

УДК 681.5.015

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВЗАЄМОЗВ'ЯЗКУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ І ФАКТОРІВ ВПЛИВУ НА ПУЛЬПУ У МЕХАНІЧНОМУ СПІРАЛЬНОМУ КЛАСИФІКАТОРІ**А. М. Мацуї**

Кіровоградський національний технічний університет

пр. Університетський, 8, м. Кіровоград, 25030, Україна. E-mail: matsuyan@mail.ru

Оскільки відсутність математичної моделі механічного спірального класифікатора, яка дозволила б керувати ним у автоматичному режимі, гальмує автоматизацію даного технологічного процесу, задача, що розв'язується у запропонованій статті, є актуальною. У роботі отримані аналітичні залежності, що описують взаємозв'язок конструктивних параметрів і факторів впливу на пульпу у механічному спіральному класифікаторі. Знайдені залежності лінійної швидкості руху зовнішньої та внутрішньої крайки спіралі, швидкості та тривалості руху вихідного потоку від швидкості обертання, кроку, радіуса спіралі, висоти робочого елемента спіралі. Показано, що найкраще значення кута нахилу корпусу класифікатора до горизонталі складає $18^{\circ}30'$, а висота робочого елемента – 0,33 м. Умови класифікації визначаються швидкістю обертання спіралі, а швидкість обертання спіралі класифікатора може розглядатись як керуючий вплив, що діє на розділення зерен за крупністю.

Ключові слова: класифікатор, моделювання, спіраль, потік, висхідний.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОСВЯЗИ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ФАКТОРОВ ВЛИЯНИЯ НА ПУЛЬПУ В МЕХАНИЧЕСКОМ СПИРАЛЬНОМ КЛАССИФИКАТОРЕ**А. Н. Мацуї**

Кіровоградський національний технічний університет

пр. Университетский, 8, г. Кіровоград, 25030, Україна. E-mail: matsuyan@mail.ru

Поскольку отсутствие математической модели механического спирального классификатора, которая позволила бы управлять им в автоматическом режиме, тормозит автоматизацию данного технологического процесса, решаемая в предложенной статье задача, является актуальной. В работе получены аналитические зависимости, которые описывают взаимосвязь конструктивных, эксплуатационных параметров и факторов влияния на пульпу в механическом спиральном классификаторе. Получены зависимости линейной скорости движения внешней и внутренней кромки спирали, скорости и продолжительности движения восходящего потока от скорости вращения, шага, радиуса спирали, высоты рабочего элемента спирали. Показано, что наилучшее значение угла наклона корпуса классификатора к горизонту составляет $18^{\circ}30'$, а высота рабочего элемента – 0,33 м. Условия классификации определяются скоростью вращения спирали, а скорость вращения спирали классификатора может рассматриваться как управляющее воздействие, которое влияет на разделение зерен по крупности.

Ключевые слова: классификатор, моделирование, спираль, поток, восходящий.

АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ. У цей час в Україні більшу частку сировини для чорної металургії отримують збагаченням бідних залізних руд, де в перших стадіях подрібнення допускаються великі перевитрати електроенергії і матеріалів, що можливо віднести як до процесу подрібнення, так і класифікації, який здійснюється у механічних спіральних класифікаторах. У сучасних умовах зменшення енергоємності процесів подрібнення і підвищення їх технологічної ефективності слід розглядати як найбільш важливу складову на шляху інтенсифікації процесів рудопідготовки [1], однак невідтримання в автоматичному режимі необхідних умов розділення твердого за крупністю в механічному спіральному класифікаторі приводить до значних збитків і підвищення собівартості магнетитового концентрату. У цьому зв'язку виникає проблема удосконалення автоматичного керування процесами розділення твердого за крупністю у механічних спіральних класифікаторах, яка розв'язувалась у відповідності з Галузевою програмою енергоефективності та енергозбереження на період до 2017 р., затвердженого наказом Міністра промислової політики України № 152 від 25.02.2009 року, в частині гірничо-металургійного комплексу та планом наукових досліджень Кіровоградського національного технічного університету. Тому актуальність даної публікації очевидна.

Готовий продукт у першій стадії подрібнення отримують на виході комплексу “кульовий млин – спіральний класифікатор”. У сучасних автоматизованих системах керування технологічними процесами збагачувальних фабрик даним комплексом керують за допомогою додавання води у спіральний класифікатор [2]. Найбільш часто здійснюють ручне регулювання або встановлюють завдання при автоматичному керуванні, використовуючи підхід, який фактично засновано на залученні непараметричних оцінок умовного математичного сподівання [3]. Однак таке керування не відповідає вимогам технологічного процесу. Автори з далекого зарубіжжя такі питання практично не досліджують, оскільки, зважаючи на специфіку родовищ, подібні цикли подрібнення у них відсутні [4]. Автоматичне керування механічними спіральними класифікаторами на новому рівні потребує удосконалення математичних моделей технологічних процесів [5]. Нині розроблені удосконалені математичні моделі кульового млина за параметром розрідження пульпи [6], руху пульпи у піскових жолобах механічних спіральних класифікаторів [7–8], завиткового живильника [9]. Основою математичної моделі механічного спірального класифікатора повинна слугувати теорія кла-

