

*Маліч М.Г., Катан В.О., Лайков Д.В., Авраменко С.О.***Порівняльний аналіз продуктивності та потужності процесу дроблення стисканням та зсувним навантаженням у щоківих дробарках з простим та з паралельно-коловим рухом щоків.***Malich M.G., Katan V.O., Laikov D.V., Avramenko S.O.***Comparative analysis of the productivity and power of the crushing process by compression and shear loading in jaw crushers with simple and parallel-circular jaw movement****Мета.** Провести порівняльний аналіз продуктивності та потужності процесу дроблення стисканням та зсувним навантаженням у щоківих дробарках з простим та паралельно-коловим рухом.**Методика.** Для аналізу продуктивності та потужності процесу було використано порівняльний аналіз кінематичних особливостей механізмів приводу рухомої щокви для дробарок з простим рухом траєкторії точок робочої поверхні, зі складним рухом традиційної конструкції та з паралельно-коловим рухом щокви по всій її довжині.**Результати.** Наведено аналіз роботи найбільш поширених традиційних кінематичних схем щоківих дробарок з простим рухом та складним рухом щокви. Детально розглянута щоква дробарка з коловим рухом рухомої щокви по всій її довжині, яка забезпечує підвищення її продуктивності за рахунок збільшення практично на чверть циклового часу розвантаження роздробленого матеріалу. Розрахована потужність на подолання сил тертя при руйнуванні шматків гірської породи. Розрахунками для різних гірських порід доведено, що щоква дробарка з коловим рухом рухомої щокви по всій її довжині, за рахунок зсувного навантаження теоретично потребує значно меншої (в середньому у 1,76 раз) потужності для дроблення гірської породи при всіх однакових показниках розмірів камери та умов дроблення ніж традиційна щоква дробарка з простим рухом щокви.**Наукова новизна.** Щоква дробарка з коловим рухом рухомої щокви по всій її довжині при раціональній продуктивності теоретично потребує значно меншої (в середньому у 1,76 раз) потужності для дроблення гірської породи з врахуванням витрат на тертя при всіх однакових показниках розмірів камери та умов дроблення ніж традиційна щоква дробарка з простим рухом щокви.**Практична значущість.** Наведена кінематична схема дробарки з паралельно-коловим рухом щокви по всій її довжині теоретично потребує значно меншої потужності, отже матиме більш високий рівень енергоефективності, що безпосередньо впливає на економічні показники процесу дроблення. Енергоефективність та підвищення продуктивності можуть стати ключовими критеріями в конкурентоспроможності на ринку.**Ключові слова:** щоква дробарка, потужність, продуктивність, енергозбереження, кінематична схема, дезінтеграція, порода, навантаження, дроблення, стиск, зсув.**Objective.** To carry out a comparative analysis of the productivity and efficiency of the crushing process by compression and shear load in jaw crushers with simple and parallel-circular motion.**Methods.** A comparative analysis of the kinematic features of the movable jaw drive mechanisms for crushers with simple movement of the trajectory of the working surface points, with complex movement of the traditional design, and with parallel-circular movement of the jaw along its entire length was used to analyze the productivity and power of the process.**Results.** The paper analyzes the operation of the most common traditional kinematic schemes of jaw crushers with simple movement and complex jaw movement. A jaw crusher with a circular motion of the movable jaw along its entire length is considered in detail, which provides an increase in its productivity by increasing the cycle time for unloading the crushed material by almost a quarter. The power to overcome friction forces during the destruction of rock pieces was calculated. Calculations for various types of rocks have shown that a jaw crusher with a circular movement of the movable jaw along its entire length, due to shear load, theoretically requires significantly less (on average, 2 times) power to crush rock at all the same chamber dimensions and crushing conditions than a traditional jaw crusher with a simple jaw movement.**Scientific innovation.** A jaw crusher with circular motion of the movable jaw along its entire length, with rational productivity, theoretically requires significantly less (on average 1.76 times) power for crushing rock, taking into account friction costs, with all the same chamber dimensions and crushing conditions, than a traditional jaw crusher with simple jaw motion.**Practical significance.** The presented kinematic scheme of a crusher with a parallel-circular movement of the jaw along its entire length theoretically requires significantly less power and therefore will have a higher level of energy efficiency, which directly affects the economic performance of the crushing process. Energy efficiency and increased productivity can become key market competitiveness criteria.**Keywords:** jaw crusher, power, productivity, energy saving, kinematic diagram, disintegration, rock, load, crushing, compression, shear.© Маліч М.Г. – к.т.н., доц. УДУНТ
Катан В.О. – к.ф.-м.н., доц. ДНУ ім О.Гончара
Лайков Д.В. – аспірант УДУНТ
Авраменко С.О. – аспірант ІГТМMalich M. – c.t.s., docent USUST
Katan V. – c.fm.s, DNU
Laikov D. – PhD student at USUST
Avramenko S. – PhD student at IGTMЦе стаття відкритого доступу за ліцензією CC BY 4.0
<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/deed.uk>

