо [58, 59], за значенням критерію Біо (Bi). Якщо $Bi \leq 0,1$ – задача теплообміну вважається «зовнішньою» (термічним опором усередині частинки нехтуємо), якщо $Bi \geq 20$ – задача теплообміну вважається «внутрішньою».

Проаналізуємо два граничні випадки – стосовно зважених шарів зернистого матеріалу (наприклад, режиму псевдозрідження). Допустимо критерій $Bi = 0,1$ (верхня межа «зовнішньої» задачі). За такого значення критерію Біо величина критерію Нуссельта (Nu) повинна становити близько $Nu = 2-2,5$ ($\alpha = 27-35$ Вт/м²К), що характерно лише для дисперсних потоків із низькою концентрацією частинок, коли зіткнення між ними незначні, відносні швидкості їх невеликі, та конвективною складовою теплоперенесення можна знехтувати. Зрозуміло, що для псевдозріджених систем ці властивості нехарактерні, оскільки середні значення коефіцієнта тепловіддачі таких систем досягають $\alpha = 150-200$ Вт/м²К [17, 61, 64]. За цих значень коефіцієнта тепловіддачі величина критерію $Bi = 0,1$, а розмір частинок повинен дорівнювати 300–400 мкм. Матеріал, що містить фракції частинок зазначеного розміру, можна обробляти тільки в режимі пневмотранспорту, а для псевдозрідження в промисловості використовуються фракції 1–4 мм. Якщо $Bi = 0,1$, коефіцієнт теплопровідності частинок дорівнює $\lambda_T = 2$ Вт/мК, що є на порядок вище від значень, характерних для гранул мінеральних добрив, частинок знефтореного фосфату та багатьох технічних солей. Отже, суто «зовнішньої» задачі теплообміну не повинно бути при моделюванні процесу охолодження (як і теплоперенесення в цілому) в апаратах зваженого на газорозподільних решітках зернистого шару.

Допустимо критерій $Bi = 20$ (нижня межа «внутрішньої» задачі теплообміну). При цьому можливі лише такі ситуації: коефіцієнт тепловіддачі дорівнює $\alpha = 7000$ Вт/м²К, що характерно тільки для високотурбулізованого потоку рідини, кипіння або конденсації пари; коефіцієнт теплопровідності дорівнює $\lambda_T = 0,01$ Вт/мК, що характерно тільки для газів; розмір твердих частинок дорівнює 70 мм, що характерно для крупнокускового матеріалу, який не обро-

бляється в апаратах завислого шару. Безперечно, для моделювання теплоперенесення при псевдозрідженні дрібнозернистого матеріалу потоком повітря неприйнятна і суто «внутрішня» задача.

Отже, при моделюванні процесу теплоперенесення у зважених шарах зернистого матеріалу маємо «складну» задачу теплообміну, коли $0,1 < Bi < 20$. У цьому разі до рівняння (2.126) застосовуються граничні умови 3-го роду (2.107), що передбачають рівність кількостей тепла, підведеного зсередини частинки до її поверхні та відданої поверхнею частинки в навколишнє середовище.

Тоді рівняння (2.108) набуває вигляду

$$\frac{t(r, \tau) - t_c}{t_{II} - t_c} = \sum_{n=1}^{\infty} B_n \sqrt{\mu_n^2 + (Bi-1)^2} \frac{\sin \mu_n \frac{r}{R}}{\mu_n \frac{r}{R}} \exp(-\mu_n^2 Fo), \quad (2.139)$$

де постійна $B_n = (-1)^{n+1} \frac{2Bi}{\mu_n^2 + Bi^2 - Bi}$. (2.140)

Оскільки процес охолодження є досить тривалим, то критерій Фур'є $Fo \geq 0,3$, нескінченний ряд (2.139) швидко сходиться, і можна обмежитися лише першим членом ряду ($n = 1$).

Приймаємо в рівнянні (2.139) $R \rightarrow 0$ (центр частинки). Тоді $[\sin \mu_n(r/R)/\mu_n(r/R)] \rightarrow 1$ і рівняння (2.139) набуває вигляду

$$\frac{t_u - t_c}{t_{II} - t_c} = B_1 \sqrt{\mu_1^2 + (Bi-1)^2} \exp(-\mu_1^2 Fo). \quad (2.141)$$

Температура в центрі частинки дорівнює

$$t_u = (t_{II} - t_c) B_1 \sqrt{\mu_1^2 + (Bi-1)^2} \exp(-\mu_1^2 Fo) + t_c. \quad (2.142)$$

Корінь μ_1^2 рівняння (2.142) дорівнює

$$\mu_1^2 = \frac{2Bi}{B_1} - Bi^2 + Bi, \quad (2.143)$$

а стала B_1 визначається за спеціальними таблицями [59].

Вираз для визначення часу охолодження частинки отримуємо, якщо розрахуємо рівняння (2.141) відносно τ (входить у критерій Fo):

$$\tau_{ox} = \frac{R^2}{a_T \mu_1^2} \ln \left[\frac{B_1 \sqrt{\mu_1^2 + (Bi-1)^2}}{\frac{t_y - t_c}{t_n - t_c}} \right]. \quad (2.144)$$

Тривалість процесу охолодження є найважливішим кінетичним параметром, що впливає на енерговитрати та габарити апарата. В інженерних розрахунках прийнято користуватися графіками вигляду

$$\frac{t_y - t_c}{t_n - t_c} = f(Bi, Fo). \quad (2.145)$$

Такі графіки, як у першоджерелі [58], так і в інших літературних джерелах представлені тільки для умов нагрівання кулястих частинок. Графіки для процесу охолодження наведені в літературі набагато рідше (відомо, принаймні [66, 67]). Ці графіки побудовані на підставі аналітичних рішень рівняння теплопровідності і є графічною інтерпретацією результатів розрахунку, а тому неточні. Так, за рівнянням (2.142) температура центру частинки в процесі охолодження від початкової температури $t_n = 75$ °С дорівнює $t_y = 38$ °С, за графіком [66] $t_y = 34$ °С, за графіком [67] – $t_y = 28$ °С. Відповідно, час охолодження частинок за формулою (2.144) дорівнює $\tau_{ox} = 5,3$ с, а на підставі графіків $\tau_{ox} = 3,3$ с, тобто помилка графічного визначення зазначених параметрів становить 10–40%.

У той самий час визначення температури частинки і її охолодження за рівняннями (2.142)–(2.144) пов'язані з труднощами вибору постійної B_1 . Значення даних постійних залежно від величини критерію Біо наводяться в таблицях лише першоджерела [58].

Найбільш зручною і раціональною формою для інженерних розрахунків є аналітичне визначення сталих A_1 , B_1 і кореня μ_1 у зазначених вище рівняннях. При цьому

$$A_1 = \frac{2Bi \sqrt{(Bi-1)^2 + \mu_1^2}}{\mu_1^2 + Bi^2 - Bi}, \quad (2.146)$$

$$B_1 = \frac{Bi^2}{\mu_1^2 + Bi^2 - Bi}. \quad (2.147)$$

З рівнянь (2.146) і (2.147) одержуємо аналітичні залежності для визначення кореня:

$$\mu_1 = \frac{v + \sqrt{v^2 - 4c}}{2} \quad (2.148)$$

$$\text{або } \mu_1 = \sqrt{\frac{Bi^2}{B_1} - Bi^2 + Bi}, \quad (2.149)$$

$$\text{де } v = \frac{2Bi}{Ai}; \quad c = \frac{(Bi^2 - Bi)(2 - A_1)}{A_1}. \quad (2.150)$$

За допомогою методу найменших квадратів були оброблені дані таблиць [58] і отримані рівняння регресії для визначення сталих A_1 і B_1 :

$$A_1 = 0,274 (Bi) + 1,0, \text{ якщо } 0 < Bi \leq 0,1. \quad (2.151)$$

$$A_1 = 0,29 (Bi) + 1,0, \text{ якщо } 0,1 < Bi \leq 1,0. \quad (2.152)$$

$$A_1 = 0,183 (Bi) + 1,1, \text{ якщо } 1,0 < Bi \leq 2,0. \quad (2.153)$$

$$A_1 = 0,13 (Bi) + 1,22, \text{ якщо } 2 < Bi \leq 4,0. \quad (2.154)$$

$$B_1 = 0,47 (Bi) + 0,01, \text{ якщо } 0,1 < Bi < 0,5. \quad (2.155)$$

$$B_1 = 0,325 (Bi) + 0,06, \text{ якщо } 0,5 < Bi < 1,0. \quad (2.156)$$

$$B_1 = 0,30 (Bi) + 0,1, \text{ якщо } 1,0 < Bi \leq 2,0. \quad (2.157)$$

$$B_1 = 0,25 (Bi) + 0,05, \text{ якщо } 2,0 < Bi \leq 4,0. \quad (2.158)$$

Діапазон $0,1 \leq Bi \leq 4,0$ характерний для завислих (псевдозріджених) систем. Порівняння результатів розрахунку за рівняннями (2.151)–(2.158) з еталонними даними таблиць [58] показало відносну погрішність 0,1–1,2% (при визначенні постійної A_1) і 0,1–15% (при визначенні постійної B_1). Максимальні значення погрішностей зафіксовано на границях зазначених меж зміни критерію Біо.

Формула (2.149) для визначення кореня μ_1 виявилася більш точною порівняно з формулою (2.148). Погрішність щодо еталонних даних таблиць [58] становила для формули (2.149) 0,2–17%, у той час як для формули (2.148) від 8 до 40%. Для одержання

більш точних результатів у знаменник формули (2.148) доцільно ввести поправковий коефіцієнт K , який визначається:

$$K = Bi^{0,15}, \text{ якщо } 0,1 \leq Bi < 1,0. \quad (2.159)$$

$$K = Bi^{0,2}, \text{ якщо } 1,0 \leq Bi \leq 2,0. \quad (2.160)$$

$$K = Bi^{0,35}, \text{ якщо } 2,0 < Bi \leq 4,0. \quad (2.161)$$

Тоді формула (2.148) набуде вигляду

$$\mu_1 = \frac{v + \sqrt{v^2 - 4c}}{2K}. \quad (2.162)$$

Розрахунки за формулою (2.162) показали, що величина відносної погрішності знизилася до 0,1–5% і в кілька разів нижча, ніж для формули (2.149).

Отже, одержання аналітичних залежностей для визначення сталих A_1 , B_1 і кореня μ_1 дозволяє скласти методики інженерного розрахунку теплоперенесення без застосування цих таблиць і монограм джерела [58], а також значно спростити алгоритм розрахунку на ЕОМ (у противному разі доводиться на кожному кроці задаватися визначеним значенням постійних і кореня з таблиць, що є трудомістким процесом).

Методика інженерного розрахунку теплоперенесення при охолодженні шароподібної частинки складається з таких етапів: 1) за рівняннями (2.151)–(2.158) визначаються сталі A_1 і B_1 ; за формулами (2.162) або (2.149) визначається корінь μ_1 ; 2) за рівнянням (2.128) визначається температурне поле частинки; 3) за рівнянням (2.142) визначається температура центра частинки (як максимальна по об'єму); 4) за рівнянням (2.144) визначається час охолодження.

Викладена методика розрахунку теплоперенесення характеризує перший ієрархічний рівень «частинка – навколишнє середовище».

Процес теплоперенесення на другому рівні розглядаємо в умовах, за яких параметри безперервно змінюються як у часі, так і в просторі вздовж траєкторії руху частинок у межах виділеного об'єму V .

Диференціальне рівняння теплового балансу для виділеного об'єму запишеться у вигляді суми складових кількостей тепла, яке

надходить в елементарний об'єм з твердими частинками та відводиться з нього, а також відводиться від поверхні твердих частинок у газовий потік завдяки конвекції [68]:

$$\begin{aligned} & \int_V \frac{\partial t(\tau)}{\partial \tau} c_T u_T \left[N \rho_T \frac{4}{3} \pi R^3 \int_0^\infty f(R, \tau) dR \right] dV = \\ & \int_V \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial x} c_T u_T \left[N \rho_T \frac{4}{3} \pi R^3 \int_0^\infty f(R, \tau) dR \right] dV - \\ & - \int_V \frac{\partial t(x + \Delta x, \tau)}{\partial x} c_T u_T \left[N \rho_T \frac{4}{3} \pi R^3 \int_0^\infty f(R, \tau) dR \right] dV - \\ & - \int_V \alpha(R, w) [t(R, \tau) - t_c(\tau)] \left[N \pi R^2 \int_0^\infty f(R, \tau) dR \right] dV. \end{aligned} \quad (2.163)$$

Рівняння (2.163) неможливо вирішувати класичними математичними методами, тому проведемо перетворення. Подамо об'ємну концентрацію частинок у шарі N (шт/м³) як

$$N = \frac{n \rho_T}{V_B \rho_B} = \frac{n \rho_T}{G_B} = \frac{3 \rho_T G_T}{4 \pi R^3 \rho_T \int_0^\infty f(R, \tau) dR G_B} = \frac{3 G_P}{4 \pi R^3 \int_0^\infty f(R, \tau) dR} \quad (2.164)$$

та вираз

$$N \pi R^2 = F_w = 6(1 - \varepsilon)/d, \quad (2.165)$$

де G_P – відносна витрата як відношення витрат продукту та повітря, (кг/кг);

ε – порізність шару;

d – середній діаметр частинок у шарі (м);

u_T – швидкість твердих частинок по осі X , (м/с).

Відкидаючи в рівнянні (2.164) знаки інтегрування та з урахуванням умови нормування функції розподілу частинок за розмірами

$$\int_0^\infty f(R, \tau) dR = 1. \quad (2.166)$$

Отримуємо

$$G_p c_T \rho_T \frac{\partial t(\tau)}{\partial \tau} = G_p c_T \rho_T u_T \frac{\partial t(\Delta x, \tau)}{\partial x} - F_{ca} \alpha(R, w) [t(R, \tau) - t_c(\tau)]. \quad (2.167)$$

Рішення рівняння (2.167) дозволяє отримати вираз для розрахунку температурного профілю у завислому шарі зернистого матеріалу з урахуванням особливостей гідродинаміки потоку в робочому об'ємі апарата (третій рівень).

Якщо в рівнянні (2.167) для режиму «ідеального витиснення» припустити $\frac{\partial t(\tau)}{\partial \tau} = 0$, отримуємо вираз для визначення темпера-

тури шару матеріалу, який рухається вздовж газорозподільної решітки зі швидкістю частинок u_T :

$$t(\Delta x) = t(x) \exp \left[-\frac{\alpha b(1-\varepsilon)}{G_p c_T \rho_T d} \right] \frac{x}{u_T} \quad (2.168)$$

або кінцевої температури матеріалу

$$t_{TK} = t_{CP} + (t_{TP} - t_{CP}) \exp \left[-\frac{\alpha b(1-\varepsilon)}{G_p c_T \rho_T d} \right] \frac{l}{u_T}. \quad (2.169)$$

Для режиму «ідеального змішування» в рівнянні (2.167) припустимо $\frac{\partial t(\Delta x, \tau)}{\partial x} = 0$. Тоді отримаємо вираз для визначення шару

матеріалу, який перемішується в киплячому або завислому шарі за час перебування його частинок τ_{np} :

$$t(\Delta \tau) = t(\tau) \exp \left[-\frac{\alpha b(1-\varepsilon)}{G_p c_T \rho_T d} \right] \tau_{np} \quad (2.170)$$

або кінцевої температури матеріалу

$$t_{TK} = t_{CP} + (t_{TP} - t_{CP}) \exp \left[-\frac{\alpha b(1-\varepsilon)}{G_p c_T \rho_T d} \right] \tau_{np}. \quad (2.171)$$

Розрахунок кінцевої температури матеріалу, який охолоджується за рахунок руху потоку по похилих полицях у полицному апараті, проводять по комбінованій моделі «ідеальне витиснення

(на поверхні полки) – ідеальне перемішування (над розвантажувальним простором)» відповідно рівнянню

$$t_{TK} = t_{СП} + (t_{ТП} - t_{СП}) \exp \left[- \left(\frac{l_{П} + \tau_{np}}{u_{T}} + \tau_{np} \right) \frac{\alpha 6(1-\varepsilon)}{G_{P} C_{T} \rho_{T} d} \right]. \quad (2.172)$$

Значення коефіцієнта тепловіддачі α , який входить до рівнянь (2.169), (2.171), (2.172), знаходяться за критеріальними рівняннями відповідно конкретним умовам міжфазного теплообміну (табл. 2.4).

