



Надутьий В. П.

Ягнюков В. Ф.

*Институт  
геотехнической  
механики  
им. Н.С. Полякова  
НАН Украины*

УДК [622.74-913.1: 621.928.26.001.5/6]

## ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРА ДВИЖЕНИЯ ОСЕЙ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ ВАЛКОВОГО ВИБРАЦИОННОГО КЛАССИФИКАТОРА

*Дано коротку характеристику новизни конструкції валкового класифікатора. Виконано теоретичні дослідження руху осей валків і встановлено еліптичну або кругову траєкторію в залежності від жорсткості пружних зв'язків.*

*The brief characteristic of novelty of a design of the rolling classifier, is given. The theoretical researches of movement of axes rolls are executed and the elliptic or circular trajectory is established depending on rigidity of elastic bracing.*

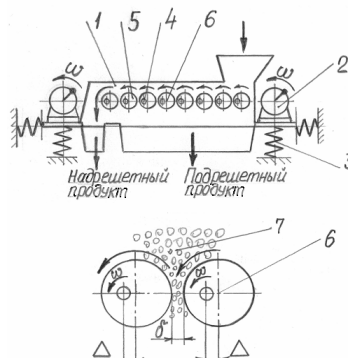
Несмотря на большое количество типов и типоразмеров виброгрохотов для классификации горной массы, возникает необходимость в их модернизации или создании новых конструкций для интенсификации процесса или повышения качества конечного продукта. Это особенно актуально при классификации трудногрозотимой горной массы мелких классов крупности повышенной влажности, склонной к налипанию и комковатости, при обезвоживании перерабатываемого продукта. Кроме того, при создании новых конструкций грохотов предъявляются повышенные требования к снижению энергопотребления и металлоемкости.

Авторами предложена новая конструкция валкового вибрационного классификатора (грохота) [1, 2], который позволяет решать целый ряд указанных выше задач. Наличие инерционного привода отличает эту конструкцию от известных зарубежных аналогов. При этом инерционный вибропривод кинематически не связан с просеивающей поверхностью в виде параллельных валков, а связан только конструктивно, поскольку вибровозбудители устанавливаются на раме корпуса, и крутящий момент от них валкам передается на основе самосинхронизации. Таким образом, использование инерционного привода значительно снижает металло- и энергоемкость машины, улучшает компоновку и кинематическую схему в целом. Следует отметить, что валковые вибрационные классификаторы как динамическая система, в

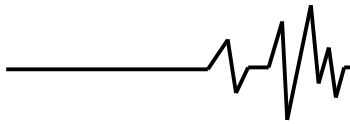
которой вместо кинематической передачи используются инерционные силы, изучены недостаточно и требуют дальнейших исследований для обоснования параметров и последующей конструкторской разработки.

Целью исследований авторов является разработка модельных представлений движения элементов рабочего органа классификатора в виде параллельно, с зазором, установленных валков.

Общая компоновка валков и инерционного привода классификатора показана на рис. 1 с фрагментом взаимодействия вращающихся в одну сторону валков с классифицируемой горной массой.



**Рис. 1. Схема валкового вибрационного классификатора: 1 – корпус; 2 – инерционный вибровозбудитель; 3 – упругие связи; 4 – эксцентриситет валков; 5 – рабочие валки; 6 – оси валков; 7 – фрагмент взаимодействия валков с классифицируемой горной массой**

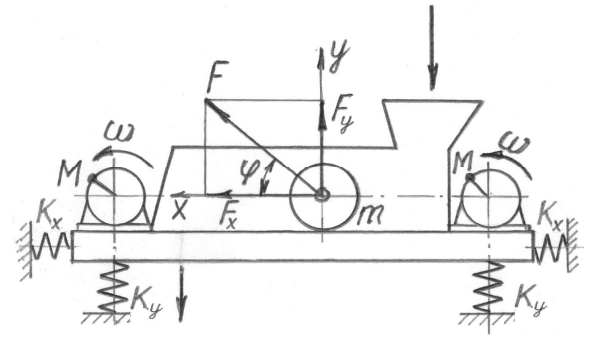


Важным моментом этой схемы является то, что крупность нижнего (просеянного) продукта определяется только частью зазора ( $\delta$ ) между валками, поскольку правый валок при вращении втягивает мелкую массу, а левый валок стремится ее вытолкнуть.