Вступ. Процес дроблення та просування роздроблених шматків по висоті камери дроблення в щоківних дробарках залежить від кінематичних особливостей механізму приводу рухомої щоки [1-3]. Енергоефективність процесу дроблення залежить від характеру руху рухомої щоки, фізико-механічних властивостей руйнівного матеріалу та вибору параметрів процесу [4-8], де основними чинниками є умови прикладання навантаження.

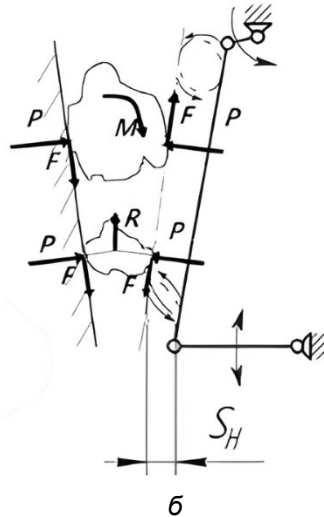
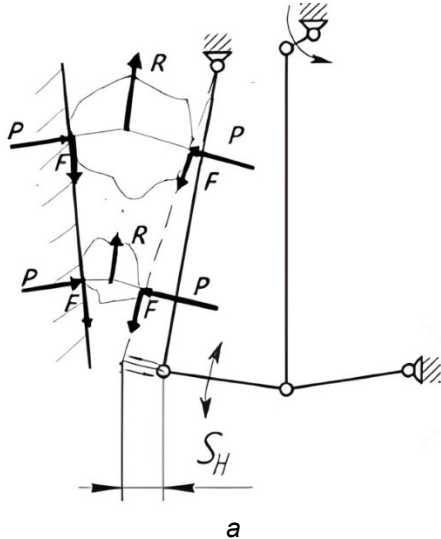


Рисунок 1 - Кінематичні схеми щоківних дробарок
а – з простим рухом щоки; б – зі складним рухом щоки

При цьому сили стиснення \$P\$ шматків породи у верхній та нижній частинах камери дроблення породжують складові \$R\$, які направлені вгору, а сили тертя \$F\$, які забезпечують захоплення шматка - донизу.

Істотним недоліком цих дробарок є малий хід стиснення у верхній частині камери дроблення, що призводить до поганого захоплення матеріалу, який подається на дроблення. Руйнування шматка породи відбувається за умови перевищення межі міцності на стиск, практично так, як при симетричному навантаженні зразка породи в пресі. В той же час нижня, більш активна за рахунок більшого ходу стиснення, частина камери не забезпечується достатньою кількістю матеріалу. Таким чином, продуктивність верхньої частини камери дроблення значно менше ніж нижньої. При цьому енергія, необхідна для дроблення пропорційна межі міцності матеріалу на стиснення у квадраті, а необхідна потужність процесу вираховується за відомою формулою Л.Б. Левенсона [1]

$$N_n = \frac{\sigma_c^2 \pi L (D^2 - d^2)}{12 E \eta} n, \quad (1)$$

де \$\sigma_c\$ – межа міцності дробного матеріалу при стисненні, Па; \$L\$ – довжина камери дроблення, м; \$n\$ – частота обертання ексцентрикового валу, \$c^{-1}\$; \$D, d\$ – максимальні розміри шматків вихідного та подрібненого матеріалу, м; \$E\$ – модуль пружності, Па; \$\eta\$ – КПД дробарки.

