

Ільїн Сергій Віталійович, кандидат технічних наук, доцент Запорізький національний університет, ORCID: 0000-0003-3563-9536

Саєнко Євген Єдуардович, аспірант, Запорізький національний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ЦИКЛОННО ВИХОРОВОЇ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ГАЗОВОЇ ПЕЧІ

Сучасний стан промисловості та економіки України висуває одним з основних вимог подальший розвиток технічного прогресу в країні, зменшення капітальних витрат і людських ресурсів в процесі виробництва. Останнім часом відзначається поширення циклон-вихрових пристроїв в різних областях техніки, що обумовлено можливістю інтенсифікації робочих процесів. Спеціалізовані дослідження промислових печей показують, що циклон-вихрові пристрої є одними з найбільш перспективних нагрівальних пристроїв. Циклон-вихрові пристрої забезпечують значну інтенсифікацію теплообміну, дозволяють підвищити швидкість і якість нагріву виробів, знизити витрату палива. Переваги циклон-вихрових пристроїв визначаються аеродинамічною структурою і особливою організацією руху потоків, тому механіка газів набуває тут особливого значення. Одним з ефективних енергозберігаючих методів при термообробці довгомірних виробів є застосування місцевого нагріву в термічній печі. Організація місцевого нагріву дозволяє відмовитися від будівництва і експлуатації печей великих розмірів, що дає значну економію палива і матеріальних засобів, а також дозволяє більш раціонально використовувати виробничі площі підприємств для інших технологічних цілей. Найбільш привабливим для цих цілей є застосування циклонних топко, або циклон-вихрових камер згоряння. Для плавлення кольорових металів в електронній та радіотехнічній промисловості використовуються циклонні тигельні печі, застосування яких поліпшило як процес плавлення, так і збільшило коефіцієнт використання тепла палива. Для спалювання мазуту в котельних агрегатах розроблена циклона топка. Для місцевого нагріву довгомірних прутків з тугоплавких металів розроблена і впроваджена прохідна циклонна піч, яка показала задовільні результати. При створенні такої печі необхідно було розглянути ряд питань, що стосуються як конструктивного виконання печі, так і питань теплообміну і аеродинаміки. При виборі конструктивного виконання печі прагнули розробити піч, яка при мінімальних витратах палива забезпечувала б мінімум шумових ефектів. Для інтенсифікації процесів горіння і теплообміну в печі застосована циклон-вихрова камера згоряння.

Ключові слова: гідроциклони, гідродинамічні параметри, продуктивність, загальний коефіцієнт опору

Постановка проблеми. Незважаючи на те, що гідроциклони застосовуються велику кількість років, все ж вони не повністю досліджені. Причиною цього є складність явищ, які протікають в гідроциклоні. Зважаючи на недостатність проведених наявних теоретичних досліджень роботи гідроциклонів підбір їх поки здійснюється на підставі досвідчених даних. В основному методи розрахунків придатні для реалізації на подібних гідроциклонах. Існуюче різноманіття емпіричних формул для розрахунку продуктивності гідроциклонів ускладнює використання їх в практичній діяльності, так як існуючі формули є емпіричними залежностями і не розкривають фізичної сутності процесів, що здійснюються в гідроциклоні, і не можуть бути використані при аналізі, і проектуванні нових гідроциклонів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Практичні розрахунки ґрунтуються на теоретичних положеннях, і в той же час вимагають залучення великого

експериментального матеріалу і даних практики [1]. В останні роки в технічній літературі з'явилося багато різних формул для розрахунку продуктивності і крупності граничного зерна [2; 3]. Велика розмаїтість формул ускладнює виконання практичних розрахунків і вибір гідроциклонів [4; 5]. Тому слід зупинитися на зіставленні цих формул з метою вибору найбільш прийнятних з них для розрахунків в практиці збагачення [6].

Метою дослідження є отримання аналітичної залежності, що зв'язує розрахунок продуктивності гідроциклонів з його коефіцієнтом опору.

Виклад основного матеріалу.

Незважаючи на те, що гідроциклони застосовуються вже кілька десятиріч, все ж вони ще не повністю досліджені [7]. Причиною цього є складність явищ, що протікають в гідроциклоні [8]. Зважаючи на недостатність наявних теоретичних досліджень роботи циклонів, підбір їх поки проводиться на підставі досвідчених даних. Наприклад, для ряду циклонів наводяться відносні розміри їх елементів, або значення їх коефіцієнтів опору [9]. Такий метод придатний для розрахунку подібних циклонів і не дозволяє розрахувати циклони, конструкція яких відрізняється від наведених. Тому метою даної роботи було визначення аналітичної залежності, що зв'язує опір гідроциклонів з його геометричними і режимними параметрами.

