



Франчук В. П.

Анциферов А. В.

Государственное
высшее учебное
заведение
«Национальный
горный
университет»

Franchuk V. P.

Antsiferov A. V.

The State Higher
Educational Institutional
“National Mining
University”

УДК 621.926.22.001:622.732

РАЦИОНАЛИЗАЦИЯ РЕЖИМНЫХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ВИБРАЦИОННОЙ МЕЛЬНИЦЫ

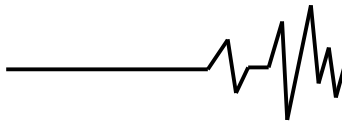
Аннотация. Рассматриваются вертикальные вибрационные мельницы, для которых масса помольной камеры соизмерима с массой технологической нагрузки – измельчающие тела и измельчаемый материал. Технологическая нагрузка приводится к системе с дискретными параметрами. Принимается, что характеристика приведенной упругой восстанавливающей силы технологической нагрузки является кусочно-линейной с симметричной нелинейностью. Записаны дифференциальные уравнения движения системы камера – технологическая нагрузка. Считая нелинейность малой принимаем колебания происходящими по гармоническому закону. При решении дифференциальных уравнений используется метод Крылова-Боголюбова. Конечные выражения используются для изучения влияния соотношения масс технологической нагрузки и помольной камеры. Рассматриваются два типа приводов – инерционный вибровозбудитель направленного действия и жёсткий эксцентриковый. Сравнение производится по энергии взаимодействия технологической нагрузки и помольной камеры в момент встречи с днищем и крышкой секции. Показано, что для интенсификации технологического процесса измельчения материала в вертикальной вибрационной мельнице с инерционным вибровозбудителем необходимо увеличивать массу помольной камеры. Но при этом непроизводительно возрастает кинетостатический момент вибровозбудителя. В плане снижения материалоемкости и энергоёмкости значительные преимуществами обладают вибрационные мельницы с жестким эксцентриковым вибровозбудителем.

Ключевые слова: вибромельница, вертикальные колебания, технологическая нагрузка, помольная камера, соотношение масс, инерционный привод, эксцентриковый привод.

Постановка проблемы. Для тонкого измельчения прочных и абразивных материалов перспективным является использование вертикальных вибрационных мельниц (МВВ), которые обеспечивают виброударный режим взаимодействия технологической нагрузки с крышкой и днищем камеры. Учитывая, что масса загрузки соизмерима с массой рабочего органа, существенные изменения претерпевают при этом и расчетные динамические схемы [1], в которые заложены не только конструктивные схемы машины, но и взаимодействие технологической нагрузки с исполнительным

органом. Конструктивно МВВ можно разделить на два типа: с инерционным и жестким эксцентриковым приводами. С этих позиций и рассмотрим параметры движения исполнительных органов.

Анализ проведенных исследований и публикаций. Вопросы влияния технологической загрузки и обрабатываемого материала на параметры движения машины исследовались в работах И.И. Быховского [2], И.Ф. Гончаревича, К.В. Фролова [3], А.Д. Лесина [4], А.П. Субача [5]. В них рассматривалось взаимодействие рабочего органа с реологической средой. К подобной



задаче подошел в своей книге В.А. Остапенко [6], однако для ее решения он использовал теорию виброударных систем.

Наиболее близко к сущности решаемой проблемы применительно к МВВ подходят вопросы, рассмотренные в работе В.Н. Потораева, В.П. Франчука [7] и далее развитые ими в работе [8]. Здесь расчетная схема вертикальной вибрационной мельницы с технологической загрузкой представляет собой нелинейную систему, состоящую из дискретной массы (корпус мельницы с приводом) и системы с распределенными параметрами (технологическая загрузка). Продолжение этих исследований подробно рассмотрено в [9], где предложены уточненные расчетные схемы, исходные уравнения и методы их решения.

Нерешенная часть проблемы. В вертикальных вибрационных мельницах, работающих в виброударном режиме, определяющими являются параметры движения технологической нагрузки (измельчающих тел и измельчаемого материала). Эти параметры зависят не только от частоты и амплитуды колебаний помольной камеры, но и от ее массы. При этом существенное влияние может оказать и тип привода, используемого в мельнице.