сифікації. Відома гідравлічна теорія механічних класифікаторів нехтує турбулентною дифузією. Найбільш повно гідравлічна теорія механічних класифікаторів розглянута Олевським (1960 р.). Він суттєво спростив подання гідродинамічних течій і показав, що гідравлічна теорія незадовільна для кількісного розрахунку технологічних режимів класифікації. Розробляються спроби удосконалення гідравлічної теорії класифікації Ушковим (1964 р.), Авершиним (1958 р.), Бокштейном (1960р.) та іншими. Грінман і Блях (1964, 1966 рр.) приходять до висновку, що головним механізмом класифікації є перемішування, а гідродинамічні течії є другорядними і ними можливо знехтувати [10]. З цих позицій вони розвивають гідравлічну теорію класифікації, яка конкретизує ряд положень. Зокрема, вони встановили, що розмір граничного зерна визначається інтенсивністю перемішування та глибиною класифікатора. При більш інтенсивному перемішуванні або меншій глибині басейна гранулометричний склад зливу стає значно грубішим. Не дивлячись на це, існуюча теорія гідравлічної класифікації не дозволяє будувати структури систем автоматичного керування, які б ефективно підтримували необхідний режим у механічних спіральних класифікаторах. Виділивши в головний механізм класифікації перемішування пульпи, його практично ніхто не розвивав, не знаходив математичних моделей.

Метою даних досліджень є отримання аналітичних залежностей, що описують взаємозв'язок конструктивних параметрів і факторів впливу на пульпу у механічному спіральному класифікаторі.

МАТЕРІАЛ І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ. Механічний спіральний класифікатор є складовим керованим об'єктом, у якому параметри являють собою випадкові процеси. Для таких керованих об'єктів запропонована методологія побудови математичних моделей з використанням непараметричних оцінок умовного математичного сподівання [11], однак на рівні моделювання перемішування пульпи її застосувати недоцільно. Тому скористаємося підходом аналітичного описання взаємозв'язку конструктивних, експлуатаційних параметрів спіралі і факторів її впливу на пульпу у механічному класифікаторі.

На потужних залізрудних збагачувальних фабриках України розповсюдження отримав механічний односпіральний класифікатор типу ІКСН-30. Зважаючи на це, дослідження виконаємо на прикладі саме цього технологічного агрегату. Він має корпус, виконаний у вигляді прямокутного резервуара шириною 3200 мм, довжиною 12500 мм, який встановлюють під кутом $18^{\circ}30'$ до горизонту. Висота зливного порога (передня стінка) у таких класифікаторів дорівнює 2500 мм, задня стінка (пісковий поріг) має незначну висоту. Спіраль у них виконують двозахідною з діаметром 3000 мм, довжиною 12100 мм і кроком 1800 мм, яка обертається з швидкістю 0,0025 або 0,05 об/с (1,5 або 3,0 об/хв). В основному швидкість обертання приймають 0,05 об/с (3,0 об/хв). Спіраль виконують з броньованих змінних елементів, висота яких складає 330 мм. Довжина дзеркала пульпи, визначена розрахунково, у такому класифікаторі складає наближено 7880 мм при ширині 3200 мм.

Двозахідну спіраль класифікатора можливо подати як фігуру, вписану у циліндр діаметром D_c , крайки якої співпадають з циліндричною поверхнею (рис. 1, а). На рис. 1, а показана зовнішня крайка однієї спіралі, що відповідає одному кроку B_c . Розглянемо зовнішню крайку спіралі, що відповідає половині витка, тобто 0,5 кроку, довжина якої становить L_z . Розіб'ємо цю довжину L_z на нескінченно велику кількість однакових відрізків n . Тоді її окрему елементарну частину можливо подати прямою OA (рис. 1, б). Тут l відповідає довжині зовнішньої крайки спіралі на елементарній ділянці, l' - її проекції на вісь абсцис, а l'' - проекції на вісь ординат.

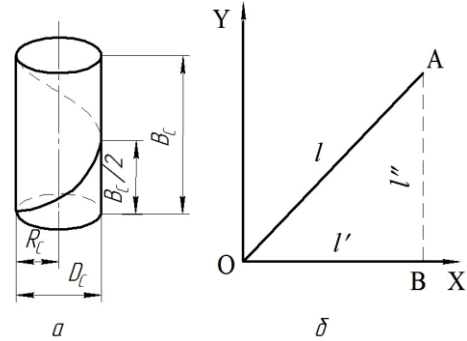


Рисунок 1 – Траєкторія зовнішньої крайки спіралі класифікатора на поверхні циліндра (а) і її невелика частина, апроксимована прямою (б)

Елементарну ділянку l'' подамо як всю довжину половини кроку $B_c/2$ розбиту на n відрізків, тобто

$$l'' = \frac{B_c}{2n} \quad (1)$$

Елементарну ділянку l' подамо як довжину півкола, поділену на n відрізків, тобто

$$l' = \frac{\pi R_c}{n} \quad (2)$$

де R_c – радіус спіралі класифікатора.

