

Богданов В. С., д-р техн. наук, проф.,

Гаврунов А. Ю., аспирант

Шаптала В. Г., д-р техн. наук, проф.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

## КИНЕМАТИКА ДВИЖЕНИЯ ЗАГРУЗКИ В ВИБРОВРАЩАТЕЛЬНОЙ МЕЛЬНИЦЕ

gavrunov@gmail.com

В статье описаны геометрические характеристики наклонной помольной камеры вибровращательной мельницы. Приводятся соотношения, описывающие кинематику движения мелющей загрузки в помольной камере, определение центра тяжести загрузки. Дается расчет полезной мощности привода вращения.

**Ключевые слова:** вибрационное измельчение, кинематика движения загрузки, наклонная помольная камера.

Разработана новая конструкция вибровращательной мельницы, представляющая собой вращающуюся шаровую мельницу с наклонным вибрирующим барабаном. Совмещение двух традиционных методов измельчения в одном агрегате позволяет снизить энергозатраты на тонкое и сверхтонкое измельчение различных материалов, которые широко используются в производстве строительных материалов, горно-перерабатывающей, химической и других отраслях промышленности [1,2].

Основой рационального проектирования вибровращательных мельниц являются соотношения, связывающие их технологические характеристики с конструктивными и режимными параметрами агрегатов. Для вывода этих зависимостей необходим анализ механо-геометрических свойств основного узла вибровращательной мельницы – ее помольной камеры.

Помольная камера вибровращательной мельницы представляет собой наклонный цилиндр, который получается в результате пересечения круглой цилиндрической поверхности с диаметром  $D$ , образующей с горизонтальной плоскостью угол  $\alpha$ , двумя вертикальными плоскостями, расстояние между которыми равно  $H$  (рис. 1).

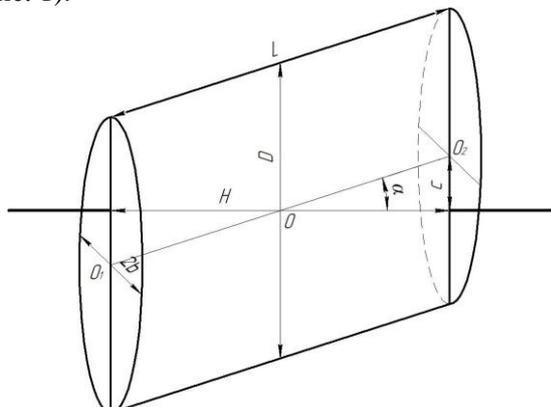


Рис. 1. Схема помольной камеры

Ширина камеры  $H$  связана с ее образующей  $L$  соотношением:

$$H = L \cos \alpha \quad (1)$$

Торцы помольной камеры имеют форму эллипсов, большая и малая оси которых определяются формулами:

$$2a = \frac{D}{\cos \alpha}; \quad 2b = D \quad (2)$$

Точка  $O$  – середина отрезка  $O_1O_2=L$ , соединяющего центры торцов, а плоскость, проходящая через отрезок  $O_1O_2$  и большие оси торцов, – ее плоскость симметрии. Ось вращения камеры проходит через симметрии перпендикулярно торцам.

При таком расположении оси вращения, центр тяжести пустой камеры совпадающий с ее центром симметрии, находится на оси вращения, что обеспечивает равновесное состояние, балансировку пустой камеры при любом угле ее поворота.

Точки закрепления плоскостей, удерживающих камеру, находятся на больших осях торцов со смещением  $C$  от их центров. Из условия:

$$C = \frac{H}{2} \operatorname{tg} \alpha < \frac{D}{2 \cos \alpha} \quad (3)$$

следует ограничение на угол наклона помольной камеры  $\alpha$ :

$$\alpha < \arcsin \frac{D}{H} \quad (4)$$

Нижнее ограничение на величину угла  $\alpha$  следует из условия свободного перетекания загрузки помольной камеры – смеси мелющих тел или шаров и измельчаемого материала:

$$\alpha > \alpha_{\text{е.о.}} \quad (5)$$

где  $\alpha_{\text{е.о.}}$  – угол естественного откоса загрузки, определяемый опытным путем.