Опір в гідроциклонах визначають за його коефіцієнтом опору [10]:

$$\xi_{\text{вх}} = \frac{2\Delta P}{\rho_0 W_0^2},$$

де ΔP – різниця між повним тиском на вході в гідроциклон і статичним на виході зі зливної насадки, Па; W_0^2 – квадрат швидкості на вході в гідроциклон, м/с; ρ_0 – щільність суспензії, кг/м³.

На відміну від газових циклонів [11] в гідроциклонах, частина суспензії, у вигляді збагаченої пульпи безперервно зливається через шламову насадку, а інша частина, освітлена вода, через зливну насадку залишає циклон.

Гідроциклон потрібно розглядати як гідравлічний опір, що має дві гідравлічні лінії: «злив» і «пісок» [12]. У зв'язку з цим кожна лінія має гідравлічний опір, який визначається власним коефіцієнтом опору:

– по лінії «зливу»:

$$\xi_{\text{вх1}} = \frac{\Delta P_{0-1}}{\rho_0 W_{01}^2};$$

– по лінії «пісків»:

$$\xi_{\text{вх2}} = \frac{\Delta P_{0-2}}{\rho_0 W_{02}^2},$$

де ΔP_{01} , ΔP_{02} – різниця між повним тиском на вході в циклон і статичним у зливній трубі та піскової насадки, відповідно, Па; ρ_0 – щільність суспензії, кг/м³; W_{01}^2 – швидкість суспензії зливної насадки, віднесеної до входу в циклон, м/с; W_{02}^2 – швидкість пульпи піскової насадки, віднесеної до входу в циклон, м/с.

Для визначення масових витрат освітленої води через зливну та шламову насадки користуються наступною системою рівнянь [13]:

$$m_1 = \pi \rho_1 W_1 \sin \alpha_1 (R_{TR}^2 - R_B^2); m_2 = \pi \rho_2 W_2 \sin \alpha_2 (R_K^2 - R_{BK}^2).$$

де ρ_1 – щільність суспензії на виході зі зливної насадки, кг/м³; ρ_2 – щільність пульпи на виході зі шламової насадки, кг/м³; W_1 – швидкість суспензії на виході з зливної насадки, м/с; W_2 – швидкість пульпи на виході зі шламової насадки, м/с; α_1 – кут кривки на виході

зі зливної насадки гідроциклону (кут між вектором абсолютної швидкості ω_1 і його окружним напрямком $\omega_{1н}$), град; α_2 – кут крутки на виході зі шламової насадки гідроциклону (кут між вектором абсолютної швидкості ω_2 і його окружним напрямком $\omega_{2н}$), град; $R_{ТР}$ – внутрішній радіус труби зливної насадки, м; R_B – радіус повітряного вихору в зливній насадці, м; R_K – внутрішній радіус конуса шламової насадки, м; $R_{БК}$ – радіус повітряного вихору у шламовій насадці, м.

Рішення системи проводимо відповідно до m_1 :

$$m_0 \left(1 - \frac{m_2}{m_0} \right) = \pi \rho_1 W_1 \sin \alpha_1 (R_{ТР}^2 - R_B^2),$$

звідки

$$\sin \alpha_1 = \frac{m_0 \left(1 - \frac{m_2}{m_0} \right)}{\pi \rho_1 W_1 (R_{ТР}^2 - R_B^2)}.$$

Рівняння моменту кількості руху визначають за рівнянням:

$$\varepsilon M_0 = M_1 + M_2,$$

де $M_0 = m_0 W_0 R_0 +$ – момент кількості руху суспензії на вході в циклон;

$M_1 = m_1 W_1 \cos \pm_1 \frac{R_{ТР} + R_B}{2}$ – момент кількості руху освітленої води на виході зі зливної

насадки; $M_2 = m_2 W_2 \cos \pm_2 \cdot \frac{R_K + R_{БК}}{2}$ – момент кількості руху пульпи на виході зі

шламової насадки; $\varepsilon = \frac{M_1}{M_0 \left(1 - \frac{M_2}{\varepsilon M_0} \right)}$ – коефіцієнт зменшення початкового моменту

кількості руху освітленої води.