Выполненный комплекс промышленных испытаний [3] показал высокую работоспособность предложенной конструкции классификатора в условиях разделения влажной и липкой горной массы (уголь, известняк, песчано-глинистая смесь). Установлены зависимости его производительности и эффективности классификации от режимных, конструктивных параметров и свойств горной массы (гранстос, плотность и влажность) [4]. Разработаны математические модели определения производительности и эффективности [5] классификатора с учетом всех варьируемых параметров. Рабочая поверхность классификатора в виде валков, которые состоят из осей круглого сечения, жестко закрепленных в коробе параллельно друг другу и поперечной оси короба с одинаковым расстоянием. На оси надеты трубы, которые имеют возможность свободного вращения вокруг осей, так как внутренний их диаметр значительно больше диаметра осей. Трубы играют роль валков, и при работе вибровозбудителя они вращаются в одну сторону вокруг осей под действием вращающей и центробежной сил, реализуя эффект самосинхронизации, поскольку валки и вибропривод находятся на общей раме. При этом оси валков совершают такие же колебания, как и короб (рама), а валки имеют более сложное движение. Поэтому разработка математической модели их движения состоит из этапа определения движения осей валков как основных рабочих элементов, этапа определения сил и моментов, действующих на валок в установившемся режиме движения. В заключение определяется уравнение движения валков. В данной работе представлено решение первой задачи определения движения осей валков.

Вначале рассматриваем движение свободной массы ( $m$ ) под воздействием центробежной силы ( $F$ ), которая возникает вследствие вращения с постоянной угловой скоростью ( $\omega$ ) дебаланса вибровозбудителя массой ( $M$ ), расположенного на расстоянии ( $r$ ) от оси вращения дебаланса. Таким образом, центробежная сила будет равна  $F = M\omega^2 r$ . Для анализа динамической схемы системы

направление осей координат представлено на рис. 2.



**Рис. 2. Динамическая схема работы валкового вибрационного классификатора**

Тогда по второму закону Ньютона уравнение движения массы имеет вид

$$m\ddot{x} = F \cos \omega t; \quad m\ddot{y} = F \sin \omega t. \quad (1)$$

Общее решение каждого из этих уравнений можно представить в виде

$$\begin{aligned} x(t) &= C_1 t + C_2 - \frac{F}{m\omega^2} \cos \omega t; \\ y(t) &= D_1 t + D_2 - \frac{F}{m\omega^2} \sin \omega t. \end{aligned} \quad (2)$$

Определим начальные условия в виде

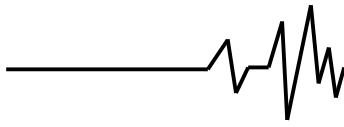
$$\begin{aligned} x(0) &= x_0 \cdot \dot{x}(0) = x_1; \\ y(0) &= y_0 \cdot \dot{y}(0) = y_1. \end{aligned} \quad (3)$$

Тогда получим

$$\begin{aligned} C_1 &= x_1; \quad C_2 = x_0 + \frac{F}{m\omega^2}; \\ D_1 &= y_1 + \frac{F}{m\omega}; \quad D_2 = y_0; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} x(t) &= x_1 t + x_0 + \frac{F}{m\omega^2} - \frac{F}{m\omega^2} \cos \omega t; \\ y(t) &= \left( y_1 + \frac{F}{m\omega} \right) t + y_0 - \frac{F}{m\omega^2} \sin \omega t. \end{aligned}$$

Принимаем начальные значения в виде



$$x_0 = -\frac{F}{m\omega^2}; x_1 = 0; y_0 = 0; y_1 = -\frac{F}{m\omega}. \quad (5)$$

В этом случае решение (4) имеет вид

$$x(t) = -\frac{F}{m\omega^2} \cos \omega t; y(t) = -\frac{F}{m\omega^2} \sin \omega t.$$

Откуда следует

$$x^2(t) + y^2(t) = \left(\frac{F}{m\omega^2}\right)^2.$$

Получаем, что при начальных значениях (5) движение массы  $m$  происходит по окружности радиусом  $R = \frac{F}{m\omega^2}$ . Масса  $m$  находится на упругих опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях. На нее воздействует центробежная сила  $F$ . Жесткости упругих связей (опор) в горизонтальной и вертикальной плоскостях соответственно равны  $K_x$  и  $K_y$ . В этом случае уравнение движения массы  $m$  имеет вид

$$m\ddot{x} + K_x x = F \cos \omega t;$$

$$m\ddot{y} + K_y y = F \sin \omega t.$$

Введем обозначения:

$$\frac{K_x}{m} = \omega_x^2; \quad \frac{K_y}{m} = \omega_y^2; \quad \frac{F}{m} = f.$$