Таблиця 2.4. Критеріальні рівняння по теплообміну у дисперсних системах

Тип дисперсної системи	Розрахункова формула	Межі використання формули
Теплообмін між твердими частинками та газовим потоком		
Потоки газової суспензії [41]		
Висхідна прямотечія	$Nu = 2 + 0,16Re^{0,667}$ $Nu = 0,194 Re_T^{0,79}$	$0,7 < Re < 200$ $30 < Re_T < 480$
Висхідна прямотечія	$Nu = 1,14Re_T^{0,5}$ $Nu = 2 + 0,51Re^{0,52} \cdot Pr^{0,33}$	$480 < Re_T < 2000$ $0 < Re < 70000$
Протитечія падаючого шару	$Nu = 0,2 Re^{0,82}$	$60 < Re < 500$
Протитечія падаючого шару	$Nu = 0,403Re^{0,63}$	$95 < Re < 2000$
Потоки гальмівної протитечійної газової суспензії	$Nu = 0,8Re_T^{0,62}$	$1440 < Re_T < 1840$
Полиці з отворами	$Nu = 0,99Re_T^{0,57}$	$2200 < Re_T < 3330$
Суцільні полиці	$Nu = 0,02Re_T^{0,8}$	$19 < Re_T < 38$
Гравітаційно падаючий шар		
Каскад похилих перфорованих полиць [37]	$Nu = 1,5Re^{0,2}$	$35 < Re < 320$
Поток флюїдної газової суспензії [41]	$Nu = Nu_c(1 + 12Re^{-0,3} G_p^{0,76})$	$9000 < Re < 19200$
Щільний шар [53]		
Нерухомий шар	$Nu_{ca} = 0,106Re$	$Re < 200$
Нерухомий шар	$Nu_{ca} = 0,61Re^{0,67}$	$Re > 200$

Продовження табл. 2.4.

Тип дисперсної системи	Розрахункова формула	Межі використання формули
Шар, який гравітаційно опускається	$Nu_{cl} = 0,1Re_{cl}$	$40 < Re < 200$
Шар, який гравітаційно опускається	$Nu_{cl} = 0,286Re_{cl}^{0,8}$	$210 < Re < 610$
Поперечно продуваний шар, який рухається похило	$Nu_{cl} = 0,25Re_{cl}^{0,78}$	$200 < Re < 1400$
Псевдозріджений шар [69]		
Псевдозріджений шар	$Nu_{cl} = 0,0133Re^{1,6}$	$Re < 80$
Псевдозріджений шар	$Nu_{cl} = 0,316Re^{0,8}$	$60 < Re < 500$
Фонтануючий шар [13]		
Фонтануючий шар	$Nu_{cl} \frac{2}{1 - (1 - \varepsilon)^{\frac{1}{3}}} - 0,7\varepsilon \cdot Re^{0,55}$	Для фонтана $Re > 1000$
Фонтануючий шар	$Nu_{cl} = 0,42 + 0,35Re^{0,8}$	Для кільця $Re < 100$
Зважений шар [28]		
Зважений шар	$Nu_{cl} = 0,38Re^{0,73}$	$Re < 180$
Зважений шар	$Nu_{cl} = 0,0045Re^{1,73}$	$Re > 180$
Теплообмін між твердими частинками і поверхнею теплообміну		
Потоки газової суспензії [41]		
Поздовжнє обтікання теплообмінної поверхні	$Nu_{п} = 0,051Pe^{0,73} \times \left(1 + c_m \frac{G_p}{c}\right)^{0,45}$	
Поперечне обтікання теплообмінної поверхні	$Nu_{п} = 0,074Re^{0,75} \times \beta^{0,39} \cdot \left(\frac{t_T}{t_c}\right)^{0,95}$	$1700 < Re < 6300$
Теплообмін зі стінкою апарата при висхідному потоці газової суспензії	$Nu_{п} = 0,078Re^{0,56} G_p^{0,45}$	$178 < Re < 21\ 100$
Щільний шар [70]		
Теплообмін зі стінкою апарата	$Nu = 2,35 \left[Pe \left(\frac{D_2}{L} \right) \right]^{0,4}$	

Продовження табл. 2.4.

Тип дисперсної системи	Розрахункова формула	Межі використання формули
Поздовжнє омивання плоских поверхонь пластин і решіток	$Nu = 0,9Pe^{0,5}$	$35 < Pe < 2400$
Поперечне омивання пучка труб	$Nu = 0,187Pe^{0,24} \times \left(\frac{D_p}{d_m}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{S_{mp}}{D_p}\right)^{-0,6}$	$100 < Pe < 1100$
Псевдозріджений шар [16]		
Теплообмін між шаром та внутрішньою поверхнею	$Nu_{max} = 0,75Ar^{0,22} \times \left(1 - \frac{d_m}{S_{mp}}\right)^{0,14}$	Вертикальний трубний пучок
Теплообмін між шаром та внутрішньою поверхнею	$Nu_{max} = 0,79Ar^{0,22} \times \left(1 - \frac{d_m}{S_{mp}}\right)^{0,25}$	Горизонтальний трубний пучок
Теплообмін зі стінкою апарата	$Nu_{max} = 0,86Ar^{0,2}$	$30 < Ar < 135\ 000$

Розроблена математична модель дозволяє скласти інженерну методику розрахунку процесу охолодження матеріалу в апаратах киплячого або завислого шарів, яка складається з двох основних етапів: 1) за рівнянням (2.144) визначається час охолодження частинок матеріалу до технологічно необхідної температури t_{κ}^* ; 2) за рівняннями (2.169), (2.171), (2.172) визначається кінцева температура матеріалу, виходячи з умови $t_{\kappa} \leq t_{\kappa}^*$, $\tau_{ox} \leq \tau_{np}$, $\tau_{ox} \leq (x/u_T)$.

На рис. 2.13 наведено результати моделювання у вигляді графічної залежності поточних значень середньої об'ємної температури гранул від швидкості газового потоку, які характеризують певну ефективність охолодження гранул у різних гідродинамічних режимах.

Розрахунки здійснювалися для умов охолодження гранул суперфосфату (середній діаметр – 2 мм, початкова температура гранул – 90 °С, початкова температура повітря 20 °С, наведена форма – куляста).

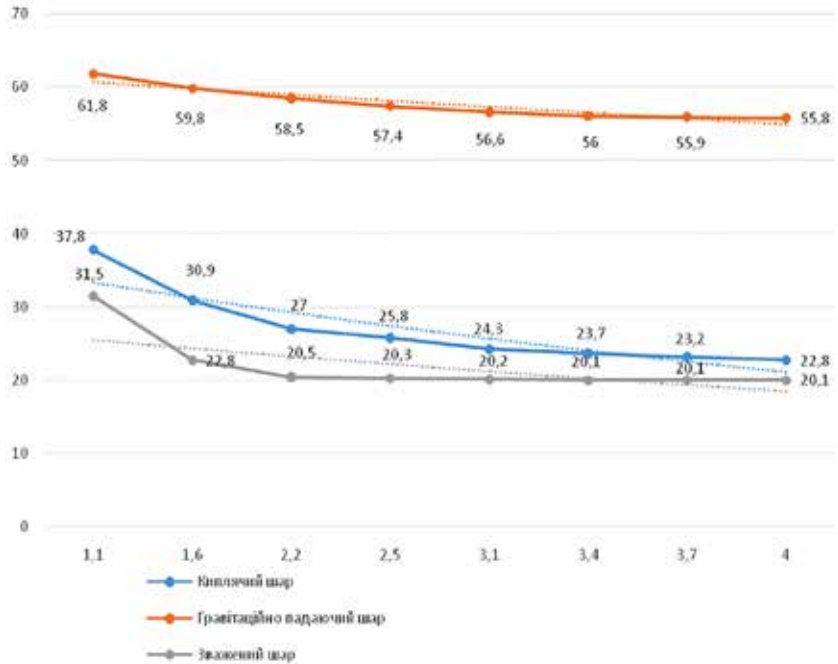


Рисунок 2.13. Графік залежності середньої об'ємної температури гранул від швидкості повітряного потоку в киплячому, гравітаційно падаючому та зваженому шарів при часу охолодження 8,33 с

У гідродинамічному режимі гравітаційно падаючого шару ефективність охолодження гранул досить низька, бо це показує пологий характер залежності, яка має вигляд практично прямої лінії. Цей факт пояснюється недостатнім часом перебування гранул у робочому об'ємі апарата, який працює в гідродинамічному режимі гравітаційно падаючого шару. Різниця між поточними значеннями середньої об'ємної температури гранул у діапазоні швидкостей газопотоку 1,1–3,1 м/с досить незначна та становить $\Delta t = 0,8\text{--}2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ще більш негативна тенденція ($\Delta t = 0,1\text{--}0,6\text{ }^{\circ}\text{C}$) зберігається навіть за високих швидкостей газопотоку 3–4 м/с, тобто гідродинамічний режим гравітаційно падаючого шару не може бути рекомендований для ефективного та повного охоло-

дження гранул суперфосфату до технологічно необхідної температури 40–45 °С. У гідродинамічному режимі киплячого шару в межах швидкостей газового потоку 1,1–3,1 м/с засвідчується достатнє зниження поточних значень середньої об'ємної температури гранул, тобто $\Delta t = 1,5\text{--}6,9$ °С, а за швидкостей газового потоку більше 3,1 м/с характер лінії залежності достатньо пологий ($\Delta t = 0,4\text{--}0,6$ °С). У гідродинамічному режимі зваженого шару також має місце достатнє зниження поточних значень середньої об'ємної температури гранул, у межах $\Delta t = 2,3\text{--}8,7$ °С, але за менших швидкостей газового потоку 1,1–2,2 м/с. У разі швидкості газового потоку більше 2,2 м/с характер лінії залежності має вигляд практично прямої ($\Delta t = 0\text{--}0,2$ °С).

Отже, гідродинамічні режими киплячого та зваженого шарів є досить ефективними та можуть бути реалізовані в охолоджувачах для повного охолодження гранул суперфосфату до технологічно необхідної температури 40–45 °С.

Експериментальні дослідження процесу охолодження гранульованих та зернистих матеріалів

3.1. Закономірності охолодження зернистих матеріалів у полицних апаратах

Ефективність процесу охолодження гранульованих і зернистих матеріалів у полицному апараті досліджувалася шляхом установки в його робочому просторі похилої полиці з живим перетином від 5 до 30% при зміні величини відношення l/B у межах від $l/B = 1$ (апарат із вільним перетином типу пневмотруб) до $l/B = 0$ (апарат киплячого шару). Як впливає з графіків (рис. 3.1), величина

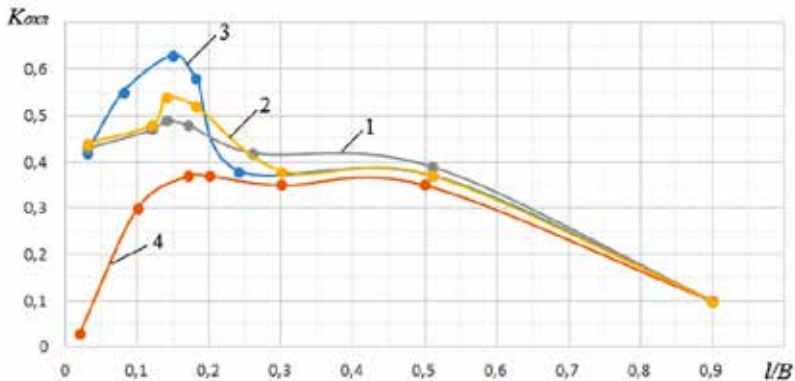


Рис. 3.1. Залежність ступеня охолодження від ширини розвантажувального простору: 1–4 – живий перетин полиці, 5, 10, 15 і 30% відповідно. Дослідний матеріал – полідисперсна суміш гранульованого суперфосфату

коефіцієнта охолодження різко збільшується в разі зменшення величини відношення l/B від 1 до 0,5, потім його зростання уповільнюється і за зменшення величини відношення l/B від 0,5 до 0,3 залишається практично незмінною.

Як критерій для оцінки ступеня охолодження матеріала в охолоджувачі використовувався коефіцієнт охолодження, який становив собою відношення фактично відведеного тепла до тієї кількості тепла, яке відводиться при повному охолодженні матеріалу до початкової температури охолоджуючого повітря:

$$K_{охл} = \frac{Q_{факт}}{Q_{повн}} = \frac{t_{ГП} - t_{ГК}}{t_{ГП} - t_{СП}}, \quad (3.1)$$

де $t_{ГП}$, $t_{ГК}$, $t_{СП}$ – початкова, кінцева температури гранул та початкова температура охолоджуючого повітря відповідно, °С.

Такий характер зміни ефективності процесу охолодження матеріалу пояснюється тим, що, крім аеродинамічного гальмування твердих частинок матеріалу висхідним повітряним потоком, що має місце в апаратах з вільним перерізом (якщо $l/B = 1$), додається ефект механічного гальмування частинок встановленим у вертикальному каналі похилою полкою. Це збільшує теплоснімання від оброблюваного матеріалу внаслідок збільшення часу перебування частинок у робочому обсязі апарату. Коефіцієнт охолодження матеріалу в поличному апараті порівняно з апаратами типу «пневмотруб» (вільний переріз) збільшується в 2,0–2,2 рази. При цьому матеріал, рухаючись у режимі «гравітаційно падаючого шару», інтенсивно контактує з потоком повітря, що надходить як через отвори полиці, так і через розвантажувальний простір. Частинки матеріалу, володіючи достатньою силою інерції на виході із завантажувального патрубку, «проскакують» над поверхнею похилої полиці, не затримуючись на ній. Тому процес охолодження частинок матеріалу на поверхні полиці не лімітується гідродинамікою руху шару по її поверхні, а визначається лише довжиною полиці. Унаслідок утворення невеликого накопичення шару матеріалу на поверхні стінки апарату навпроти краю полиці час перебування частинок дещо збільшується. У цій зоні частинки матеріалу інтенсивно взаємодіють з повітряним потоком, що й зумовлює більш ефективний контакт фаз саме в розвантажувальному просторі. Незначне збільшення швидкості повітряного

потоків в розвантажувальному просторі при зменшенні величини відношення l/B від 0,5 до 0,3 і живого перерізу полиці від 30 до 5% впливає на деяке підвищення коефіцієнта охолодження матеріалу при зазначених конструктивних параметрах полицного контакту.