Рішення рівняння по M_1 рівняння моменту кількості руху перетвориться до виду:

$$\varepsilon M_0 \left(1 - \frac{M_2}{\varepsilon M_0} \right) = m_1 W_1 \cos \alpha_1 \frac{R_{ТР} + R_B}{2}.$$

Звідки

$$\cos \pm_1 = \frac{\varepsilon M_0 \left(1 - \frac{M_2}{\varepsilon M_0} \right)}{m_1 W_1 \frac{R_{ТР} + R_B}{2}}.$$

Визначаючи середньорозхідний кут крутки на виході зі зливної насадки (труби) маємо:

$$\operatorname{tg} \pm_1 = \frac{\rho_0}{\rho_1} \cdot \frac{\Sigma f_0}{2\pi R_0 (R_{ТР} - R_B)} \cdot \frac{\left(1 - \frac{m_2}{m_0} \right)^2}{\varepsilon \left(1 - \frac{M_2}{\varepsilon M_0} \right)}.$$

де Σf_0 – площа входу суспензії через вхідну насадку, м².

Із цієї залежності визначаємо радіус внутрішнього вихору в зливній трубі:

$$R_B = R_{ТР} - \frac{\Sigma f_0}{2\pi R_0 \operatorname{tg} \pm_1} \cdot \frac{\rho_0}{\rho_1} \cdot \frac{\left(1 - \frac{m_2}{m_0} \right)^2}{\varepsilon \left(1 - \frac{M_2}{\varepsilon M_0} \right)}.$$

Вектор абсолютної швидкості освітленої води в перерізі на виході зі зливної насадки циклону визначається виходячи з рівняння витрати освітленої води через зливну насадку в наступному вигляді:

$$W_1 = \frac{m_0 \left(1 - \frac{m_2}{m_0}\right)}{\pi \rho_1 \sin \alpha_1 (R_{\text{ТР}}^2 - R_B^2)}.$$

Опір циклону по лінії зливу визначається наступним рівнянням:

$$\Delta P = \frac{\rho_1}{2\phi^2} \left[\frac{m_0 \left(1 - \frac{m_2}{m_0}\right)}{\pi \rho_1 \sin \alpha_1 (R_{\text{ТР}}^2 - R_B^2)} \right]^2.$$

Коефіцієнт опору гідроциклону по лінії зливу, що працює при зливні пульпи зі шламової насадки:

$$\xi_{\text{вх}_1} = \frac{\rho_1}{\rho_0} \left[\frac{\frac{R_0}{R_y} \varepsilon \cdot \left(1 - \frac{M_2}{\varepsilon M_0}\right)}{\phi \frac{R_{\text{ТР}}}{R_y} \left(1 - \frac{m_2}{m_0}\right) \left[1 - \frac{\sum f_0}{\pi R_0 R_{\text{ТР}}} \frac{\left(1 - \frac{m_2}{m_0}\right)^2}{\varepsilon \left(1 - \frac{M_2}{\varepsilon M_0}\right)} \frac{1}{4 \text{tg} \alpha_1} \right] \cos \alpha_1} \right]^2.$$

Рішення цього рівняння приводить до наступного результату:

$$\frac{4 \varepsilon \sin^3 \alpha_1}{(1 + \sin^2 \alpha_1) \cos \alpha_1} = \frac{\sum f_0}{\pi R_0 R_{\text{ТР}}} \cdot \frac{\left(1 - \frac{m_2}{m_0}\right)^2}{\left(1 - \frac{M_2}{\varepsilon M_0}\right)}.$$

З залежностей випливає, що опір гідроциклону, що працює при зливні пульпи зі шламової насадки, визначається його геометричним параметром крутки $\phi = \frac{\sum f}{\pi R_0 R_{\text{ТР}}}$, відносною величиною маси, що пройшла через шламову насадку, їх моментами кількості руху, реальністю процесу, що визначається коефіцієнтами ϕ і ε .