Фактична продуктивність такої щоківної дробарки, яка визначається обсягом готового продукту,

Основна частина. У дробарках з простим рухом траєкторії руху точок робочої поверхні броне-плити являють собою або частини дуги кола, або прямі лінії [9]. Під час роботи такий дробарки (рис. 1а) щока робить коливальний рух, при цьому найбільший хід стиснення \$S_H\$ (горизонтальна складова траєкторії руху будь-якої точки щоки) має її нижня точка.

що випадає з камери дроблення при відході рухомої щоки (холостому ході), відбувається двічі за один оберт кривошипа та розраховується за формулою.

$$n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{g \tan \alpha}{2 s_H}}, \quad (2)$$

де \$g\$ – прискорення вільного падіння, \$m/s^2\$, \$\alpha\$ – кут захоплення, \$s_H\$ – хід рухомої щоки у нижній точці камери дроблення, м.

У дробарках зі складним рухом традиційної конструкції (рис. 1,б), у яких кривошип і рухлива щока утворюють єдину кінематичну пару, траєкторії руху точок рухомої щоки є замкнуті криві, найчастіше еліпси [1,2,10]. У процесі роботи такої дробарки рухома щока у верхній частині здійснює практично коловий рух, забезпечуючи тим самим хороше захоплення та дроблення вихідного матеріалу. При цьому у верхній частині камери дроблення сили стиснення \$P\$ шматків породи за рахунок тангенційної складової від руху рухомої щоки та зближення з нерухомою, захоплюють і рухають шматки породи донизу та породжують сили тертя \$F\$, які направлені в різні сторони, що забезпечує ковзне стиснення. Руйнування шматка породи відбувається за умови перевищення межі міцності на зсув, практично так, як при асиметричному навантаженні зразка породи в пресі [11], а енергія руйнування пропорційна межі міцності породи на зсув у квадраті. В той же час у середній частині камери дроблення траєкторія руху

точок щоки змінюється на еліпсоподібну, а в самому низу практично на прямолінійну, що приводить до гіршого процесу захоплення і дроблення породи, розташованої нижче середини камери дроблення [10]. У нижній частині камери дроблення руйнування шматка породи відбувається за умови перевищення межі міцності на стиск, практично так, як у дробарці з простим рухом, тобто як при симетричному навантаженні зразка породи в пресі. При цьому енергія, необхідна для дроблення у нижній частині камери дроблення також пропорційна межі міцності матеріалу на стискання у квадраті, а подрібнений матеріал постійно виштовхується нагору до тих пір, поки він зрештою, не буде захоплений та подрібнений. Таким чином, у традиційних дробарках зі складним рухом щоки продуктивність у нижній частині камери дроблення значно менше, ніж у верхній.

У процесі роботи дробарки зі складним рухом щоки за традиційною схемою в першій фазі при русі кривошипу з крайнього верхнього положення вниз на кут 90° рухома щока рухається назустріч нерухомій. За рахунок стикання та тангенційної складової, вона захоплює і починає, фактично зсувним навантаженням, руйнувати вихідну породу та рухає її вниз, сприяючи розвантаженню подрібненого матеріалу. У другій фазі при русі кривошипа в крайнє нижнє положення рухома щока продовжує рухатися убік, протилежний нерухомій щоці, і вниз, при цьому відбувається форсований викид подрібненого матеріалу з камери дроблення за рахунок руху щоки у бік розвантаження. Надалі при русі з нижнього крайнього положення вгору на кут 90° рухлива щока здійснює складний рух, за час якого її верхня частина здійснює рух вгору та в бік, протилежний

від нерухомої щоки, а нижня частина рухається вгору і назустріч нерухомій щоці, що не сприяє розвантаженню подрібненої породи. В четвертій, останній, фазі нижня частина щоки рухається у бік, протилежний нерухомій щоці, і вгору, також перешкоджаючи випадінню подрібненого матеріалу. Таким чином, рух щоки в третій і четвертій фазах перешкоджає виходу готового роздробленого матеріалу з камери дроблення, тобто. випадання готового продукту із камери дроблення відбувається двічі за один оборот кривошипу, як і у дробарок з простим рухом щоки.

