

Д.А. Власенко /к.т.н./

ГОУ ВО ЛНР «Донбасский государственный технический институт» (Алчевск)

## УТОЧНЕННАЯ МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГОСИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ В ВАЛКОВЫХ ДРОБИЛКАХ

Предложена уточненная методика расчета энергосиловых параметров процесса дробления материала в валковой дробилке с гладкой рабочей поверхностью бандажей. С помощью формулы Ньютона-Лейбница обоснована зависимость усилия дробления с учетом функции распределения материала по рабочей поверхности бандажа валка на дуге захвата. На основании теоремы Пуансо определено усилие, воспринимаемое подшипниками опорами валка. Предложены зависимости моментов сопротивления от сил трения, возникающих при дроблении материала и в подшипниковых опорах, а также требуемой мощности привода валковой дробилки при установленном режиме работы дробилки.

**Ключевые слова:** дробление, валковая дробилка, усилие дробления, момент сопротивления, крутящий момент, мощность привода.

### Постановка проблемы

Валковые дробилки с гладкими валками различных конструкций и типов [1...3] применяются для мелкого дробления материалов, которое обеспечивается за счет наложения на дробимый кусок сжимающих усилий, возникающих между рабочими поверхностями бандажей валков, вращающихся в разных направлениях [3...5].

В условиях металлургических предприятий дробилки данного типа применяются для измельчения твердого топлива, используемого в агломерационном процессе [4,5]. В то же время качество фракционной подготовки каменных углей и кокса оказывает существенное влияние на его удельный расход в процессе спекания, производительность процесса агломерации, качество готового агломерата и вредные выбросы в атмосферу [4...6].

Четырехвалковые дробилки, наиболее часто используемые в металлургии, в достаточной степени соответствуют требованиям, предъявляемым технологическим процессам в условиях подготовки сырья в агломерационном процессе [1,5]. Однако процессы дробления являются весьма энергоемкими и сопряжены со значительным износом рабочих органов дробилок [4], поэтому изучение самого процесса измельчения и анализ его показателей с целью повышения технико-экономических показателей дробильных машин является весьма актуальным и существенно влияет на технологический процесс агломерации шихтовых материалов в металлургии.

### Анализ последних исследований и публикаций

Технико-экономическая эффективность работы любого оборудования зависит от многих показателей, основными из которых являются его энергосиловые параметры. Для дробильно-измельчительного оборудования это усилие дробления, возникающее при деформации материала в процессе измельчения, крутящий момент, зависящий от момента сопротивления, и мощность привода дробильной машины, необходимые для обеспечения ее устойчивой работы.

Ранее весьма детально затрагивался вопрос определения энергосиловых показателей валковых дробилок. В данном направлении проводилось большое количество исследований, отобранных в следующих научных работах [2,3,5...11]. При этом часть из них [2,3,5] носят эмпирический характер и не учитывают конструктивные и технологические особенности дробилки и процесса дробления, реализуемого в ней. В других [6...8] не учитывается усилие дробления при расчете момента сопротивления в подшипниковых опорах. В работах [9...11] пре-небрегается условие распределения дробимого продукта по рабочей поверхности бандажа валка.

Исходя из вышесказанного, предложенные зависимости не позволяют с высокой степенью точности определить энергосиловые параметры процесса дробления материала валковыми дробилками, что, в свою очередь, не дает возможности рационально использовать конструктивные и технико-технологические параметры отдельных узлов и механизмов дробильной машины.

### Цель (задачи) исследования

Задачей данного исследования является математическое моделирование и определение основных энергосиловых параметров процесса дробления каменно-рудных материалов в валковой дробилке с гладкими валками аналитическим методом: усилия измельчения с учетом функции распределения материала по рабочей поверхности валков на дуге захвата, определение нормальных реакций в подшипниковых опорах валка с учетом усилий дробления, трения материала по бандажу и веса валка, а также требуемого крутящего момента и мощности привода дробилки.