Целью исследования является получение и анализ энергетических зависимостей процесса измельчения как функций от соотношения масс рабочий орган – загрузка с учетом используемого типа привода применительно к вертикальной вибрационной мельнице.

Основные результаты исследования. В вертикальных вибрационных мельницах высота помольной камеры определяется высотой слоя технологической нагрузки, которая должна быть меньше четверти длины волны ее деформации при низкочастотных колебаниях [9]. Для возбуждения колебаний таких мельниц используется инерционный вибровозбудитель

направленного действия или жёсткий эксцентриковый.

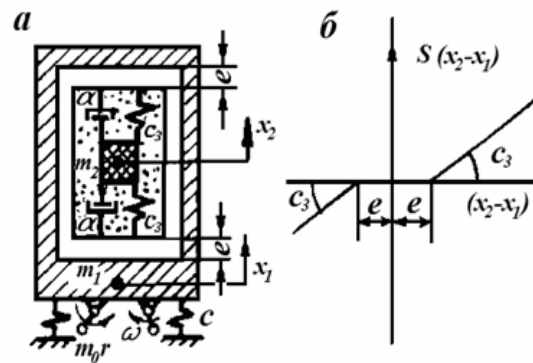


Рис. 1. Расчетная динамическая схема МВВ с инерционным вибровозбудителем

Расчетная схема МВВ с инерционным вибровозбудителем после приведения технологической нагрузки к системе с дискретными параметрами приведена на рис. 1, а. Для МВВ, в которых технологическая нагрузка за один период колебаний дважды взаимодействует с рабочим органом (днище и крышка), при интенсивных режимах колебаний можно пренебречь смещением динамического центра колебаний системы от ее геометрического центра. Тогда можно считать, что характеристика приведенной упругой восстанавливающей силы технологической нагрузки является кусочно-линейной с симметричной нелинейностью (рис. 1, б). Полагаем, что при установившемся режиме работы мельницы зазор между технологической нагрузкой и днищем (или крышкой) помольной камеры равен половине зазора Δ между технологической нагрузкой и крышкой секции в статическом положении мельницы ($e = 0,5 \Delta$).

Дифференциальные уравнения, описывающие движение системы, можно представить как

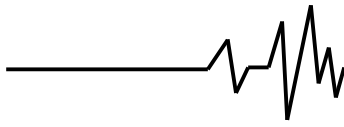
$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c \dot{x}_1 + \varepsilon \mu c \dot{x}_1 + S(x_1 - x_2) + \varepsilon \alpha (x_1 - x_2) (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= \varepsilon m_0 r \omega^2 \sin \omega t, \\ m_2 \ddot{x}_2 - S(x_1 - x_2) - \varepsilon \alpha (x_1 - x_2) (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где ε – параметр, указывающий на малость стоящего при нем члена;

$$\alpha(x_1 - x_2) = \begin{cases} \alpha_1 & \text{при } x_1 - x_2 > e \text{ и при } x_1 - x_2 < -e, \\ \alpha_2 & \text{при } -e < x_1 - x_2 < e. \end{cases} \quad (2)$$

Функция упругой восстанавливающей силы технологической нагрузки $S(x_1 - x_2)$ графически представлена на рис. 1, б. Аналитически она может быть записана как

$$S(x_1 - x_2) = \begin{cases} 0 & \text{при } -e < x_1 - x_2 < e; \\ c_3(x_1 - x_2) - c_3 e & \text{при } e < x_1 - x_2 < \infty; \\ c_3(x_1 - x_2) + c_3 e & \text{при } -\infty < x_1 - x_2 < -e. \end{cases} \quad (3)$$



Считая нелинейность малой и принимая функцию $c_3(x_1 - x_2)$ в качестве основной, выражение (3) перепишем в виде

$$S(x_1 - x_2) = c_3(x_1 - x_2) + \varepsilon f(x_1 - x_2). \quad (4)$$

Исследуется «резонансный случай», когда частота внешней возмущающей силы равна или близка к одной из собственных частот колебаний [10]. В таких случаях обычно принимается предельная частота собственных колебаний, имеющая место при бесконечно большой амплитуде, в данном случае рабочей