Трикутник OAB є прямокутним, тому запишемо

$$l = \frac{1}{n} \sqrt{\frac{B_c^2}{4} + \pi^2 R_c^2} \quad (3)$$

Довжина половини зовнішньої крайки витка спіралі буде дорівнювати

$$L_z = n \cdot l = \sqrt{\frac{B_c^2}{4} + \pi^2 R_c^2} \quad (4)$$

Довжина зовнішньої крайки витка спіралі складе

$$L_{zB} = 2 \sqrt{\frac{B_c^2}{4} + \pi^2 R_c^2} \quad (5)$$

Тобто, зовнішня крайка спіралі за один оберт проходить шлях L_{zB} .

Розвантаження кульового млина звичайно подають лотоком шириною близько 500 мм у бічне вікно класифікатора. Вікно розташоване так, що від нього з одного боку залишається близько 2880 мм дзеркала пульпи, а з іншого – 4500 мм до зливного порога. Розвантаження кульового млина, попадаючи у простір між витками спіралі, переміщується. Крупний продукт осідає на дно і транспортується витками спіралі у напрямі розвантажувального порога

для пісків, а більш дрібний зважується у воді і потрапляє у злив класифікатора. Осівши на дно басейна класифікатора крупні фракції твердого 5 (рис. 2, а) по постелі на днищі 4 транспортуються обома витками 1 і 2 спіралі завдяки силам, що прикладаються при її обертанні з боку поверхні робочих елементів. Навіть при найменшій швидкості обертання спіралі класифікатор з надлишком забезпечує потрібну продуктивність пісків [12].

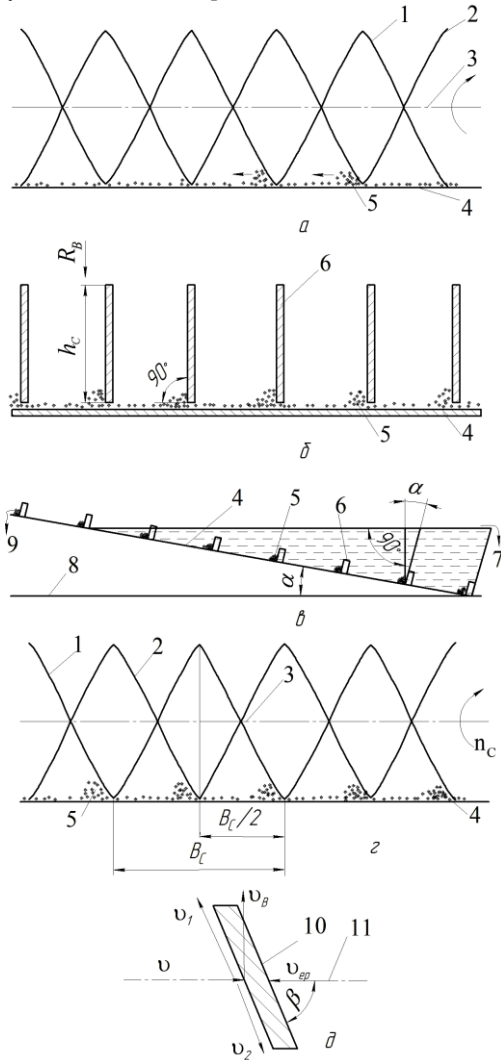


Рисунок 2 – Схематичне зображення взаємодії спіралей з крупним матеріалом (а), розташування робочих елементів спіралі у розрізі площиною, що проходить через вісь обертання і вісь корпуса (б), положення робочих елементів у тій же площині відносно вертикалей і горизонталей (в), зміна положення витків спіралі при обертанні (г), розташування векторів швидкостей на елементарній площадці висотою h_c робочого елемента спіралі механічного класифікатора (д):

- 1 – перший виток; 2 – другий виток; 3 – вісь обертання; 4 – днище класифікатора; 5 – крупний матеріал; 6 – робочий елемент спіралі; 7 – злив; 8 – горизонтальна площина; 9 – піски; 10 – елементарна площадка висотою h_c робочого елемента спіралі, розташована по осі корпуса; 11 – вісь корпуса

Витки двоазидної спіралі механічного класифікатора є стрічкою, яка у розрізі площиною, що проходить через вісь обертання і вісь корпуса, являє собою елементарні частини робочих елементів 6, розташовані практично під прямим кутом до днища класифікатора 4 (рис. 2, б). Висота робочих елементів спіралі складає h_c , тоді радіус R_B вписаного у внутрішню порожнину спіралі циліндра, на поверхні якого розташовані внутрішні крайки витків, буде дорівнювати $R_c - h_c$. Враховуючи, що довжина кроку B для спіралі є незмінною, довжину внутрішньої крайки витка спіралі аналогічно (5) виразимо залежністю

$$L_{BB} = 2\sqrt{\frac{B_c^2}{4} + \pi^2(R_c - h_c)^2} \quad (6)$$

Внутрішня крайка спіралі за один оберт проходить шлях L_{BB} .