### Основной материал исследования

Четырехвалковые дробилки с гладкими валками, получившие наибольшее распространение в металлургической промышленности для фракционной подготовки твердого топлива в условиях агломерационного производства, по конструкции представляют собой две пары рабочих валков, расположенных одна над другой [4,10]. Каждая пара валков отдельно приводится во вращение через редуктор за счет передачи крутящего момента, создаваемого электродвигателем [10,11].

Величина крутящего момента при дроблении непосредственно влияет на мощность двигателя привода, а крутящий момент, в свою очередь, зависит от момента сопротивления, включающего в себя момент от сил трения материала по поверхности бандажа валка и момент сопротивления в подшипниковых опорах.

Для определения всех параметров, в первую очередь, необходимо определить усилие, действующее на поверхность бандажа в процессе дробления материала в рабочей зоне валков. Клушанцевым Б.В. в работе [10] предложена аналитическая формула суммарного усилия, возникающего при измельчении определенного объема материала между валками с радиусом рабочей поверхности  $R_e$  и действующего на их поверхность, зависящего от предела прочности дробимого материала  $\sigma_{cyc}$ , длины дуги захвата материала валками  $l_o$  (определяется углом захвата материала валками  $\alpha_1$  [10...12] ( $l_o=R_e\alpha_1$ ), а также длины (ширины рабочей поверхности) бандажа валков  $L_b$ :

$$F_{dp} = \sigma_{cyc} l_o L_b k_{разр}, \quad (1)$$

где  $k_{разр}$  – коэффициент разрыхленности, учитывающий плотность (заполненность) потока дробленого материала, выходящего из дробилки (для прочных материалов  $k_{разр}=0,2\dots0,3$ , для влажных вязких –  $k_{разр}=0,5\dots0,6$ ).

Данная формула применяется для определения усилия дробления в валковой дробилке, но, к сожалению, в ней площадь поверхности контактного взаимодействия массива материала с поверхностью бандажа на длине углового сектора дуги захвата является величиной постоянной. В действительности же она изменяется при перемещении материала в рабочей зоне валков 1 в секторе от точки  $D$  захвата куска материала 2 к точке  $E$  выгрузки его после измельчения (рис. 1).

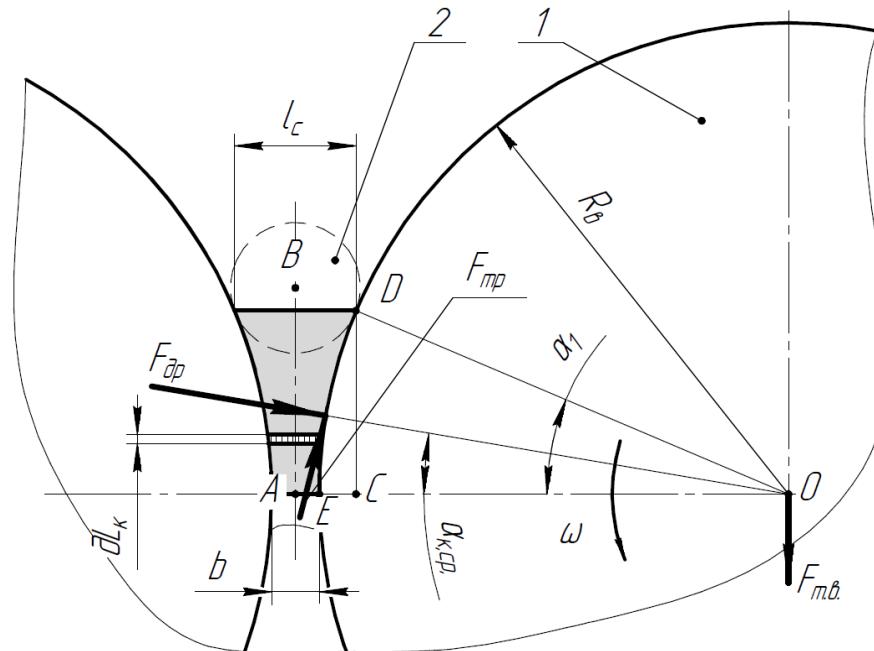


Рис. 1. Расчетная схема условий контактного взаимодействия материала с поверхностью бандажей в процессе измельчения в валковой дробилке

