

УДК 621(3.016.23+926.9)

к.т.н. Власенко Д. А.
(ДонГТИ, г. Алчевск, ЛНР)

АНАЛИТИЧЕСКИЙ СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ЗУБЧАТОЙ РОТОРНОЙ ДРОБИЛКИ

В работе предложена методика аналитического определения основных энергосиловых параметров процесса дробления в однороторной зубчатой колосниковой дробилке. С помощью основных законов общей механики и механики твердых тел обоснованы математические закономерности для определения сил дробления материала в районе приемного стола и о колосниковую решетку. На основании теоремы Пуансо определены нагрузки, воспринимаемые подшипниковыми опорами ротора дробилки. Предложены зависимости моментов сопротивления от сил дробления материала в зоне приемного стола и колосниковой решетки, от сил тяжести пирога материала, а также в подшипниковых опорах. Получена зависимость для определения требуемой мощности привода дробилки при установившемся режиме работы. На основании предложенных зависимостей получены энергосиловые параметры привода однороторной зубчатой колосниковой дробилки в условиях агломерационного цеха Филиала № 12 ЗАО «Внешторгсервис» для различных типов ротора, позволяющие повысить технико-экономические показатели процесса дробления железорудного агломерата.

Ключевые слова: дробление агломерата, однороторная дробилка, момент сопротивления, крутящий момент, мощность привода.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. На последнем этапе процесса спекания агломерационный пирог необходимо раздробить на отдельные куски требуемой фракции. Для этих целей на большинстве ведущих предприятий черной металлургии применяют однороторные зубчатые дробилки с колосниковой решеткой [1–5].

В общепринятой подаче классификации дробильных машин зубчатые дробилки относятся к классу валкового дробильно-измельчительного оборудования, что является в корне неверным, так как способ разрушения материалов здесь носит совершенно иной характер. Так, в валковой дробилке процесс разрушения материала протекает при раздавливании с одновременным истиранием куска дробимого материала вращающимися навстречу друг другу поверхностями валков. При этом в роторных дробильных машинах с рабочими органами зубчатого типа (звездочками) приоритетная роль раздавливания материала в рабочем пространстве дробилки

сведена к минимуму за счет использования способа разрушения материала срезом (изломом) или разламыванием куска дробимого материала о неподвижные поверхности приемного стола или колосниковой решетки.

Таким образом, длиннозубчатые роторные дробилки необходимо выделять как отдельный класс дробильных машин (по способу наложения нагрузки на дробимый материал).

Учитывая вышесказанное, ранее предложенные зависимости для обоснования энергосиловых параметров привода валковых и роторных дробилок [4, 5] невозможно использовать для определения энергосиловых параметров процесса дробления материалов в однороторной зубчатой дробилке.

Постановка задачи. Задачами данной работы являются: разработка методики аналитического определения основных энергосиловых параметров процесса дробления в однороторной зубчатой колосниковой дробилке; обоснование математических закономерностей для определения

сил дробления материала в районе приемного стола и о колосниковую решетку; определение нагрузок, воспринимаемых подшипниковыми опорами ротора дробилки, зависимостей моментов сопротивления от сил дробления материала в зоне приемного стола и колосниковой решетки, а также в подшипниковых опорах; обоснование зависимости для определения требуемой мощности привода дробилки при установившемся режиме работы; обоснование рациональных энергосиловых параметров привода однороторной зубчатой колосниковой дробилки ДО-1300-2700-61, используемой в условиях агломерационного цеха Филиала № 12 ЗАО «Внешторгсервис», позволяющих повысить технико-экономические показатели процесса дробления железорудного агломерата.

Изложение материала и его результаты. Для математического моделирования процесса дробления материала в однороторной зубчатой дробилке с колосниковой решеткой и определения энергосиловых параметров ее привода приняты следующие допущения:

– материал ударной рабочей поверхности зуба звездочки по отношению к материалу дробимого аглопирога — абсолютно твердый, неупругий;

– силами трения при взаимодействии рабочей поверхности лопасти ротора с поверхностью дробимого материала пренебрегаем (вследствие того, что углы контакта меньше угла трения скольжения агломерата по стали);

– условно принимаем, что при взаимном контакте отсутствует относительное движение поверхности звездочки ротора по поверхности дробимого материала.

При этом для определения предельно возможных параметров контактного взаимодействия принимается изотропность разрушаемого материала.

Для определения основных энергосиловых параметров привода однороторной зубчатой дробилки с колосниковой решеткой использовалась математическая мо-

дель, основанная на законах общей механики и механики деформируемого твердого тела [6].

Схематичное отображение процесса дробления агломерационного пирога в однороторной дробилке представлено на рисунке 1.

