

УДК 62-868:621.926.22

В.П. ФРАНЧУК, д-р техн. наук,**Е.В. ФЕДОСКИНА**

(Украина, Днепропетровск, Национальный горный университет)

ВЛИЯНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА МАСС КОРПУСА ВИБРАЦИОННОЙ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ С НАКЛОННОЙ КАМЕРОЙ ДРОБЛЕНИЯ НА ПАРАМЕТРЫ КОЛЕБАНИЙ ЩЕКИ

Несмотря на то, что вибрационные щекковые дробилки с наклонной камерой дробления до настоящего времени не получили широкого применения, они могут эффективно использоваться в ряде технологических процессов. Такая дробилка состоит из массивного корпуса, расположенного на упругих элементах и выполняющего функцию неподвижной щеки, подвижной щеки, связанной с корпусом осью и упругим элементом, двухвального инерционного вибровозбудителя, установленного на подвижной щеке и обеспечивающего ей колебательное движение [1].

При проектировании корпуса дробилки возникает задача в определении расположения его центра масс, которая может быть решена на основании установления зависимости между амплитудой колебания щеки и положением центра масс корпуса дробилки.

При исследовании влияния положения центра масс корпуса на динамику вибрационной щекковой дробилки приняты следующие допущения:

1. Диссипация энергии в системе мала и ею пренебрегаем;
2. Дробилка работает без нагрузки, т.е. влияние технологической нагрузки на параметры движения щек не учитывается;
3. Колебания считаем малыми: деформация упругих связей происходит в линейных пределах, а поворотные колебания таковы, что можно считать $\sin \psi_1 = \psi_1$; $\sin \psi_2 = \psi_2$.

Расчетная схема дробилки приведена на рис. 1, где M_1, M_2, I_1, I_2 – массы и моменты инерции относительно центров масс корпуса и щеки дробилки; m_1, m_2 – массы неуравновешенной части дебалансных грузов; a_1, a_2 – расстояния от оси подвеса щеки до мест установки упругих элементов; a_4, a_5 – расстояния от центра масс корпуса до мест установки упругих элементов; l_2 – расстояние от оси подвеса до центра масс щеки; l_3, l_4 – расстояния от оси подвеса щеки до осей вращения дебалансных вибраторов; l_5 – расстояние от оси подвеса щеки до места установки упругого элемента; h_1 – расстояние от оси подвеса щеки до основания дробилки; h_2 – расстояние от оси подвеса щеки до центра масс; α, φ_1 – углы установки центров масс корпуса и щеки; φ_2, φ_3 – углы установки дебалансных грузов; γ – угол установки вибропривода; $\dot{\omega}$ – угловая частота

вращения дебалансных грузов.