Контактная площадь определяется пропускной способностью дробилки по готовому продукту, зависящей от величины межвалкового расстояния  $b$  [12], рабочей ширины бандажа  $B_{раб}$  (из схемы на рис. 2 следует, что  $B_{раб}=B_\delta-2B_3$ ), а также от скорости вращения валков дробилки. При этом объем в любом угловом секторе поверхности бандажей условно остается постоянным, то есть обеспечивается закономерность сохранения количества масс и вещества в рассматриваемой замкнутой системе рабочего пространства валков дробильной машины.

Для определения уточненного значения усилия дробления необходимо знать закономерность распределения контактных напряжений по дуге захвата. Выделим очаг деформации, ограниченный цилиндрическими поверхностями бандажей и двумя плоскостями, перпендикулярными направлению движения материала к зоне выгрузки и расположенными на бесконечно малом расстоянии  $dl_o$ . В этом случае ширина элементарной площадки контакта материала с рабочей поверхностью бандажа  $B_k$  будет определяться как отношение элементарного объема материала между валками на элементарной дуге захвата в точке  $E$  выгрузки из дробилки ( $dV_k=dl_o b B_{раб}$ ) к расстоянию между дробящими поверхностями бандажей в плоскости, перпендикулярной вектору движения материала (определяется из треугольника  $DCE$  (рис. 1) относительно текущего значения угла  $\alpha_1$  как

$$l_c = 4R_e \sin^2 \frac{\alpha_1}{2} + b :$$

$$B_k = \frac{b B_{раб}}{4R_e \sin^2 \frac{\alpha_1}{2} + b}. \quad (2)$$

В данном случае форма поверхности контакта материала с поверхностью бандажей будет выглядеть следующим образом (рис. 2).

С использованием свойства аддитивности площадей (формула Ньютона-Лейбница), интегрируемых на одном и том же отрезке функции [13], контактная площадь материала с рабочей поверхностью бандажей находится как определенный интеграл от зависимости ширины элементарной площадки на длине дуги захвата очага деформации:

$$S_k = \int_0^{\alpha_1} R_e B_k d\alpha = \frac{2bRB_k \arctg \left( \tg \left( \frac{\alpha_1}{2} \right) \frac{\sqrt{b(4R+b)}}{b} \right)}{\sqrt{b(4R+b)}}. \quad (3)$$

С учетом выражений (1), (3) зависимость для определения усилия дробления выглядит следу-

ющим образом:

$$F_{dp} = \frac{2\sigma_{cyc} k_{разр} b B_k R \arctg \left( \tg \left( \frac{\alpha_1}{2} \right) \frac{\sqrt{b(4R+b)}}{b} \right)}{\sqrt{b(4R+b)}}. \quad (4)$$

Для сравнительного анализа результатов определения усилий дробления, возникающих в рабочем пространстве валковой дробильной машины, представлены графики зависимостей (1) и (4) (рис. 3а, б) при следующих технико-технологических параметрах: радиус рабочей поверхности валков  $R_e=0,45$  м, предел прочности дробимого материала  $\sigma_{cyc}=10$  МПа, угол захвата материала валками  $\alpha_1=0,05\dots0,464$  рад (при коэффициентах трения различных марок углей и металлургического кокса по стали  $\mu=0,05\dots0,5$  [12]), ширина рабочей поверхности бандажа валков  $B_k=0,7$  м, межвалковое расстояние  $b=0,005$  м (использовались условия процесса измельчения твердого топлива в дробилке ДЧГ 900×700). При этом коэффициент разрыхленности дробимого материала принимался равным  $k_{разр}=0,2$  (соответственно рекомендациям [10]).