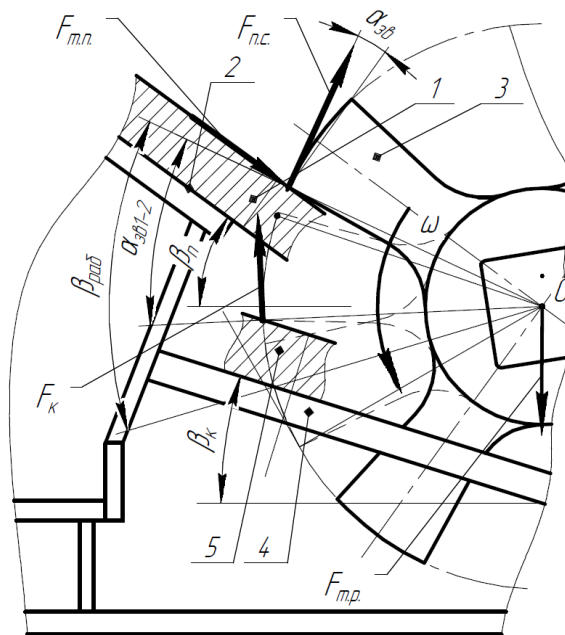


Рисунок 1 Схема процесса дробления и действующих сил в однороторной зубчатой колосниковой дробилке

Весь процесс дробления в однороторной дробилке можно разделить на несколько этапов (рис. 1):

– движение после загрузки пирога дробимого материала 1 по поверхности приемного стола 2;

– взаимодействие дробимого материала 1 с зубьями (лопастями) 3 при проникновении в рабочее пространство ротора, в процессе которого происходит первая стадия его разрушения;

– контакт при дроблении пирога 5 между лопастями звездочек ротора 3 и поверхностью колосников 4 — вторая стадия дробления.

На ротор дробилки в процессе дробления материала действуют следующие внешние силы:

– сила тяжести самого ротора $F_{т.р.}$;

– нагрузка от силы тяжести пирога дробимого материала $F_{m.n.}$;

– сила трения от нагрузки, возникающей при действии силы тяжести пирога на торцевую поверхность зуба лопастей, $F_{mp.m.n.}$;

– сила дробления материала в зоне приемного стола $F_{n.c.}$;

– нагрузка на рабочую поверхность лопатки звездочки ротора от действия силы дробления материала о колосниковую решетку F_{κ} .

Сила, действующая на звездочку ротора при дроблении материала в районе приемного стола (при изломе пирога о край стола), определяется из зависимости, предложенной в работе [7]

$$F_{n.c.} = \frac{\sigma_u}{\left(\frac{1}{B_n h_n} + \frac{h_n^2}{4J_z}\right) \cos \beta_{3\phi}} = \frac{B_n h_n \sigma_u}{4 \cos \beta_{3\phi}}, \quad (1)$$

где σ_u — предел прочности дробимого материала на изгиб, МПа; B_n — ширина пирога дробимого материала, м; h_n — высота пирога, м; J_z — полярный момент сопротивления поперечного сечения пирога, м⁴ ($J_z = \frac{h_n^3 B_n}{12}$ [8]); $\beta_{3\phi}$ — угол между касательной к окружности вращения звездочек ротора и направлением вектора силы $F_{n.c.}$, рад.

Угол $\beta_{3\phi}$ определяется как

$$\beta_{3\phi} = \beta_n - \alpha_{3\phi}, \quad (2)$$

где β_n — угол наклона поверхности приемного стола относительно горизонтали, рад; $\alpha_{3\phi}$ — угол контакта рабочей поверхности лопасти с поверхностью аглопирога при их взаимном контакте, рад.

На следующем этапе аналитического определения энергосиловых параметров процесса дробления определяется сила, действующая на лопасть ротора, возникающая при дроблении материала о колосники.

При разрушении пирога о колосниковую решетку кусок материала можно представить как двухопорную балку прямоугольного сечения, расположенную на двух соседних колосниках, в центре которой приложена сосредоточенная сила, возникающая при взаимодействии с зубьями ротора.

Тогда, согласно основным положениям механики деформируемых твердых тел [7], сила дробления численно равна силе сопротивления пирога материала в данном сечении и определяется следующим выражением

$$F_{др.к.} = \frac{N'_{3\phi} \sigma_u W'_z}{B_{\kappa}}, \quad (3)$$

где $N'_{3\phi}$ — максимальное количество звездочек ротора, одновременно вступающих в контактное взаимодействие с материалом на колосниковой решетке, шт.; W'_z — осевой момент сопротивления поперечного сечения отдельного куска пирога материала, м³; B_{κ} — расстояние между колосниками (колосниковый зазор), м.