является вторая частота. Вследствие малости нелинейности принимаем колебания происходящими по гармоническому закону, тогда решение системы будет иметь вид

$$x_1 = \eta_1 x = \eta_1 [a \sin(\omega t + \varphi)] = \eta_1 (a \sin \psi), \quad (5)$$

$$x_1 - x_2 = x_{12} = \eta_{12} [a \sin(\omega t + \varphi)] = \eta_{12} (a \sin \psi).$$

После подстановки (5) в уравнения (1) их можно представить в более удобном для анализа виде

$$\begin{aligned} m_1 \eta_1 \ddot{x} + c \eta_1 x + \varepsilon \mu c \eta_1 \dot{x} + c_3 \eta_{12} x + \varepsilon f(\eta_{12} x) \eta_{12} \dot{x} &= \varepsilon m_0 r \omega^2 \sin \omega t; \\ m_1 \eta_{12} \ddot{x} + (1+k) c_3 \eta_{12} x - \varepsilon \alpha (1+k) f(\eta_{12} x) + \varepsilon (1+k) \alpha (\eta_{12} x) \eta_{12} \dot{x} + \\ + c \eta_1 x + \varepsilon \mu c \eta_1 \dot{x} &= \varepsilon m_0 r \omega^2 \sin \omega t, \end{aligned} \quad (6)$$

где $k = m_1/m_2$.

Коэффициенты величины и формы режимов колебаний найдутся как фундаментальные функции нетривиального решения однородных алгебраических уравнений, полученных из системы (6) при $\varepsilon = 0$ [10]

$$(c - m_1 p^2) \eta_1 + c_3 \eta_{12} = 0; \quad (7)$$

$$c \eta_1 + [(1+k) c_3 - m_1 p^2] \eta_{12} = 0.$$

Частота собственных колебаний «невозмущенной» системы найдется из равенства нулю определителя системы (7)

$$p^2 = \frac{1}{2m_1} \left\{ c + (1+k) c_3 + \left[(c + (1+k) c_3)^2 - 4k c c_3 \right]^{0.5} \right\} \quad (8)$$

Это уравнение при симметричной характеристике упругой восстанавливающей силы удобнее решать методом Крылова-Боголюбова [10]. Тогда, умножая первое уравнение системы (6) на η_1 , второе – на η_{12} , складывая их после подстановки решения (5) и приравнивая коэффициенты при одинаковых гармониках колебаний, получим зависимости между амплитудой и частотой вынужденных колебаний и выражение для угла сдвига фаз

$$M^2 a^2 \left[(p_e^2(a) - \omega^2)^2 + 4\omega^2 \delta_e^2(a) \right] = \quad (9)$$

$$= \varepsilon^2 (M_0 r)^2 \omega^4,$$

$$\varphi = \arctg \left(-\frac{2\omega \delta_e(a)}{p_e^2(a) - \omega^2} \right). \quad (10)$$

где $M = (\eta_1^2 + \eta_{12}^2) m_1$, $M_0 = (\eta_1 + \eta_{12}) m_0$ – приведенные массы,

$$p_e^2(a) = p^2 + \frac{\varepsilon \left[(1+k) \eta_{12}^2 + \eta_1 \eta_{12} \right]^{2\pi}}{\pi a M} \int_0^{2\pi} f(a \sin \psi) \sin \psi d\psi \quad - \text{частота собственных}$$

нелинейных колебаний системы,

$$\delta_e^2(a) = \frac{\varepsilon \left[(1+k) \eta_{12}^2 + \eta_1 \eta_{12} \right]^{2\pi}}{2\pi a M p} \int_0^{2\pi} \alpha(a \sin \psi) (a \omega \cos \psi) \cos \psi d\psi + \frac{\varepsilon (\eta_1^2 + \eta_1 \eta_{12})}{2M} \mu \quad -$$

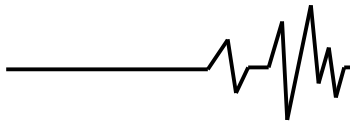
эквивалентный декремент затухания системы.