Днище класифікатора 4 (рис. 2, в) встановлюють до горизонтальної площини 8 під невеликим кутом α . При цьому елементарні частини робочих елементів 6 (рис. 2, б), розташовані практично під прямим кутом до днища, виявляються розташованими під таким же кутом α до вертикалі, спрямованої до дзеркала поверхні пульпи у басейні класифікатора. При обертанні витки спіралі переміщують крупне тверде 5 на верхню відмітку корпуса до піскового порога. Розташування робочих елементів спіралі 6 під гострим кутом до вертикалі забезпечує скаламучування пульпи у басейні класифікатора.

Як видно з рис. 2, г, при обертанні спіралі на половину оберту кожний її виток 1 і 2 переміщує матеріал 5 по постелі на днищі класифікатора 4 на півкроку, тобто на $B_c/2$. За один оберт спіралі кожний виток помістить матеріал на крок B_c . Цей поступальний рух за один оберт буде здійснено за час

$$t_0 = \frac{60}{n_c} \quad (7)$$

де n_c – число обертів спіралі за одну хвилину.

З врахуванням (5) і (7) лінійна швидкість руху зовнішньої крайки спіралі складе

$$v_{LZ} = \frac{L_{ZB}}{t_0} = \frac{n_c}{30} \sqrt{\frac{B_c^2}{4} + \pi^2 R_c^2} \quad (8)$$

Для класифікатора 1КСН-30 $v_{LZ}=0,48$ м/с. Враховуючи гвинтовий характер руху зовнішньої крайки спіралі з такою швидкістю у придонній частині басейна ванни класифікатора, слід відмітити ефективну скаламучуючу дію цього елемента технологічного агрегату.

Залежності (6) і (7) дозволяють записати

$$v_{LB} = \frac{L_{BB}}{t_0} = \frac{n_c}{30} \sqrt{\frac{B_c^2}{4} + \pi^2(R_c - h_c)^2} \quad (9)$$

Для даного типу класифікатора $v_{LB}=0,39$ м/с. Тобто, в процесі руху внутрішня крайка витка спіралі також достатньо сильно скаламучує пульпу у басейні класифікатора.

Враховуючи рівномірність руху, швидкість поступального переміщення робочих елементів витка спіралі днища класифікатора складе

$$v_{ep} = \frac{B_c}{t_0} = \frac{B_c n_c}{60} \quad (10)$$

При роботі класифікатора спіраль переміщує пульпу, однак, вважаючи рух відносним, можна рахувати, що пульпа рухається на нерухому спіраль. Розглядаючи одну елементарну площадку 10 висотою h_c робочого елемента 6 спіралі, розташовану по осі корпусу під кутом до неї (рис. 2, д), встановлюємо, що на площадку діє вектор швидкості v_{ep} (10). У відносному русі можливо рахувати, що на нерухому елементарну площадку 10 висотою h_c діє не v_{ep} , а рухома з такою ж швидкістю $v = v_{ep}$ пульпа. Кут нахилу елементарної площадки 10 до осі корпусу визначається кривизною витка спіралі. У нормальному перерізі по осі спіралі кут $\beta = \alpha$. Елементарний потік пульпи, що рухається з швидкістю v , породжує елементарні потоки середовища з швидкостями v_1, v_2 і v_B (рис. 2, д), які взаємодіють з елементарною площадкою 10 висотою h_c робочого елемента 6 спіралі. Під впливом елементарних потоків з швидкостями v_1 і v_2 пульпа біля днища інтенсивно промивається. Від крупних зерен відділяються більш дрібні. Крупні зерна знову осідають на постіль на днищі класифікатора, а більш дрібні зважуються у воді. Елементарний вертикальний потік середовища, що рухається зі швидкістю v_B , діє на елементарний стовп пульпи висотою, яка дорівнює по вертикалі відстані від елементарної площадки 10 до дзеркала пульпи. Даний потік середовища впливає на розділення зерен твердого за крупністю. Якщо знехтувати гідравлічними втратами на тертя рідини об стінку елементарної площадки висотою h_c , швидкості $v_1 = v_2 = v_B = v$ [13], тобто вертикальна складова елементарного потоку середовища дорівнює

$$v_B = \frac{B_c n_c}{60} \quad (11)$$

Вектор швидкості v_B на елементарний стовп пульпи з певними координатами починає діяти відразу при підході під нього робочого елемента витка спіралі. Оскільки робочий елемент нахилений відносно вертикалі під кутом α , то при обертанні спіралі весь час, поки є у наявності під елементарним стовпом пульпи тіло робочого елемента, на нього