За подальшого зменшення величини відношення l/B (менше 0,3) коефіцієнт охолодження матеріалу значно зростає (рис. 3.1) у результаті інтенсифікації контакту фаз унаслідок утворення зваженого шару матеріалу, частинки якого активно взаємодіють із повітряним потоком як на поверхні полиці, так і в зоні розвантажувального простору. Оскільки в разі зменшення величини відношення l/B підвищується швидкість повітряного струменя, що входить у зважений шар матеріалу через розвантажувальний простір, це є основним фактором інтенсифікації контакту твердих частинок матеріалу з потоком повітря. Збільшенню теплознімання від оброблюваного матеріалу в режимі «зваженого шару» сприяє зростання часу перебування частинок унаслідок їх неодноразової циркуляції над розвантажувальним простором. Ефективність процесу охолодження в режимі «зваженого шару», як випливає з рис. 3.1, вище в 1,2–1,5 рази порівняно з апаратами, коли на газорозподільних решітках утворюється киплячий шар матеріалу ($l/B = 0$).

Максимальна ефективність охолодження матеріалу в режимі «зваженого шару» засвідчується в разі встановлення похилої полиці з величиною відношення $l/B = 0,15$, нижче за яку ефективність знижується. Це пояснюється тим, що швидкість, а, відповідно, і витрата повітряного потоку, що надходить через розвантажувальний простір, зменшуються внаслідок перерозподілу потоку повітря в отвори похилої полиці. При цьому інтенсивність контакту фаз у зоні розвантажувального простору значно знижується. Найбільша ефективність процесу охолодження досягається при встановленні в робочому просторі апарата полицного контакту з живим перерізом 15% і найменша – 30%. У разі встановлення полиці з живим перерізом менше 15% площа контакту частинок матеріалу з повітряними струменями, що виходять з отворів полиці, недостатня для ефективного охолодження матеріалу на поверхні полиці, а більше 15% – знижується інтенсивність контакту фаз у зоні розвантажувального простору ранства і над ним за рахунок зменшення швидкості повітряного струменя в результаті ефекту

перерозподілу потоку повітря в бік отворів полиці. Унаслідок цього коефіцієнт охолодження матеріалу знижується.

Досягнення найбільшої ефективності процесу охолодження матеріалу в гравітаційному поличному апараті при встановленні в ньому похилої полиці з величиною відношення $l/B = 0,15$ і живим перерізом, рівним 15%, визначається рівністю витрат потоків повітря, що йдуть як через розвантажувальний простір, так і через отвори полиці за рахунок однакової площі живого перерізу розвантажувального простору та поверхні полиці (по 15%). Унаслідок цього як на поверхні похилої полиці, так і в зоні розвантажувального простору засвідчується максимальна ефективність процесу охолодження матеріалу.

Оптимальна величина кута нахилу полиці, за якої досягається найбільша ефективність процесу охолодження матеріалу, визначена в межах $20-25^\circ$ до лінії горизонту. При встановленні полиці в робочому об'ємі апарата з кутом нахилу більше від зазначеного діапазону частинки матеріалу рухаються по поверхні похилої полиці з великою швидкістю, маючи незначний час контакту з повітряним потоком, що проходить через отвори полиці, а менше – унаслідок гальмування частинок матеріалу на поверхні полиці, на ній утворюється щільний шар, який недостатньо продувається повітряним потоком, через що ефективність процесу охолодження матеріалу в такому шарі знижується.

З викладеного вище випливає, що для ефективного проведення процесу охолодження гранульованих і зернистих матеріалів у поличному апараті необхідно в його робочому об'ємі встановлювати похилі полиці з величиною відношення $l/B = 0,15$ і живим перерізом, рівним 15%, при кутах нахилу полиці $20-25^\circ$ до лінії горизонту. При цьому в робочому об'ємі апарата реалізується режим «зваженого шару», в якому інтенсивність охолодження матеріалів підвищується в порівнянні з їх обробкою в псевдозрідженому шарі і в каналах з вільним перетином.

3.2. Особливості міжфазного теплообміну частинок матеріалу з висхідним повітряним потоком

Вплив швидкості повітряного потоку на інтенсивність процесу міжфазного теплообміну подано залежністю критерію Нусельта від критерію Рейнольдса $Nu = f(Re)$ (рис. 3.2), що враховує особливості процесу міжфазного теплообміну, який відбувається окремо як на поверхні похилої полиці, так і в зоні розвантажувального простору.

З графіка видно, що інтенсивність міжфазного теплообміну між повітряним потоком, що надходить з отворів похилої полиці, і частинками, що знаходяться на поверхні полиці, підвищується незначно зі збільшенням швидкості повітряного потоку у вільному перетині апарата. Це зумовлено тим, що частинки матеріалу, які надходять із завантажувального патрубку, рухаються поверхнею полиці з досить великою швидкістю, а час контакту частинок з повітряними струменями, що виходять з отворів полиці, невеликий. Тому процес охолодження частинок матеріалу на поверхні похилої полиці лімітується не гідродинамічними умовами, що впливають на процес міжфазного теплообміну, а довжиною полиці,

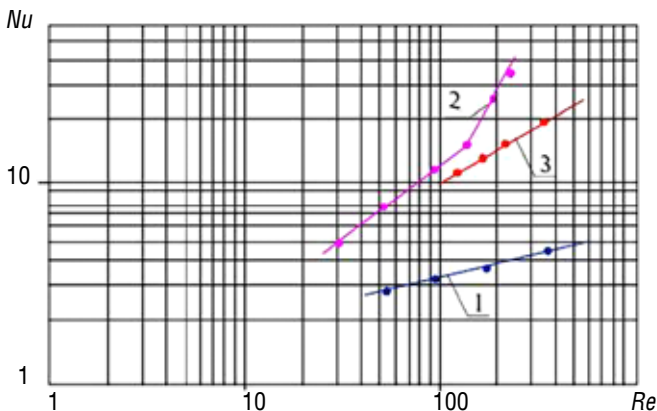


Рис. 3.2. Вплив швидкості потоку газу на інтенсивність міжфазного теплообміну: 1 – режим гравітаційно падаючого шару; 2 – режим зваженого шару; 3 – киплячий шар на горизонтальній решітці. Матеріал – гранульований суперфосфат. Вирати матеріалу – 6 кг/м²с

тобто часом перебування частинок матеріалу. Тому температура шару матеріалу під час руху поверхнею похилої полиці знижується незначно, тобто з початкової 90 °С на вході полиці до 75 °С в кінці полиці і до 60–66 °С в зоні розвантажувального простору. Унаслідок недостатнього часу контакту шару матеріалу з повітряним потоком, що швидко рухається, значення критерію Nu , отримані для умов міжфазного теплообміну на поверхні похилої полиці в умовах реалізації в робочому об'ємі апарата режиму гравітаційно падаючого шару, потрапляють в область менше 2.

Залежність шару частинок, зважених у зоні розвантажувального простору як гравітаційно падаючого шару має складніший характер (рис. 3.2, залежність 2). За відносно невисоких значень $Re < 173$ (швидкість повітряного потоку до 2,4 м/с) інтенсивність міжфазного теплообміну невисока. Потік матеріалу, розвантажуючись з похилої полиці, рухається по інерції в напрямку стінки апарата і, гальмуючись об її поверхню, утворює ущільнений шар матеріалу. Енергії повітряного потоку, що рухається через розвантажувальний простір з незначною швидкістю, недостатньо для «проникнення» газового струменю вглиб шару, концентрація частинок, в якому зростає. Тому в шарі має місце стисненість руху частинок одна щодо одної, що призводить до падіння їх відносної швидкості, до зменшення свободи їх орієнтування й обертання, а також зменшення поверхні інтенсивного контакту частинок матеріалу з повітряним потоком.

За подальшого збільшення швидкості повітряного потоку негативний вплив зростання концентрації частинок у зоні простору розвантажувальної щілини на інтенсивність міжфазного теплообміну зменшується і при значенні $Re \geq 173$ повністю виводиться. Після точки перегину ($Re = 173$) засвідчується значне підвищення інтенсивності міжфазного теплообміну унаслідок підвищеної турбулізації повітряного потоку, що рухається через розвантажувальний простір зі швидкістю, що збільшується.

Збільшення швидкості повітряного потоку в розвантажувальному просторі призводить до ущільнення упаковки частинок у шарі накопичення матеріалу. Унаслідок цього повітряний потік омиває такий шар матеріалу лише по його периферії, проходячи переважно через розвантажувальний простір, вільний

від матеріалу. Тому у внутрішніх точках об'єму шару матеріалу частинки недостатньо контактують з повітряним потоком і не встигають ефективно охолонути перед виведенням їх із шару через розвантажувальний простір. Унаслідок цього збільшення інтенсивності міжфазного теплообміну з підвищенням швидкості повітряного потоку в цілому для режиму гравітаційно падаючого шару (якщо $l/B = 0,5$ та $f_{II} = 5\%$) відбувається повільно (залежність 3, рис. 3.2). При встановленні у вертикальному каналі апарата похилої полиці з величиною відношення $l/B = 0,15$ і живим перерізом полиці, рівним 15%, до значення $Re = 120$ (швидкість повітряного потоку 1,69 м/с), інтенсивність міжфазного теплообміну частинок матеріалу з повітряним потоком на поверхні і в зоні розвантажувального простору однакова, як і в разі встановлення у вертикальному каналі апарата полицного контакту з величиною відношення $l/B = 0,5$ і живим перерізом полиці, рівним 5%, оскільки як і в першому випадку, так і в другому потік матеріалу рухається в одному режимі – режимі гравітаційно падаючого шару. Відповідно, кути нахилу залежності 1 та першої ділянки залежності 2 (рис. 3.2) практично однакові. При цьому досягнення критерієм Nu більш високих значень пояснюється підвищенням швидкості повітряного потоку в розвантажувальному просторі при зменшенні відношення l/B .

При переході гравітаційно падаючого шару матеріалу у зважений стан (якщо $Re = 140$, $W = 1,96$ м/с) відбувається значне підвищення інтенсивності міжфазного теплообміну внаслідок утворення на поверхні похилої полиці шару матеріалу, в якому частинки завдяки збільшенню часу контакту з повітряними струменями, що виходять з отворів полиці, охолоджуються більш ефективно. Подальше збільшення інтенсивності міжфазного теплообміну на поверхні похилої полиці пояснюється поліпшенням умов «омивання» частинок повітряним потоком, «розкриття» їх поверхні контакту, а також унаслідок додаткової турбулізації прикордонної плівки в результаті підвищення відносної швидкості сусідніх частинок. У зв'язку з цим шар матеріалу по довжині похилої полиці охолоджується досить ефективно, тобто з початкової 90 °C на вході полиці до 45–48 °C в кінці полиці і до 40–41 °C у зоні розвантажувального простору. У зваженому шарі матеріалу, у зоні над

розвантажувальним простором, відбувається збільшення активної поверхні теплообміну завдяки інтенсивно циркулюючим частинкам матеріалу по всьому об'єму зваженого шару. Тому в зоні простору розвантажувальної щілини шар матеріалу охолоджується найінтенсивніше порівняно з іншими зонами робочого об'єму апарата. Швидкість повітряного струменя по мірі віддалення зони розвантажувального простору знижується, що зумовлює зменшення інтенсивності процесу охолодження матеріалу у верхній частині зваженого шару. Це дозволяє дійти висновку, що в режимі зваженого шару найбільшу інтенсифікуючу дію надає повітряний струмінь, що входить у зважений шар матеріалу через розвантажувальний простір з досить високою швидкістю, яка дорівнює 5–6 м/с. Зважаючи на розширення повітряного струменя на виході з простору розвантажувальної щілини, забезпечується інтенсивна взаємодія по всій площі зваженого шару в режимі фільтрації. При розвантаженні матеріалу нижня частина зваженого шару частково перебиває розвантажувальний простір, що викликає деяке збільшення швидкості повітряного потоку в цій зоні і перерозподіл його в отвори полиці. При цьому заміна режиму рівномірної фільтрації шару матеріалу повітряним потоком проривом повітряного струменя через шар матеріалу, зваженого над розвантажувальним простором, викликає відтиснення частинок матеріалу на поверхні полиці проти напрямку їх руху. Тому такий змінний режим обумовлює пульсуючий характер взаємодії частинок матеріалу з повітряним потоком не тільки в шарі матеріалу, зваженого над розвантажувальним простором, а й у шарі, що рухається поверхнею похилої полиці. Це підвищує інтенсивність контакту фаз, а, відповідно, коефіцієнт тепловіддачі в режимі зваженого шару (рис. 3.3, крива 1) порівняно з псевдозрідженим шаром (рис. 3.3, крива 2). У режимі зваженого шару частинки матеріалу охолоджуються більш інтенсивно, за короткий проміжок часу, ніж у псевдозрідженому шарі. Якщо у зваженому шарі на похилій перфорованій полиці з живим перерізом 15% та $l/B = 0,15$ продукт охолоджується з початкової температури 90 °С до 40–45 °С, то в режимі псевдозрідженого шару на провальній решітці з живим перерізом 30% матеріал охолоджується до 65–68 °С. Унаслідок спрямованого руху шару матеріалу по поверхні похилої полиці до розвантажувального простору

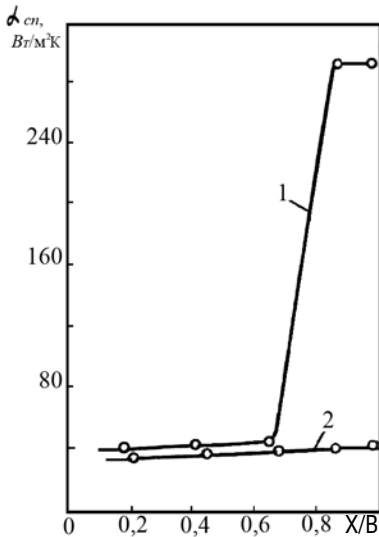


Рис. 3.3. Зміна величини коефіцієнта теплопередачі в шарі матеріалу по довжині робочого об'єму апарата:

1 – режим зваженого шару ($l/B = 0,15$, $f_{\pi} = 15\%$); 2 – псевозріджений шар ($l/B = 0$, решітка провальна, $f_{\pi} = 5\%$).

Матеріал – гранульований суперфосфат.
Вироти матеріалу – $6 \text{ кг/м}^2\text{с}$

в такому шарі відсутнє поздовжнє перемішування, шар матеріалу рухається в ідеальному режимі витіснення, знижуючи початкову температуру в 1,5–1,8 рази. У шарі матеріалу, зваженого над розвантажувальним простором, унаслідок того що частинки інтенсивно циркулюють, відбувається деяке вирівнювання температур по об'єму шару. У зоні розвантажувального простору внаслідок взаємодії частинок матеріалу, які вивантажуються через розвантажувальний простір, з повітряним струменем, що має тут максимальну швидкість, засвідчується найбільш інтенсивне зниження температури матеріалу (з початкової температури $90 \text{ }^\circ\text{C}$ на вході до полиці до $40\text{--}41 \text{ }^\circ\text{C}$ у розвантажувальному просторі).