В технічній літературі [1,2,3] можна виділити групу дробарок, у яких траєкторія руху рухомої щоки змінена за допомогою різних конструктивних прийомів, які забезпечують приблизно постійну величину ходу стиснення по всій висоті камери подрібнення. Ідея таких конструктивних рішень зводиться до створення однакового колового, або еліпсоїдного руху рухомої щоки по всій її довжині. Характерним прикладом такої дробарки є дробарка із загальним ексцентриковим приводним валом [10], у якій круговий рух верхньої частини щоки забезпечується обертанням одного ексцентрика, а круговий рух нижньої частини щоки відбувається за рахунок руху розпірної плити, що наводиться іншим ексцентриком. Продуктивність такої дробарки більша, ніж у переглянутих вище, однак через складність виготовлення та експлуатації вона не отримала поширення.

Наведемо приклад дробарки [12], яка забезпечує паралельний рух рухомої щоки до нерухомої за рахунок застосування двокривошипного шарнірного чотиригвинника із загальним приводом кривошипів (рис.2).

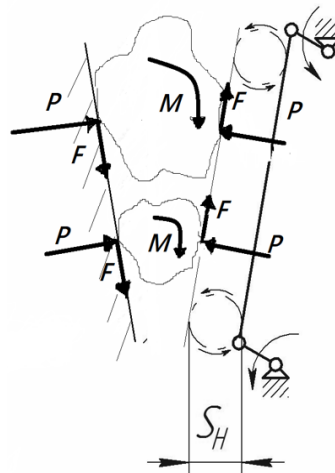


Рисунок 2 - Кінематична схема дробарки з паралельно-коловим рухом рухомої щоки до нерухомої

Траєкторія руху точок щоки у запропонованій кінематичній схемі є практично коловою, і хід стиснення та тангенційної складової по всій висоті камери подрібнення постійні. Оскільки довжини кривошипів однакові, рухлива щока в першій фазі при русі кривошипа з крайнього верхнього положення вниз на кут 90° рухається назустріч нерухомій щоці. При цьому у верхній частині та у нижній частинах

камери дроблення сили стиснення P шматків породи за рахунок тангенційної складової від руху рухомої щоки вниз та назустріч з нерухомою, захоплюють і рухають шматки породи донизу. Це породжує сили тертя F , які направлені в різні сторони, що забезпечує ковзне стиснення по всій довжині камери. Руйнування шматка породи відбувається за

умови перевищення межі міцності на зсув, практично так, як при асиметричному навантаженні зразка породи в пресі, а енергія руйнування пропорційна межі міцності породи на зсув у квадраті. В цей час зруйновані шматки породи рухається донизу, що також сприяє розвантаженню роздробленого матеріалу. У другій фазі при русі кривошипа в крайню нижню положення рухома щока рухається у бік, протилежний нерухомій щоці і вниз, при цьому також відбувається форсований викид роздробленого матеріалу з камери дроблення за рахунок руху щоки у бік розвантаження. У третій фазі роботи кривошипу при переході з нижнього крайнього положення вгору на кут 90° рухома щока рухається вгору й у бік, протилежний нерухомій щоці, продовжуючи розвантаження роздробленого матеріалу. У четвертій фазі рухлива щока рухається вгору назустріч нерухомій щоці, починаючи дроблення знову завантаженого через завантажувальний отвір шматків породи. Тобто, для такої кінематичної схеми можемо скоригувати відому формулу [1] для визначення частоти обертання валу, будемо мати

$$n = \frac{3}{4} \sqrt{\frac{g \tan \alpha}{2s_H}}, \quad (3)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с^2 , α – кут захоплення, s_H – хід рухомої щоки у нижній точці камери дроблення, м .

