

УДК 621.647.4

Назаренко І.І., Міщук Є.О.¹

АНАЛІЗ КІНЕМАТИКИ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ

Постановка проблеми. Недосконала кінематика щокочових дробарок, великі енергетичні витрати в елементах конструкції, складність багатьох конструкцій щокочових дробарок та занадто велике спрощення розрахункових моделей при проектуванні спонукало до пошуку та аналізу оптимальних значень основних технічних параметрів щокочових дробарок.

Мета статті - покращення технічних та експлуатаційних характеристик щокочової дробарки.

Одним з найважливіших параметрів щокочової дробарки є хід рухомої щоки, від якого залежить інтенсивність подрібнення. Для оптимального ходу щоки потрібно вибрати найбільш вигідну швидкість обертання ексцентрикового вала.

Із результатів дослідів проведених у ВНІБуддормаш було встановлено такі залежності основних параметрів роботи дробарки від швидкості обертання ексцентрикового вала (рис. 1). Умови проведення дослідів: щокочова дробарка 250x400мм; кут захвату – 19°; вихідний отвір – 50 мм; хід щоки – 10 мм, подрібнюваний матеріал – граніт з границею міцності на стиск 2000 кг/м². З наведеного графіка видно, що із збільшенням швидкості продуктивність зростає, досягаючи при визначеному оптимальному значенні швидкості, максимального для даного режиму значення. При подальшому збільшенні швидкості продуктивність зменшується. Також із збільшенням швидкості зростають ступінь подрібнення і вміст фракцій крупністю менше 5 мм.

Енергоємність подрібнення із збільшенням швидкості змінюється спочатку незначно і різко зростає після досягнення максимальної продуктивності.

Також був визначений оптимальний хід щоки в нижній зоні камери подрібнення при отворі 50 мм. Результати дозволили зробити висновок, що продуктивність дробарки з кутом нахилу 71° є максимальною при ході щоки 22 мм. При подальшому збільшенні ходу продуктивність падає.

Таким чином внаслідок проведених дослідів для різних вихідних отворів була встановлена лінійна залежність оптимального ходу в нижній зоні від ширини вихідного отвору :

$$S_H = 8 + 0.261d. \quad (1)$$

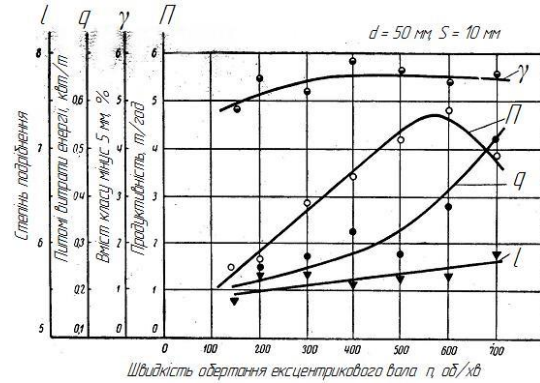


Рис. 1. Зміна показників роботи дробарки в залежності від швидкості обертання ексцентрикового вала.

Цю залежність також можна представити графічно рис.2.

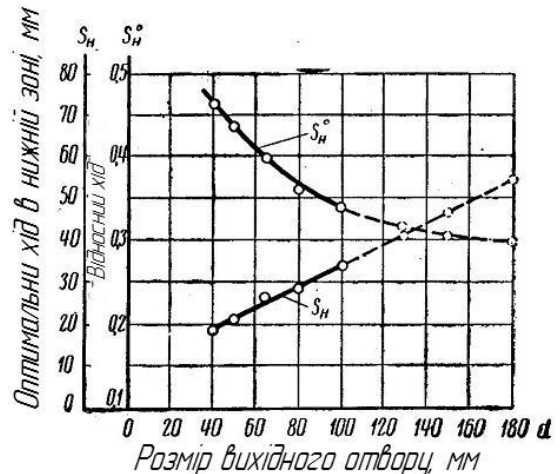


Рис. 2. Залежність оптимального ходу від розміру вихідного отвору.