Из анализа графиков видно, что результаты определения усилия дробления, полученные по зависимости, предложенной в исследованиях Клущанцева Б.В., и с помощью уточненной методики, рассматриваемой в данной статье, отличаются в 1,2…3,5 раза в зависимости от коэффициента трения дробимого материала по стали.

Для определения мощности двигателя в первую очередь необходимо определить значение крутящего момента на валу приводного вала, требуемого для обеспечения его вращательного движения.

Формула для определения крутящего момента будет включать в себя две основные величины: момент, необходимый для преодоления сил трения поверхности бандажа о материал, находящийся в рабочем пространстве дробилки в секторе дуги захвата  $M_{c.mp}$ , и момент, возникающий от сил трения в подшипниковых опорах  $M_{c.mp'}$ .

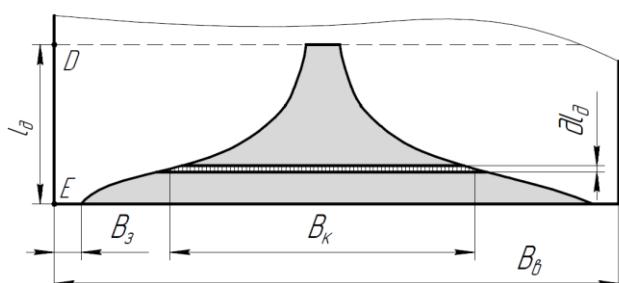


Рис. 2. Схема распределения массива материала по рабочей поверхности бандажа валка на дуге захвата

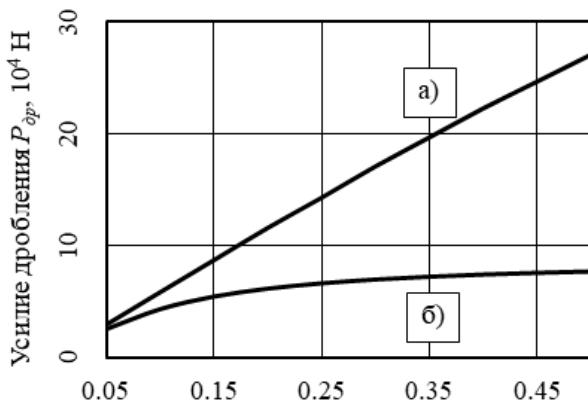


Рис. 3. Графические зависимости усилия дробления материала в валковой дробилке от коэффициента трения, определенные с помощью:  
а – зависимости (1); б – зависимости (4)

Рассмотрим систему, представленную на схеме (рис. 4), в которой действуют следующие внешние силы: усилие дробления  $F_{dp}$ , сила трения поверхности валка о дробимый материал  $F_{mp}$  и сила тяжести валка  $F_{m.e}$  массой  $m_e$ .

На основании теоремы Пуансо [14] представляем систему (рис. 4) в виде сил, сосредоточенных в точке  $O$  – оси вращения валка (рис. 5а), и момента от силы трения, определяемого как  $M_{c.mp} = F_{mp}R_e$ . Затем находим их проекции на оси  $x$  и  $y$  и определяем результирующую реакцию от действия внешних сил в подшипнике (рис. 5б).

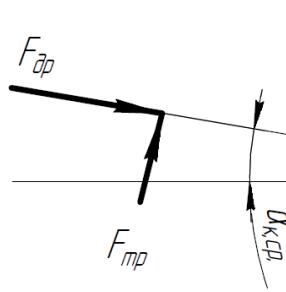


Рис. 4. Система внешних сил, действующих на валок дробилки

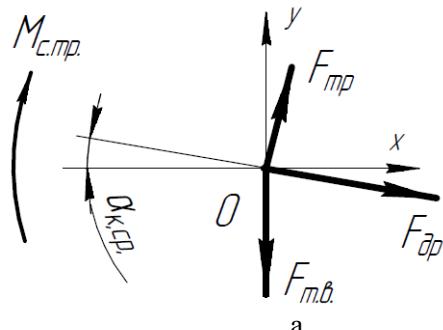


Рис. 5. Расчетные схемы для определения радиальной реакции в подшипнике валка от действия внешних сил:

а – схема переноса сил на ось вращения валка; б – схема для определения результирующей реакции

В данном случае сумма проекций сил на оси  $x$  и  $y$ :

$$F_{\Sigma x} = F_{mp} \sin \alpha_{k.cp} + F_{dp} \cos \alpha_{k.cp}, \quad (5)$$

$$F_{\Sigma y} = F_{m.e} - F_{mp} \cos \alpha_{k.cp} + F_{dp} \sin \alpha_{k.cp}, \quad (6)$$

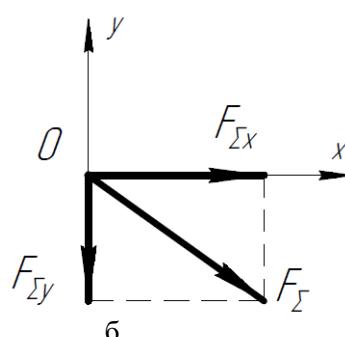
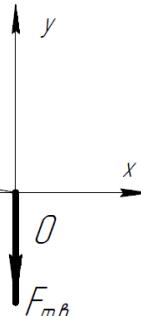
где  $\alpha_{k.cp}$  – угол, характеризующий точку приложения равнодействующей силы от суммарного давления в процессе деформации и разрушения материала валками (условный центр тяжести поверхности контакта), определяемый с использованием стандартных численных методов:

$$\alpha_{k.cp} = \frac{\int_0^{a_1} \alpha R_e B_k da}{S_k}. \quad (7)$$

Результирующая радиальная реакция в подшипниковой опоре определяется из параллелограмма проекций сил  $F_{\Sigma x}$  и  $F_{\Sigma y}$  (с учетом того, что  $F_{m.e} = m_e g$ , а  $F_{mp} = \mu F_{dp}$ ):

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{dp}^2 (\mu^2 + 1) + g m_e \times \left( g m_e + 2 F_{dp} [\sin \alpha_{k.cp} - \mu \cos \alpha_{k.cp}] \right)^2}, \quad (8)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения материала валка о дробимый материал.



На следующем этапе определяем момент сопротивления в подшипниковой опоре валковой дробилки по методике, предложенной в работах [15,16]. Для двухрядных роликовых радиальных сферических самоустанавливающихся подшипников, работающих с незначительными (по сравнению с радиальными) осевыми нагрузками при использовании пластичных смазочных материалов, формула для определения момента сопротивления выглядит следующим образом:

$$M_{mp.n.} = 2(K_{s1}d_s^\beta + K_{s2} + F_\Sigma^{0,31}Y_3d_n^{2,3} \times \\ \times (n_{ob}v)^{0,6} + S_1d_n^{0,25}\mu_{sl}F_\Sigma^{1,33}), \quad (9)$$

где  $K_{s1}$  – константа, зависящая от типа подшипника [15];  $d_s$  – диаметр сопротивления поверхности уплотнения, мм;  $\beta$  – показатель, зависящий от типа подшипника и уплотнения [15];  $K_{s2}$  – константа, зависящая от типа подшипника и уплотнения [15];  $Y_3$  – геометрическая константа моментов трения качения [15];  $d_n$  – диаметр тел качения подшипника, мм;  $n_{ob}$  – число оборотов подшипника (валка дробилки) в минуту, об/мин;  $v$  – кинематическая вязкость смазочного материала при рабочей температуре (для пластичной смазки величина вязкости базового масла),  $\text{мм}^2/\text{с}$ ;  $S_1$  – геометрическая константа момента трения скольжения [15];  $\mu_{sl}$  – коэффициент трения скольжения в условиях образования полноценной смазочной пленки [15].