Момент сопротивления поперечного сечения куска пирога материала определяется как [8]

$$W'_z = \frac{h_n a_{\kappa}}{6}, \quad (4)$$

где a_{κ} — ширина отдельных кусков пирога материала после дробления на первой стадии (глубина проникновения пирога в рабочую зону ротора до его контакта с рабочей поверхностью лопатки ротора), м.

Ширина отдельных кусков пирога материала определяется как [7, 9]

$$a_{\kappa} = \frac{g(\sin \beta_n - \mu_m \cos \beta_n) t^2}{2}, \quad (5)$$

где μ_m — коэффициент трения дробимого материала по материалу приемного стола; t — время свободного движения пирога в рабочем пространстве дробилки между зубьями соседних звездочек, с.

Время проникновения (свободного движения) материала в рабочее пространство дробилки можно определить по следующим зависимостям:

– для роторов с нечетным количеством звездочек [7, 9]

$$t = \frac{15 \left((1 - N_{зв}) b_з + 4 \pi^2 D_p \right)}{\pi^2 D_p n_p n_з (N_{зв} - 1)}, \quad (6)$$

где $N_{зв}$ — количество звездочек, установленных на валу ротора дробилки, шт.; $b_з$ — длина торцевой (не рабочей) поверхности зуба лопастей, м; D_p — рабочий диаметр внешней грани звездочек ротора, м; n_p — число оборотов вращения ротора в минуту, мин⁻¹; $n_з$ — количество зубьев на одной звездочке, установленной на роторе, шт.;

– для роторов с четным количеством звездочек [7, 9]

$$t' = \frac{15 \left((2 - N_{зв}) b_з + 4 \pi^2 D_p \right)}{\pi^2 D_p n_p n_з (N_{зв} - 2)}. \quad (7)$$

С учетом угла контакта рабочей поверхности звездочки и пирога нагрузка на лопатки от действия силы дробления материала о колосниковую решетку

$$F_k = \frac{F_{др.к.}}{\cos \alpha_{зв.к.}}, \quad (8)$$

где $\alpha_{зв.к.}$ — угол между рабочей поверхностью лопасти и поверхностью пирога при их взаимном контакте на колосниковой решетке (зависит от конструктивно-технологических параметров дробилки и высоты пирога материала), рад.

Нагрузка на ротор от силы тяжести пирога материала определяется из схемы (рис. 1)

$$F_{m.n.} = F_{m.m.} \sin \beta_n - F_{mp.n.}, \quad (9)$$

где $F_{m.m.}$ — сила тяжести пирога материала, Н ($F_{m.m.} = V_{a.n.} \rho_a$, где $V_{a.n.}$ — объем аглопирога, м³; ρ_a — объемная плотность

материала, кг/м³); $F_{mp.n.}$ — сила трения, возникающая при движении пирога материала по поверхности приемного стола, Н.

С учетом того, что сила трения в первом приближении от величины силы нормальной реакции определяется как $F_{mp.n.} = \mu_m F_{m.n.m} \cos \beta_n$, зависимость для определения нагрузки на ротор от силы тяжести пирога выглядит следующим образом

$$F_{m.n.} = F_{m.m.} (\sin \beta_n - \mu_m \cos \beta_n). \quad (10)$$

При этом сила трения от нагрузки, возникающей при действии силы тяжести пирога на торцевую поверхность зуба лопастей, определяется как

$$F_{mp.m.n.} = \mu_m F_{m.n.} (\sin \beta_n - \mu_m \cos \beta_n). \quad (11)$$

Для определения реакций в подшипниковых опорах рассмотрим систему сил, действующих на ротор, представленную на схеме (рис. 2).

На основании теоремы Пуансо [10] представляем систему (рис. 2) в виде сил, сосредоточенных в точке O — оси вращения ротора, и моментов сил $M_{m.n.}$ и $M_{c.\Sigma}$ (рис. 3).