буде діяти вектор швидкості v_B . Тривалість дії v_B на елементарний стовп пульпи буде дорівнювати проекції h_{ex} робочого елемента витка спіралі на вісь корпусу, поділеній на швидкість його поступального переміщення у цьому ж напрямі. З врахуванням конкретних значень параметрів можливо записати

$$t_B = \frac{h_{ex}}{v_{ep}} = \frac{60 h_c t g \alpha}{B_c n_c} \quad (12)$$

У механічному спіральному класифікаторі 1КСН-30 при прийнятих значеннях параметрів $h_c = 0,33$ м, $B_c = 1,8$ м, $\alpha = 18^\circ 30'$, $n_c = 3$ об/хв вертикальна складова швидкості дорівнює $v_B = 0,09$ м/с, $t_0 = 20$ с, $t_B = 1,11$ с. Отже, за один оберт спіралі під елементарним стовпом пульпи у межах $B/2$ пройдуть два витка, кожний з яких здійснить цикл за $t_{0B} = 10$ с і кожний з них створить дію швидкості тривалістю $t_B = 1,11$ с. За кожний 10 с цикл впродовж часу t_B на елементарний стовп пульпи діє вертикально спрямована швидкість v_B , а впродовж часу $t_p = 10 - t_B$ частинки твердого знаходяться у стані вільного падіння.

З залежності (12) слідує, що при прийнятому кроці B_c час дії вертикальної складової швидкості v_B залежить від висоти h_c робочих елементів витків, кута α нахилу корпусу класифікатора до горизонталі та швидкості обертання спіралі n_c .

Розглянемо вплив кута нахилу класифікатора α на його технологічні показники. Як видно з проведеного дослідження, кут α впливає на тривалість дії вертикального потоку t_B і довжину дзеркала пульпи у басейні класифікатора. Знаючи висоту порога класифікатора 2500 мм, можливо визначити довжину дзеркала пульпи $l_g = 2,5 / \sin \alpha$ (рис. 2, е), тривалість дії вертикального потоку при прийнятих параметрах технологічного агрегату буде дорівнювати $t_B = 3,33 t g \alpha$, с. При такому моделюванні необхідно забезпечити довжину дзеркала пульпи l_g у межах 7880 мм, а тривалість дії вертикального потоку близько 10 % циклу витків спіралі. Крім того, необхідно гарантувати мінімальні відхилення цих параметрів при встановленні класифікаторів в умовах збагачувальних фабрик. Зміна технологічних показників від кута α наведена у табл. 1.

Таблиця 1 – Залежність технологічних показників від кута нахилу корпусу класифікатора

Кут нахилу корпусу класифікатора α , град	15	18	21	24	27	30
Тривалість дії вертикального потоку t_B	0,8930	1,0830	1,2796	1,4840	1,6983	1,9246
Чутливість тривалості t_B до кута нахилу αS_t , с/град		0,0633	0,0655	0,0681	0,0714	0,0754
Зміна чутливості S_t , %		3,47	3,91	4,85	5,60	
Довжина дзеркала пульпи l_g , м	9,6600	8,0906	6,9754	6,1470	5,5066	5,0
Чутливість довжини дзеркала пульпи до кута нахилу S_l , м/град		-0,523	-0,372	-0,276	-0,214	-0,169
Зміна чутливості S_l , %		28,87	25,81	22,46	21,03	

З табл. 1 видно, що тривалість дії вертикального потоку з ростом кута α збільшується. Чутливість показника t_B поблизу певних значень кутів різна. Вона зростає при збільшенні значень кута. Зміна чутливості відбувається порівняно в нешироких межах 3,47...5,6 %. До зміни кута нахилу класифікатора не менш відчутна довжина дзеркала пульпи. У діапазоні кута α від 15 до 30° вона змінюється в межах 9,66...5,0 м. Якщо тривалість дії вертикального потоку з ростом кута α збільшується, то довжина дзеркала пульпи практично так же зменшується. Чутливість S_l – від’ємна і зменшується при збільшенні кута α . Зміна чутливості S_l поблизу певних значень кутів значно вища порівняно з цим показником для тривалості дії вертикального потоку. Особливо вона велика при малих кутах нахилу корпусу класифікатора. При $\alpha=18^\circ$ частка вертикального потоку у циклі роботи витків складає 10,83 %. При збільшенні кута α вона дещо зростає, тому обраний кут $\alpha=18^\circ30'$ можна рахувати оптимальним.