На графіку відносний оптимальних хід є відношення $S_H^0 = \frac{S_H}{d}$.

Результати дослідів свідчать, що максимальна продуктивність на заданому отворі при оптимальному ході досягається при визначеній швидкості обертання ексцентрикового вала. Експериментальна залежність оптимальної швидкості від ширини розвантажувального отвору приведена на рис. 3. Лінійний характер цієї залежності виражається таким рівнянням $n = 475 - 2d$.

¹ Назаренко І.І., д.т.н. професор (КНУБА, Київ); Міщук Є.О., асистент (КНУБА, Київ).

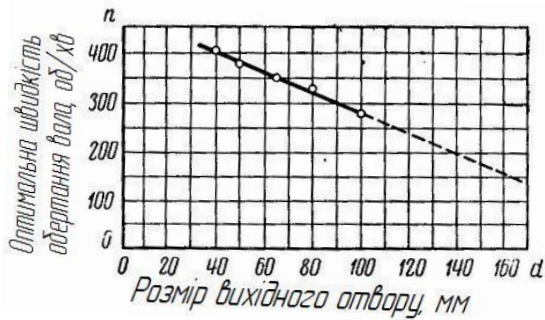


Рис. 3. Залежність оптимального ходу від розміру вихідного отвору.

Величина ходу в верхній частині камери подрібнення також повинна забезпечувати надійне подрібнення кусків матеріалу граничної крупності. Через особливості кінематики щокової дробарки дослідження проводяться шляхом зміни висоти підвісу рухомої щоки, звичайно після досягнення оптимального значення ходу в нижній частині камери подрібнення.

Залежність продуктивності від ходу в верхній частині камери подрібнення при оптимальній величині ходу в нижній частині камери подрібнення приведена на рис. 4, вихідний отвір 50 мм, величина ходу в верхній частині камери подрібнювання при цьому змінювалась від 3 до 14 мм. Як бачимо з графіка із збільшенням висоти підвісу щоки продуктивність зростає до визначеної границі і дещо спадає при подальшому збільшенні ходу в верхній частині камери.

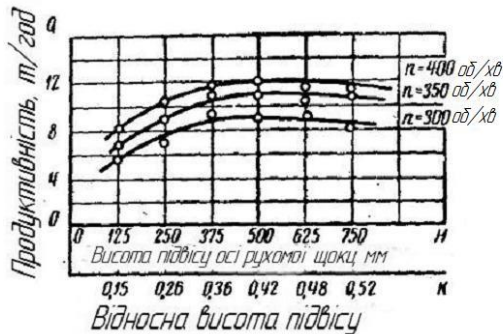


Рис. 4. Залежність продуктивності дробарки від висоти підвісу осі рухомої щоки.

Відносна висота підвісу визначається із співвідношення:

$$K = \frac{H}{H_{заг}}, \quad (2)$$

де H – висота точки підвісу, мм; $H_{заг}$ – висота рухомої щоки, мм (рис. 5).

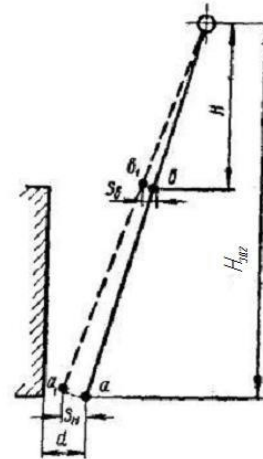


Рис. 5. Схема до визначення ходу щоки у верхній зоні дробарки.

Як видно із даних графіка значення оптимальної відносної висоти лежить в межах $K = 0,37 \div 0,4$. Збільшення відносної висоти підвісу вище 0,4 недоцільне, так як при цьому збільшується висота і вага дробарки, а продуктивність зростає незначно.

Таким чином оптимальну величину ходу в верхній частині дробарки можна виразити через оптимальну величину ходу в нижній частині за допомогою рівняння:

$$S_г^{opt} = (0,37 \div 0,4) S_H^{opt}. \quad (3)$$

Не менш важливим параметрів щокової дробарки є кут захвату.