Объем и площадь полной поверхности камеры определяется соотношениями:

$$V = \frac{1}{4} \pi D^2 L \quad (6)$$

$$S = \pi D \left( L + \frac{D}{2 \cos \alpha} \right) \quad (7)$$

из которых следует, что при постоянных размерах камеры  $D$  и  $L$  ее объем не зависит от угла  $\alpha$ ,

и площадь ее поверхности, следовательно, и масса с увеличением угла  $\alpha$  возрастают.

При загрузке камеры мелющими телами и измельчаемым материалом ее центр тяжести смещается с оси вращения и при вращении камеры совершает сложное продольно-поперечное движение по замкнутой пространственной траектории. Мощность привода вращения камеры в основном определяются работой, которую необходимо затратить на подъем и осевые перемещения загрузки.

Рассмотрим метод определения величины вертикальных и горизонтальных перемещений загрузки помольной камеры. Для решения этой задачи достаточно определить координаты центра тяжести загрузки при вертикальном и горизонтальном положении плоскости симметрии камеры.

При вертикальном положении плоскости симметрии (рис. 2) координаты центра тяжести однородной загрузки ( $\rho = \text{const}$ ) определяется соотношениями:

$$X_{\text{ц.т.}} = 0 \quad (8)$$

$$Y_{\text{ц.т.}} = \frac{\iiint_G y \, dx \, dy \, dz}{V_3} \quad (9)$$

$$Z_{\text{ц.т.}} = \frac{\iiint_G z \, dx \, dy \, dz}{V_3} \quad (10)$$

где  $G$  – пространственная область, занимаемая загрузкой,  $V_3$  – объем загрузки:

$$V_3 = \iiint dx \, dy \, dz \quad (11)$$

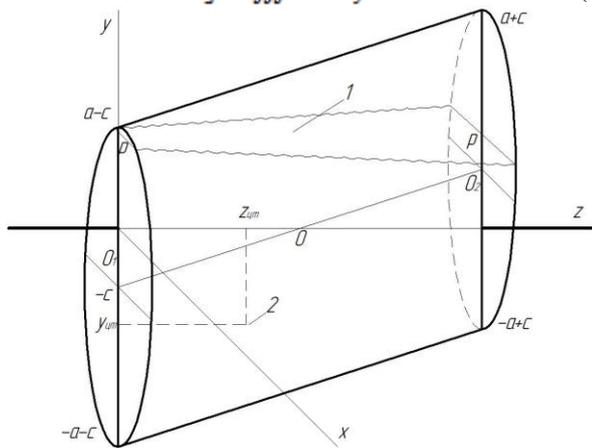


Рис.2. Схема загрузки помольной камеры при вертикальном положении плоскости симметрии: 1 – свободная поверхность загрузки; 2 – центр тяжести загрузки

В отличие от [3] в данном случае интегралы (9-11) вычисляются точно без искусственного разбиения области, занимаемой загрузкой, на «объемные участки», что повышает точность определения положения центра тяжести. Если уровень однородной поверхности загрузки относительно оси вращения удовлетворяет усло-

вию  $a + b \leq p \leq a - c$ , то объем загрузки определяется формулой:

$$V_3 = V \left( \frac{1}{2} + \frac{a}{6\pi c} \left( \left( 2 + \left( \frac{p+c}{a} \right)^2 \right) \sqrt{1 - \left( \frac{p+c}{a} \right)^2} - \left( 2 + \left( \frac{p-c}{a} \right)^2 \right) \sqrt{1 - \left( \frac{p-c}{a} \right)^2} \right) + \frac{a}{2\pi c} \left( \frac{p+c}{a} \arcsin \frac{p+c}{a} - \frac{p-c}{a} \arcsin \frac{p-c}{a} \right) \right) \quad (12)$$

где  $V = \frac{1}{4} \pi D^2 L = \pi abH$  – объем помольной камеры.