Таким чином, випадіння призми готового продукту з камери дроблення відбувається протягом трьох чвертей обороту кривошипу, тобто в трьох циклах роботи дробарки, що практично повністю вирішує проблему переподрібнення та дозволяє підвищити на чверть частоту обертання ексцентрикового валу та підняти продуктивність процесу дроблення.

В той же час необхідна потужність дроблення породи у наведеній дробарці з такою кінематичною схемою, яка забезпечує ковзне стискання може визначатися за залежністю згідно з формулою

$$N_c = \frac{k^2 \pi L (D^2 - d^2)}{12G\eta} n, \quad (4)$$

де k – межа міцності дробного матеріалу на зсув, Па^2 ; L – довжина камери дроблення, м ; n – частота обертання ексцентрикового валу, с^{-1} ; D, d – максимальні розміри шматків вхідного та подрібненого матеріалу, м ; G – модуль зсуву, Па ; η – КПД дробарки, який за даними [13] для дробарок з складним рухом щоки приймають на рівні 0,45.

$$\begin{aligned} N_{ct} &= \frac{2(1+\nu)k^2\pi L(D^2 - d^2)}{12E\eta} n + \frac{f\sigma_c^2\pi L(D^2 - d^2)}{1,9Es_1} n r \cos \frac{a}{2} = \\ &= \frac{\pi L(D^2 - d^2)n}{E} \left[\frac{(1+\nu)k^2}{6\eta} + \frac{f\sigma_c^2}{3,8} \cos \frac{a}{2} \right] \end{aligned} \quad (8)$$

Також потужність витрачається у всіх типах дробарок на пружну деформацію деталей та на тертя в сполученнях (на так званий холостий хід), що згідно з [7], визначається за формулою

$$N_x = 0,5K_c \left(\frac{N_y}{1,39K_N} - e_A \Pi_m \right) \quad (9)$$

В цьому випадку треба розуміти, що ковзне стискання забезпечують сили тертя між породою та бронеплитами за рахунок тангенціального навантаження від рухомої щоки, а максимальне дотичне напруження можна вирахувати при визначенні зусилля дроблення (напруження стиску) та коефіцієнта тертя за залежністю $\tau_{max} = f\sigma_c$. При ковзному стисканні руйнування породи відбудеться коли $\tau_{max} > k$ – межі опору зсуву.

Тоді з урахуванням зв'язку між модулем пружності E і модулем зсуву G для визначення необхідної потужності на пружну деформацію шматків породи зсувом при дробленні з тангенціальним навантаженням маємо

$$N_c = \frac{2(1+\nu)k^2\pi L(D^2 - d^2)}{12E\eta} n, \quad (5)$$

де ν – коефіцієнт Пуассона.

Але в цій формулі не врахована потужність, яка витрачається на роботу сил тертя у дробарках при складному русі щоки. Потужність, необхідна на подолання сил тертя між породою та двома щоками в камері дроблення у моменти захоплення та переміщення дробленої породи можна визначити за формулою

$$N_t = fQ_{max}\pi r n \cos \frac{a}{2}, \quad (6)$$

де f – коефіцієнт тертя між породою та щокою; Q_{max} – максимальне зусилля дроблення, Н ; r – радіус кривошипа, м ; n – частота обертання, Гц ; a – кут захоплення.

Максимальне зусилля дроблення визначається за формулою

$$Q_{max} = \frac{\sigma^2 L}{1,9 \cdot E \cdot s_1} (D^2 - d^2), \quad (7)$$

де σ – межа міцності породи, Па ; L – довжина камери дроблення дробарки, $L = 0,4 \text{ м}$; D – розмір вихідного матеріалу, $D = 0,18 \text{ м}$; d – середній розмір продукту дроблення, $d = 0,042$; E – модуль пружності вихідного матеріалу; $E = 3,5 \cdot 10^{10} \text{ Па}$; s_1 – хід рухомої щоки в місті прикладання сили Q_{max} .