Дані чисельних дослідів свідчать що при кутах захвату від 16° до 18° продуктивність практично не змінюється, потім дещо знижується при куті 19° і різко падає при подальшому збільшенні кута захвату. Таким чином, при занадто збільшеному значенні кута захвату погіршуються умови подрібнення, знижується продуктивність і збільшуються витрати енергії.

Для оцінки кута нахилу камери подрібнення на показники дробарки розглянемо чотири варіанти нахилу рухомої щоки до горизонталі $\beta_1 = 38^\circ$; $\beta_2 = 55^\circ$; $\beta_3 = 71^\circ$; $\beta_4 = 90^\circ$, які відповідають основним конструктивним схемам щокових дробарок рис. 6.

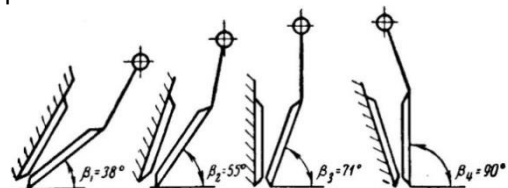


Рис. 6. Варіанти розташування камери подрібнення щокової дробарки.

Експериментально було встановлено, що найкращі техніко-експлуатаційні показники досягаються в дробарках всіх варіантів при визначених оптимальних параметрах, різних для кожного варіанту.

Графіки залежності продуктивності дробарок з різними кутами нахилу рухомої щоки від швидкості обертання ексцентрикового валу і величини ходу рухомої щоки приведені на рис. 7.

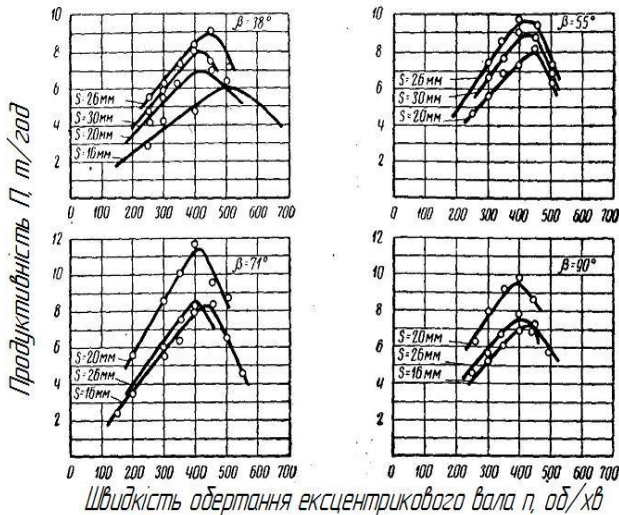


Рис. 7. Залежність продуктивності дробарки від числа обертів вала при різних кутах нахилу рухомої щоки.

Із результатів дослідів випливає, що при кутах нахилу рухомої щоки $\beta_1 = 38^\circ$ і $\beta_2 = 55^\circ$ найбільша продуктивність досягається при $n = 425 - 450$ об/хв. Для кутів нахилу $\beta_3 = 71^\circ$ і $\beta_4 = 90^\circ$ найбільш високі показники досягаються при $n = 375 - 400$ об/хв.

Із графіків рис. 8 добре видно, що кут нахилу суттєво впливає на основні показники дробарки. Це можна пояснити тим, що при значному нахилу рухомої щоки процес розвантаження ускладнений і призводить до зниження продуктивності.

Але можна додати, що із зменшенням кута нахилу рухомої щоки покращується форма зерен готового продукту. При куті нахилу $\beta = 38^\circ$ в готовому продукті міститься максимальна кількість кубоподібних зерен (86%), тоді як при куті нахилу $\beta = 71^\circ$ вміст таких зерен всього 62%. Крім того, в продукті подрібнення при $\beta = 38^\circ$ вміст фракцій середніх розмірів вище, а кількість надлишково подрібненого матеріалу менше.