Відхилення кута у певних межах в процесі установки класифікатора не приведе до суттєвих змін тривалості вертикального потоку, оскільки зміна чутливості у даній точці залежності складає всього 3,47 %. Похибка у куті встановлення корпусу класифікатора, навпаки, може суттєво вплинути на довжину дзеркала пульпи, враховуючи те, що тут зміна чутливості складає 28,87 %. Зважаючи на це, розглянемо можливість похибки при встановленні класифікатора. Орієнтація корпусу класифікатора у просторі визначається двома точками – точкою фіксації зливного порога і підняттям піскового порога (рис. 2, в). Частину класифікатора на боці зливного порога можливо встановити точно. Пісковий поріг для забезпечення заданого кута нахилу необхідно підняти на строго визначену відмітку. Значення таких відміток при довжині корпусу класифікатора 12500 мм для різних кутів нахилу приведені у табл. 2.

Таблиця 2 – Значення висоти підняття корпусу класифікатора при різних кутах його нахилу

Кут нахилу корпусу класифікатора, град.	17°	17°30'	18°	18°30'	19°
Висота підняття корпусу класифікатора, см	365,5	375,9	386,2	396,6	407,0
Величина відхилення у висоті підняття корпусу класифікатора, см	-31,1	-20,7	-10,4	0	10,4

Як видно з даних табл. 2, кут 18°30' можливо забезпечити достатньо точно, оскільки похибка, що дорівнює $\pm 30'$, відповідає значній висоті $\pm 10,4$ см, відкладаючи яку помилитись не можливо. Отже, кут нахилу 18°30' практично відповідає найкращим умовам роботи класифікатора.

Робочі елементи витків спіралі класифікатора є змінними, їх висота впливає на значення тривалості дії вертикального потоку. Розрахункові значення тривалості дії вертикального потоку при $\alpha=18^\circ30'$, $V_C=1,8$ м, $n_C=3$ об/хв і різних h_C наведені у табл. 3. З даних табл.3 видно, що при висоті робочих елементів 0,24 м і 0,27 м частка вертикального потоку є недостатньою, при $h_C=0,27$ м процес може бути не-

стійким. При $h_C=0,3$ м забезпечується достатня стійкість процесу, оскільки тут частка впевнено перевищує 10 %. Подальше збільшення висоти робочих елементів не забезпечує суттєвого приросту тривалості дії вертикального потоку. Збільшення приросту t_B на 3,35 % потребує нарощення висоти спіралі на 9 см. Оскільки робочі елементи спіралі інтенсивно зношуються, це буде приводити до значних перевитрат металу. Така нарощена спіраль, крім того, приведе до перевитрати електричної енергії на її обертання. Тому початкова висота робочих елементів спіралі повинна вибиратись на рівні 0,33 м, а їх експлуатація припинятись при висоті дещо меншій 0,30 м.

Таблиця 3 – Залежність тривалості дії вертикального потоку від висоти робочих елементів спіралі класифікатора

Висота робочого елемента h_C , м	0,24	0,27	0,30	0,33	0,36	0,39
Тривалість дії вертикального потоку t_B , с	0,8923	1,0038	1,1153	1,2269	1,3384	1,4499
Частка вертикального потоку у циклі роботи витка спіралі, %	8,92	10,04	11,15	12,27	13,38	14,5

Тривалість дії висхідного потоку t_B обернено пропорційна швидкості обертання спіралі, а швидкість висхідного потоку прямо пропорційна цьому ж параметру. Залежність цих показників від n_C при $\alpha=18^\circ30'$, $V_C=1,8$ м, $h_e=0,3$ м подана на рис.3. При зміні n_C від 1 до 3,5 об/хв тривалість дії висхідного потоку (крива 1) також зменшується практично у 3,5 рази. При $n_C=1$ об/хв тривалість t_B

досягає найвищих значень 3,3 с, тобто 33 % тривалості циклу витка. Швидкість висхідного потоку v_B (крива 3) змінюється в межах 0,03...0,105 м/с. Добуток швидкості висхідного потоку на його тривалість умовно виражає пройдений шлях, який певним чином характеризує умови класифікації. На рис. 3 (крива 2) показана залежність пройденого шляху S_p від швидкості обертання спіралі n_C . З рис. 3 видно,

що незалежно від швидкості обертання спіралі пройдений шлях залишається незмінним.

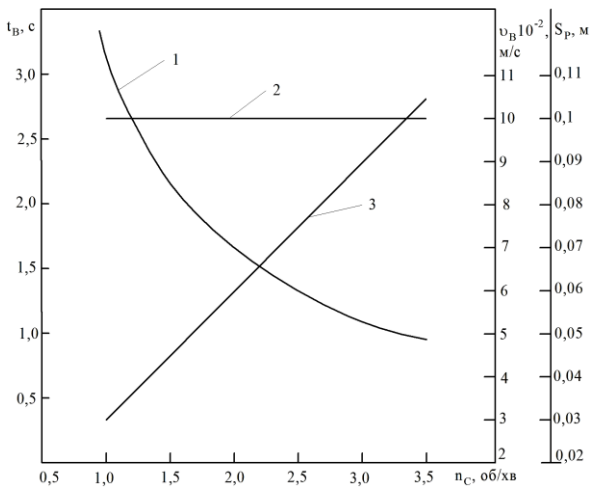


Рисунок 3 – Залежність технологічних показників класифікатора від обертів спіралі:

1 – тривалості дії висхідного потоку t_B ; 2 – довжини умовного шляху, пройденого висхідним потоком S_p ; 3 – швидкості висхідного потоку v_B

Тривалість стану вільного падіння частинок твердого можна виразити залежністю

$$t_p = \frac{30}{n_c} \left(1 - \frac{2h_c \operatorname{tg} \alpha}{B_c} \right), \quad (13)$$

а відношення тривалості висхідного потоку до тривалості вільного падіння зерен – залежністю

$$\frac{t_B}{t_p} = \frac{2h_c \operatorname{tg} \alpha}{B_c - 2h_c \operatorname{tg} \alpha}. \quad (14)$$

Як видно, відношення t_B/t_p не залежить від швидкості обертання спіралі. Отже, зміна тривалості дії висхідного потоку при $v_c = \text{var}$ не впливає на умови класифікації. Тому варіюванням швидкості обертання спіралі класифікатора можливо впливати на умови класифікації.

ВИСНОВКИ. Таким чином, вперше отримані аналітичні залежності, що описують взаємозв'язок конструктивних, експлуатаційних параметрів і факторів впливу на пульпу у механічному спіральному класифікаторі. Зокрема, знайдені залежності лінійної швидкості руху зовнішньої та внутрішньої крайки спіралі, швидкості та тривалості руху висхідного потоку від швидкості обертання, кроку, радіуса спіралі, висоти робочого елемента спіралі. Встановлено, що найкраще значення кута нахилу корпусу класифікатора до горизонталі складає $18^\circ 30'$, а висота робочого елемента – 0,33 м. Умови класифікації визначаються швидкістю обертання спіралі, а швидкість обертання спіралі класифікатора може розглядатись як керуюче діяння, що впливає на розділення зерен твердого за крупністю.

Виконані дослідження відкривають перспективу розробки математичних моделей формування твердих частинок у вертикальних площинах і горизонтальній площині, формуючи злив механічного спірального класифікатора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Маляров П.В. Основы интенсификации процессов рудоподготовки. – Ростов-на-Дону: ООО «Ростиздат», 2004. – 320 с.
2. Разработка и применение автоматизированных систем управления процессами обогащения полезных ископаемых / В.В. Морозов, В.П. Топчаев, К.Я. Улитенко и др. – М.: Изд. дом «Руда и Металлы», 2013. – 512 с.
3. Балтовский А.А. Использование непараметрических оценок условного математического ожидания для построения моделей сложных объектов // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – Кременчук: КДПУ, 2009. – Вип. 2/2009 (55), част. 1. – С. 14–16.
4. Циклы дробления и измельчения / Линч А.Дж.: [пер. с англ.] – М.: Недра, 1981. – 342 с.
5. Прудковский Б.А. Зачем металлургу математические модели? Отв. Ред. П.И. Полухин. – Изд. 3-е. – М.: Издательство ЛКИ, 2010. – 200 с.
6. Кондратец В.О., Мацуй А.М. Дослідження кульового млина, що подрібнює піски класифікатора, по каналу розрідження пульпи // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: збір. наук. праць КНТУ. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – Вип. 20. – С. 86–93.
7. Кондратец В.О., Сербул О.М. Теоретичне дослідження розрідження пісків односпірального класифікатора джерелом з незмінною витратою води // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: збір. наук. праць КНТУ. – Кіровоград: КНТУ, 2013. – Вип. 26. – С. 173–180.
8. Кондратец В.А. Автоматическая система идентификации разжижения пульпы в шаровой мельнице, измельчающей пески двухспирального классификатора // Вестник Иркутского государственного технического университета. – Иркутск. – 2014. – № 2. – С. 12–19.
9. Кондратец В.А. Математическое моделирование улиткового питателя шаровой мельницы как объекта управления // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КрНУ. – 2014. – Вип. №3(86). – С. 64–70.
10. Гринман И.Г., Блях Г.И. Контроль и регулирование гранулометрического состава продуктов измельчения. – Алма-Ата: Изд-во «Наука» Казахской ССР, 1967. – 115 с.
11. Лисяной Г.В. Методология построения математических моделей сложных объектов управления с использованием непараметрических оценок условного математического ожидания // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КрНУ, 2012. – Вип. 3/2012 (74). – С. 70–72.
12. Разумов К.А. Проектирование обогатительных фабрик. – М.: Недра, 1982. – 518 с.
13. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы: под ред. Башты Т.М. // Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.В. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

**MATHEMATICAL MODELING OF THE CONNECTIONS WITH CONSTRUCTIONAL PARAMETERS
AND FACTORS OF INFLUENCE TO THE PULP IN A MECHANICAL SPIRAL CLASSIFIER**