Таким чином, з урахуванням потужності на тертя можна записати $N_{ct} = N_c + N_t$, а відкоригована формула для визначення необхідної потужності дроблення породи у наведеній дробарці, де рух рухомої щоки має однакову колову траєкторію по всій її довжині (рис. 2.), то можна вважати, що $s_1 = 2r$ і формула має вигляд

де K_c – коефіцієнт, що враховує рух рухомої щоки; N_y – встановлена потужність двигуна, кВт ; 1,39 – номінальний запас потужності; K_N – коефіцієнт відхилення запасу потужності від номінального; e_A – питома корисна робота сил дроблення;

Π_m – максимальна технологічна продуктивність дроблення.

За даними [14] втрати енергії на роботу пружної деформації витрачається близько 35%, а на тертя у дробарках зі складним рухом щоки – 27,5%. В той же час аналітичні розрахунки авторів [1] показують, що сумарна пружна деформація елементів дробарок, що серійно випускаються під впливом сил дроблення, приведеним до середини камери дробарки становлять 10-15% ходу рухомої щоки у тій же точці.

В роботі [15] встановлено, що при раціональній продуктивності дроблення в щокових дробарках, коли ККД буде максимальним, загальні витрати потужності на терта та холостий хід у першому наближенні становлять $2N_x$. Наведемо фрагмент таблиці (табл. 1) щодо встановленої потужності двигунів та потужності холостого ходу для декількох дробарок з складним рухом щоки [13. табл. 6.1. ст. 166].

Табл.1 – Потужність двигуна N_y та потужність холостого ходу N_x щокових дробарок

1	Дробарки	Потужність		Відношення N_x/N_y
		N_y , кВт	N_x , кВт	
2	3	4	5	
Складний рух	СМ-166А 160*250	10	1,264	0,126
	С-182Б 250*400	17	1,738	0,102
	С-166А 250*900	40	3,291	0,082
	СМ-74 400*900	55	6,146	0,112
	СМ-16Д 1600*900	75	9,730	0,130
	Середнє значення відношення N_x/N_y , %			0,11 11%

Проаналізуємо відношення витрат необхідної потужності на подрібнення в щокових дробарках з простим та покращеним складним рухом щоки на прикладі дроблення декількох гірських порід, з різними фізико-механічними характеристиками (табл.1), коефіцієнтом Пуассона $\nu = 0,25$, коефіцієнтами тертя між породою та бронеплитами, при $f = 0,3$, ККД дробарки $\eta = 0,45$, кут захоплення $\alpha =$

20° та при однакових інших параметрах. Розрахунок відношення потужностей будемо рахувати за формулою

$$\frac{N_n}{N_{ct}} = \frac{\sigma_c^2}{12\eta} \left[\frac{(1+\nu)k^2}{6\eta} + \frac{f\sigma_c^2}{3,8} \cos \frac{\alpha}{2} \right] \quad (10)$$

та заносити у табл. 2, при цьому будемо вважати, що витрати потужності на холостий хід однакові для дробарок з простим і складним рухом щоки.

Таблиця 2 – Розрахункові співвідношення витрат потужності при дробленні різних гірських порід в щокових дробарках з простим та складним коловим рухом N_n/N_{ct}

Тип породи	Експериментальні дані		Тангенційні напруження	Відношення	Відношення	Кадастр [15, с.]
	k , МПа	σ_c , МПа	τ_{max} , МПа	σ_c/k	N_n/N_{ct}	
1	2	3	4	5	6	7
Монцонит	60	260	78,0	4,3	1,8	104
Монцонит	24	127	38,1	5,3	2,0	105
Монцонит	7,5	48	14,4	6,4	2,1	
Пісковик	10	55	16,5	5,5	2,0	158
Руда гранд-магнетитова	22	117	35,1	5,3	2,0	67
Руда магнетитова	15	97	29,1	6,5	2,1	67
Алевролит	9,2	60,5	18,2	6,6	2,1	208
Алевролит	53	255	76,5	4,8	1,9	145
Аргилит	6,5	31	9,3	4,8	1,9	174
Роговик	25	138	41,4	6,7	2,0	66
Випняк	12	60	18,0	5,0	1,9	158
Туф гематизований	25	134	40,2	5,4	2,0	67
Середнє значення відношення				5,6	1,98	