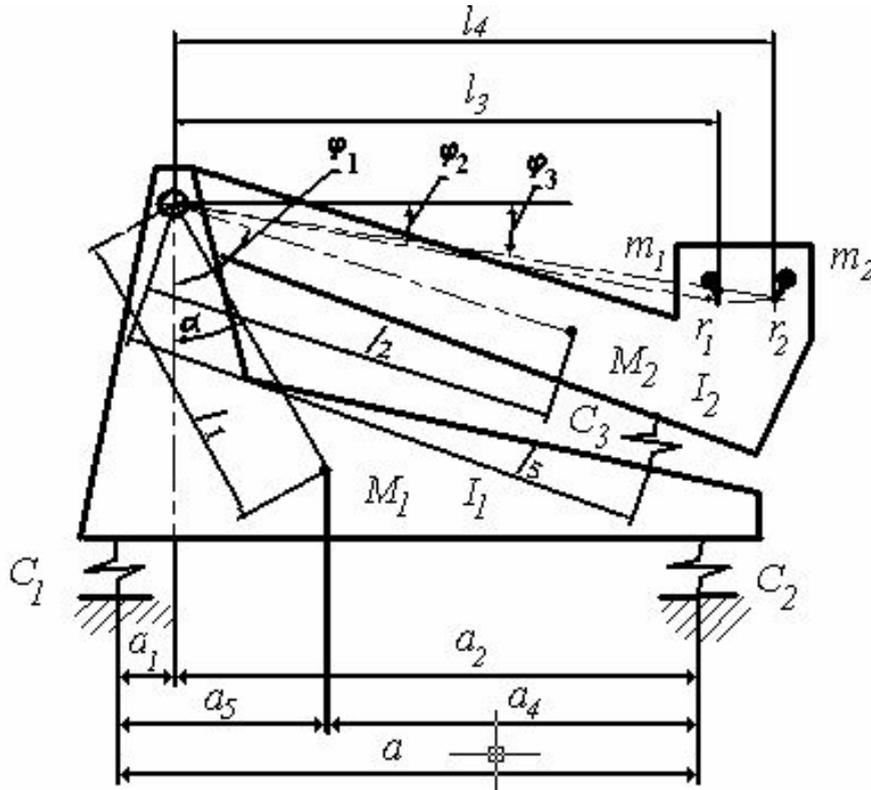


Рис.1. Расчетная схема дробилки

Положение системы может быть определено следующими обобщенными координатами: x, y – перемещение корпуса дробилки вдоль горизонтальной и вертикальной осей соответственно; ψ_1 – угол поворота корпуса дробилки; ψ_2 – угол поворота щеки.

Перемещения центра масс щеки x_1, y_1 и дебалансных грузов x_2, x_3, y_2, y_3 могут быть выражены через обобщенные координаты:

$$\begin{aligned} x_1 &= x - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \cos \alpha + \psi_2 \cdot l_2 \cdot \sin \varphi_1; \\ y_1 &= y - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \sin \alpha + \psi_2 \cdot l_2 \cdot \cos \varphi_1; \\ x_2 &= x - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \cos \alpha + \psi_2 \cdot l_3 \cdot \cos \varphi_2 - r_1 \cdot \cos(\omega \cdot t + \gamma); \\ y_2 &= y - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \sin \alpha + \psi_2 \cdot l_3 \cdot \sin \varphi_2 + r_1 \cdot \sin(\omega \cdot t + \gamma); \\ x_3 &= x - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \cos \alpha + \psi_2 \cdot l_4 \cdot \cos \varphi_3 + r_2 \cdot \cos(\omega \cdot t - \gamma); \\ y_3 &= y - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \sin \alpha + \psi_2 \cdot l_4 \cdot \sin \varphi_3 + r_2 \cdot \sin(\omega \cdot t - \gamma). \end{aligned}$$

Выражения для определения кинетической и потенциальной энергии следующие:

$$T = \frac{I}{2} \cdot M_1 \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{I}{2} \cdot I_1 \cdot \dot{\psi}_1^2 + \frac{I}{2} \cdot M_2 \cdot (\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) +$$

$$+ \frac{I}{2} \cdot I_2 \cdot (\dot{\psi}_1^2 + \dot{\psi}_2^2) + \frac{I}{2} \cdot m_1 \cdot (\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) + \frac{I}{2} \cdot m_2 \cdot (\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2);$$

$$P = \frac{I}{2} \cdot C_{y1} \cdot (y - a_5 \cdot \psi_1)^2 + \frac{I}{2} \cdot C_{y2} \cdot (y + a_4 \cdot \psi_1)^2 + \frac{I}{2} \cdot C_{x1} \cdot (x + a_6 \cdot \psi_1)^2 +$$

$$+ \frac{I}{2} \cdot C_{x2} \cdot (x + a_6 \cdot \psi_1)^2 + \frac{I}{2} \cdot C_3 \cdot l_5 \cdot \psi_2^2 + \frac{I}{2} \cdot C_3 \cdot a_4 \cdot \psi_1^2,$$

где $C_{x1}, C_{x2}, C_{y1}, C_{y2}$ – жесткости опорных амортизаторов корпуса дробилки в направлении осей X и Y ; C_3 – жесткость упругого элемента дробящей щеки.

Применяя уравнения Лагранжа второго рода и решая систему дифференциальных уравнений, получим величины амплитуд и фазных углов колебаний элементов дробилки.