A. Matsui

Kirovohrad National Technical University

prosp. Universytetsky, 8, Kirovohrad, 25030, Ukraine. E-mail: matsuyan@mail.ru

Purpose. Not supported the necessary mode of mechanical spiral classifier leads to significant cost overruns and increasing prime cost for magnetite concentrate. Considering that the absence of mathematical model for mechanical spiral classifier, which allowed to manage it in the automatic mode, slows down the automation of this technological process, that is why the solving of this problem, that is shown in this article, is relevant. The aim of this article is to obtain analytical relationships that describe the dependences, which shows the connections with constructional, operational parameters and factors of influence to the pulp in a mechanical spiral classifier. **Methodology.** Analytical approach is used to describe the correlation of design, operational parameters of the spiral and the factors of influence on the pulp in the mechanical classifier. **Results.** It was achieved dependences of the linear velocity of external and inner edge of spiral, speed and duration of upstream movement from the rotation rate, pitch, radius of the helix, the height of the working element of the spiral. It is shown that the best value of the amount of angularity of the body to the horizontal classifier housing is $18^{\circ}30'$, and the height of the operating element - 0.33 m. **Originality.** It provides by the correctly setting goals and using of proven fundamental laws of the exact sciences. **Practical value.** Conditions of classification determined by speed spiral helix, and the rotational rate of the classifier can be regarded as the control activity, which influences on the separation by size of the solid grains. Obtained results open up the prospect of the development of mathematical model formation of the movement of solid particles in vertical plane and in horizontal plane, forming a drain of mechanical spiral classifier.

Key words: classifier, modeling, helical line, flow, rising.

REFERENCES

1. Malyarov, P.V. (2004), *Osnovy intensifikatsii protsessov rudopodgotovki* [Basics of intensification of processes of ore preparation], Rostizdat, Rostov-on-Don, Russia.
2. Morozov, V.V., Topchaev, V.P., and Ulitenko, K.Ya. (2013), *Razrabotka i primenenie avtomatizirovannykh sistem upravleniya protsessami obogashcheniya poleznykh iskopaemykh* [Development and application of automated control systems for mineral processing], Ruda i Metally Publ., Moscow, Russia.
3. Baltovskii, A.A. (2009), "Using the nonparametric estimates of the conditional expectation for modeling complex objects", *Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskiy National University*, iss. 2, no. 55, pp. 14–16.
4. Linch, A. Dzh. (1981), *Tsikly drobleriya i izmel'cheniya* [Mineral crushing and grinding circuits], Nedra, Moscow, Russia.
5. Prudkovskii, B.A. (2010), *Zachem metallurgu matematicheskie modeli?* [Why does a metallurgist need mathematic models?], Izdatel'stvo LKI, Moscow, Russia.
6. Kondratec, V.O. and Macuj, A.M. (2008), "Research on a ball mill which grinds sands of classifier along pulp dilution chute", *Tehnika v silskogospodarskomu vyrobnyctvi, galuzeve mashynobuduvannja, avtomatyzacija: Zbirnyk naukovykh prac Kirovohradskogo natsionalnogo tekhnichnogo universytetu*, vol. 20, pp. 86–93.
7. Kondratec, V.O. and Serbul, O.M. (2013), "Theoretical study of liquefaction of sands one scroll classifier source with constant water flow", *Tehnika v silskogospodarskomu vyrobnyctvi, galuzeve mashynobuduvannja, avtomatyzacija: Zbirnyk naukovykh prac Kirovohradskogo natsionalnogo tekhnichnogo universytetu*, vol. 26, pp. 173–180.
8. Kondratets, V.A. (2014), "Automatic system of identification liquefy the pulp in a ball mill, double stranded milled sands classifier", *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, vol. 2, pp. 12–19.
9. Kondratets, V.A. (2014), "Mathematic modeling of spiral feeder of ball mill as a control object", *Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskiy National University*, vol. 3, no. 86, pp. 64–70.
10. Grinman, I.G., and Blyakh, G.I. (1967), *Kontrol i regulirovanie granulometricheskogo sostava produktov izmel'cheniya* [Control and regulation granulometric composition of grinding products], Nauka, Alma-Ata, Kazakhstan.
11. Lisyanoi, G.V. (2012), "Methodology of building mathematic models of complex control objects using non-parametric assessment of conditional mathematic waiting", *Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskiy National University*, vol. 3, no. 74, pp. 70–72.
12. Razumov, K.A. (1982), *Proektirovanie obogatitel'nykh fabric* [Projecting enrichment plants], Nedra, Moscow, Russia.
13. Bashta, T.M., Rudnev, S.S., and Nekrasov, B.V. (1982), *Gidravlika, gidravlicheskie mashiny i gidravlicheskie privody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic actuators], Mashinostroenie, Moscow, Russia.

Стаття надійшла 02.12.2015.