Розрахунки сил тертя, які забезпечують тангенціальні напруження при $f = 0,3$ показують, що дроблення породи у щоківих дробарках зі складним рухом щоків відбудеться коли $\tau_{max} > k$ – межі опору зсуву, тобто сил тертя достатньо для забезпечення зсувного навантаження в камері дроблення до руйнування породи.

Таким чином енергетичний аналіз подрібнення у щоківих дробарках з простим та складним рухом щоків з кінематичною схемою, яка реалізує коловий рух рухомої щоків по всій її довжині показав можливість значного енергозбереження (в середньому в 1,98 раз).

Але, якщо врахувати витрати потужності на інші дисипативні втрати, тобто, вважаючи, що з двох потужностей холостого ходу при раціональній продуктивності, одна складова йде на тертя між щоків та породою, то з урахуванням цього відношення потужностей зменшиться в середньому на 11%. Тоді з урахуванням цього середнє значення відношення $N_n/N_{ст}$ буде зменшено на 11% та буде дорівнювати $1,98 - 11\% = 1,76$.

Таким чином необхідна потужність дроблення у щоківій дробарці з використанням зсувного наван-

таження буде теоретично як мінімум у 1,7 раз менша в порівнянні з дробленням стисканням для перевищення межі стиску у дробарках з простим рухом щоків. Також наведена кінематична схема щоківій дробарки з коловим рухом рухомої щоків буде забезпечувати підвищеної продуктивності за рахунок збільшення на чверть циклового часу розвантаження роздробленого матеріалу.

Висновки. Вищенаведеним проведено аналіз роботи основних, найбільш поширених існуючих кінематичних схем щоківих дробарок. Доведено, що щоківій дробарка з коловим рухом рухомої щоків по всій її довжині теоретично потребує значно меншої (в середньому у 1,76 раз) потужності з урахуванням витрат на тертя для дроблення гірської породи при всіх однакових показниках розмірів камери та умов дроблення ніж традиційна щоківій дробарка з простим рухом щоків. Запропонована кінематична схема дробарки також забезпечує підвищення її продуктивності за рахунок збільшення практично на чверть циклового часу розвантаження роздробленого матеріалу.