Мощность двигателя привода дробилки определяется по общеизвестной зависимости:

$$W_{ob} = \frac{M_{kp}\omega}{\eta_{np}} = \frac{\pi n_{ob}(M_{c.mp.} + M_{mp.n.})}{30\eta_{np}}, \quad (10)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения валков;  $\eta_{np}$  – коэффициент полезного действия привода дробилки [17].

На рис. 6 представлены графики зависимостей потребной мощности двигателя привода нижних валков дробилки ДЧГ 900×700 [10, 12] с представленными выше технико-технологическими параметрами (при этом для расчета момента сопротивления  $M_{mp.n.}$  использовались параметры подшипников 3534 ГОСТ 520-2011, смазывание которых обеспечивается в промышленных условиях пластичной индустриальной смазкой ИП-1 ГОСТ 3257-53 с кинематической вязкостью при минимальной для условий эксплуатации дробилки в неотапливаемых помещениях температуре 0 °C – 150  $\text{мм}^2/\text{с}$ ).

В данный момент в условиях участка подготовки шихты агломерационного цеха Филиала

№ 12 ЗАО «Внешторгсервис» для измельчения твердого топлива применяются вышеупомянутые дробилки ДЧГ 900×700, у которых мощность электродвигателя привода нижних валков составляет 55 кВт. В данной дробильной машине успешно обеспечивается измельчение различных видов твердого топлива с различными физическими свойствами, таких как каменный уголь, металлургический кокс, кокс сухого тушения.

При этом основным сырьем, подвергающимся измельчению в дробилке, являются уголь марки АС и коксовая мелочь, с коэффициентом трения по стали  $\mu \approx 0,2$  и пределом прочности на сжатие  $\sigma_{cж} = 10 \dots 12 \text{ МПа}$ . Из анализа графических зависимостей, полученных на основании результатов моделирования (рис. 6), очевидно, что показатели мощности привода валковой дробилки, полученные с помощью аналитической формулы Клушанцева Б.В., существенно больше (так же, как усилие дробления – в 1,1…3,5 раза) в сравнении с результатами вычислений с использованием предложенной методики.

При этом на основании производственного опыта эксплуатации дробилки в данных условиях не наблюдается существенных перегрузок в процессе дробления различного сырья, за исключением случаев, возникающих при дроблении кокса сухого тушения крупной фракции ( $-160 \text{ мм}$ ), обладающего наибольшим пределом прочности среди всех видов твердого топлива, используемых в металлургической промышленности, что позволяет предположить следующее:

- аналитические зависимости и методики, предложенные ранее в работах [2,3,5…11], не в полной мере позволяют определить усилие дробления, что, в свою очередь, не дает возможности спрогнозировать с высокой степенью точности энергосиловые показатели процесса дробления материала в валковой дробилке с гладкими валками, такие как момент сопротивления на валу валка и мощность электродвигателя привода нижних валков;

- результаты, полученные с помощью предложенной методики, в большей степени отвечают реальным условиям процесса дробления твердого топлива в валковых дробилках;

- опытный коэффициент  $k_{разр}$ , используемый в зависимости (1), не соответствует реальным условиям процесса измельчения различных материалов, так как эксплуатационный опыт и предварительные результаты экспериментальных исследований показали, что данный параметр требует уточнения с учетом условий распределения материала по рабочей поверхности валка и физических свойств измельчаемого материала.

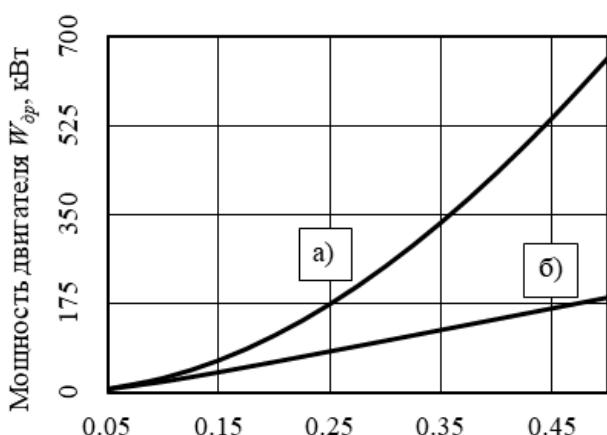


Рис. 6. Графики зависимостей мощности привода валковой дробилки от коэффициента трения, определенные с использованием:  
а – зависимости (1); б – зависимости (4)