Виробляючи аналогічні рішення для лінії пісків отримали коефіцієнт опору для конічної частини гідроциклону [13]:

$$\xi_{\text{вих}_1} = \frac{\frac{R_0}{R_y} \cdot \varepsilon \cdot \left(1 - \frac{M_1}{\varepsilon M_0}\right)}{\phi \frac{R_{\kappa}}{R_y} \left(1 - \frac{m_1}{m_0}\right) \left[1 - \frac{\sum f_0}{\pi R_0 R_{\kappa}} \frac{\left(1 - \frac{m_1}{m_0}\right)^2}{\varepsilon \left(1 - \frac{M_1}{\varepsilon M_0}\right)} \frac{1}{4 \text{tg} \alpha_2} \right] \cdot \cos \alpha_2}.$$

Кут скручування на виході з піскової насадки α_2 :

$$\frac{4\varepsilon \sin^3 \alpha_2}{(1 + \sin^2 \alpha_2) \cos \alpha_2} = \frac{\Sigma f_0}{\pi R_0 R_\kappa} \cdot \frac{\left(1 - \frac{m_1}{m_0}\right)^2}{\left(1 - \frac{M_1}{\varepsilon M_0}\right)},$$

при $m_2 = 0$, тобто немає зливу через піскову насадку, і вся пульпа виходить через зливну трубу, отримаємо коефіцієнт опору по лінії зливу в наступному вигляді:

$$\xi_{\text{вх1}} = \frac{\rho_1}{\rho_0} \cdot \left[\frac{\frac{R_0 \cdot \varepsilon}{R_\eta}}{\phi \frac{R_{\text{ТР}}}{R_\eta} \cdot \left[1 - \frac{\Sigma f_0}{\pi R_0 R_{\text{ТР}}} \cdot \frac{1}{4 \text{tg} \alpha_1} \right] \cdot \cos \alpha_1} \right]^2.$$

Для спрощення розрахунків, коефіцієнт опору по лінії зливу трансформується до виду

$$\xi_{\text{вх1}} = \frac{\rho_1}{\rho_0} \cdot \left[\frac{\frac{R_0 \cdot \varepsilon}{R_\eta}}{\phi \frac{R_{\text{ТР}}}{R_\eta} \cdot \left(\frac{\cos \alpha_1}{1 + \sin^2 \alpha_1} \right)} \right]^2,$$

а кут крутки на виході зі зливної насадки α_1 для $\alpha_1 \leq 50^\circ$ з достатньою точністю визначається за спрощеною залежністю отриманою відповідно до [14]:

$$\alpha_1 = \arcsin^3 \sqrt{\frac{\Sigma f_0}{\pi R_0 R_{\text{ТР}}} \cdot \frac{1}{4\varepsilon}},$$

при $m_1 = 0$, тобто немає зливу через зливну трубу і вся пульпа виходить через піскову насадку, отримаємо коефіцієнт опору по лінії пісків в наступному вигляді:

$$\xi_{\text{вх2}} = \frac{\rho_2}{\rho_0} \cdot \left[\frac{\frac{R_0 \cdot \varepsilon}{R_\eta}}{\phi \frac{R_\kappa}{R_\eta} \cdot \left[1 - \frac{\Sigma f_0}{\pi R_0 R_\kappa} \cdot \frac{1}{4 \text{tg} \alpha_2} \right] \cdot \cos \alpha_2} \right]^2.$$

Для спрощення розрахунків, коефіцієнт опору по лінії пісків трансформується до виду

$$\xi_{\text{вх2}} = \frac{\rho_2}{\rho_0} \cdot \left[\frac{\frac{R_0 \cdot \varepsilon}{R_\eta}}{\phi \frac{R_\kappa}{R_\eta} \cdot \left(\frac{\cos \alpha_2}{1 + \sin^2 \alpha_2} \right)} \right]^2.$$

Кут скручування на виході з піскової насадки α_2 визначається за спрощеною залежністю отриманою відповідно до [15]:

$$\alpha_2 = \arcsin^3 \sqrt{\frac{\Sigma f_0}{\pi R_0 R_\kappa} \cdot \frac{1}{4\varepsilon}}.$$

З наведених залежностей випливає, що коефіцієнт опору гідроциклону визначається його геометричним комплексом. Таким чином, це дозволяє визначати опір нових проєктованих гідроциклонів різних конструктивних форм.

Для розрахунку коефіцієнта опору необхідно володіти деякими величинами моментів руху рідини та їх витратами.

Для аналізу впливу конструктивних і режимних параметрів на коефіцієнт опору гідроциклону розглядається модель гідроциклону з певними заданими параметрами.

Для циліндричної частини гідроциклону приймаємо:

Геометричний комплекс:

$$\frac{\Sigma f}{\pi \cdot R_0 \cdot R_{mp}} = 0,3,$$

де Σf – сумарна площа входу суспензії через вхідну насадку гідроциклону, м²; R_0 – радіус підведення суспензії через вхідну насадку гідроциклону, м; R_{mp} – радіус труби зливної насадки гідроциклону, м.