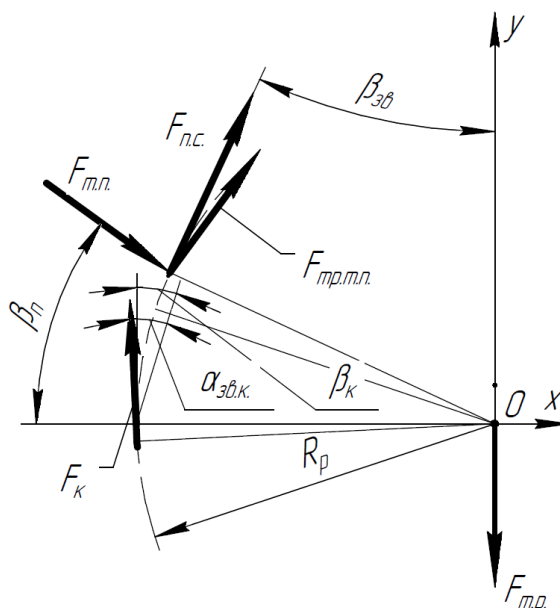


Рисунок 2 Система сил, действующих на ротор дробилки

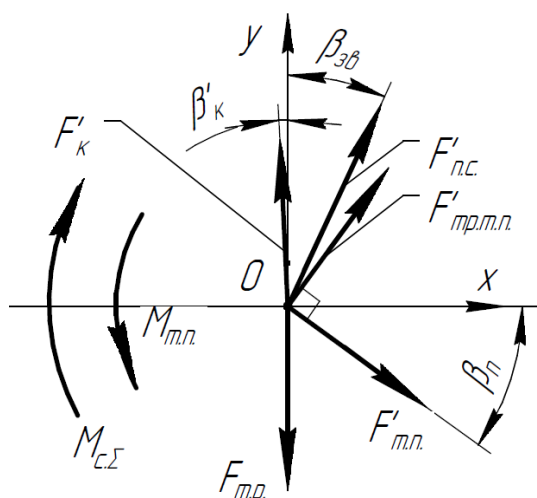


Рисунок 3 Схема переноса сил на ось вращения вала

Для определения необходимой мощности двигателя привода дробилки при математическом моделировании необходимо отталкиваться от параметров контактного взаимодействия лопастей ротора с материалом, при которых возникают максимальные значения условия нагружения в процессе дробления:

– ось звездочки ротора, вступающая в контактное взаимодействие с материалом на первом этапе дробления, параллельна поверхности пирога — в этом случае значение угла контакта α_{36} близко к нулю и сила дробления материала в зоне приемного стола $F_{n.c.}$, как и сила тяжести пирога дробимого материала $F'_{m.n.}$, а соответственно, и сила трения от силы тяжести $F'_{mp.m.n.}$, принимают максимальные значения;

– угол между рабочей поверхностью лопасти и поверхностью пирога при их взаимном контакте на колосниковой решетке $\alpha_{36.k.}$ близок к углу трения дробимого материала о материал звездочек (превышать который нельзя — в противном случае материал будет скользить по поверхности лопасти и процесс дробления не будет обеспечиваться) — при этом значение нагрузки на лопатки от действия силы дробления материала о колосниковую ре-

шетку F_k будет достигать наибольшего значения.

С учетом вышесказанного для дальнейшего обоснования энергосиловых параметров привода дробилки необходимо определить моменты сопротивления от действующих на ротор сил, которые определяются по следующим зависимостям:

– момент от силы тяжести пирога

$$M_{m.n.} = F_{m.n.} \frac{b_3}{2}; \quad (12)$$

– суммарный момент от действия сил $F_{mp.m.n.}$, $F_{n.c.}$, F_k

$$M_{c.\Sigma} = (F_{mp.m.n.} + F_{n.c.} + F_k) \frac{D_p}{2}. \quad (13)$$

Затем определяются проекции всех действующих сил на оси x и y и результирующая реакция в подшипниковой опоре ротора дробилки (рис. 4).

В данном случае сумма проекций сил на оси x и y

$$F_{\Sigma x} = F_{mp.m.n.} \sin \beta_n + F_{m.n.} \cos \beta_n + F_{n.c.} \sin \beta_{36} - F_k \cos \beta'_k; \quad (14)$$

$$F_{\Sigma y} = F_{mp.m.n.} \cos \beta_n - F_{m.n.} \sin \beta_n + F_{n.c.} \cos \beta_{36} + F_k \sin \beta'_k - F_{m.p.} \quad (15)$$

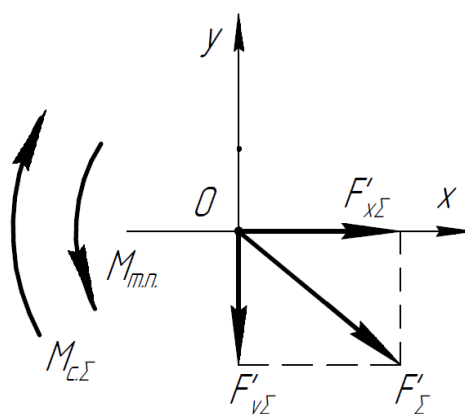


Рисунок 4 Схема для определения проекций сил и результирующей реакции в подшипниковой опоре

Результирующая радиальная реакция в подшипниковой опоре определяется из параллелограмма проекций сил $F_{\Sigma x}$ и $F_{\Sigma y}$ (рис. 4)

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\Sigma x}^2 + F_{\Sigma y}^2}. \quad (16)$$

Следующим этапом математического моделирования является определение момента сопротивления в подшипниковых опорах ротора дробилки по методике, предложенной в работах [11, 12].