## Выводы

В работе предложена математическая модель валковой дробилки с гладкими бандажами. На основании данной модели получена уточненная методика определения энергосиловых параметров процесса дробления материала в валковой дробильной машине.

Получены зависимости для определения усилия дробления на дуге захвата, реакций в подшипниковых опорах, момента сопротивления в подшипниках, момента от сил трения бандажа о материал, мощности электродвигателя привода.

Проведен сравнительный анализ результатов, полученных с помощью ранее предложенных зависимостей и уточненной методики, рассмотренной в данной работе. Обоснована необходимость более точного определения опытного коэффициента  $k_{разр}$  и дальнейшего развития методики определения энергосиловых параметров процесса дробления в валковых дробилках при подготовке шихтовых компонентов в условиях производства железорудного агломерата на основании полученных математических зависимостей.

В дальнейшем перспективным и необходимым направлением развития данных исследований является проверка достоверности математической модели процесса контактного взаимодействия куска дробимого материала с поверхностью бандажей верхних валков с помощью лабораторных, а затем и промышленных (в условиях агломерационного цеха Филиала № 12 ЗАО «Внешторгсервис») экспериментов, что, в свою очередь, позволит использовать полученные зависимости при обосновании технико-эксплуатационных характеристик различных валковых дробилок с конкретными конструктивными па-

раметрами при измельчении и дроблении различных видов каменно-рудного сырья.

## Список литературы

1. Treatise on Process Metallurgy, Vol.3: Industrial Processes / Editor-in-Chief S. Seetharaman. – Elsevier, 2014. – 1751 p.
2. Авдохин, В.М. Основы обогащения полезных ископаемых. Том 1. Обогатительные процессы. – М.: Горная книга, 2018. – 420 с.
3. Subba Rao, D.V. Minerals and Coal Process Calculations. – London: Taylor & Francis Group, 2016. – 354 p.
4. Власенко, Д.А. Комплексный анализ особенностей эксплуатации дробильно-измельчительного оборудования в агломерационном производстве // Инновационные перспективы Донбасса. Т.3. Инновационные технологии проектирования, изготовления и эксплуатации промышленных машин и агрегатов, г. Донецк, 21-23 мая 2019 г. – Донецк: ДонНТУ, 2019. – С. 150-154.
5. Pietsch, W. Agglomeration Processes: Phenomena, Technologies, Equipment. – GmbH.: Wiley-VCH Verlag, 2008. – 622 p.
6. Egbe, E.A.P. Design, Fabrication and Testing of a Double Roll Crusher / E.A.P. Egbe, O.A. Olugboji // International Journal of Engineering Trends and Technology. – 2016. – No.11. Vol.35. – P. 511-515.
7. Плановский, А.Н. Процессы и аппараты химической технологии / А.Н. Плановский, В.Н. Рам, С.З. Каган. – М.: Химия, 1967. – 848 с.
8. Lieberwirth, H. Dynamics in double roll crushers / H. Lieberwirth, Ph. Hillmann, M. Hesse // Minerals Engineering. – Elsevier Ltd., 2016. – P. 60-66.
9. Rashidi, S. A Review of the Modeling of High Pressure Grinding Rolls / S. Rashidi, R.K. Rajamani, D.W. Fuerstenau // Powder and Particle Journal. – 2017. – Vol.34. – P. 125-140.
10. Клущанцев, Б.В. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации / Б.В. Клущанцев, А.И. Косарев, Ю.А. Муйземнек. – М.: Машиностроение, 1990. – 320 с.
11. Борщев, В.Я. Оборудование для измельчения материалов: дробилки и мельницы. – Тамбов: издательство ТГТУ, 2004. – 75 с.
12. Власенко, Д.А. Математическое моделирование процесса захвата материала рифлеными валками в валковых дробилках // Сб. науч. тр. ДонГТУ. – Алчевск: ГОУ ВПО ЛНР «ДонГТУ», 2020. – №18(61). – С. 122-130.
13. Тер-Крикоров, А.М. Курс математического анализа: Учеб. пособие для вузов. – 3-е издание / А.М. Тер-Крикоров, М.И. Шабунин. –