Ступінь радіальності завихрювача:

$$\frac{R_0}{R_y} = 0,83; \frac{R_{mp}}{R_y} = 0,5,$$

де R_y – радіус циліндричної частини гідроциклону, м.

Коефіцієнт зменшення початкового моменту кількості руху $\varepsilon = 1$, коефіцієнт втрати швидкості $\varphi = 0,9$.

Для конічної частини гідроциклону приймаємо геометричний комплекс:

$$\frac{\Sigma f}{\pi \cdot R_0 \cdot R_k} = 0,6.$$

Ступінь радіальності завихрювача:

$$\frac{R_0}{R_y} = 0,83; \frac{R_k}{R_y} = 0,3.$$

Коефіцієнт зменшення початкового моменту кількості руху $\varepsilon = 1$, коефіцієнт втрати швидкості $\varphi = 0,9$.

Средньовитратний кут скручування в перерізі на виході з шламової насадки гідроциклону:

$$\alpha_2 = \text{ark sin} \sqrt[3]{\frac{\Sigma f}{\pi \cdot R_0 \cdot R_k} \cdot \frac{1}{4 \cdot \varepsilon} \cdot \frac{(1 - m_1 / m_0)^2}{(1 - M_1 / M_0)}}$$

де m_1 – масова витрата освітленої води через зливну насадку, кг/с; m_0 – масова витрата суспензії через вхідну насадку гідроциклону, кг/с.

З урахуванням рівняння нерозривності зробимо наступні перетворення:

$$1 - \frac{m_1}{m_0} = 1 - \frac{m_0 - m_2}{m_0} = \frac{m_0 - m_0 + m_2}{m_0} = \frac{m_2}{m_0}; 1 - \frac{M_1}{M_0} = 1 - \frac{M_0 - M_2}{M_0} = \frac{M_0 - M_0 + M_2}{M_0} = \frac{M_2}{M_0},$$

де m_2 – масова витрата пульпи через шламову насадку, кг/с.

Таким чином, середньовитратний кут скручування в перерізі на виході з шламової насадки гідроциклону буде визначатися за наступною залежністю:

$$\alpha_2 = \text{ark sin} \sqrt[3]{\frac{\Sigma f}{\pi \cdot R_0 \cdot R_k} \cdot \frac{1}{4 \cdot \varepsilon} \cdot \frac{(m_2 / m_0)^2}{M_2 / M_0}}$$

Коефіцієнт опору по гідроциклону з урахуванням моментів кількості руху і масових витрат представимо в наступному вигляді:

$$\xi_{\text{exl}} = \frac{\rho_1}{\rho_0} \left[\frac{\frac{R_0}{R_y} \cdot \varepsilon \cdot \left(1 - \frac{M_2}{\varepsilon M_0}\right)}{\varphi \cdot \frac{R_{mp}}{R_y} \cdot \left(1 - \frac{m_2}{m_0}\right) \cdot \left(1 - \frac{1}{4 \text{tg} \alpha_1 \cdot \varepsilon} \cdot \frac{\sin^3 \alpha_1 \cdot 4 \varepsilon}{(1 + \sin^2 \alpha_1) \cdot \cos \alpha_1}\right) \cdot \cos \alpha_1} \right]^2;$$

– комплекс кута скручування суспензії в гідроциклоні:

$$\left(1 - \frac{1}{4 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 \cdot \varepsilon} \cdot \frac{\sin^3 \alpha_1 \cdot 4 \cdot \varepsilon}{(1 + \sin^2 \alpha_1) \cdot \cos \alpha_1}\right) \cdot \cos \alpha_1 = \cos \alpha_1 - \frac{\sin^3 \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha_1 \cdot (1 + \sin^2 \alpha_1)} =$$

$$= \cos \alpha_1 - \frac{\sin^3 \alpha_1 \cdot \cos \alpha_1}{\sin \alpha_1 \cdot (1 + \sin^2 \alpha_1)} = \cos \alpha_1 \cdot \left(1 - \frac{\sin^2 \alpha_1}{1 + \sin^2 \alpha_1}\right)$$