Залежності, наведені на рис. 3.2, описуються такими співвідношеннями:

- для режиму гравітаційно падаючого шару:

- на поверхні полиці – $Nu = 0,05 \cdot Re^{0,58}$; (3.2)

- у зоні простору – $Nu = 1,2 \cdot Re^{0,32}$ ($Re < 173$); (3.3)

- у зоні розвантажувальної щілини

- $Nu = 0,013 \cdot Re^{1,23}$ ($Re > 173$); (3.4)

- загалом всього шару – $Nu = 1,5 \cdot Re^{0,21}$; (3.5)

- для режиму зваженого шару:

- $Nu = 0,05 \cdot Re^{0,62}$ ($Re < 173$); (3.6)

- на поверхні полиці – $Nu = 10^{-5} \cdot Re^{2,39}$ ($Re > 173$); (3.7)

- у зоні розвантажувальної щілини
 - $Nu = 0,38 \cdot Re^{0,73}$ ($Re < 173$); (3.8)
 - $Nu = 0,0045 \cdot Re^{1,73}$ ($Re > 173$); (3.9)
- загалом всього шару – $Nu = 1,3 \cdot 10^{-4} \cdot Re^{2,14}$. (3.10)

Проведені експериментальні дослідження дозволили визначити активну зону теплообміну поличного апарату – зону розвантажувального простору. Порівнюючи залежність 2 (рис. 3.2), отриману для «активної» зони теплообміну поличного апарату, із залежністю 3, характерною для псевдозрідженого шару, бачимо, що інтенсивність міжфазного теплообміну в першому випадку дещо вища.

Інтенсивність міжфазного теплообміну в цілому для всього шару матеріалу в робочому об'ємі апарату при реалізації в ньому режиму зваженого шару в зоні над розвантажувальним простором після досягнення певної швидкості повітряного потоку (якщо

$Nu_v \cdot 10^{-3}$

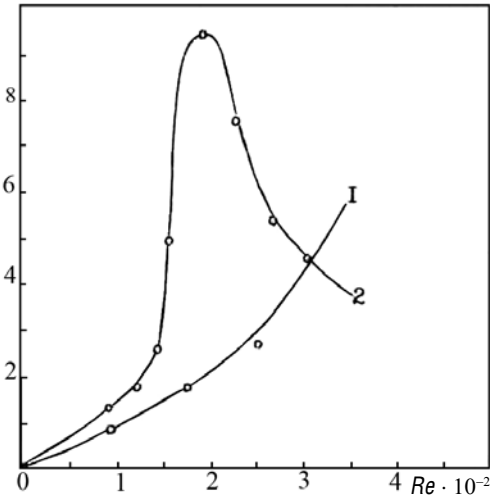


Рис. 3.4. Залежність величини питомого об'ємного теплотзнімання (характеризується величиною Nu_v) від швидкості повітряного потоку (характеризується величиною Re): 1 – режим гравітаційно падаючого шару; 2 – режим зваженого шару

$Re \geq 180$, $W = 2,5$ м/с) знижується, що пов'язано зі зважуванням у зоні над розвантажувальним простором дедалі більшої кількості частинок матеріалу, унаслідок чого концентрація їх підвищується, збільшується неоднорідність зваженого шару та стислість їх руху. Однак разом з цим необхідно враховувати, що кількість тепла, яка передається, залежить не тільки від коефіцієнта міжфазного теплообміну, а й від величини поверхневого контакту частинок, які одночасно знаходяться в робочому об'ємі апарата. Тому підвищення концентрації твердих частинок матеріалу в робочому об'ємі апарата внаслідок зважування їх у надполичному просторі доцільне в разі, коли зниження першого фактора позначиться меншою мірою, ніж збільшення другого. З рис. 3.4 видно, що характер залежності $Nu_v = f(Re)$ при охолодженні матеріалу в режимі зваженого шару має максимальний перепад. Це пояснюється наявністю оптимальної величини концентрації, що відповідає максимальній інтенсивності тепловіддачі та зниженню її при перевищенні цієї оптимальної величини. Для режиму гравітаційно падаючого шару характерним є закономірне підвищення об'ємного теплотримання. Отже, підвищення швидкості повітряного потоку з метою інтенсифікації теплоперенесення в завислому шарі матеріалу необхідно здійснювати до певного значення.

Техніко-економічні аспекти вибору та експлуатації конвективних охолоджувачів

4.1. Порівняння експлуатаційних характеристик конвективних охолоджувачів. Обґрунтування конструкції поличного охолоджувача-пневмокласифікатора

При виборі раціонального типу охолоджувача необхідно враховувати такі вимоги:

- 1) мінімальна вартість, а саме: зменшення енергетичних, капітальних та експлуатаційних витрат;
- 2) висока інтенсивність проведення процесу охолодження та забезпечення оптимальної технологічності, а саме: реалізація в апаратах активних гідродинамічних режимів, забезпечення простоти обслуговування, автоматизації, безпеки та екологічності процесу;
- 3) отримання якісного продукту, а саме: заданої дисперсності, хімічного складу, достатньої міцності тощо.

Отримані дані щодо дослідження процесу охолодження різних полідисперсних матеріалів як на лабораторних, так і на дослідно-промислових установках показали певні переваги роботи поличного охолоджувача порівняно з основними типами конвективних охолоджувачів, що застосовуються на цей час у промисловості. Залежності коефіцієнта охолодження продукту від відношення водяного еквівалента охолоджуючого повітря (W_B) до водяного еквівалента продукту (W_T), які зображені на рис. 4.1, показують достатню ефективність поличного апарата щодо охолодження продукту при питомих витратах охолоджуючого повітря (а отже,

і енергетичних витратах) в 1,5–2,0 рази менше від питомих витрат та площі апаратів псевдозрідженого шару, які працюють за наближеними схемами повного витіснення (з тонким шаром) та повного перемішування (з високим шаром). Це пов'язано з тим, що наближення до схеми повного витіснення в поличних апаратах більше, оскільки швидкість потоку матеріалу є вищою і меншою від відношення висоти шару, що рухається поверхнею поличкового контакту, до довжини перерізу апарата. Тут відсутнє поздовжнє перемішування, і при перехресному русі потоків матеріалу й охолоджуючого середовища зберігаються максимальні значення величини рушійної сили процесу, що позитивно впливає на ефективність охолодження. У зоні розвантажувального простору реалізується режим активного перемішування, що інтенсифікує охолодження, після того як рушійна сила знизилася. При зменшенні ширини зони перемішування (ширини розвантажувального простору) підвищується ефективність охолодження (рис. 4.1, криві I, II та III). По мірі збільшення питомої витрати охолоджуючого середовища внаслідок збільшення концентрації частинок матеріалу в робочому об'ємі апарата збільшується перемішування матеріалу в шарі, що знижує ефективність охолодження. Збільшення числа поличних контактів (рис. 4.1, криві IV, V і VI) підвищує коефіцієнт охолодження за досить економного витрачання охолоджуючого середовища. У міру зниження коефіцієнта охолодження криві зближаються. Тому, якщо $K_{\text{охол}} < (0,40-0,45)$, застосування поличного охолоджувача з кількома контактними елементами стає недоцільним.

В апаратах псевдозрідженого шару, що працюють за схемою повного витіснення (рис. 4.1, крива VIII), ефективність охолодження вище порівняно з апаратами, які працюють за схемою повного перемішування (рис. 4.1, крива VII). Тому енергетично вигідними виявляються охолоджувачі з невисоким (до 100–150 мм) киплячим шаром (рис. 4.1, точки 1 і 2). Однак охолоджувачі з високими киплячими шарами (на рис. 4.1, точки 5) характеризуються дещо більшим значенням $K_{\text{охол}}$, внаслідок більш значного часу обробки матеріалу в киплячому шарі. Дво- та триступінчасті охолоджувачі киплячого шару за однакових витрат охолоджуючого повітря дозволяють підвищити значення $K_{\text{охол}}$ до 0,8–0,9 (на рис. 4.1, точки 3 і 4).

Отже, до продуктивності 20–25 т/год доцільно використовувати охолоджувачі полицного типу й одноступінчасті охолоджувачі киплячого шару, які за достатньої ефективності ($K_{охол} = 0,5-0,8$) мають більш низькі енергетичні витрати. За продуктивності більше 25–30 т/год необхідно використовувати дво- і триступінчасті охолоджувачі киплячого шару з безліччю фонтанів та з колосниковою решіткою. Незважаючи на значні габарити та енергетичні витрати, дані охолоджувачі забезпечують високу ефективність охолодження ($K_{охол} = 0,8-0,99$).

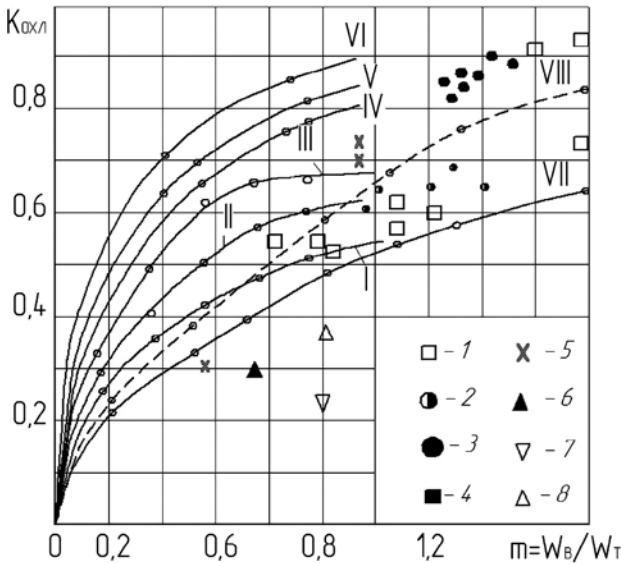
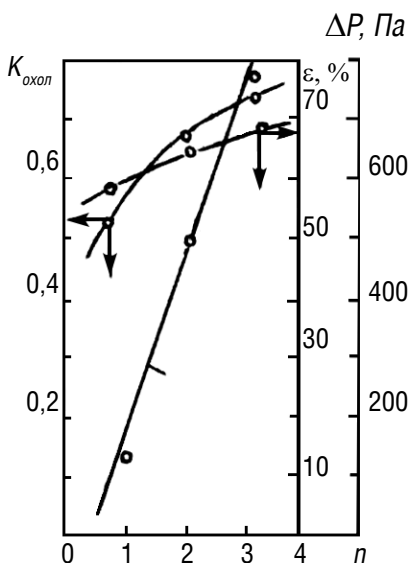


Рис. 4.1. Зіставлення експлуатаційних характеристик конвективних охолоджувачів: Полицний охолоджувач: I – довжина полиці становить 50% довжини перерізу апарата; II – довжина полиці становить 70% довжини перерізу апарата; III – довжина полиці становить 85% довжини перерізу апарата; IV – охолоджувач має дві полиці; V – охолоджувач має три полиці; VI – охолоджувач має чотири полиці. Охолоджувач псевдозрідженого шару, які працюють за схемою [11]: VII – схема повного перемішування; VIII – схема повного витіснення. Охолоджувач псевдозрідженого шару [11]: 1, 5 – одноступінчастий прямокутний; 2 – одноступінчастий циліндричний; 3, 4 – двоступінчастий. Барабанний обертовий охолоджувач [11]: 6 – одноходовий; 7 – секційний; 8 – двостінний

Барабанні обертові охолоджувачі (рис. 4.1, точки 6, 7, 8) характеризуються низькими значеннями коефіцієнта охолодження. Однак при охолодженні полідисперсних матеріалів зі значним вмістом (до 60–80%) дрібних фракцій вони економічно є більш вигідними завдяки зниженню капітальних та експлуатаційних витрат на установку та обслуговування обладнання для очищення пилового газу.

Оскільки процеси пневмокліфікації й охолодження полідисперсних матеріалів повинні здійснюватися в різних гідродинамічних режимах, то поличний охолоджувач-пневмокласифікатор повинен складатися з двох секцій, розташованих одна над одною – верхньої для пневмокліфікації та нижньої – для охолодження (рис. 1.17). При цьому верхня секція, що працює в режимі гравітаційно падаючого шару, призначена для виділення фракцій менше 1 мм від полідисперсної суміші вихідного матеріалу та часткового охолодження продукту. З рис. 4.2 випливає, що ефективність процесу вилучення фракції менше ніж 1 мм у винос газовим потоком збільшується на 5–10% зі збільшенням кількості полиць у секції пневматичної класифікації на одну, а гідравлічний опір при цьому – на 25–30%. Тому



доцільніше для підвищення ефективності процесу сепарації йти шляхом збільшення швидкості потоку повітря до значення першої критичної, а установка кількох поличних контактів у секції пневматичної класифікації продиктована необхідністю підвищення ефективності процесу охолодження внаслідок

Рис. 4.2. Вплив числа поличних контактів на ефективність роботи та гідравлічний опір поличного охолоджувача-пневмокласифікатора

збільшення часу перебування частинок у робочому об'ємі секції. Нижня секція полицного апарата (рис. 1.17) призначена для повного охолодження полідисперсного матеріалу до технологічно необхідної температури в режимі зваженого шару.

Для апаратів високої продуктивності збільшується питома витрата охолоджуючого повітря. При цьому, як впливає з рис. 4.1, знижується ефективність процесу охолодження в полицному апараті з постійним значенням його площі поперечного перерізу. Тому необхідно збільшити площу перфорованої полиці, щоб зменшити висоту, тобто наблизитися до режиму повного витиснення. Для реалізації стабільного режиму зваженого шару в даному випадку необхідно, відповідно до [71], здійснювати окрему подачу потоку охолоджуючого повітря під поверхню полиці охолоджуючої секції і в зону розвантаження матеріалу з полиці та з різною швидкістю. При цьому на поверхні перфорованої полиці матеріал обробляється в режимі «спокійного» кипіння при швидкості потоку повітря, що перевищує критичну швидкість початку псевдозрідження у 1,5–2,0 рази, а в зоні над розвантажувальним простором – у режимі інтенсивно циркулюючого зваженого шару. Для підвищення ефективності процесу охолодження в гравітаційному полицному апараті розроблено кілька конструкцій полицних контактів. При охолодженні полідисперсного матеріалу з великими частинками (розміром до 7–10 мм) були розроблені полицні контакти у вигляді подвійної решітки [72] і теплообмінника-сепаратора [73], що дозволяє одночасно ефективно охолоджувати й класифікувати вихідний продукт за крупною, середньою та дрібною фракціями. Для посилення гідродинамічних умов фазової взаємодії розроблені полицні контакти [74, 75], на яких матеріал охолоджується в активному аеродинамічному режимі.

4.2. Техніко-економічний та ексергетичний аналізи

Основними показниками ефективності охолоджувальних установок, що використовують тепло, є витрати і втрати ексергії, а також наведені витрати. Ексергія – величина, що характеризує працездатність теплової енергії [76, 77]. Ексергетичні витрати

визначаються за допомогою ексергетичного чи термодинамічного аналізу, а наведені витрати – за допомогою техніко-економічного аналізу.

Наведені витрати на монтаж охолоджувальної установки дорівнюють

$$P = (E_n + E_{ам}) \cdot K, \quad (4.1)$$

де E_n – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень, од./рік;

$E_{ам}$ – нормативний коефіцієнт відрахувань на амортизацію та ремонт обладнання, од./рік;

K – капітальні витрати, од./рік.

Експлуатаційні витрати визначаються з виразу

$$E = S_{ен} + S_o, \quad (4.2)$$

де $\Sigma S_{ен}$ – витрати на енергію та матеріальні потоки (продукт, охолоджувальний агент, проміжний теплоносіє), од./рік;

S_o – витрати на обладнання та накладні витрати, од./рік.

Сумарні наведені витрати визначаються як

$$P = (E_n + E_{ам}) \cdot K + \Sigma S_{ен} + S_o = \Sigma S_{нен} + \Sigma S_{ен}. \quad (4.3)$$

З ексергетичних позицій доцільно розділяти енергетичні ($\Sigma S_{ен}$) та неенергетичні витрати ($\Sigma S_{нен}$).