Для двухрядных роликовых радиальных сферических самоустанавливающихся подшипников, работающих с незначительными (по сравнению с радиальными) осевыми нагрузками при использовании пластичных смазочных материалов, момент сопротивления в подшипниках определяется как

$$M_{mp} = N_n \left(K_{s1} d_s^{\beta} + F_{\Sigma}^{0,3} Y_3 d_n^{2,3} (n_p v)^{0,6} + S_1 d_n^{0,25} \mu_{sl} F_{\Sigma}^{1,3} + K_{s2} \right), \quad (17)$$

где K_{s1} — константа, зависящая от типа подшипника ротора [12]; d_s — диаметр сопротивления поверхности уплотнения, мм; β — показатель, зависящий от типа подшипника и уплотнения на валу [12]; K_{s2} — константа, зависящая от типа подшипника и уплотнения на валу [12]; Y_3 — геометрическая константа моментов трения качения [12]; d_n — диаметр вращения центров тел качения подшипника, мм; v — кинематическая вязкость смазочного материала при рабочей температуре (для пластичной смазки величина вязкости базового масла), мм²/с; S_1 — геометрическая константа момента трения скольжения [12]; μ_{sl} — коэффициент трения скольжения в условиях образования полноценной смазочной пленки [12].

Окончательным этапом математического моделирования является определение

мощности двигателя привода однороторной зубчатой дробилки по следующей зависимости

$$W_{дв} = k_{з.м.} \frac{\sum M_i \omega}{\eta_{np}} = k_{з.м.} \frac{\pi n_{об} (M_{с.с.} + M_{м.н.} + M_{mp})}{30 \eta_{np}}, \quad (18)$$

где $k_{з.м.}$ — коэффициент запаса мощности электродвигателя привода (перегрузочная способность, обычно принимается 1,5...1,7).

Для проведения дальнейших математических расчетов величины мощности привода однороторной зубчатой дробилки ДО-1300-2700-61, применяемой для дробления агломерата в условиях Филиала № 12 ЗАО «Внешторгсервис», использовались следующие характеристики агломерационного пирога: ширина — 2,8 м, высота — 0,35 м, длина агломерационного спека при входе в рабочее пространство ротора дробилки — 1 м, объемная плотность агломерата — 3500 кг/м³.

При этом использовались следующие конструктивно-технологические параметры дробилки: угол наклона поверхности приемного стола $\beta_n = 0,61$ рад; коэффициент трения $\mu_m = 0,5$; количество звездочек, установленных на валу ротора, $N_{зв} = 9$ шт.; длина торцевой поверхности зуба $b_z = 0,3$ м; рабочий диаметр внешней грани звездочек $D_p = 1,29$ м; число оборотов вращения ротора $n_p = 7,14$ мин⁻¹; количество зубьев на звездочке $n_z = 4$ шт.; угол между поверхностью лопасти и поверхностью аглопирога при их взаимном контакте $\alpha_{зв} = 0$ рад; максимальное количество звездочек ротора, одновременно вступающих в контактное взаимодействие с материалом на колосниковой решетке, $N'_{зв} = 3$ шт.; предел прочности дробимого материала на изгиб $\sigma_u = 0,1$ МПа; осевой

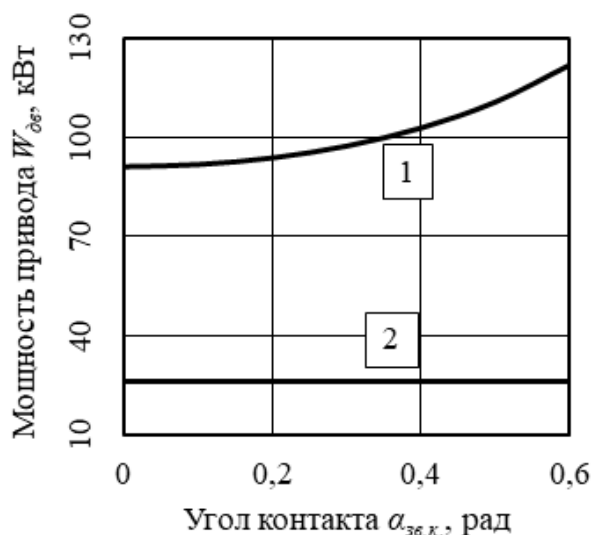
момент сопротивления максимально возможного поперечного сечения куска материала, образовавшегося на первой стадии дробления, $W'_z = 7,29 \text{ м}^3$; колосниковый зазор $B_k = 0,1 \text{ м}$; угол между рабочей поверхностью лопасти и поверхностью пирога при их взаимном контакте на колосниковой решетке $\alpha_{зв.к.} = 0,6 \text{ рад}$; масса ротора в сборе $m_p = 9000 \text{ кг}$.