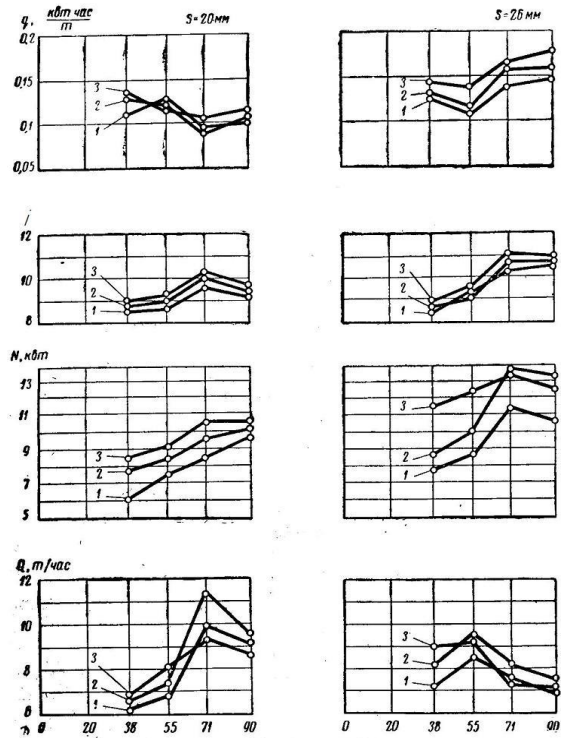


Рис. 8. Залежність основних показників дробарки від кута нахилу рухомої щоки і числа обертів ексцентрикового вала: 1 – 350 об/хв; 2 – 400 об/хв; 3 – 450 об/хв..

Розглянемо, як змінюється кут захвату від зміни кута повороту ексцентрикового валу φ рис.9.

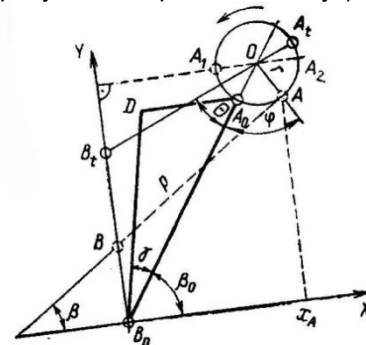


Рис. 9. Кінематична схема щокової дробарки із складним рухом щоки. Запишемо відповідне співвідношення:

$$\cos\beta = \frac{x_a}{p} = \frac{1}{p} [(p+r)\cos\beta_0 - r\cos(\beta_0 + \varphi)], \quad (4)$$

де x_a – координата шарніра А. Знайдемо максимальне і мінімальне значення

положення ланки АВ за повний оберт ексцентрикового валу:

$$\frac{d}{d\varphi} \cos\beta = \frac{r}{p} \sin(\beta_0 + \varphi) = 0. \quad (5)$$

Звідки

$$\varphi_1 = -\beta_0; \quad \varphi_2 = 180^\circ - \beta_0; \quad (6)$$

$$(\cos\beta)_{max} = \frac{p+r}{p} \cos\beta_0 + \frac{r}{p}; \quad (7)$$

$$(\cos\beta)_{min} = \frac{p+r}{p} \cos\beta_0 - \frac{r}{p}. \quad (8)$$

В якості прикладу розглянемо досліджувану дробарку ($p=208$ мм; $r = 2$ мм; $\beta_0 = 36^\circ$). Тут $(\cos\beta)_{min} = 0,807$, звідки $\beta_{max} = 36,22^\circ$; $(\cos\beta)_{max} = 0,826$, звідки $\beta_{min} = 34,3^\circ$.

Таким чином при повороті ексцентрикового валу від початкового положення A_0 до положення A_2 , кут захвату дробарки збільшується на $\beta_0 - \beta_{min} = 36^\circ - 34,3^\circ \approx 2^\circ$. Як відомо навіть невеликі зміни кута захвату негативно впливають на роботу дробарки.