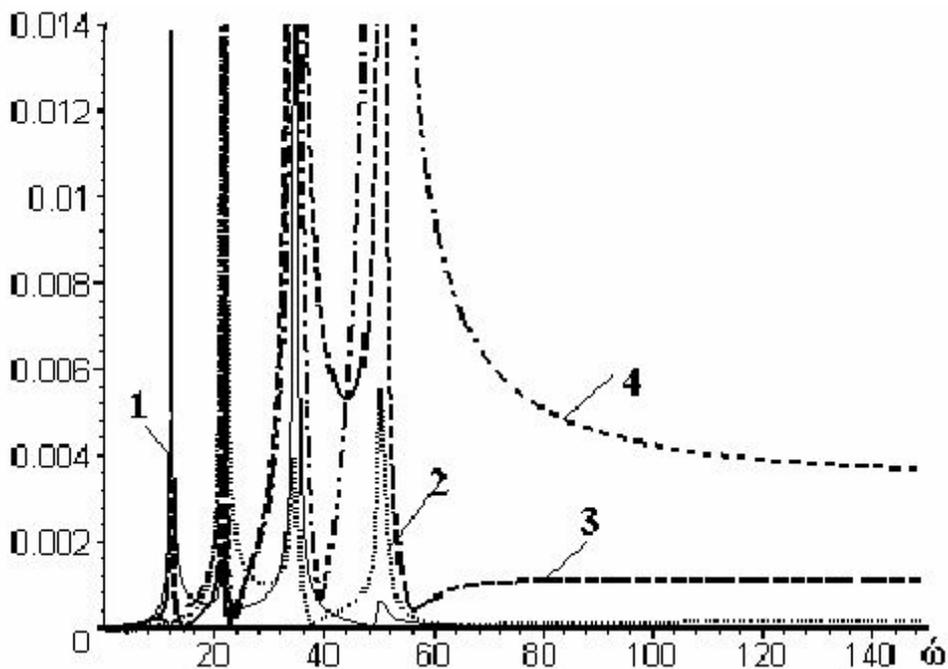


Рис.2. Амплитудно-частотная характеристика дробилки:
1,2 – a_x, a_y , м; 3,4 – $a_{\psi 1}, a_{\psi 2}$, рад, соответственно

На рис. 2 приведена амплитудно-частотная характеристика дробилки при

следующих параметрах: $M_1=535$ кг; $M_2=79$ кг; $I_1=30,042$ кг·м²; $I_2=3,7$ кг·м²;
 $m_1=3,6$ кг; $m_2=3,6$ кг; $a_1=0,25$ м; $a_2=0,58$ м; $a_4=0,43$ м; $a_5=0,4$ м; $l_1=0,633$ м;
 $l_2=0,325$ м; $l_3=0,275$ м; $l_4=0,42$ м; $l_5=0,525$ м; $r_1=0,032$ м; $r_2=0,032$ м; $h_1=0,78$; $\alpha=0,19$
 рад; $\varphi_1=1,048$ рад; $\varphi_2=0,01745$ рад; $\varphi_3=0,244$ рад; $C_{x1}=50000$ Н/м;
 $C_{x2}=150000$ Н/м; $C_{y1}=50000$ Н/м; $C_{y2}=150000$ Н/м; $C_3=50000$ Н/м.

Как видим, система имеет четыре значения частоты резонансных колебаний дробилки 12, 21, 35 и 50 рад/с, которые находятся ниже рабочих, обычно превышающих 80 рад/с. Поэтому в дальнейших исследованиях принята частота вращения дебалансных валов $\dot{\omega}=100$ рад/с, при которой амплитуда колебаний элементов дробилки стабилизируется.

На рис. 3 представлена графическая зависимость изменения углов поворота корпуса дробилки $a_{\psi 1}$ и щеки $a_{\psi 2}$ от положения центра масс корпуса на продольной оси симметрии дробилки. При смещении центра масс корпуса от нулевого значения угла α (зона загрузки материала) до зоны разгрузки амплитуда колебаний корпуса увеличивается, а амплитуда колебаний щеки монотонно уменьшается. Однако для процесса дробления материала важна амплитуда колебаний щеки относительно корпуса дробилки, которая представлена кривой 3. Численное значение этой кривой показывает, что положением центра масс корпуса дробилки можно изменять величину амплитуды колебаний щеки в четыре раза.