– коефіцієнт опору по циклону:

$$\xi_{\text{ex1}} = \frac{\rho_1}{\rho_0} \left[\frac{\frac{R_0}{R_y} \cdot \varepsilon \cdot \left(1 - \frac{M_2}{\varepsilon M_0}\right)}{\varphi \cdot \frac{R_{mp}}{R_y} \cdot \left(1 - \frac{m_2}{m_0}\right) \cdot \left(1 - \frac{\sin^2 \alpha_1}{(1 + \sin^2 \alpha_1)}\right) \cdot \cos \alpha_1} \right]^2$$

– коефіцієнт перетворення комплексу:

$$\left(1 - \frac{\sin^2 \alpha_1}{1 + \sin^2 \alpha_1}\right) \cdot \cos \alpha_1 = \left(\frac{1 + \sin^2 \alpha_1 - \sin^2 \alpha_1}{1 + \sin^2 \alpha_1}\right) \cos \alpha_1 = \frac{1}{1 + \sin^2 \alpha_1} \cdot \cos \alpha_1 = \frac{\cos \alpha_1}{1 + \sin^2 \alpha_1}$$

З урахуванням наведених комплексів отримуємо вираз, що визначає коефіцієнт опору в зливній трубі:

$$\xi_{\text{ex1}} = \frac{\rho_1}{\rho_0} \left[\frac{\frac{R_0}{R_y} \cdot \varepsilon \cdot \left(1 - \frac{M_2}{\varepsilon M_0}\right)}{\varphi \cdot \frac{R_{mp}}{R_y} \cdot \left(1 - \frac{m_2}{m_0}\right) \cdot \left(\frac{\cos \alpha_1}{(1 + \sin^2 \alpha_1)}\right)} \right]^2$$

Кут скручування в зливній трубі:

$$\alpha_1 = \operatorname{arcsin} \sqrt[3]{\frac{\sum f}{\pi \cdot R_0 \cdot R_{mp}} \cdot \frac{1}{4 \cdot \varepsilon} \cdot \frac{(1 - m_2 / m_0)^2}{(1 - M_2 / M_0)}}$$

Виробляючи аналогічні рішення для лінії пісків, отримуємо коефіцієнт опору для конічної частини гідроциклоні:

$$\xi_{\text{ex2}} = \frac{\rho_2}{\rho_0} \left[\frac{\frac{R_0}{R_y} \cdot \varepsilon \cdot \left(\frac{M_2}{\varepsilon M_0}\right)}{\varphi \cdot \frac{R_k}{R_y} \cdot \left(\frac{m_2}{m_0}\right) \cdot \left(\frac{\cos \alpha_2}{(1 + \sin^2 \alpha_2)}\right)} \right]^2$$

або

$$\xi_{\text{ex2}} = \frac{\rho_2}{\rho_0} \left[\frac{\frac{R_0}{R_y} \cdot \varepsilon \cdot \left(1 - \frac{M_1}{\varepsilon M_0}\right)}{\varphi \cdot \frac{R_k}{R_y} \cdot \left(1 - \frac{m_1}{m_0}\right) \cdot \left(\frac{\cos \alpha_2}{(1 + \sin^2 \alpha_2)}\right)} \right]^2$$

Зробимо розрахунок коефіцієнту опору, кута скручування і розміру повітряного вихору в циліндричній і конічній частинах при зміні моменту скручування води в пісок при різних витратах води в пісок.

Провівши необхідні розрахунки та виконавши експериментальні дослідження отримані дані наведені в табл. 1 і 2.

Таблиця 1 – Розрахунок зміни коефіцієнта опору в циліндричній частині гідроциклону при зміні витрати води в пісок при різних моментах крутки води в піску

$M_2/M_0 = 0,8$						
m_2/m_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
α_1	46,343	38,638	31,092	23,276	14,483	0
$\cos\alpha_1/(1+\sin^2\alpha_1)$	0,453	0,562	0,676	0,794	0,911	1
ζ_{ex_1}	0,658	0,669	0,822	1,3401	4,076	∞
$M_2/M_0 = 0,6$						
m_2/m_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
α_1	35,138	29,784	24,257	18,323	11,476	0
$\cos\alpha_1/(1+\sin^2\alpha_1)$	0,614	0,696	0,7802	0,864	0,942	1
ζ_{ex_1}	1,434	1,745	2,471	4,534	15,237	∞
$M_2/M_0 = 0,4$						
m_2/m_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
α_1	30,23	25,755	21,062	15,962	10,023	0
$\cos\alpha_1/(1+\sin^2\alpha_1)$	0,689	0,757	0,826	0,893	0,955	1
ζ_{ex_1}	2,563	3,316	4,955	9,532	33,351	∞
$M_2/M_0 = 0,2$						
m_2/m_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
α_1	27,25	23,276	19,076	14,483	9,107	0
$\cos\alpha_1/(1+\sin^2\alpha_1)$	0,735	0,794	0,853	0,911	0,963	1
ζ_{ex_1}	4,009	5,361	8,252	16,306	58,376	∞
$M_2/M_0 = 0$						
m_2/m_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
α_1	25,174	21,538	17,675	13,435	8,455	0
$\cos\alpha_1/(1+\sin^2\alpha_1)$	0,766	0,819	0,872	0,922	0,968	1
ζ_{ex_1}	5,761	7,87	12,354	24,843	90,286	∞