- М.: Бином. Лаборатория знаний, 2015. – 672 с.
14. Теоретическая механика / В.Н. Тарасов [и др.]. – М.: ТрансЛит, 2012. – 560 с.
15. Момент трения, потери мощности и пусковой момент подшипника [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.skf.com/ru/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/operating-temperature-and-speed/friction-powerloss-startingtorque/index.html>
16. Павлиненко, О.И. Определение мощности привода роторного ударного измельчителя для производства стальной колотой дроби / О.И. Павлиненко, Д.А. Власенко, Э.П. Левченко // Сб. науч. тр. ДонГТУ. – Алчевск: ГОУ ВПО ЛНР «ДонГТУ», 2020. – №19(62). – С. 86-93.
17. Физическая энциклопедия / Д.Н. Зубарев; под ред. А.М. Прохорова. – М.: Советская энциклопедия, 1990. – Т.2. – 704 с.

**D.A. Vlasenko /Cand. Sci. (Eng.)/**  
*Donbas State Technical Institute (Alchevsk)*

### **REFINED METHOD FOR DETERMINING ENERGY-POWER PARAMETERS OF THE CRUSHING PROCESS IN ROLL CRUSHERS**

**Background.** *Crushing processes are relatively energy-intensive, while high requirements are imposed on the physical and technical parameters of the finished product, which determines the importance of this study and the feasibility of justifying the energy-power parameters of the process in order to reduce energy consumption.*

**Materials and/or methods.** *The mathematical model is based on the application of the fundamental laws of solid mechanics using the Poinsot theorem and the additivity of areas integrated on the same segment of the function.*

**Results.** *The paper offers a mathematical model of a roller crusher with smooth bandages. Based on this model, an advanced method for determining the energy-power parameters of the material crushing process in a roll crushing machine obtained. The dependences presented for the determination of grinding force on the arc of capture reactions in the bearings, the drag torque in the bearings, the moment of friction forces brace on the material and thickness of the motor. Comparative analysis carried out of the results obtained using the previously proposed dependencies and the refined methodology considered in this paper.*

*The need for a more accurate determination of the experimental looseness coefficient of the milled material and further development of the method for determining the energy-power parameters of the crushing process in roll crushers when preparing charge components in the conditions of iron ore agglomerate production based on the obtained mathematical dependencies is justified.*

**Conclusion.** *A promising and necessary direction for the development of the studies is to verify the reliability of the mathematical model of the process of contact interaction of a piece of crushed material with the surface of the upper roll bands using laboratory and then industrial experiments, which, in turn, will allow using the obtained dependencies to justify the technical and operational characteristics of various roll crushers with specific design parameters when grinding and crushing various types of rock and ore raw materials. The results of the research can be used as recommendations in determining the technical and operational characteristics of roll crushers with specific design parameters for implementation in agglomeration production.*

**Keywords:** *crushing, roll crusher, crushing force, resistance moment, torque, drive power.*

#### **Сведения об авторе**

##### **Д.А. Власенко**

SPIN-код: 6296-2040

Author ID: 977842

ORCID ID: 0000-0002-6829-061X

Телефон: +380 (72)179-70-56

Эл. почта: vlasdmitrij@yandex.ru

*Статья поступила 06.09.2020 г.*

*© Д.А. Власенко, 2020*

*Рецензент д.т.н., доц. Н.А. Ченцов*