Сумарні наведені енергетичні витрати визначаються [78] за такими рівняннями:

- через витрачену енергію –

$$\Sigma S_{ен} = E_n \cdot K_e \cdot W + WCq/\eta_e, \quad (4.4)$$

- через поверхню теплообміну –

$$\Sigma S_{ен} = E_n \cdot K_F \cdot F + Q \cdot C_q \cdot L, \quad (4.5)$$

- через ексергію –

$$\Sigma S_{ен} = E_n \cdot K_E \cdot G_m + \Delta E \cdot C_q \cdot L, \quad (4.6)$$

де K_e , K_F , K_E – питомі капітальні вкладення, віднесені відповідно до витраченої енергії, поверхні теплообміну, охолодженого продукту, од./кВт · год, од./м², од./кг;

W – кількість енергії, витраченої при охолодженні, кВт · год;

- F – поверхня теплообміну, м²;
- G_T – витрата охолодженого матеріалу, кг;
- Q – теплове навантаження, кВт;
- $\Delta E = E_{ex} - E_{ex}$ – кількість ексергії, витраченої на процес охолодження, кВт;
- L – кількість годин роботи охолоджувача, год/рік;
- Cq – вартість одиниці тепла, од./кВт·год.;
- η_c – термодинамічний ккд процесу охолодження.

Результати техніко-економічного обґрунтування підсумовуються в порівняльній таблиці, приклад якої наведено в табл. 4.1 (за даними кошторису виробництва мідного купоросу потужністю 160 тис. т/рік).

З таблиці випливає, що поличні охолоджувачі мають менші розміри, меншу металоємність і енергоспоживання порівняно з охолоджувачами киплячого шару і барабанного типу. Останні взяті як базовий варіант для порівняння.

За оцінками деяких авторів [11], залежно від теплового навантаження, в охолоджувачах мінеральних добрив відводиться 20–40% загальної кількості тепла, що віддається добривами в грануляційному процесі. Гарячий продукт передає теплоту

Таблиця 4.1. Техніко-економічні показники конвективних охолоджувачів

Найменування показника	Тип охолоджувача		
	барабанний	киплячого шару	поличний
Продуктивність, т/год	2,0	2,0	2,0
Габарити, м	7,3 x 2,3 x 2,2	1,8 x 1,0 x 3,0	1,5 x 0,6 x 3,3
Витрати металу, тонн	6,3	1,0	0,6
Витрати повітря, тис. м ³ /год	8,5	6,0	4,0
Питома витрата електроенергії, кВт/т	9,1	7,0	3,85
Ціна апарата, од.	1,0	0,26	0,16
Вартість монтажних робіт, од.	1,0	0,096	0,060
Експлуатаційні витрати, од.	1,0	0,77	0,43
Питомі капітальні витрати на 1 т продукта, од.	1,0	0,38	0,22

охолоджуючому повітрю, і, як показали випробування [79], відпрацьоване повітря на виході з поличного охолоджувача має температуру 70–80 °С, тоді як після охолоджувачів киплячого шару температура відпрацьованого повітря досягає 45–50 °С, і тільки у двоярусних охолоджувачах киплячого шару відпрацьоване повітря має температуру 70–75 °С.

У діючих технологіях виробництва мінеральних добрив відпрацьоване повітря після очищення від пилу та фтору викидається в атмосферу [1, 80]. При цьому безповоротно розсіюється, знищується працездатна частина теплової енергії, яка зветься ексергією [77]. Тому підвищення технологічних та енергетичних характеристик охолоджувачів зводиться, насамперед, до можливості використання даної ексергії. У зв'язку з цим можливі такі шляхи утилізації тепла відпрацьованого повітря: утилізація тепла у виносних теплообмінниках-рекуператорах з подальшою рециркуляцією охолодженого повітря; рециркуляція нагрітого, очищеного від пилу відпрацьованого повітря з подальшою подачею його як вторинного в сушарку-гранулятор; утилізація тепла шляхом прямого контакту гарячого матеріалу й відпрацьованого нагрітого повітря з рекуперативними теплообмінниками, встановленими всередині апарата. Перший шлях – неекономічний: потрібні великі поверхні теплообміну для утилізації низькопотенційного тепла газів, що відходять, і значні капітальні та експлуатаційні витрати, є підвищений корозійний знос теплообмінних поверхонь і підвідних трубопроводів через конденсацію вологи з повітря, яке охолоджується. Застосування другого шляху у виробництві мінеральних добрив утруднене через те, що питомі витрати охолоджуючого повітря для промислових охолоджувачів псевдозрідженого шару великі і досягають 1,4–2,8 м³/кг [11]. У поличних охолоджувачах як апаратах з активними аеродинамічними режимами питома витрата охолоджуючого повітря значно нижча і становить у середньому 0,5–0,6 м³/кг [6, 79]. У цьому разі стає можливим здійснити подачу нагрітого до 70–80 °С відпрацьованого повітря як вторинного на вхід барабанної гранулятора-сушарки. Як показали розрахунки [81], таке повернення забезпечить економію природного газу, що подається в топку для отримання сушильного агента до 10–15% (до 35 Нм³/год газу на кожен гранулятор у виробництві суперфос-

фату простого). Введення в робочий об'єм охолоджувача теплообмінних контактних елементів не тільки збільшує інтенсивність процесу охолодження гарячого продукту, а й дозволяє забирати до 10–15% загальної кількості тепла охолоджувальною водою, яка нагрівається на 10–15 °С [79]. Якщо врахувати, що решта тепла від нагрітого відпрацьованого повітря розсіюється через стінки апарата і трубопроводи (до 10%), і особливо інтенсивно через стінки циклонів (до 25%) [79], то стає зрозумілим, як важливо не допускати втрат даної теплової енергії, а точніше ексергії.

Аналізу та обліку енергетичних втрат під час проведення технологічних процесів присвячено низку робіт [1, 78, 82, 83]. Однак необхідність враховувати в результаті аналізу не тільки кількість енергії, що споживається та віддається технічною системою, але і якість цієї енергії (тобто її здатності бути перетвореною на корисну роботу), зумовила доцільність застосування ексергетичного аналізу [84]. Цей підхід визначається ще й екологічними факторами, а саме: антропогенним впливом енергетичних потоків, що відходять у навколишнє середовище, тобто енергія дозволяє об'єднати основні аспекти оптимізації технічної системи, насамперед термодинамічний, техніко-економічний і екологічний.

Енергетичний (тепловий) баланс однозначно визначає рівність теплових потоків, що входять і виходять з технічної системи, а в ексергетичному балансі – видаткова частина рівняння балансу завжди менше прибуткової [77]. Отже, тепловий баланс за своєю природою не може відображати втрати від незворотності процесів у технічній системі, оскільки незалежно від ступеня її досконалості рівність дотримуватиметься. Незастосовність теплового балансу в оцінці енергетичних витрат у технологічних процесах показано в роботі [85]. Ексергетичний баланс, навпаки, завжди показує величину втрат від незворотності в технічній системі [86].

У загальному вигляді ексергетичний баланс має вигляд

$$\sum E_{ex} = \sum E_{вих} + \sum E_{вт}, \quad (4.6)$$

де $\sum E_{ex}$ – сумарна ексергія, підведена до технічної системи з технологічними потоками, Дж;

$\Sigma E_{вих}$ – сумарна ексергія, відведена від технічної системи з технологічними потоками, Дж;

$\Sigma E_{вт}$ – сумарні втрати ексергії з технологічними потоками, Дж.

Ексергії технологічних потоків визначаються залежно від їх агрегатного стану і дорівнюють:

- для твердого та рідинного агрегатного стану –

$$E_{me,p} = G \cdot c \cdot \left[(T - T_0) - T_0 \cdot \ln \frac{T}{T_0} \right]; \quad (4.7)$$

- для газоподібного або пароподібного агрегатного стану –

$$E_{z,n} = G \cdot \left[(i - i_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \right], \quad (4.8)$$

де $E_{me,p}$ – величина ексергії технологічного потоку, що знаходиться в твердому або рідкому агрегатному стані, Дж;

$E_{z,n}$ – величина ексергії технологічного потоку, що знаходиться в газоподібному або пароподібному агрегатному стані, Дж;

c – теплоємність речовини, Дж/(кгК);

T – абсолютна температура технологічного потоку за робочих умов, К;

T_0 – абсолютна температура технологічного потоку в умовах навколишнього середовища, К;

i, i_0 – відповідно, ентальпія газу або пари за певних умов, Дж/кг;

s, s_0 – відповідно, питома ентропія газу або пари за певних умов, Дж/(кгК).

Для тепловикористовувального обладнання втрати ексергії обумовлені трьома основними факторами: 1) зміною величини тиску середовища на межі «вхід – вихід» (E_p); 2) втратами тепла через стінки апарата в навколишнє середовище (E_0) та 3) теплообміном при кінцевих різницях температур технологічних потоків на вході в апарат та виході з нього (E_p). Відповідно зазначені втрати дорівнюють:

$$E_p = T_0 R \ln \left(\frac{(P_{вих} + \Delta P)}{P_{вих}} \right); \quad (4.9)$$

$$E_0 = Q \frac{T_{is} - T_0}{T_{is}} = Q \left(1 - \frac{T_0}{T_{is}} \right); \quad (4.10)$$

$$\begin{aligned} E_T &= \Delta s \cdot T_0 = T_0 \cdot \left(G_G \cdot C_G \int_{T_{ГК}}^{T_{ГП}} \frac{dT_G}{T_G} - G_X \cdot C_X \int_{T_{ХП}}^{T_{ХК}} \frac{dT_X}{T_X} \right) = \\ &= T_0 \cdot \left(W_G \cdot \ln \frac{T_{ГК}}{T_{ГП}} + W_X \cdot \ln \frac{T_{ХК}}{T_{ХП}} \right), \end{aligned} \quad (4.11)$$

де R – постійна газова, Дж/моль · К;

P_{ex} , $P_{вих}$ – тиск рідкого або газо-пароподібного потоку на вході в апарат та виході з нього відповідно, Па;

ΔP – падіння тиску в системі, $\Delta P = P_{ex} - P_{вих}$, Па;

Δs – сума прирощень ентропій нагрітого та холодного технологічного потоку, Дж/кг · К;

Q – теплове навантаження апарата, Вт;

W_G – водяний еквівалент нагрітого технологічного потоку, що дорівнює добутку кількості потоку (G_G) на його теплоємність (C_G), Дж/К;

W_X – водяний еквівалент холодного технологічного потоку, що дорівнює добутку кількості потоку (G_X) на його теплоємність (C_X), Дж/К;

T_G – поточна абсолютна температура нагрітого технологічного потоку, К;

T_X – поточна абсолютна температура холодного технологічного потоку, К;

$T_{ГП}$, $T_{ХП}$, $T_{ГК}$, $T_{ХК}$ – відповідно, початкова температура нагрітого та холодного технологічного потоку на вході в апарат, кінцева температура нагрітого та холодного технологічного потоку на виході з апарату, К;

T_{is} – середня температура ізоляції стінок апарата (вибирається згідно з ДСТУ EN 563-2001 і не повинна перевищувати 43 °С).

Перші два види втрат належать до технічних, тобто, для їх зменшення необхідно здійснювати тільки технічні заходи: збільшувати прохідний перетин робочого об'єму апарата, зменшувати кількість контактних елементів, збільшувати товщину теплоізоляційного

шару на зовнішніх стінках обладнання. Такий підхід є екстенсивним, і для його реалізації необхідні частіше за все значні капітальні витрати. Третій вид ексергетичної втрат можна віднести до технологічних, і для їх зменшення необхідно прагнути до максимізації кінцевої температури холодного потоку і мінімізації кінцевої температури нагрітого потоку на виході з апарата (інтенсивний підхід). Отже, чим менше різниця температур для технологічних потоків на виході з апарата, тим менше ексергетичної втрати, вище значення ексергетичного ККД (η_e) і, відповідно, апарат буде мати більшу енергоефективність.

Ексергетичний ККД без урахування втрат від зміни величини тиску середовища, зважаючи на його малість, дорівнює:

$$\eta_e = \frac{E_{\text{вих}}}{E_{\text{вх}}} = \frac{E_{\text{вх}} - (E_T + E_o)}{E_{\text{вх}}} =$$

$$= 1 - \frac{T_0 \left(W_r \ln(T_{rK} / T_{rП}) + W_x \ln(T_{xK} / T_{xП}) \right) + Q \left(1 - \frac{T_0}{T_{is}} \right)}{Q(1 - T_0 / T_{rП})} \quad (4.12)$$

Ексергетичний ККД буде більш точно порівняно з тепловим ККД визначати ексергетичну цінність технологічних потоків. Причому ексергетичний ККД повністю відповідає загальним вимогам: для ідеального процесу, коли втрати ексергії відсутні, $\eta_e = 1(100\%)$; якщо підведена ексергія цілком втрачається в процесі, то $\eta_e = 0$; різниця між приходом ексергії в об'єкт і виходом з нього завжди дорівнює сумарним втратам і в реальних процесах – $0 < \eta_e < 1$. Інакше кажучи, величина ексергетичних втрат є найважливішою характеристикою ексергетичного аналізу. За нею можна оцінити енергетичну досконалість розглянутого технологічного обладнання. Що вище втрати ексергії, то нижче η_e і навпаки. Отже, енергоефективність обладнання, яке застосовується у виробництві, буде більшою або меншою. Якщо технологічне обладнання має низьку енергоефективність (умовно $\eta_e < 50\%$), то необхідно окреслити шляхи зниження ексергетичних втрат і, відповідно, підвищення ексергетичного ККД. Характер і величина негативно впливу теплових потоків, що виділяються технічною системою в навколишнє середовище, безпосередньо залежить від ексергії цих

потоків. Тому для розроблення енергоощадних заходів необхідно визначити умови, які дозволяють зменшити ексергію скидних теплових потоків. Це можна здійснити в такий спосіб шляхами. По-перше, збільшувати ексергетичний ККД технічного об'єкта, а по-друге, перед скиданням створити умови, які б забезпечили максимальне зменшення втрат ексергії цих потоків.

Термічний ККД апарата дорівнює

$$\eta_t = \frac{Q_{\text{фак}}}{Q_{\text{макс}}} = \frac{W_T (t_{\text{ТП}} - t_{\text{ТК}})}{W_T (t_{\text{ТП}} - t_{\text{ВП}})} = \frac{t_{\text{ТП}} - t_{\text{ТК}}}{t_{\text{ТП}} - t_{\text{ВП}}}. \tag{4.13}$$

За фізичною сутністю та визначенням термічний ККД є не чим іншим, як коефіцієнтом охолодження $K_{\text{охл}}$ (формула (3.1)). Для оцінки частки тепла, відібраного від гарячого продукту повітрям, необхідно знати коефіцієнт використання повітря (коефіцієнт рекуперації), що є відношенням кількості дійсно переданої теплоти повітря до максимальної його кількості:

$$K_p = \frac{W_B (t_{\text{БК}} - t_{\text{ВП}})}{W_B (t_{\text{ТП}} - t_{\text{ВП}})} = \frac{t_{\text{БК}} - t_{\text{ВП}}}{t_{\text{ТП}} - t_{\text{ВП}}}. \tag{4.14}$$

За максимального використання тепла відпрацьованих газів величини η_e , η_t і K_p прагнуть до 1.

Зіставлення енергетичних показників для основних типів конвективних охолоджувачів, які застосовуються у виробництві гранульованих мінеральних добрив, наведено в табл. 4.2.