Таблиця 2 – Розрахунок розміру повітряного вихору у зливні гідроциклону при різних моментах кількості руху в пісковій насадці

$m_2/m_0 = 0$						
M_2/M_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
α_1	25,174	27,25	30,23	35,139	46,343	0
$R\theta/Rmp$	0,6809	0,636	0,571	0,4672	0,2844	0
$m_2/m_0 = 0,2$						
M_2/M_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
α_1	21,538	23,277	25,755	29,785	38,639	0
$R\theta/Rmp$	0,7568	0,7211	0,6684	0,5807	0,3996	0
$m_2/m_0 = 0,4$						
M_2/M_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
α_1	17,676	19,077	21,062	24,257	31,093	0
$R\theta/Rmp$	0,8306	0,8048	0,7663	0,7004	0,5523	0
$m_2/m_0 = 0,6$						
M_2/M_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
α_1	13,435	14,483	15,962	18,323	23,277	0
$R\theta/Rmp$	0,8995	0,8839	0,8602	0,8188	0,7211	0
$m_2/m_0 = 0,8$						
M_2/M_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
α_1	8,4557	9,1072	10,023	11,476	14,483	0
$R\theta/Rmp$	0,9596	0,9532	0,9434	0,9261	0,8839	0

Висновки з проведеного дослідження З урахуванням однакового принципу дії гідроциклонів і подоби їх конструкції, проведений розрахунок коефіцієнтів опору в циліндричній і конічних частинах гідроциклону. При цьому враховували моменти руху рідини і витрати, побудували графіки залежностей. З них видно, що із збільшенням проходження суспензії через піскову насадку коефіцієнт опору по лінії зливу зростає, а по лінії пісків падає. Загальний коефіцієнт опору падає при зростанні витрат через гідроциклон. При невеликих витратах через гідроциклон коефіцієнт опору залишається практично постійним.

З розрахованих залежностей випливає, що коефіцієнт опору гідроциклону визначається його геометричним комплексом. Таким чином, це дозволить визначити опір знову проєктованих гідроциклонів різних конструктивних форм і виконати розрахунковий аналіз по виявленню розмірів гідроциклонів, що забезпечують їх мінімальний опір.

Бібліографічний перелік

1. Каненко Г.М. Исследования некоторых работы труб Вентурри по высокоэффективной очистке газов. Москва : Химия, 1974. 48 с.
2. Кузнецов И.Е. Защита атмосферного воздуха от загрязнений. Москва : Высшая школа, 1991. 198 с.
3. Коузов П.А. Методы определения физико-химических свойств промышленных газов. Москва : Химия, 1983. 143 с.
4. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы. Москва : Энергия, 1978. 704 с.
5. Богатых С.А. Циклонно-пенные аппараты Москва : Metallurgy, 1985. 245 с.
6. Пирумов А.И. Обеспыливание газов. Москва : Стройиздат, 1987. 158 с.
7. Гурвица А.А. Пылеулавливание в металлургии. Москва : Metallurgy, 1988. 335 с.
8. Розенгарт Ю.А. Теплоэнергетика металлургических заводов. Москва : Metallurgy, 1985. 305 с.
9. Кропп Л.И. Очистка технологических и неорганизованных выбросов от пыли в металлургии Москва : Metallurgy, 1989. 279 с.
10. Шаприцкий В.И. Защита атмосферы в металлургии. Москва : Metallurgy, 1987. 285 с.
11. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы. Москва : Энергия, 1978. 704 с.
12. Каненко Г.М. Исследования некоторых работы труб Вентурри по высокоэффективной очистке газов. Москва : Химия, 1974. 48 с.
13. Кузнецов И.Е. Защита атмосферного воздуха от загрязнений. Москва : Высшая школа, 1991. 198 с.
14. Пейсахов И.Л. Атлас диаграмм и номограмм по пылегазовой технике. Москва : Metallurgy, 1981. 185 с.
15. Вальдберг А.Ю. Подготовка промышленных газов к очистке. Москва : Химия, 1983. 216 с.