После подстановки $f(a \sin \psi)$, $\alpha(a \sin \psi)$, интегрирования и некоторых преобразований получим

$$p_e^2(a) = p^2 - \frac{c_3}{M} \left[(1+k) \eta_{12}^2 + \eta_1 \eta_{12} \right] \kappa(z), \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \delta_e^2(a) &= \frac{1}{2\eta_1 M a} \left[(\eta_1 + \eta_1 \eta_{12}) \mu c - (1+k) \eta_{12}^2 + \eta_1 \eta_{12} \right] \times \\ &\times \left[\alpha_1 - (\alpha_1 - \alpha_2) \kappa(z) \right]. \end{aligned} \quad (12)$$

В этих выражениях функция $\kappa(z)$ определяется как



$$\kappa(z) = \frac{2}{\pi} \left(\arcsin z + z\sqrt{1-z^2} \right), \quad z = \frac{e}{\eta_{12}a}. \quad (13)$$

Анализ зависимости (9), решенной относительно ω , показывает, что она имеет вид, типичный для систем с симметричной кусочно-линейной жесткой характеристикой восстанавливающей силы упругих связей [11]. Это указывает на возможность стабилизации динамических параметров мельницы при изменении величины технологической нагрузки.

В данном исследовании нас интересует влияние соотношения масс технологической нагрузки и помольной камеры. Считается, что инерционный вибровозбудитель поддерживает постоянной амплитуду и частоту помольной камеры. Принимая $\eta_1 = 1$, параметр $m_0 r$ вибровозбудителя при заданной амплитуде a и частоте ω определится из зависимости

$$m_0 r = \frac{M_0 r}{1 + \eta_{12}}. \quad (14)$$

В этой формуле $M_0 r$ определится как правая часть выражения (9), отнесенная к частоте ω , а η_{12} – из первого уравнения (7).

$$P_{\Pi} = \frac{f d m_0 \omega^2}{2\pi} \int_0^{2\pi} \{ [r \sin(\psi - \varphi) - a \sin \psi] [1 + r \cos(\psi - \varphi)] \} d\psi. \quad (17)$$

На рис. 2 представлены графики зависимости энергии P_{τ} , передаваемой технологической нагрузке, и относительной энергии $\lambda = P_{\Pi} / P_{\tau}$ в зависимости от соотношения масс помольной камеры и технологической нагрузки. Как следует из рис. 2, а, количество передаваемой технологической нагрузке энергии существенно

Сравнение будем производить по энергии взаимодействия технологической нагрузки и помольной камеры в момент встречи с днищем и крышкой секции.

Кинетическая энергия помольной камеры и технологической нагрузки в момент соударения будет

$$\begin{aligned} E_1 &= 0,5 m_1 (a \omega \cos \psi_0)^2, \\ E_2 &= 0,5 m_2 [a \omega (1 + \eta_{12}) \cos \psi_0]^2, \end{aligned} \quad (15)$$

где $\psi_0 = \arcsin \frac{e}{\eta_{12}a}$.

Полная энергия, сообщаемая технологической нагрузке в единицу времени

$$P_{\tau} = \frac{1}{2\pi} a^2 \omega^2 [m_1 + m_2 (1 + \eta_{12})^2] \quad (16)$$

В этом плане важно также соотношение непроизводительно затраченной энергии к полезной энергии, сообщаемой технологической нагрузке.

Непроизводительно затраченная энергия (энергия, теряемая в подшипниковых узлах вибровозбудителя) в единицу времени будет

возрастает с увеличением массы помольной камеры. При этом, естественно, возрастают абсолютные значения потерь на трение по (17), но относительные потери на трение в подшипниковых узлах вибровозбудителя снижаются по зависимости, близкой к экспоненциальной (рис. 2, б).

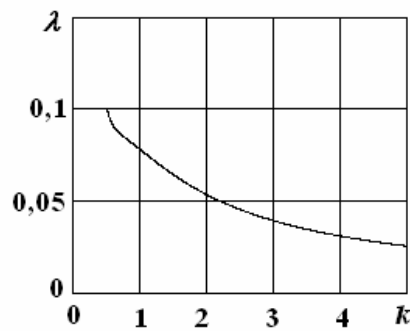
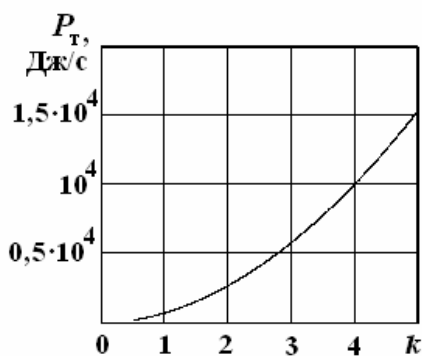


Рис. 2. Энергетические характеристики процесса измельчения

В плане снижения материалоемкости и энергоемкости значительными преимуществами обладают вибрационные мельницы с жестким эксцентриковым вибровозбудителем [9]. Для проведения анализа, аналогичного предыдущему, рассмотрим расчетную схему

двухкорпусной вертикальной вибрационной мельницы уравновешенного типа (рис. 3). Характеристика восстанавливающей силы при взаимодействии технологической нагрузки с помольной камерой будет иметь вид, представленный на рис. 1, б.