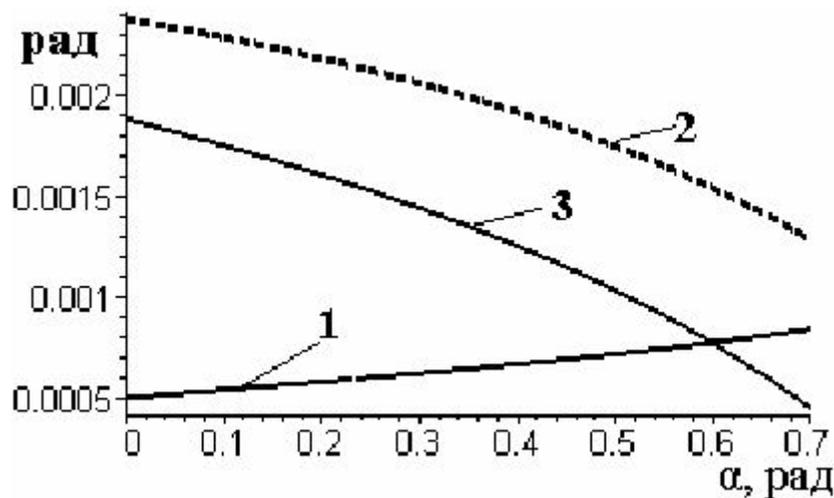


Рис.3. Перемещение центра масс корпуса дробилки
 вдоль продольной оси симметрии:
 1,2,3 – $a_{\psi 1}$, $a_{\psi 2}$, Δa_{ψ} , рад, соответственно

Перемещение центра масс корпуса перпендикулярно продольной оси симметрии дробилки практически не влияет на изменение величин $a_{\psi 1}$ и $a_{\psi 2}$.

Таким образом, положение центра масс корпуса дробилки на ее

продольной оси симметрии существенно влияет на амплитуду колебаний щеки и поэтому должно учитываться при проектировании .

1. Варсонофьев В.Д., Кольман-Иванов Э.Э. Вибрационная техника в химической промышленности. – М.: Химия, 1985. – 240 с.

© Франчук В.П., Федоскина Е.В., 2006

*Надійшла до редколегії 28.04.2006 р.
Рекомендовано до публікації д.т.н. І.К. Младецьким*

УДК 622.74

В.П. НАДУТЫЙ, д-р техн. наук

(Украина, Днепропетровск, Институт геотехнической механики),

А.И. ЕГУРНОВ, канд. техн. наук

(Украина, Днепропетровск, ЗАО "АНА-ТЕМС"),

В.П. КРАСНОПЕР

(Украина, Вольногорск, Вольногорский горнометаллургический комбинат)

ВИБРАЦИОННЫЙ ГРОХОТ ДЛЯ МЕЛКОЙ И ТОНКОЙ КЛАССИФИКАЦИИ С РЕГУЛИРУЕМЫМИ РЕЖИМНЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Совершенствование процессов переработки минерального сырья связано с необходимостью применения мелкой и тонкой классификации по крупности. При этом наиболее предпочтительным является процесс классификации с четкой границей разделения сухих сыпучих материалов и пульп. С уменьшением размеров частиц и повышением их влажности затрудняется процесс разделения вследствие снижения роли гравитационных сил, отрицательного влияния взаимодействия частиц, сил трения и поверхностного натяжения влажной поверхности. Поэтому для повышения эффективности классификации мелких и особенно частиц тонких классов крупности потребовались при грохочении значительные ускорения и высокие частоты силового воздействия на сыпучую массу для разрыва связей между ними и увеличения текучести материала через отверстия сита. Было установлено [1], что стационарный режим не всегда приводит к желаемому результату, поскольку горная масса кроме определенной тонины имеет различные физико-механические свойства, поэтому в каждом конкретном случае