Велику увагу також потрібно звернути на кут θ (рис.9), який визначає різницю етапів зближення і відходу щік дробарки. Чим більше цей кут, тим коротший цикл зближення, і відповідно, тим більше можна збільшувати швидкість дробарки (для малих типорозмірів) із пропорційним збільшенням її продуктивності. Тому є доречним визначити функціональні зв'язки θ з іншими параметрами. В якості такого зв'язку було запропоновано таке співвідношення:

$$\sin\theta = B_0 B_t \frac{\cos\beta_0}{p-r}. \quad (9)$$

В щокочових дробарках, особливо із складним рухом щоки, важливим кінематичним параметром є розпірна плита. Вона впливає на такі показники дробарки як інтенсивність подрібнення, якість продукту, розподілення робочого навантаження на елементи дробарки (підшипники ексцентрикового валу). При розрахунку розпірної плити приймають що рівнодійна сил подрібнення розміщена в середині камери подрібнення і напрямлена по нормалі до бісектриси профільного кута цієї камери.

Але досліді у ВНІБуддормаш довели, що напрям рівнодійної сили, і її положення по висоті камери подрібнення суттєво змінюються на кожному циклі стиснення, це пояснюється кінематичними особливостями дробарок: стиск у верхній зоні відстає від стиску в нижній приблизно на $1/6$ оберту ексцентрикового валу; ходи стиснення розподіляються непропорційно крупності матеріалу в різних по висоті зонах камери подрібнення.

На положення рівнодійної впливають також крупність та гранулометричний склад продуктів подрібнення, стабільність завантаження камери подрібнення, розмір вихідного отвору, форма траєкторії руху рухомої щоки та інші фактори.

Крім того при проектуваннях і розрахунках щокочових дробарок раніше не враховувались значні сили тертя матеріалу о подрібнювану плиту.

Сили тертя визначаються вертикальною складовою швидкості руху рухомої щоки і приводять до суттєвого відхилення напрямку рівнодійної сили від нормалі.

На сьогодні, для спрощення розрахунків, положення рівнодійної сили в камері подрібнення задають не зовсім точно, це суттєво впливає, в цілому, на економічний ефект процесу подрібнення. Для визначення положення рівнодійної сили була запропонована наступна розрахункова схема (рис.10) та прийняті такі висновки:

Рівнодійна R переміщується за цикл між точками, які розташовані відповідно на $1/3$ і $2/3$ висоти камери подрібнення. Напрямок рівнодійної відхиляється на кут $\pm(\psi - \alpha/2)$ від нормалі до бісектриси профільного кута. Тут ψ – кут тертя; α – профільний кут камери подрібнення. Таким чином отримуємо деяка робоча зона по якій ковзає рівнодійна за цикл стиску. На рис. 10 $R_1 \dots R_4$ – позиції рівнодійної R ; β – кут визначаючий положення розпірної плити. В початковій фазі стиснення рівнодійна переміщується із позиції R_1 до позиції R_2 , а потім, у відповідності з траєкторією руху щоки, міняє напрям на R_3 .

Зміна нахилу розпірної плити приводить до зменшення кута β , пропорційно зменшується нахил до горизонту великої осі овальних траєкторій руху точок рухомої щоки і збільшуються розміри цих траєкторій. Як наслідок, перший ефект з одного боку призводить до зниження вертикальної складової траєкторії руху рухомої щоки, і відповідно до зменшення зносу дробильних плит, а з іншого боку призводить до збільшення навантаження на ексцентриковий вал. Крім цього обидва ефекти приводять до збільшення ходу стиску, що дозволяє зменшити ексцентриситет валу, але викликає збільшення надлишкового подрібнення продукту, та появу зерен лещадної форми, які є небажаними в нерудній промисловості.