Таблиця 4.2. Характеристика енергетичних показників конвективних охолоджувачів

Тип охолоджувача	Відношення водяних еквівалентів повітря і продукту, $m = W_B / W_T$	Коефіцієнт охолодження або термічний ККД, $K_{\text{охл}}$ (η_t)	Ексергетичний ККД, η_e	Коефіцієнт рекуперації, K_p
Полічний	0,5–1,5	0,5–0,85	0,4–0,75	0,45–0,8
Одноступінчастий з тонким киплячим шаром	0,8–1,8	0,5–0,65	0,2–0,4	6,5–0,6

Продовження табл. 4.2.

Тип охолоджувача	Відношення водяних еквівалентів повітря і продукту, $m = W_B / W_T$	Коефіцієнт охолодження або термічний ККД, $K_{охол} (\eta_r)$	Ексергетичний ККД, η_e	Коефіцієнт рекуперації, K_p
Одноступінчастий з високим киплячим шаром	4,0	0,8	-	-
Двоступінчастий з тонким киплячим шаром	1,2-2,5	0,8-0,9	0,25-0,5	0,7-0,8
Триступінчастий киплячого шару	4,0	0,9	-	-
Барабанний обертовий	0,8-1,0	0,2-0,4	-	0,2-0,3
Шахтний	2,5	0,55	-	-

Табличні дані показують, що, незважаючи на досить високі значення коефіцієнтів охолодження (термічних ККД) та рекуперації, ексергетичні ККД охолоджувачів низькі, і тільки для поличних апаратів величини зазначених ККД приблизно однакові. Останнє пояснюється меншими втратами ексергії від кінцевої різниці температур для поличних охолоджувачів, оскільки відпрацьоване повітря нагрівається в ньому до вищої температури. А цього можна досягти, перш за все, в апаратах, які працюють за схемою ідеального витіснення, тому більш вищі значення ексергетичних ККД матимуть поличні охолоджувачі. Двоступінчасті охолоджувачі з тонким киплячим шаром мають вищі значення ексергетичного ККД, ніж одноступінчасті з тонким і високим киплячими шарами.

4.3. Рекомендації щодо застосування апаратів зваженого шару в промисловості

4.3.1. Виробництво фосфорних мінеральних добрив

Гранульовані фосфорні добрива після грохочення охолоджують в апаратах псевдозрідженого шару. Очищення та утилізація тепла значних обсягів повітря, яке виникає при аспірації грохотів та охолоджувачів, потребує окремих систем очищення та утилізації [87], що значно ускладнює технологічну схему виробництва. При експлуатації цієї схеми виробництва внаслідок великих питомих навантажень на нижні сітки грохотів (комірки сітки розміром 1,2 мм) грохот швидко виходить з ладу через залипання комірок сітки дрібними частинками, що, своєю чергою, призводить до нерівномірності гранулометричного складу товарної фракції та погіршення якості продукту. Аналіз пилогазових викидів (табл. 4.3) показує, що в кожній з основних стадій виробництва утворюються досить великі обсяги запиленого газу, концентрація пилу у яких незначна. Через низьку температуру великих кількостей аспіраційного повітря утруднена утилізація тепла відпрацьованого повітря.

Таблиця 4.3. Характеристика пилогазових потоків у виробництвах фосфорних добрив

Виробництво	Параметри газового потоку	Стадії виробництва		
		грануляція, сушка	охолодження	аспірація
Суперфосфату	об'єм, тис. м ³ /год	до 200	20–50	8,8–15,0
	концентрація, г/м ³	0,15–12,0	1,40–2,23	до 10
	температура, °С	110–130	40–45	20–22
Амофосу	об'єм, тис. м ³ /год	70–116	30–55	–
	концентрація, г/м ³	7–70	1,7–6,6	–
	температура, °С	100–110	45–50	–

Зазначені вище недоліки діючої технології виробництва виключаються при суміщенні стадій класифікації та охолодження в одному апараті, що й дозволяє застосувати для цієї мети поличний охолоджувач-пневмокласифікатор (рис. 1.17).

Потік повітря після охолодження матеріалу надходить у верхню секцію пневмокласифікації, у якій, рухаючись протитечею до шару матеріалу, що падає, додатково нагрівається, унаслідок чого підвищується ефективність процесу утилізації тепла. Секціонування апарата скорочує шлях транспортування потоку повітря та зменшує витрати енергії на просмоктування цієї кількості повітря.

Як показали порівняльні випробування (табл. 4.4), поличний охолоджувач-пневмокласифікатор за величиною коефіцієнта охолодження й ступеня вилучення дрібної фракції перевершує як пристрої типу пневмотруб, так і апарати з псевдозрідженим і зваженим шарами, у яких питома витрата охолоджуючого повітря на 30–50% вища.

Температура матеріалу в апараті з однією полицею знижується з 90 до 65–70 °С. Така незначна ступінь охолодження пояснюється невеликим часом перебування матеріалу, що рухається по похилій полиці в режимі гравітаційного падаючого шару. Але при цьому в результаті невеликої концентрації частинок матеріалу в робочому об'ємі апарата й тісного контакту частинок з повітряним струменем інтенсивно з продукту вилучається дрібна фракція. Найбільший ступінь знепилення досягається при живому перерізі полиці в секції пневмокласифікації 5%. При збільшенні швидкості повітряного потоку у вільному перерізі апарата від 2,4 до 3,7 м/с, ступінь вилучення фракції – 1 мм у винесення становить 30–60%, а товарної фракції +1 – 1,6 мм не більше 1,5–2%.

Ступінь охолодження матеріалу в секції охолодження на полиці з живим перерізом 15% значно збільшується і досягає максимуму. При зазначених оптимальних конструктивних параметрах і швидкості повітряного потоку в перерізі апарата, яка дорівнює 2,4 м/с, на полиці з живим перерізом 15% реалізується режим зваженого шару, в якому частинки охолоджуються більш ефективно, досягаючи кінцевої температури 40–45 °С. Унаслідок дії ефекту поздовжнього перемішування в такому режимі ефективність вилучення дрібної фракції знижується до 20%.

Перевагою поличного охолоджувача-пневмокласифікатора є можливість знепилювання та охолодження матеріалів широкого фракційного складу, що містять поряд з дрібними частинками шматки розміром до 50–100 мм, без забивання решіток і при

Таблиця 4.4. Результати випробувань охолоджувачів

Матеріал	Тип апарата	Вміст фракції – 1 мм, %		Коефіцієнт охолодження, $K_{охл}$	Ступінь вилучення, ϵ , %	Питома вирага повітря, м ³ /кг	Гідр. опір, кПа
		у висхідно-му продукті	у провалі				
Амофос	поличний	20	97,5	10	73	0,4	0,5–1,5
Сульфос-фат	поличний	40	100	26,2	50	0,4	0,5–1,5
	поличний	40	98	12,6	79	0,7	0,5–1,5
	пневмо-груба	40	99,7	33,3	25	0,7	0,1–0,5
	пневмо-груба	40	97,5	27,9	42	1,1	0,1–0,5
	завислий шар на провальній решітці	40	100	34,9	20	0,7	1,8–2,0
	40	98	31,9	0,65–0,70	30	1,1	1,8–2,0
	Псевдо-зріджений шар [3]	40	-	-	-	0,56	2,1
		-	-	-	-	1,08	1,8–2,0

малому гідравлічному опорі, який не перевищує 1,5 кПа. Завдяки пульсуючому розвантаженню при перетіканні частини повітря між перфорацією полиці і розвантажувальною щілиною та інтенсивного контакту фаз у даному просторі, забезпечується чітка класифікація при високих питомих навантаженнях, які досягають 15–20 кг/м²с [6], що значно перевищує питомі навантаження 0,1–1,5 кг/м²с, за яких працюють охолоджувачі-сепаратори псевдозрідженого шару [1]. Для підвищення експлуатаційної надійності поличних апаратів похилі полиці можуть виготовлятися як із щілиноподібними отворами розміром 0,01x0,05 м, так і набиратися з пластин або паралельно розташованих труб та жолобів, які, як показали порівняльні випробування, забезпечують практично однакову інтенсивність знепилення та охолодження матеріалу.

Якість продукту на виході з барабанного гранулятора-сушарки за гранулометричним складом визначається технологічним режимом розпилення та розміром частинок зовнішнього ретур [2]. Застосування поличного апарата дозволяє або повністю видалити з вихідного матеріалу частинки розміром менше 1 мм (при вмісті їх у вихідному матеріалі до 20–30%), або сформувати гранулометричний склад винесення із частинок розміром до 1,3–1,6 мм і, подаючи їх як зовнішній ретур на факел розпилу, отримувати вихід більш крупної товарної фракції. При цьому переважно виносяться частинки неправильної форми та пошкоджені при їхньому дробленні, що покращує якість продукту. Це підтверджує необхідність пневмокласифікації гранульованих добрив.

Конструкцію поличного охолоджувача-пневмокласифікатора гранульованих мінеральних добрив легко реалізувати, модернізуючи діючі охолоджувачі киплячого шару шляхом нарощування до верхньої частини його в місці завантаження матеріалу секції пневмокласифікації. У табл. 4.5 наведено технічну характеристику поличного охолоджувача-пневмокласифікатора гранульованого суперфосфату та діючого у виробництві суперфосфату охолоджувача киплячого шару.

Поличний охолоджувач-пневмосепаратор доцільно встановлювати одразу за гранулятором. Знепилення гранульованих добрив дозволяє видалити до 10–15% фракції, що пилить. Ця техно-

Таблиця 4.5. Технічна характеристика конвективних охолоджувачів

Найменування показників	Тип охолоджувача	
	поличний	киплячого шару
Продуктивність, т/год	33	20
Витрата повітря, тис. м ³ /год	22	31
Гідравлічний опір, Па	3500	3500
Площа решітки, м ²	2,6	5
Маса, кг	2500	6130
Габаритні розміри, мм:		
- довжина	3400	5900
- ширина	1605	1605
- висота	6065	5230

логічна операція усуває пиловиділення при транспортуванні та механічній класифікації продукту на грохотах.

Ефективне видалення пилу з грануляту зменшує до 50% кількість аспіраційного повітря, що дозволяє спрямувати його в загальну пилогазоочисну систему для газів, що відходять після гранулятора-сушарки, а це знижує електроспоживання витяжного вентилятора (у виробництві простого суперфосфату зменшення електроспоживання до 10%, що економить до 50 кВт електроенергії). Такий шлях є одним із напрямів з розробки енергоощадної технології виробництва гранульованих мінеральних добрив.

Відсутність у продукті пилоподібних фракцій істотно підвищує ефективність механічної класифікації гранул на грохотах, а отже, і якість готового продукту. Оскільки поличні апарати не мають спеціальних переточних пристроїв, їх можна розташовувати в технологічній лінії каскадом, спрямовуючи продукти самопливом з гранулятора в охолоджувач-пневмокласифікатор, а з останнього – на грохот. Це виключить із технологічної лінії частину громіздких елеваторів. Знепилення гранульованих мінеральних добрив перед їхньою основною технологічною обробкою дозволяє зменшити кількість пилогазових викидів та знизити запиленість повітря в операційних відділеннях виробництва.

4.3.2. Виробництво знефторених фосфатів

Знефторений фосфат виробляється шляхом гідротермічного спікання і розкладання апатитового концентрату в обертових печах. Однією з особливостей цього виробництва є висока температура продукту, яка повільно знижується через малу величину його коефіцієнта теплопровідності (близько 0,2 кВт/мК). Наявні наприкінці випалювальної печі рекуператори охолоджують знефторений фосфат недостатньо ефективно. Його температура при перевантаженні на стрічковий транспортер, згідно з вимірами, виконаними в цеху знефторених фосфатів ПАТ «Сумихімпром», коливалася в межах від 140 до 280 °С, а частина шматків була розпечена. Після розмолу в кульовому млині температура готового продукту становить 140–160 °С. У бункерах готового продукту температура знефтореного фосфату знижується незначно і через п'ять діб опускається тільки до 120 °С. Лише дворазове перекачування продукту стисненим повітрям системою пневмотранспорту в щільному шарі дозволяє знизити температуру матеріалу до 48–56 °С.

Вирішити зазначену проблему можна шляхом застосування у виробництві знефторених фосфатів досить ефективних та надійних апаратів для охолодження продукту.

Охолоджувач знефтореного фосфату повинен забезпечити охолодження продукту до 45–50 °С з мінімальними витратами на спорудження та експлуатацію як самого апарата, так і допоміжного обладнання (пиловловлювачів). Важливою вимогою є утилізація тепла, яке забирається від гарячого матеріалу, а також усунення викидів в атмосферу. Охолоджувач повинен бути конструктивно простим та надійним у роботі. Ураховуючи ці вимоги, охолодження доцільно починати безпосередньо при виході гарячого матеріалу з технологічного обладнання, коли температура є максимальною, а тепло ще не втрачене. Для спрощення конструкції охолоджувача зернисті матеріали необхідно переміщати за рахунок їхньої сипкості, уникаючи спорудження складних механічних транспортних пристроїв. При цьому при відключенні подачі охолоджуючого повітря охолоджувач повинен працювати як звичайна тічка, безперешкодно пропускаючи матеріал на подальшу технологічну обробку. Тепло, що віднімається від гарячого матеріалу повітрям,

повинно використовуватись для технічних та санітарно-технічних цілей (підігрів припливного повітря тощо).

Отримані при дослідно-промисловій перевірці поличного охолоджувача результати [79] показують, що нерозмелений знефторений фосфат, що має на виході з випалювальної печі широкий фракційний склад, перед охолодженням необхідно попередньо класифікувати на два класи, оскільки час охолодження крупних та дрібних частинок значно відрізняється. Дрібні та крупні частинки при цьому необхідно охолоджувати в окремих каналах установки за різних режимів [88]. Встановлено, що за час перебування в апараті охолоджуються тільки частинки розміром менше ніж 20–30 мм. Тому більші фракції, кількість яких не перевищує 20% вихідного, охолоджуються в іншій камері у вигляді суцільного шару, що повільно опускається і через який просмоктується повітря, а зверху розпоршується форсунками охолоджувальна вода.

Аналізуючи температурний режим та крупність знефтореного фосфату на шляху від випалювальних печей до ділянки його подрібнення в барабанних млинах, можна вказати такі місця розміщення охолоджувача: безпосередньо в розвантажувальному пристрої (камері) випалювальної печі при певній реконструкції; у місці розвантаження з елеватора після процесу подрібнення на горизонтальний конвеєр; за барабанним млином. У першому і другому випадку охолоджується крупнозернистий нерозмелений продукт, що містить шматки до 100–150 мм, у третьому – дрібнодисперсний розмелений продукт з розміром частинок 60–80 мкм.

Апарат для охолодження обезфтореного фосфату (рис. 1.16) передбачає класифікацію продукту на два класи: дрібний (–30 мм), який охолоджується за час його руху по каскаду похилих полиць в одній камері, і великий (+30 мм), який охолоджується у другій камері шляхом просмоктування потоку повітря через шар, який опускається. Перша камера, в яку надходить дрібний гарячий дисперсний продукт із печі, закривається зверху двома решітками з круглими отворами діаметром 50 та 30 мм відповідно. Кут нахилу решіток до горизонту перевищує кут природного укусу матеріалу, що дорівнює 35°. Верхні грати знижують навантаження на нижню. Щоб спрямувати матеріал на верхню частину теплообмінника з ребристими поверхнями, під нижньою решіткою встановлюються

напрямні пластини. Під цим теплообмінником розташована решітка, діаметр отворів якої 5 мм, живий переріз – 15%, кут нахилу до горизонту 15–20°, відстань між кінцем решітки і стінкою шахти 100–150 мм. Завдяки тому що загальна площа всіх отворів решітки значно перевищує площу щілини між її кінцем і стінкою апарата, основна частина повітря йде в отвори решітки, інтенсивно продуваючи матеріал на ній. Останній, рухаючись у просторі між пластинами теплообмінника і під ними, охолоджується й надходить на верхню частину решітки нижче. Для створення спрямованого висхідного руху повітря подається в спеціальний канал, приєднаний знизу до цієї решітки. З цього каналу повітря спливає вгору струменями і, пройшовши через отвори решітки, інтенсивно продуває матеріал, що переміщається по ній. Останній, віддавши тепло повітрю, зсипається з цих ґрат у нижню частину шахти, а з неї при відкритому запірному пристрої – на конвейер чи бункер. Для поліпшення умов теплообміну в потік повітря, що надходить через канал під нижню решітку, за допомогою форсунки вводять воду.