Соотношения для определения координат центра тяжести имеют вид:

$$Y_{\text{ц.т.}} = \frac{a^3 b H}{V_3 c} \left( \left( -\frac{p}{3a} + \frac{13(p+c)}{4ba} - \frac{p}{6a} \left( \frac{p+c}{a} \right)^2 + \frac{1}{24} \left( \frac{p+c}{a} \right)^3 \right) \sqrt{1 - \left( \frac{p+c}{a} \right)^2} - \left( -\frac{p}{3a} + \frac{13(p-c)}{4ba} - \frac{p}{6a} \left( \frac{p-c}{a} \right)^2 + \frac{1}{24} \left( \frac{p-c}{a} \right)^3 \right) \sqrt{1 - \left( \frac{p-c}{a} \right)^2} + \left( \frac{1}{16} - \frac{p}{2a} \frac{p+c}{a} + \frac{1}{4} \left( \frac{p+c}{a} \right)^2 \right) \arcsin \frac{p+c}{a} - \left( \frac{1}{16} - \frac{p}{2a} \frac{p-c}{a} + \frac{1}{4} \left( \frac{p-c}{a} \right)^2 \right) \arcsin \frac{p-c}{a} \right) \quad (13)$$

$$Z_{\text{ц.т.}} = \frac{abH^2}{4V_3} \left( \pi + \frac{2a^2}{c^2} \left( \left( \frac{13p+c}{4b} \frac{p+c}{a} + \frac{1}{24} \left( \frac{p+c}{a} \right)^3 \right) \sqrt{1 - \left( \frac{p+c}{a} \right)^2} - \left( \frac{13p+19c}{4ba} + \frac{(p-c)^2(p+7c)}{24a^3} \right) \sqrt{1 - \left( \frac{p-c}{a} \right)^2} \right) + \frac{2a^2}{c^2} \left( \left( \frac{1}{16} + \frac{1}{4} \left( \frac{p+c}{a} \right)^2 \right) \arcsin \frac{p+c}{a} - \left( \frac{1}{16} + \frac{p^2+2pc-3c^2}{4a^2} \right) \arcsin \frac{p-c}{a} \right) \right) \quad (14)$$

Из формул (12-14) следует, что объем загрузки, степень заполнения и координаты центра тяжести загрузки полностью определяются уровнем свободной поверхности загрузки  $p$  и геометрией камеры.

При повороте камеры на пол-оборота пространственная ориентация ее торцов поменяется местами, загрузка сместится вдоль оси, а ее центр тяжести займет положение симметричное рассмотренному выше положению (рис.2). Отсюда следует величина осевого смещения центра тяжести загрузки:

$$l_z = H - 2z_{\text{ц.т.}} \quad (15)$$

Определенная формулой (13) вертикальная координата центра тяжести загрузки является Максимального значения  $u_{\text{ц.т.}}$  достигает при горизонтальном положении плоскости симметрии

помольной камеры, которое устанавливается при повороте камеры на четверть оборота. В этом положении из-за центральной симметрии слоя загрузки  $x_{ц.т.}=0$ ,  $z_{ц.т.}=H/2$ , а  $y_{ц.т.}$  можно найти рассматривая сечение слоя загрузки плоскостью, перпендикулярной  $O_1O_2$  (рис.3).