В качестве подшипниковых опор ротора дробилки ДО-1300-2700-61 используются двухрядные роликовые радиальные сферические самоустанавливающиеся подшипники 3640 ГОСТ 520–2011, работающие с незначительными осевыми нагрузками при использовании пластичных смазочных материалов. Для такого типа подшипников, работающих с описанными выше условиями, принимают следующие параметры: константа $K_{s1} = 0,057$ [12]; диаметр сопротивления поверхности уплотнения $d_s = 247 \text{ мм}$; показатель $\beta = 2$ [12]; константа $K_{s2} = 50$ [12]; геометрическая константа $Y_3 = 3,13 \cdot 10^{-6}$ [12]; диаметр вращения центров тел качения $d_n = 310 \text{ мм}$; кинематическая вязкость для пластичной индустриальной смазки ИП-1 ГОСТ 3257–74 (при минимальной для условий эксплуатации подшипников ротора дробилки температуре $t_{o.c.} = 0^\circ\text{C}$) $\nu = 150 \text{ мм}^2/\text{с}$; геометрическая константа $S_1 = 6,92 \cdot 10^{-3}$ [12]; коэффициент трения скольжения в подшипнике $\mu_{sl} = 0,05$ [12].

При этом определялись энергосиловые параметры процесса дробления для двух типов дробилок: с линейным и шевронным расположением зубьев звездочек на валу ротора.

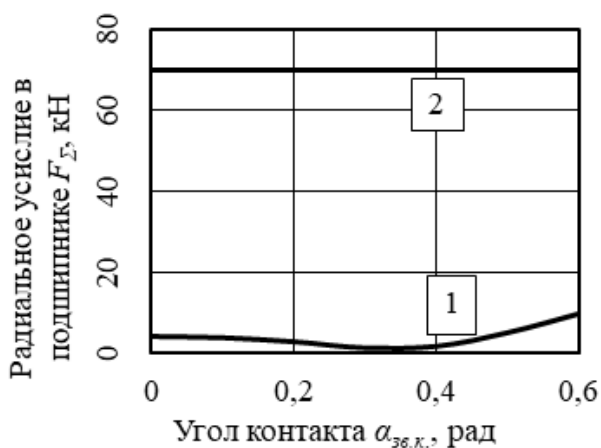
На рисунках 5 и 6 отображены графические зависимости мощности двигателя привода и радиальной реакции в подшипниковой опоре ротора от угла контакта рабочей поверхности лопасти и поверхности пирога при их взаимном контакте на ко-

лосниковой решетке $\alpha_{зв.к.}$ (при этом угол контакта в зоне приемного стола принимался $\alpha_{зв} = 0$ для реализации наибольших разрушающих усилий в процессе дробления агломерационного пирога о поверхность приемного стола [7]).



- 1 — для дробилки с ротором линейного типа;
2 — для дробилки с ротором шевронного типа

Рисунок 5 Графики зависимостей мощности привода однороторной зубчатой дробилки



- 1 — для дробилки с ротором линейного типа;
2 — для дробилки с ротором шевронного типа

Рисунок 6 Графики зависимостей радиальной реакции в подшипниковой опоре ротора дробилки

Из анализа графиков зависимостей (рис. 5, 6) видно, что угол контакта рабочей поверхности лопасти и поверхности пирога при их взаимном контакте на колосниковой решетке существенно влияет на величину мощности привода и нагрузки на подшипники ротора дробилки с ротором линейного типа, в то время как данные параметры дробилки с ротором шевронного типа остаются фактически неизменными. Это обуславливается тем, что в первом случае основная часть материала дробится на колосниковой решетке, а во втором — на приемном столе при его поэтапном (от одного ряда зубьев звездочек к другому) проникновении в рабочую зону ротора [7], что дает возможность стабилизировать не только гранулометрический состав дробленого продукта, но и условия нагружения электродвигателя привода и подшипников ротора.

Также наблюдается существенное снижение требуемой мощности привода у дробилок с шевронным ротором в 3,5...4,6 раза по сравнению с аналогичными условиями процесса дробления агломерата в дробилках с расположением зубьев на роторе в один ряд.