Оскільки в другу камеру надходять крупні частинки і грудки, які повільніше охолоджуються, необхідно, по можливості, збільшити час їх перебування в цій частині охолоджувача. Це досягається шляхом зменшення кутів нахилу пересипних полиць до 25–30° та збільшення швидкості висхідного потоку. Більша кількість води подається як у повітря, що надходить із вентилятора, так і безпосередньо на матеріал із форсунок. Якщо в першій камері швидкість потоку повітря у вільному перерізі не перебільшує 3,5–4,5 м/с, то у другій швидкість повітряного потоку становить 8–10 м/с. Завдяки цьому великі шматки інтенсивніше продуваються повітряним потоком, а дрібні частинки, швидкість витання яких менше 8–10 м/с, виносяться із шахти вгору. Великі частинки і грудки, пересипаючись по полицях, опускаються в нижню частину шахти, що є бункером, де вони знаходяться певний час, необхідний для охолодження до температури 55–60 °С. Час перебування крупної фракції у бункері визначається оборотами шлюзового затвора. У бункері триває охолодження великих частинок і грудок як шляхом просмоктування повітря, так і розпилюванням води із форсунок. З бункера вони потім конвеєром прямують на дроблення. Потоки повітря, що відходить з обох камер, виходять

у верхню розширену частину апарата, де підхоплюються потоком повітря, що всмоктується обертовою піччю. Отже, для роботи цього охолоджувача не потрібні пиловловники, оскільки повітря, подане для охолодження, надходить у випалювальну піч в кількості 20 тис. м³/год. Крім зниження температури знефтореного фосфату до необхідної величини, цей охолоджувач дозволяє утилізувати до 20–30% тепла, що підвищує ККД випалювальної печі. Ураховуючи невеликий гідравлічний опір такого вбудованого охолоджувача, від подачі повітря вентиляторами можна відмовитися, якщо герметизувати стики розвантажувального пристрою з корпусом печі, що обертається. При цьому достатня для охолодження знефтореного фосфату кількість повітря просмоктуватиметься через охолоджувач завдяки розрідженню, що існує в печі.

Результати випробування поличного охолоджувача нерозмеленого знефтореного фосфату наведені в табл. 4.6.

При охолодженні нерозмеленого знефтореного фосфату (табл. 4.6) температура провалу досягає 60–100 °С, а винесення 25–50 °С. Змішування провалу та винесення в шнеку, який є загальним

Таблиця 4.6. Результати випробувань поличного охолоджувача нерозмеленого знефтореного фосфату

Температура матеріалу, °С			Температура повітря, °С		Температура води в теплообміннику, °С		Частка відібраного тепла		
вихідного	провалу	виносу	початкова	після апарата	на вході	на виході	повітрям	повітрям і водою	Коефіцієнт охолодження
120	50	25	20	60	без теплообмінника		0,17	-	0,7
250	75	35	25	50	20	22	0,24	0,27	0,77
250	70	35	18	80	20	22	0,49	0,54	0,78
250	100	35	18	75	20	22	0,41	0,45	0,65
250	150	52	20	60	14	20	0,32	0,36	0,43
250	130	50	20	70	16	26	0,39	0,44	0,52
250	100	40	18	60	з форсункою		0,36	0,93	0,65

для апарата та циклону, призвело до температури продукту 60–65 °С. Встановлено [79], що при охолодженні нерозмеленого обезфтореного фосфату повітря в апараті забирає до 28% тепла, що є в продукту, а в циклоні навколишнє повітря відбирає до 11% тепла. Вода, що циркулює в теплообміннику, сприймає при цьому тільки 5% тепла матеріалу. Основна кількість його тепла (близько 56%) розсіюється в атмосферу через зовнішні поверхні апарата, бункерів, трубопроводів тощо. Водночас згідно з [11] в охолоджувачах киплячого шару гранульованих добрив в атмосферу розсіюється до 70% тепла.

З усього відібраного в апараті від знефтореного фосфату тепла 64% його забирає повітря, у циклоні атмосфері віддається 26% і лише 10% приймає вода, що подається в теплообмінник. Останнє, мабуть, певною мірою є наслідком малої величини поверхні теплообміну, а також неякісного контакту між пластинами та трубами теплообмінника.

При подачі води форсункою на нерозмелений знефторений фосфат розподіл тепла між вказаними складовими суттєво змінився. Вода, що випаровується, віднімала при цьому до 60% тепла продукту, повітря в апараті до 30%, у циклоні – до 10%. Віддача тепла через стінки апарата не перевищувала 10%.

Після кульових млинів розмелений знефторений фосфат доцільно охолоджувати під час процесу транспортування. Виконання цього завдання за допомогою пневможолобів успіху не забезпечує, насамперед, через підвищений винос частинок із шару (до 50–80%). Застосовувана у виробництві установка нагнітального пневмотранспорту з охолодженням продукту через стінку пневмотрубопроводу водою, що циркулює у привареній до нього сорочці, працює незадовільно. Причиною є недостатня величина поверхні охолодження та висока температура стисненого повітря, що використовується для пневмотранспортування.

Для покращення ефективності таких установок необхідно збільшити поверхню теплообміну. Останнє можна досягти, ввівши додаткові теплообмінники безпосередньо всередину існуючого пневмопроводу, перетин якого збільшується. Оскільки концентрація частинок у потоці для зменшення ймовірності засмічення теплообмінних поверхонь повинна бути знижена, то доцільним

є застосування пневмотранспорту, що всмоктує, замість існуючого нагнітального. Крім того, теплообмінники для зменшення гідравлічного опору повинні легко обтікати потоком та створювати для підвищення часу перебування матеріалу в апараті циркуляцію певної кількості матеріалу.

Схему пристрою пропонуваного пневмоохолодильника показано на рис. 1.14. Застосовані теплообмінники з ребристими поверхнями разом з перфорованими пластинами встановлюються всередині пневмоохолодильника під кутом до руху двофазного потоку із зазорами між його кінцями і стінками корпусу. Двофазний потік спочатку ковзає вздовж пластини, а потім з великою швидкістю приходить у більший за величиною зазор між верхнім кінцем пластини і стінкою апарата. При цьому частина матеріалу разом з потоком виноситься до розташованого вище аналогічного теплообмінника, а частина випадає на цей теплообмінник, укріплений на перфорованій полиці. Тут матеріал продувається повітрям, яке проходить через отвори полиць. Частина його, не винесена потоком, провалюється в менший за величиною зазор між нижнім кінцем теплообмінника і стінками корпусу.

У цьому охолоджувачі конструктивно можна частину матеріалу спрямовувати вниз, протитечією до висхідного потоку повітря. Пересипаючись по полицях, він також охолоджується повітрям при прямому контакті з потоком повітря та водою через стінку.

Таблиця 4.7. Результати випробувань поличного охолоджувача розмеленого знефтореного фосфату

вихідного	Температура матеріалу, °С			Температура повітря, °С			Температура води в теплообміннику, °С		Частка відібраного тепла		Коефіцієнт охолодження
	провалу	виносу	початкова	після апарата	на вході	на виході	повітрям	повітрям і водою			
120	75	25	18	50	20	21	0,21	0,24	0,44		
140	70	30	18	50	20	21	0,21	0,24	0,57		
140	80	30	18	50	20	21	0,23	0,27	0,49		

Охолоджений продукт потім надходить у систему для його транспортування, що є в цеху, і потрапляє в бункер, в який надходить з циклонів знефторений фосфат, винесений потоком з охолоджувача.

Результати випробування поличного охолоджувача розмеленого знефтореного фосфату наведені в табл. 4.7.

При охолодженні розмеленого знефтореного фосфату (табл. 4.7) температура провалу та винесення становить 70–80 °С та 25–30 °С відповідно. При охолодженні розмеленого знефтореного фосфату повітря в апараті забирає 20–23% усього тепла матеріалу, а вода через стінки теплообмінника лише 3–4%. В атмосферу розсіюється, як і в охолоджувачах для гранульованих добрив до 70% тепла. Воду безпосередньо на поверхню частинок не подавали, оскільки це погіршувало якість продукту.

У табл. 4.8 наведено технічну характеристику поличних охолоджувачів нерозмеленого та розмеленого знефтореного фосфату та барабанного охолоджувача для нерозмеленого продукту.

Таблиця 4.8. Технічна характеристика конвективних охолоджувачів знефтореного фосфату

Найменування показників	Найменування охолоджувача				
	для нерозмеленого ЗФ				для розмеленого ЗФ
	поличний, вбудований у розвантажувальну камеру			барабанний	поличний на лінії пневмотранспорту
	загальна	за фракціями			
крупна		дрібна			
Продуктивність загальна, т/год	5–7	1	4	20–25	25
Питома продуктивність, т/м ² год	7,14	4,16	4,26	3,79	–
Швидкість повітря, м/с	–	8	3	3,5	20
Витрата повітря, м ³ /год	5093	950	4071,5	50650	17439
Кількість забраного тепла, кВт · 10 ⁻³ :					
- загальне	198,4	39,7	158,7	883,9	174,0

Продовження табл. 4.8.

Найменування показників	Найменування охолоджувача				
	для нерозмеленого ЗФ				для розмеленого ЗФ
	загальна	поличний, вбудований у розвантажувальну камеру		барбанний	поличний на лінії пневмотранспорту
		за фракціями			
	крупна	дрібна			
- повітрям	59,5	11,9	47,6	592,2	-
- водою	138,8	27,7	111,1	291,7	-
Поверхня теплообміну, м ²	7,87	1,57	6,3		50,23
Кількість пластин, шт.	24	4	20	-	150
Кількість теплообмінників, шт	-	-	-	-	5
Габарити: робочий перетин (або діаметр), м ²	1,05 x 0,8	0,3 x 0,8	0,75 x 0,8	2,2	0,6 x 1,5
Висота (або довжина), м	3,0	1,3	1,3	16	5,2
Гідравлічний опір, кПа	1,0-1,5	-	-	0,1-0,2	1500

Отже, за допомогою поличних охолоджувачів за годину можна утилізувати від нерозмеленого знефтореного фосфату $198 \cdot 10^3$ кВт тепла, а від розмеленого знефтореного фосфату $174 \cdot 10^3$ кВт тепла. Усього поглинається водою та повітрям за годину $372 \cdot 10^3$ кВт тепла, яке може використовуватись на підігрів припливного повітря, оборотної води тощо. Передачу тепла від цих низькотемпературних теплоносіїв до припливного повітря можна здійснити за допомогою теплових труб або теплообмінників.

Висновок

У хімічній технології конвективне охолодження зернистих матеріалів здійснюють переважно в псевдозрідженому шарі. Необхідно зазначити, що, незважаючи на достатню ефективність процесів у киплячому шарі, тепло- і масообмін завершується на малій висоті в зоні близької до поверхні газорозподільної решітки [11, 16, 17, 18]. При цьому велика частина енергії газового потоку йде на гідродинамічну стабілізацію киплячого шару, висота якого досягає 0,2–0,5 м. Розроблені останніми десятиліттями високоінтенсивні процеси при пневмотранспорті зернистого матеріалу [40, 89, 90], у закручених та вихрових шарах [4, 39, 63, 90] характеризуються високими швидкостями газового потоку (до 30 м/с), що обумовлює підвищені енерговитрати та стирання частинок, що призводить до необхідності встановлення енерго- та металомістких систем пилеочищення.

Отже, дослідження в галузі інтенсифікації процесів конвективного охолодження зернистих матеріалів необхідно спрямувати на розроблення, насамперед, енергоощадних апаратів зваженого шару, у яких достатня ефективність поєднувалася б із мінімальними витратами на проведення процесу охолодження та пилеочищення. Таким завданням відповідають поличні апарати.

У поличних апаратах реалізуються активні аеродинамічні режими зважування твердих частинок, причому умови створення їх на відміну від типових апаратів киплячого шару легко змінювати в широких межах швидкостей газового потоку, не змінюючи докорінно конструкцію. Ця особливість дозволяє створювати в поличних апаратах різні види дисперсних потоків, в яких відбувається не лише кількісна зміна основних характеристик потоку (щільності, швидкостей, коефіцієнтів тепло- та масовіддачі), а й за певних критичних умов – і якісні зміни структури потоку, механізму руху фаз та умов тепло- та масоперенесення. Наявність у поличних апаратах різних гідродинамічних режимів перенесення твердих частинок (від гравітаційно падаючого до зваженого шару), анало-

гічне відомим критичним режимам Рейнольдса, висуваються як робоча гіпотеза, яка підтверджена теоретично та експериментально [28, 32]. Завдяки виявленим гідродинамічним режимам поличні охолоджувачі забезпечують більш високу ефективність теплообмінних процесів і за меншої витрати газу та гідравлічного опору, порівняно з апаратами з псевдозрідженим шаром та типу пневмотруб. Висока ефективність, менші капітальні та експлуатаційні витрати, незначні габарити та гідравлічний опір, більш висока питома продуктивність поличних охолоджувачів порівняно з типовими апаратами киплячого шару роблять перші досить перспективними апаратами для застосування в різних галузях промисловості.

Список бібліографічних посилань

1. Классен П. В., Гришаев И. Г. Основные процессы технологии минеральных удобрений. Москва : Химия, 1990. 304 с.
2. Классен П. В., Гришаев И. Г. Основы техники гранулирования. Москва : Химия, 1982. 273 с.
3. Лыков М. В. Сушка в химической промышленности. Москва : Химия, 1970. 432 с.
4. Мизонов В. Е., Ушаков С. Г. Аэродинамическая классификация порошков. Москва : Химия, 1989. 160 с.
5. Барский М. Д. Фракционирование порошков. Москва : Недра, 1980. 327 с.
6. Донат Е. В., Голобурдин А. И. Аппараты со взвешенным слоем для интенсификации технологических процессов. Москва : Химия, 1993. 144 с.
7. Юхименко Н. П., Вакал С. В., Кононенко Н. П., Филонов А. П. Аппараты взвешенного слоя. Сумы : Собор, 2003. 304 с.
8. Jacob Fruchtbau. Bulk Materials Handling Handbook. Springer-Verlag US. 1988(2013). 488 p.
9. Yukhymenko M., Ostroha R. O., Artyukhov A. E. Hydrodynamic and kinetic processes of the mineral fertilizer granules encapsulating in the multistage device with suspended layer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. № 6. P. 22–28.
10. Yang L., Zhan W. New concept for ADS spallation target: Gravity-driven dense granular flow target. *Science China Technological Sciences*. 2015; 58(10). P. 1705–1711.
11. Казакова Е. А. Гранулирование и охлаждение азотосодержащих удобрений. Москва : Химия, 1980. 288 с.
12. Бувич Ю. А., Минаев Г. А. Струйное псевдооживление. Москва : Химия, 1984. 136 с.
13. Матур К., Эпстайн Н. Фонтанирующий слой. Ленинград : Химия, 1978. 288 с.
14. Заборсин А. Ф. Сушильно-охладительные установки для сахара-песка в псевдооживленном слое: Обзор. Москва : Пищепром, 1972. 38 с.
15. Заборсин А. Ф., Дмитрюк А. Ф. Сушка и охлаждение сахара-песка в псевдооживленном слое. М. : Пищепром, 1979. 100 с.
16. Гельперин Н. И., Айнштейн В. Г., Кваша В. Б. Основы техники псевдооживления. Москва : Химия, 1967. 664 с.
17. Тодес О. М., Цитович О. Б. Аппараты с кипящим зернистым слоем. Ленинград : Химия, 1981. 296 с.