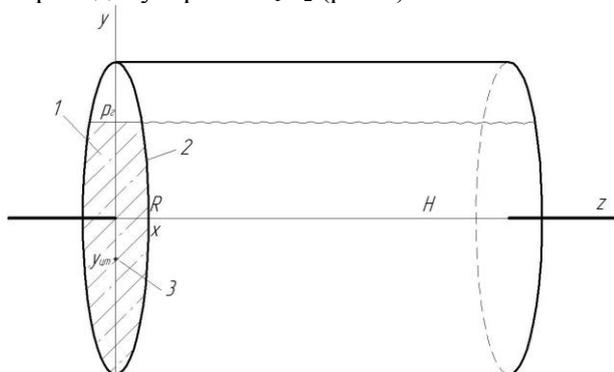


Рис.3. Схема загрузки помольной камеры при горизонтальном положении плоскости симметрии: 1 – загрузка; 2 – сечение слоя загрузки плоскостью, перпендикулярной образующей камеры; 3 – центр тяжести загрузки

Положение центра тяжести сечения слоя загрузки определяется по формуле:

$$y_{цт}^r = \frac{\iint_D y \, dx \, dy}{S_D} \quad (16)$$

где  $D$  – область сечения,  $S_D$  – площадь сечения:

$$S_D = \iint_D dx \, dy \quad (17)$$

Вычислив интегралы (16) и (17), получим:

$$y_{цт}^r = -\frac{2}{3}R \frac{\left(1 - \left(\frac{p_r}{R}\right)^2\right) \sqrt{1 - \left(\frac{p_r}{R}\right)^2}}{\frac{\pi}{2} + \left(\frac{p_r}{R}\right) \sqrt{1 - \left(\frac{p_r}{R}\right)^2} + \arcsin \frac{p_r}{R}} \quad (18)$$

где  $R=D/2$ ,  $p_r$  – уровень свободной поверхности загрузки при горизонтальном положении плоскости симметрии камеры.

Для определения величины  $p_r$  выразим объем загрузки, который остается неизменным, через площадь сечения загрузки при горизонтальном положении помольной камеры:

$$V = S_D L = LR^2 \left( \frac{\pi}{2} + \frac{p_r}{R} \sqrt{1 - \left(\frac{p_r}{R}\right)^2} + \arcsin \frac{p_r}{R} \right) \quad (19)$$

Решив численно уравнение (19) относительно  $p_r/R$  и подставив найденное значение в (18) найдем  $y_{цт}^r$ . Величина вертикального перемещения, подъема центра тяжести загрузки равна:

$$l_y = y_{цт}^r - y_{цт} \quad (20)$$

Продольно поперечное движение мелющих тел, вызванное вращением наклонной камеры, приводит не только к интенсификации типичного помола для шаровых барабанных мельниц, но также существенно повышает эффективность вибрационного измельчения. Поэтому мощ-

ность, потраченная на перемещение загрузки помольной камеры является полезной.

Оценим величину этой мощности. За один оборот помольной камеры, т.е. за время  $T=60/n$ , где  $n$  – число оборотов камеры в минуту, осуществляется два подъема загрузки на высоту  $l_y$  и два продольных перемещения длиной  $l_z$ . Затраченная при этом работа равна:

$$V = 2(V_3 p g l_y + V_3 \rho g f l_z) \quad (21)$$

где  $V_3$  – объем загрузки,  $m^3$ ;  $\rho$  – плотность загрузки,  $kg/m^3$ ;  $g=9,81$  – ускорение свободного падения,  $m/c^2$ ;  $f$  – коэффициент трения.

Потребляемая мельницей полезная мощность привода вращения помольной камеры равна:

$$N_{пол} = \frac{A}{T} = \frac{nV_3 \rho g}{30} (1y + fl_z) \quad (22)$$

Для определения полной мощности вращательного привода необходимо дополнительно учесть потери на трение, потери в электродвигателе и другие потери.

Приведенные в этой статье соотношения могут быть использованы при расчете и проектировании вибровращательных мельниц.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Богданов В.С., Ильин А.С., Семикопенко И.А. Процессы в производстве строительных материалов и изделий. – Белгород: «Везелица», 2007. – 512 с.
2. Богданов В.С. Шаровые барабанные мельницы. – Белгород: Изд-во БелГТАСМ, 2002. – 258 с.
3. Багдасарян М.К. К определению полезной мощности усовершенствованной конструкции барабанной мельницы. //Горное оборудование и электромеханика, №11, 2010. – с.45-48