Однако при этом наблюдается негативное последствие от изменения конструктивных особенностей дробилки нового типа, заключающееся в том, что в процессе дробления материала нагрузки на подшипниковый узел ротора с шевронным расположением лопастей звездочек возросли более чем в 7 раз. В связи с этим проведен расчет подшипника ротора на долговечность по ГОСТ 18855–2013 (при максимально возможном значении радиальной нагрузки $F_{\Sigma} = 69,78$ кН), который показал, что расчетный номинальный ресурс обеспечивает их долговечность согласно рекомендациям для условий работы подшипника в условия дробления агломерата [14].

С учетом вышеуказанных параметров для сравнительного анализа энергосиловых параметров двух типов дробилок в реальных условиях определены технико-технологические и энергосиловые параметры процесса дробления железорудного агломерата в однороторной зубчатой дробилке, используемой для дробления агломерата в производственных условиях агломерационного цеха Филиала № 12 ЗАО «Внешторгсервис», которые представлены в таблице.

Таблица

Технико-технологические и энергосиловые параметры процесса дробления агломерата в дробилке ДО-1300-2700-61

Наименование параметра	Тип дробилки*	
	1	2
Ширина отдельных кусков после первой стадии дробления (определялась с помощью зависимостей (4–6)) a_k , м	0,5**	0,075
Сила, действующая на звездочку ротора при дроблении материала в районе приемного стола, $F_{н.с.}$, кН	24,5	24,5
Нагрузка от силы тяжести пирога дробимого материала $F_{м.н.}$, кН	2,76	5,52
Сила трения от силы тяжести пирога $F_{мр.м.н.}$, кН	1,38	2,76
Нагрузка от действия силы дробления материала о колосники F_k , кН	80,01	0,09
Сила тяжести ротора дробилки $F_{м.р.}$, кН	88,29	
Результирующая радиальная реакция в подшипниковой опоре F_{Σ} , кН	10,42	69,78
Мощность двигателя привода $W_{дв}$, кВт	123,63	26,23

*1 — дробилка с линейным расположением звездочек на роторе; 2 — дробилка с шевронным расположением звездочек на роторе.

**Ширина отдельных кусков материала после дробления для роторов с линейным расположением звездочек определялась по методике, предложенной в работе [13].

На основании предварительных расчетов определено, что при таких условиях процесса дробления агломерата с использованием ротора с шевронным расположением зубьев по сравнению с типовой дробилкой, использующейся в условиях агломерационного цеха Филиала № 12 ЗАО «Внешторгсервис» в настоящее время, можно обеспечить:

- стабилизацию фракционного состава дробленого агломерата;
- фактически исключить воздействие силы дробления материала о колосниковую решетку F_k на привод дробилки;
- уменьшить требуемую мощность двигателя привода $W_{дв}$ в 3,5...4,6 раза.

Выводы и направление дальнейших исследований. В ходе проведенных исследований получены следующие закономерности для определения энергосиловых параметров процесса дробления и привода однороторной зубчатой дробилки:

- нагрузки от силы тяжести пирога дробимого материала;
- силы трения от нагрузки, возникающей при действии силы тяжести пирога на торцевую поверхность зуба лопастей;
- силы дробления материала в зоне приемного стола;
- нагрузки на рабочую поверхность лопатки звездочки ротора от действия силы дробления материала о колосниковую решетку;
- результирующей радиальной реакции в подшипниковой опоре;

- момента от силы тяжести пирога;
- суммарного момента от действия силы трения от силы тяжести пирога, силы дробления материала в зоне приемного стола, силы дробления материала о колосниковую решетку;
- момента трения в подшипниковых опорах;
- мощности двигателя привода однороторной зубчатой дробилки.

Выявлено существенное влияние конструктивных особенностей ротора на энергосиловые параметры привода, а также на технико-экономическую эффективность процесса дробления агломерата в однороторной дробилке.

Обоснована эффективность использования роторов с шевронным расположением зубьев звездочек в процессе дробления агломерата.

Перспективным направлением исследования процесса дробления агломерата в однороторной зубчатой дробилке является экспериментальное определение уточненных значений пределов прочности на сжатие, изгиб и растяжение для более точного математического описания изучения основных параметров процесса разрушения агломерата разламыванием.

В настоящее время исследования в этом направлении проводятся на базе Донбасского государственного технического института с привязкой к производственным условиям агломерационного цеха Филиала № 12 ЗАО «Внешторгсервис» в г. Алчевске.