18. Процессы тепло- и массопереноса в кипящем слое / под ред. А. П. Баскакова. Москва : Металлургия, 1978. 248 с.
19. Холодильник со взвешенным слоем: пат. 2055215 Франция : МПК F 27 D 15/00, опубл. 1971.
20. Valery Katz, Slava Katz. Cooling of Granules in Vibrating, Suspended Bed: Engineering Simulation. *Modern Mechanical Engineering*. 2016. Vol. 6. P. 76–90.
21. Singh Ravi Inder, Ghule Karan. Design, development, experimental and CFD analysis of a prototype fluidized bed stripper ash cooler. *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 107. P. 1077–1090.
22. Zbigniew Rogala, Kolasinski Piotr, Zbigniew Gnutek. Effect of operating conditions on performance of silica gel-water air-fluidised desiccant cooler. International Conference on Advances in Energy Systems and Environmental Engineering (ASEE), E3S Web of Conferences. 2017. Vol. 22. UNSP 00146.
23. Zbigniew Rogala, Kolasinski Piotr, Blasiak Przemyslaw. The Influence of Operating Parameters on Adsorption/Desorption Characteristics and Performance of the Fluidised Desiccant Cooler. *Energies*. 2018. Vol. 11, is. 6. S. 1–16.
24. Гельперин Н. И., Айнштейн В. Г., Пирог Н. И. Тепловой расчет пневжелооба с погружными теплообменниками. *Химическая промышленность*. 1978. № 3. С. 51–52.
25. Бакиров М. С. Исследование эффективности процесса охлаждения карбоната натрия в кипящем слое и при пневматическом транспортировании: дисс. ... канд. техн. наук. Москва : Всесоюзный заочный политехнический институт, 1975. 150 с.
26. Михайлик В. Д. Лыков М. В. Повышение эффективности охлаждения гранулированных удобрений в аппаратах с псевдооживленным слоем. *Химическая промышленность*. 1987. № 6. С. 53–54.
27. Юхименко Н. П., Донат Е. В. Утилизация тепла при обеспыливании и охлаждении гранулированных и зернистых материалов. *Энергосберегающие системы обеспыливания воздуха: сб. научн. тр.* Пермь, 1987. С. 9–12.
28. Юхименко Н. П. Охлаждение и пневмокласификация гранулированных и зернистых материалов в гравитационном полочном аппарате: дисс. ... канд. техн. наук. Москва : НПО «Минудобрения», 1988. 193 с.
29. Юхименко Н. П. Охлаждение и обеспыливание гранулированных минеральных удобрений. *Вопросы интенсификации и утилизации тепла. Вестник СумГУ*. 1998. № 2(10). С. 172–178.
30. Юхименко Н. П., Вакал С. В. Уменьшение пылегазовых выбросов в производстве гранулированных минеральных удобрений. *Экология и здоровье человека. Охрана водного и воздушного бассейнов. Утилизация отходов : сб. научн. тр.* Харьков, 1999. С. 166–167.

31. Yukhymenko M., Ostroha R., Lytvynenko A., Mikhajlovskiy Y., Bocko J. Cooling Process Intensification for Granular Mineral Fertilizers in a Multistage Fluidized Bed Device. *Advanced Manufacturing and Processing*. 2020. Vol. 2. P. 249–257.
32. Yukhymenko M., Artyukhov A., Ostroha R., Artyukhova N., Krmela J., Bocko J. Multistage Shelf Devices with Fluidized Bed for Heat-Mass Transfer Processes: Experimental Studies and Practical Implementation. *Applied Sciences*. 2021; 11(3):1159.
33. Artyukhov A., Artyukhova N., Ostroha R., Yukhymenko M., Bocko J., Krmela J. Convective Drying in the Multistage Shelf Dryers: Theoretical Bases and Practical Implementation. *Drying Unit Operations*. London: IntechOpen, 2019. Chapter 3. Edition: Israel Pala-Rosas.
34. Донат Е. В., Юхименко Н. П. Оптимизация системы очистки воздуха при обеспыливании и пневмокласификации зернистых материалов. *Оптимизация систем очистки воздуха и вентиляции промышленных зданий : сб. научн. тр.* Пермь, 1993. С. 9–14.
35. Протодряконов И. О. Богданов С. Р. Статистическая теория явлений переноса в процессах химической технологии. Ленинград : Химия, 1983. 400 с.
36. Берд Р., Стьюарт В., Лайтфут Е. Явления переноса. Москва : Химия, 1974. 688 с.
37. Струминский В. В. Аэродинамика и молекулярная газовая динамика. Москва : Наука, 1985. 240 с.
38. Литвиненко А. В., Юхименко Н. П. Математическая модель гидродинамики движения двухфазного восходящего потока в пневмокласификаторах переменного сечения. *Вестник НТУ «ХПИ»*. Серия: Новые решения в современных технологиях. Харьков : НТУ «ХПИ», 2016. № 25(1197). С. 113–118.
39. Шрайбер А. А., Милютин В. Н., Яценко В. П. Гидромеханика двухкомпонентных потоков с твердым полидисперсным веществом. Киев : Наукова думка, 1980. 252 с.
40. Муштаев В. И., Ульянов В. М. Сушка дисперсных материалов. Москва : Химия, 1988. 352 с.
41. Горбис З. Р. Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков. Москва : Энергия, 1970. 424 с.
42. Разумов И. М. Псевдооживление и пневмотранспорт сыпучих материалов. Москва : Химия, 1972. 240 с.
43. Филиппов В. А. Техника и технология сушки угля. Москва : Недра, 1975. 287 с.
44. Литвиненко А. В. Класифікація та пневмозбагачення сипких сумішей у гравітаційному пневмокласифікаторі: дис. ... канд. техн. наук. Суми : Сумський державний університет, 2017. 169 с.

45. Lytvynenko A., Pavlenko I., Yukhymenko M., Ostroha R., Pitel J. Hydrodynamics of Two-Phase Upflow in a Pneumatic Classifier with the Variable Cross-Section. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. Cham. Switzerland*, 2020. P. 216–227.
46. Бабуха Г. Л., Рабинович М. И. Механика и теплообмен потоков полидисперсной газозвеси. Киев : Наукова думка, 1969. 220 с.
47. Механика гранулированных сред; Теория быстрых движений : сб. статей / пер. с англ. Москва : Мир, 1985. 280 с.
48. Расчеты аппаратов кипящего слоя. Справочник / под ред. А. П. Мухленова, Б. С. Сажина, В. Ф. Фролова. Ленинград : Химия, 1986. 352 с.
49. Беранек Я., Сокол Д. Техника псевдооживления. Москва : Гос. научн.-техн. изд. нефтяной и горно-топливной литературы, 1962. 160 с.
50. Лева М. Псевдооживление. Москва : Гостоптехиздат, 1961. 400 с.
51. Псевдооживление / под ред. И. Дэвидсона, Д. Харрисона. Москва : Химия, 1974. 728 с.
52. Разумов И. М. Пневмо- и гидротранспорт в химической промышленности. Москва : Химия, 1979. 246 с.
53. Donat E. V., Goloburdin A. I., Yukhimenko N. P. Effects of particle concentration and pipe diameter on rising-flow speed in pneumatic transport. *Journal of applied chemistry of the USSR*. 1988. Vol. 61(4). P. 712–715.
54. Yukhymenko M., Ostroha R., Litvinenko A., Bocko J. Estimation of gas flow dustiness in the main pipelines of booster compressor stations. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* 233, 012026, 2017.
55. Донат Е. В. Распределение концентраций частиц по высоте аппарата с кипящим слоем. *Журнал прикладной химии*. 1962. № 7. С. 1516–1522.
56. Lytvynenko A., Yukhymenko M., Pavlenko I., Pitel J., Mizakova J., Lytvynenko O., Ostroha R., Bocko J. Ensuring the Reliability of Pneumatic Classification Process for Granular Material in a Rhomb-Shaped Apparatus. *Applied Sciences*. 2019. Vol. 9(8), 1604.
57. Pavlenko I. V., Yukhymenko M. P., Lytvynenko A. V., Bocko J. Solving the Nonstationary Problem of the Disperse Phase Concentration during the Pneumoclassification Process of Mechanical Mixtures. *Journal of Engineering Sciences*. Vol. 6, is. 1 (2019). P. F1–F5.
58. Фролов В. Ф. Моделирование сушки дисперсных материалов. Ленинград : Химия, 1987. 108 с.
59. Лыков А. В. Теория теплопроводности. Москва : Высшая школа, 1967. 599 с.
60. Лыков А. В. Тепломассообмен. Справочник. Москва : Энергия, 1972. 60 с.
61. Аэров М. Э., Тодес О. М. Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем. Ленинград : Химия, 1968. 512 с.

62. Протодьяконов И. О., Марцулевич Н. А., Марков А. В. Явления переноса в процессах химической технологии. Ленинград : Химия, 1981. 264 с.
63. Шрайбер А. А., Гавин Л. Б., Наумов В. А., Яценко В. П. Турбулентные течения газовзвеси. Киев : Наукова думка, 1987. 240 с.
64. Романков П. Г., Фролов В. Ф. Массообменные процессы химической технологии (системы с твердой фазой). Ленинград : Химия, 1990. 384 с.
65. Кафаров В. В., Дорохов И. Н. Системный анализ процессов химической технологии. Москва : Наука, 1976. 500 с.
66. Нащокин В. В. Техническая термодинамика и теплопередача. Москва : Высшая школа, 1980. 469 с.
67. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент. Справочник / под ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. Москва : Энергоатомиздат, 1988. 560 с.
68. Yukhymenko M., Ostroha R., Lytvynenko A., Mikhajlovskiy Y., Bocko J. (2020). Cooling Process Intensification for Granular Mineral Fertilizers in a Multistage Fluidized Bed Device. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. Switzerland*, 2020. P. 249–257.
69. Сыромятников Н. И., Васанова Л. К., Шиманский Ю. Н. Тепло- и массообмен в кипящем слое. Москва : Химия, 1967. 176 с.
70. Горбис З. Р., Календерьян В. А. Теплообменники с проточными дисперсными теплоносителями. Москва : Энергия, 1975. 296 с.
71. А.с. № 1350462 СССР, МКИ F 27 В 7/38. Способ охлаждения зернистого материала / Н. П. Юхименко, Е. В. Донат. № 3985881, заявл. 16.10.85, опубл. 07.11.87, Бюл. № 41.
72. А.с. № 976233 СССР, МКИ F 25 D 1/00. Аппарат для охлаждения порошкообразных материалов / Е. В. Донат, А. Г. Гаврилов, В. М. Вирченко, Н. П. Юхименко. № 3240997, заявл. 22.12.80, опубл. 23.11.82, Бюл. № 43.
73. А.с. № 1308810 СССР, МКИ F 26 В 17/12, F 28 С 3/16. Теплообменный аппарат для термообработки сыпучих материалов / Н. П. Юхименко, Е. В. Донат. № 3964963, заявл. 14.10.85, опубл. 07.05.87, Бюл. № 17.
74. А.с. № 1086328 СССР, МКИ F 26 В 17/12. Аппарат для охлаждения зернистых и порошкообразных материалов / Н. П. Юхименко, Е. В. Донат. № 3589266, заявл. 10.05.83, опубл. 15.04.84, Бюл. № 14.
75. А.с. № 1325262 СССР, МКИ F 25 D 1/00. Аппарат для охлаждения зернистых и порошкообразных материалов / Н. П. Юхименко, Е. В. Донат. № 3892399, заявл. 30.04.85, опубл. 23.07.87, Бюл. № 27.
76. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия. Москва : Энергия, 1968. 274 с.
77. Бродянский В. М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. Москва : Энергоатомиздат, 1988.

78. Кафаров В. В., Мешалкин В. П., Гурьева Л. В. Оптимизация теплообменных процессов и систем. Москва : Энергоатомиздат, 1988. 192 с.
79. Донат Е. В., Вирченко В. М., Юхименко Н. П. Аппарат для охлаждения и обеспыливания гранулированных и зернистых материалов. *Химическая промышленность*. 1984. № 3. С. 180–181.
80. Балабеков О. С., Балтаев Л. Ш. Очистка газов в химической промышленности. Процессы и аппараты. Москва : Химия. 1991. 256 с.
81. Юхименко Н. П., Карпович Є. А., Вакал С. В., Клименко Р. Н. Производство аммонизированного суперфосфата. Эксергетические аспекты снижения энергозатрат. *Хімічна промисловість України*. 2012. № 5. С. 55–63.
82. Степанов В. С. Анализ энергетического совершенства технологических процессов. Новосибирск : Наука, 1984. 373 с.
83. Хараз Д. И., Псахис Б. И. Пути использования вторичных энергоресурсов в химических производствах. Москва : Химия, 1984. 224 с.
84. Yukhimenko N., Vakal S. The exergy analysis of energy efficiency of the technology of granulated phosphorus-potassium fertilizers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Series: Technologies organic and inorganic substances*. 2016. № 5/6(83). P. 4–10.
85. Юхименко Н. П., Вакал С. В. Производство сульфата алюминия. Эксергетические аспекты снижения энергозатрат. *Хімічна промисловість України*. 2011. № 4. С. 45–49.
86. Юхименко М. П. Оцінка ефективності енерговикористовуючого обладнання шляхом ексергетичного аналізу. *Вісник Сумського національного аграрного університету*. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». 2003. Вип. 10. С. 249–252.
87. Балабеков О. С., Балтаев Л. Ш. Очистка газов в химической промышленности. Процессы и аппараты. Москва : Химия, 1991. 256 с.
88. А.с. № 1447902 СССР, МКИ С 22 В 1/26. Способ охлаждения зернистого полидисперсного материала / Н. П. Юхименко, Е. В. Донат. № 4221611, заявл. 31.03.87, опубл. 30.12.88, Бюл. № 48.
89. Сажин Б. С. Основы техники сушки. Москва : Химия, 1984. 320 с.
90. Муштаев В. И., Ульянов В. М., Тимонин А. С. Сушка в условиях пневмотранспорта. Москва : Химия, 1984. 232 с.

Наукове видання

Юхименко Микола Петрович
Острога Руслан Олексійович
Боцко Йожеф

**Конвективне охолодження гранульованих
та зернистих матеріалів**

Монографія

Дизайн обкладинки В.Б. Гайдабрус
Комп'ютерна верстка О.І. Молодецька

Підписано до друку 09.09.2021
Формат 60x84 1/16. Папір офсетний
Друк цифровий. Ум. друк. арк. 8,84. Обл.-вид. арк. 9,44
Тираж 300 прим. Замовлення № Д21-12/006

Відділ реалізації:
Тел./факс: (0542) 65-75-85. Тел.: (067) 542-08-01
E-mail: info@book.sumy.ua

ПФ «Видавництво “Університетська книга”»
40000, м. Суми, площа Покровська, 6
E-mail: publish@book.sumy.ua
www.book.sumy.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК № 7467 від 05.10.2021