В результате запишем

$$\ddot{x} + \omega_x^2 \cdot x = f \cos \omega t; \quad (6)$$

$$\ddot{y} + \omega_y^2 \cdot y = f \sin \omega t.$$

Общие решения этих уравнений представим в виде

$$x(t) = C_1 \sin \omega_x t + C_2 \cos \omega_x t + \frac{f}{\omega_x^2 - \omega^2} \cdot \cos \omega t;$$

$$y(t) = D_1 \sin \omega_y t + D_2 \cos \omega_y t + \frac{f}{\omega_y^2 - \omega^2} \cdot \sin \omega t. \quad (7)$$

Учитывая начальные условия (3), из (7) получим

$$C_1 = \frac{x_1}{\omega_x}; \quad C_2 = x_0 - \frac{f}{\omega_x^2 - \omega^2};$$

$$D_1 = \frac{1}{\omega_y} \left( y_1 - \frac{1}{\omega} \cdot \frac{f}{\omega_y^2 - \omega^2} \right); \quad D_2 = y_0.$$

Тогда частные решения уравнений (6) будут иметь вид

$$x(t) = \frac{x_1}{\omega_x} \sin \omega_x t + \left( x_0 - \frac{f}{\omega_x^2 - \omega^2} \right) \times \cos \omega_x t + \cos \omega t;$$

$$y(t) = \frac{1}{\omega_y} \left( y_1 - \frac{1}{\omega} \cdot \frac{f}{\omega_y^2 - \omega^2} \right) \sin \omega_y t + y_0 \cos \omega_y t + \frac{f}{\omega_y^2 - \omega^2} \cdot \sin \omega t. \quad (8)$$

Для установившегося режима после затухания собственных колебаний решения уравнений (8) можно записать в виде

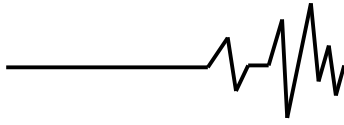
$$x(t) = \frac{f}{\omega_x^2 - \omega^2} \cdot \cos \omega t; \quad (9)$$

$$y(t) = \frac{f}{\omega_y^2 - \omega^2} \cdot \sin \omega t.$$

Отсюда следует

$$\frac{x^2(t)}{\left(\frac{f}{\omega_x^2 - \omega^2}\right)^2} + \frac{y^2(t)}{\left(\frac{f}{\omega_y^2 - \omega^2}\right)^2} = 1. \quad (10)$$

Из полученного уравнения видно, что движение массы  $m$  будет происходить по эллиптической траектории, а уравнение (9) представляет собой параметрическое уравнение эллипса. В случае, когда жесткости упругих элементов  $K_x$  и  $K_y$  будут равны и, таким образом,  $\omega_x = \omega_y$ , движение массы  $m$  будет происходить по окружности радиусом  $R = \frac{f}{\omega_x^2 - \omega^2}$ . При этом можно считать, что центры вращения дебалансов валков будут двигаться по эллиптической или, в частном случае, по круговой траекториям. В реальной конструкции рама классификатора достаточно жесткая, поэтому траектории всех точек рамы



будут такими же, как и центров вращения дебалансов. Следовательно, оси валков (вследствие того, что они жестко закреплены на раме) будут совершать движения по эллиптической или, в частном случае, круговой траекториям. При этом под массой  $m$  в расчетах надлежит понимать массу рамы классификатора в целом. Необходимо отметить также, что симметричное расположение вибраторов по концам рамы обеспечивает устойчивое движение по указанным траекториям.

#### **Литература**

1. Патент № 71721А. Украина. МКИ 7В 07В 1/14. Валковый классификатор. В.П. Надутый, В.Ф. Ягнюков. – З. № 2003098828; Заявл. 29.09.03, Опубл. 15.12.04, Б.И. № 12.

2. Патент на полезную модель № 47329. Украина. МКИ 07В 1/00. Валковый

классификатор. Надутый В.П., Ягнюков В.Ф. Заявл. 10.08.09, Опубл. 25.01.10, Бюл. № 2.

3. Надутый В.П. Валковый вибрационный классификатор для труднопроходимых материалов / В.П. Надутый, В.Ф. Ягнюков // Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. / Національний гірничий університет. – Вип. 25(66)–26(67). – Дніпропетровськ, 2006. – С. 37-39.

4. Надутый В.П. Определение взаимного влияния комплекса параметров валковых вибрационных классификаторов / В.П. Надутый, В.А. Остапенко, В.Ф. Ягнюков // Вібрації в техніці та технологіях: Всеукр. наук.-техн. журнал. – Вінниця. – Вип. 4(42). – 2006. – С. 95-101.

5. Надутый В.П. Обобщенная модель работы валкового вибрационного классификатора с учетом режимных и конструктивных параметров / В.П. Надутый, А.М. Эрперт, В.Ф. Ягнюков // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. / Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины. – Днепропетровск. – Вып. 48. – 2004. – С. 286-290.