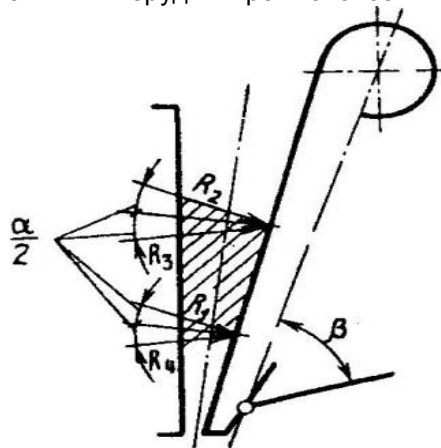


Рис. 10. Зона дії рівнодійної сили подрібнення.

Висновок

Таким чином можна зробити висновок, що все ж таки конструкція дробарки з звичайним розташуванням камери подрібнення забезпечує найбільш вигідні умови для процесу подрібнення і розвантаження готового продукту. Але треба зауважити, що процеси які відбуваються в камері подрібнення вивчені відносно, з великими спрощеннями і потребують більш ретельного дослідження. Відхилення кута захвату, швидкість робочої поверхні щоки, жорсткість конструкції, циклічність роботи, висота камери подрібнення, кут нахилу рухомої щоки, нерівномірний знос плит, паралельні зони в камері подрібнення – всі ці показники в значній мірі впливають на роботу дробарки і потребують наукового вирішення та доведення до оптимально можливих. Тільки при вирішенні поставленої задачі можливо досягти найкращих результатів роботи щокочових дробарок по продуктивності та потужності.

Література

1. Левенсон Л.Б., Прейгерсон Г.И. Дробление и грохочение полезных ископаемых. Гостоптехиздат, 1940
2. Левин В.А., Морозов Е.М., Матвиенко Ю.Г. Избранные нелинейные задачи механики разрушения. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 408 с. – ISBN 5-9221-0514-0.
4. В.С. Блохин, В.И. Большаков, Н.Г. Малич. Основные параметры технологических машин. Машины для дезинтеграции твердых материалов: пособие. ч.1 - Днепропетровск: ИМА-пресс.– 2006. – 404 с.
5. Олевский В.А. Конструкция, расчет и эксплуатация дробилок. Металургиздат, 1958.
6. Бауман В.А., Клушанцев Б.В., Мартынов В.Д. Механическое оборудование строительных материалов, изделий и конструкций. – М.: Машиностроение, 1981. – 32 с.

УДК 621.928.23

Орищенко С.В.

ОЦІНКА ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ І ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГРОХОТА

Вступ. Сучасні технології переробки сировини потребують високої точності і ефективності класифікації по крупності, значної інтенсивності процесу при низьких експлуатаційних затратах. Сорткування за допомогою вібрації є одним з розповсюджених технологічних процесів при переробці будівельних матеріалів. Існуючі вібраційні машини неповної міри відповідають сучасним вимогам і тому виникає задача оцінки та аналізу конструктивних і технологічних параметрів грохотів.

Методика та результати досліджень. На сьогоднішній день існує велике розмаїття конс-

трукцій грохотів, як зарубіжного так і вітчизняного виробництва [1,2]. Різницю в параметрах можна пояснити відсутністю загальноприйнятої методики загального підходу до вибору фізичної та математичної моделі процесу сортування.

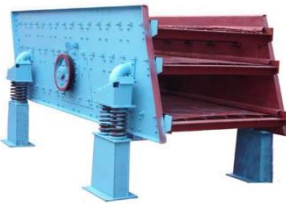
Найбільше застосовуються конструкції двоситні, зустрічаються і три ситні грохоти (табл.1).

Для оцінки ефективності вібраційних грохотів існує низька критеріїв (табл.2). [3].

Методикою досліджень передбачено застосовувати технічні та технологічні критерії, які наведені в табл. 2.

Таблиця 1

Оцінка та аналіз конструктивних та технологічних параметрів грохотів

№	Загальний вигляд	Режим роботи	Технічні характеристики
1		Зарезонансний	Модель - 2YZS1548 Площа сита, мм - 4800×1500 Кількість сит - 3 Розмір кусків які надходять на грохот, мм - ≤400 Продуктивність, т/час - 30-200 Потужність, кВт - 15 Частота коливань, с ⁻¹ - 91,1 Амплітуда, мм - 8