Библиографический список

1. Коротич, В. И. *Агломерация рудных материалов [Текст]* / В. И. Коротич, Ю. А. Фролов, Т. Н. Бездежский. — Екатеринбург : ГОУ ВПО «УГТУ–УПИ», 2003. — 400 с.
2. *Механическое оборудование металлургических заводов. Механическое оборудование фабрик окискования и доменных цехов [Текст] : учебное пособие для вузов / В. М. Гребеник [и др.]. — К. : Выща школа, 1985. — 312 с.*
3. Власенко, Д. А. *Комплексный анализ особенностей эксплуатации дробильно-измельчительного оборудования в агломерационном производстве [Текст]* / Д. А. Власенко // *Инновационные перспективы Донбасса. Инновационные технологии проектирования, изготовления и эксплуатации промышленных машин и агрегатов.* — Донецк : ДонНТУ, 2019. — Т. 3 — С. 150–154.
4. Андреев, С. Е. *Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых [Текст]* / С. Е. Андреев, В. А. Перов, В. В. Зверевич. — М. : Недра, 1980. — 415 с.

5. Клушанцев, Б. В. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации [Текст] / Б. В. Клушанцев, А. И. Косарев, Ю. А. Муїземнек. — М. : Машиностроение, 1990. — 320 с.
6. Сивухин, Д. В. Обиций курс физики [Текст] / Д. В. Сивухин. — М. : Физматлит, 2006. — 560 с.
7. Власенко, Д. А. Обоснование конструктивно-технологических параметров одновалковой дробилки железорудного агломерата с шевронным расположением зубьев звездочек ротора [Текст] / Д. А. Власенко // Сб. науч. трудов ДонГТУ. — Алчевск : ГОУ ВПО ЛНР «ДонГТУ», 2020. — Вып. 19 (62). — С. 69–79.
8. Варданян, Г. С. Сопротивление материалов с основами теории упругости и пластичности [Текст] / Г. С. Варданян [и др.]. — М. : Изд-во АСВ, 1995. — 573 с.
9. Пат. 196194 Российская Федерация, МПК В02С 4/00, В02С 4/28, В02С 4/30. Ротор одновалковой зубчатой дробилки / Д. А. Власенко, А. П. Жильцов, Э. П. Левченко, В. В. Мороз, А. С. Мягков ; заявитель и патентообладатель Липецкий гос. техн. ун-т. — № 2019137708 ; заявл. 21–11–2019 ; опубл. 19–02–2020, Бюл. № 5. — 6 с. : ил.
10. Теоретическая механика [Текст] / В. Н. Тарасов [и др.]. — М. : ТрансЛит, 2012. — 560 с.
11. 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> (03.09.2020).
12. Власенко, Д. А. Уточненная методика определения энергосиловых параметров процесса измельчения в валковых дробилках [Текст] / Д. А. Власенко // Вестник ДонНТУ. — Донецк : ГОУ ВПО «ДонНТУ», 2020. — № 3 (21). — С. 3–9.
13. Жилкин, В. П. Производство агломерата, оборудование, автоматизация [Текст] / В. П. Жилкин, Д. Н. Доронин. — Екатеринбург : Уральский центр ПР и рекламы, 2004. — 292 с.
14. ГОСТ 18855–2013 Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс [Текст]. — Введ. 01–07–2015. — М. : Стандартинформ, 2014. — 50 с.

© Власенко Д. А.

**Рекомендована к печати к.т.н., проф. каф. ПГМ ДонГТИ Левченко Э. П.,
д.т.н., проф., зав. каф. АТ ЛГУ им. В. Даля Замотой Т. Н.**

Статья поступила в редакцию 01.03.2021.

Vlasenko D. A. (DonSTI, Alchevsk, LPR)

ANALYTICAL METHOD FOR DETERMINING DRIVE POWER OF TOOTHED ROTARY CRUSHER

The paper proposes a method for analytical determining the main power parameters of crushing process in a single-rotor toothed grate crusher. Using the basic laws of general mechanics and solid mechanics, mathematical laws are justified to determine the forces of material crushing in the area of receiving table and grate. Based on Poinsot's theorem, the loads are taking by the bearing supports of the crusher rotor are determined. There have been given the dependences of resisting moments on forces of material crushing in zone of receiving table and grate, on forces of material cake gravity, as well as in bearing supports. Dependence is obtained to determine the required power of crusher drive at steady-state operation. Based on the obtained dependencies, the power parameters of the drive of a single-rotor toothed crusher in the sinter shop of Branch № 12 CJSC «VNESHTORGSERVIS» for various types of rotor were obtained, which allows to increase the technical and economic indicators of the iron-ore sinter crushing process.

Key words: sinter crushing, single-rotor crusher, resisting moment, torque, drive power.