References

1. Kanenko H.M. Studies of some ventura tubes for high-efficiency gas purification. Moscow : Khimiya, 1974. 48 p.
2. Kuznetsov I.E. Protection of atmospheric air from pollution. Moscow : Higher School, 1991. 198 p.
3. Kouzov P.A. Methods of determining physical and chemical properties of industrial gases. Moscow : Khimiya, 1983. 143 p.
4. Preobrazhensky V.P. Thermotechnical measurements and devices. Moscow : Energy, 1978. 704 p.
5. Bogatykh S.A. Cyclone foam apparatus Moscow : Metallurgy, 1985. 245 p.
6. Pyrumov A.I. Dedusting of gases. Moscow : Stroyizdat, 1987. 158 p.
7. Hurvitsa A.A. Dust collection in metallurgy. Moscow : Metallurgy, 1988. 335 p.
8. Rosengart Yu.A. Thermal power generation of metallurgical plants. Moscow : Metallurgy, 1985. 305 p.
9. Kropp L.I. Cleaning of technological and unorganized emissions from dust in metallurgy Moscow : Metallurgy, 1989. 279 p.

10. Shapritsky V.I. Protection of the atmosphere in metallurgy. Moscow : Metallurgy, 1987. 285 p.
11. Preobrazhensky V.P. Thermotechnical measurements and devices. Moscow : Energy, 1978. 704 p.
12. Kanenko H.M. Studies of some ventura tubes for high-efficiency gas purification. Moscow : Khimiya, 1974. 48 p.
13. Kuznetsov I.E. Protection of atmospheric air from pollution. Moscow : Higher School, 1991. 198 p.
14. Peysakhov I.L. Atlas of diagrams and nomograms for dust and gas technology. Moscow : Metallurgy, 1981. 185 p.
15. Waldberg A.Yu. Preparation of industrial gases for cleaning. Moscow : Khimiya, 1983. 216 p.

Ilin Serhii, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Zaporizhzhia National University, ORCID: 0000-0003-3563-9536

Sayenko Yevgen, Graduate Student, Zaporizhzhia National University

RESEARCH OF THE OPERATION OF THE CYCLONE VORTEX COMBUSTION CHAMBER OF A GAS FURNACE

The current state of Ukraine's industry and economy puts forward one of the main requirements for the further development of technical progress in the country, the reduction of capital costs and human resources in the production process. Recently, the spread of cyclone-vortex devices in various fields of technology has been noted, which is due to the possibility of intensification of work processes. Specialized studies of industrial furnaces show that cyclone-vortex devices are one of the most promising heating devices. Cyclone-vortex devices provide a significant intensification of heat exchange, allow to increase the speed and quality of heating products, and reduce fuel consumption. The advantages of cyclone-vortex devices are determined by the aerodynamic structure and the special organization of the movement of flows, therefore the mechanics of gases acquires special importance here. One of the effective energy-saving methods in the heat treatment of long products is the use of local heating in a thermal furnace. The organization of local heating makes it possible to abandon the construction and operation of large furnaces, which gives a significant saving of fuel and material resources, and also allows more rational use of the production areas of enterprises for other technological purposes. The most attractive for these purposes is the use of cyclone furnaces, or cyclone-vortex combustion chambers. Cyclone crucible furnaces are used for the melting of non-ferrous metals in the electronic and radio engineering industry, the use of which has improved both the melting process and increased the coefficient of fuel heat utilization. A cyclone furnace was developed for burning fuel oil in boiler units. For local heating of long rods made of refractory metals, a through-flow cyclone furnace was developed and implemented, which showed satisfactory results. When creating such a furnace, it was necessary to consider a number of issues related to the design of the furnace, as well as issues of heat exchange and aerodynamics. When choosing the design of the furnace, they sought to develop a furnace that would provide a minimum of noise effects with minimal fuel consumption. To intensify the processes of combustion and heat exchange in the furnace, a cyclone-vortex combustion chamber is used.

Keywords: hydrocyclones, hydrodynamic parameters, productivity, total drag coefficient

Стаття надійшла до редакції 21.04.2023 р.