Перелік посилань

1. Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек Ю.А. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. М.: Машиностроение, 1990. 320 с.
2. Блохин В.С., Большаков В.И., Малич Н.Г. Основные параметры технологических машин. Машины для дезинтеграции твердых материалов: Учебное пособие, ч.1. Днепропетровск: ИМА-пресс. 2006. 404с.
3. Bearman, Richard Ted. Jaw and Impact Crushers. SME Mineral Processing and Extractive Metallurgy Handbook, 2019, 367.
4. Korman, Tomislav, et al. Impact of physical and mechanical properties of rocks on energy consumption of jaw crusher. Physicochemical Problems of Mineral Processing 51.2 (2015): 461-475. DOI:10.5277/ppmp150208
5. Valencia-Ochoa, Guillermo, et al. Energy saving in industrial process based on the equivalent production method to calculate energy performance indicators. Chemical Engineering Transactions 57 (2017): 709-714
6. Miura, Norihiko, and O. Sukeo. Particle-crushing of a decomposed granite soil under shear stresses. Soils and foundations 19.3 (1979): 1-14
7. Beniak, J., Krizan, P., & Matús, M. TOOLS FOR MATERIAL DISINTEGRATION. Annals of the Faculty of Engineering Hunedoara. (2015). 13(1), 133
8. Li, Huiqi. Discrete element method (DEM) modelling of rock flow and breakage within a cone crusher. Diss. University of Nottingham, 2013
9. Целиков А.И. Машины и агрегаты металлургических заводов. Т.1. М.: Машиностроение. 1987. 440 с.
10. Масленников, В. А. Дробилки, разрушающие материал сжатием. Известия вузов. Горный журнал 10-11. 1996. с 124-138.
11. Малич М.Г. Енергетичний аналіз дроблення рудних матеріалів асиметричним навантаженням. *Теорія і практика металургії*. Дніпро. НМетАУ. 2022. №3. с 38-44.
12. А.Г. Никитин, В.И. Люленков, А.В. Витушкин, Н.Д. Калюкина. Сравнительный анализ работы щековых дробилок с различными кинематическими схемами. Известия вузов. Черная металлургия. 2012. №10. с 30-31.
13. Штепа В.П. Теорія. Експеримент. Практика. Енергозбереження при машинному виробництві. Монографія. Дніпропетровськ. ИМА-пресс. 2009. 268с. (рос. мовою).
14. Косарев А.И., Овчаренко Н.В. Энергетические потери в щековых дробилках. Тр. ВНИИстройдормаш. М. 1977. № 77. с 21-25.
15. Штепа, В. П., Прогнозирование полезной работы и КПД проектируемой машины. Металлургическая и горнорудная промышленность 1. 2010. №3. с 115-118

References

1. Klushantsev, B. V., Kosarev A. I., & Muizemnek A. Yu. (1990). *Crushers. Design, Calculation, Features of Operation*. Mashinostroenie
2. Blokhin, V.S., Bolshakov, V.I., & Malich, N.G. (2006). *Basic parameters of technological machines. Machines for disintegration of solid materials*. Part 1. IMA-press
3. Bearman, R. T. (2019). Jaw and impact crushers. *SME Mineral Processing and Extractive Metallurgy Handbook*.
4. Korman, T., et al. (2015). Impact of physical and mechanical properties of rocks on energy consumption of jaw crusher. *Physicochemical Problems of Mineral Processing*. 51(2), 461-475

5. Valencia-Ochoa, G., et al. (2017). Energy saving in industrial process based on the equivalent production method to calculate energy performance indicators. *Chemical Engineering Transactions*, 57, 709-714
6. Miura, N., & Sukeo, O. (1979). Particle-crushing of a decomposed granite soil under shear stresses. *Soils and foundations*, 19(3), 1-14
7. Beniak, J., Krizan, P., & Matús, M. (2015). Tools for material disintegration. *Annals of the Faculty of Engineering Hunedoara*, 13(1), 133
8. Li, H. (2013). *Discrete element method (DEM) modelling of rock flow and breakage within a cone crusher*. [Dissertation, University of Nottingham]
9. Tselikov, A. I. (1987). *Machines and aggregates of metallurgical plants*. Vol. 1. Mashinostroenie
10. Maslennikov, V. A. (1996). Crushers destroying the material by compression. *Izvestiya vuzov. Mining journal*, 10-11, 124-138
11. Malich, M. G. (2022). Energy analysis of crushing ore materials by asymmetric loading. *Theory and practice of metallurgy*, (3), 38-44
12. Nikitin, A. G., Lyulenkov, V. I., Vitushkin, A. V., & Kalyukina, N. D. (2012). Comparative analysis of work of jaw crushers with different kinematic schemes. *Izvestiya vuzov. Ferrous metallurgy*, (10), 30-31
13. Shtepa, V. P. (2009). *Theory. Experiment. Practice. Energy saving in machine production*. IMA-press
14. Kosarev, A. I., & Ovcharenko, N. V. (1977). Energy losses in jaw crushers. *Tr. VNIIsroydormash*, 77, 21-25
15. Shtepa, V. P. (2010). Prediction of useful work and efficiency of the designed machine. *Metallurgical and mining industry*, (3), 115-118

Надійшла до редколегії / Received by the editorial board: 07.12.2023
Прийнята до друку / Accepted for publication: 20.02.2024