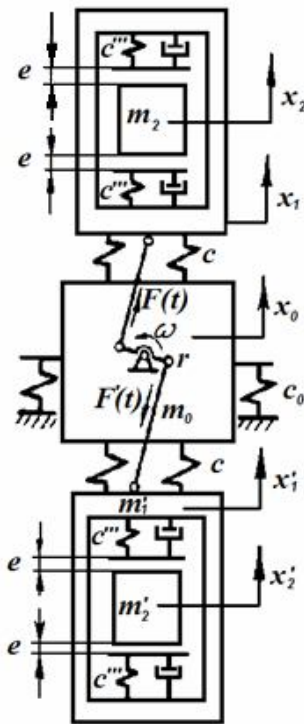
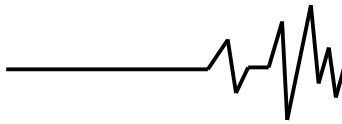


Рис. 3. Расчетная схема уравновешенной МВВ

Используя ранее принятые допущения по поводу технологической нагрузки и принимая во внимание симметричность по нагрузкам, движение такой мельницы может быть описано системой двух дифференциальных уравнений второго порядка

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + S(x_1 - x_2) + cx_1 + f(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= F(t), \\ m_2 \ddot{x}_2 - S(x_1 - x_2) - f(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= 0. \end{aligned} \quad (18)$$

Поскольку закон перемещения исполнительного органа нам известен, из уравнений (18) остается определить перемещения технологической нагрузки x_2 и величину возмущающей силы $F(t)$ вибровозбудителя.

При анализе уравнения (1) для удобства были введены относительные значения перемещения технологической нагрузки (5). В данном случае вводим относительную координату $x = x_1 - x_2$, после чего выражения (18) могут быть представлены в более удобном виде

$$\begin{aligned} F(t) &= (c - m_1 \omega^2) r \sin(\psi) + m_2 a p^2 [\sin \psi - \sin \psi_e \operatorname{sign}(\sin \psi) + \mu \omega \cos \psi] \times \\ &\times H(a^2 \sin^2 \psi - e^2), \end{aligned} \quad (24)$$

где $H = \begin{cases} 0 & \text{при } a^2 \sin^2 \psi - e^2 < 0, \\ 1 & \text{при } a^2 \sin^2 \psi - e^2 > 0. \end{cases}$ – единичная функция Хевисайда.

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{x}_1 + k_1 S(x) + k_1 f_1(\dot{x}) + k_1 c x_1 &= k_1 F(t), \\ m_2 \ddot{x}_2 + (1 + k_1) S(x) + (1 + k_1) f_1(\dot{x}) + k_1 c x_1 &= 0, \end{aligned} \quad (19)$$

где k_1 – отношение масс технологической нагрузки и исполнительного органа.

Исключая из системы уравнений (19) силу $F(t)$, после подстановки $x_1 = r \sin \omega t$ получим одно уравнение для определения параметров движения технологической нагрузки:

$$m_2 \ddot{x} + S(x) + f'(\dot{x}) = -m_2 r \omega^2 \sin \omega t, \quad (20)$$

где $f'(\dot{x}) = \alpha(x) \dot{x}$.

Здесь $S(x)$ имеет вид, аналогичный (3), а зависимость $\alpha(x)$ определяется выражением (2).

Принимая решение в виде $x = a \sin(\omega t + \varphi) = a \sin(\psi)$, после его подстановки в выражение (20) и преобразований, аналогичных предыдущим, зависимости для построения амплитудно-частотной и фазо-частотной характеристики мельницы получим в виде

$$\begin{aligned} \omega^2 &= \left(1 - \frac{r^2}{a^2}\right)^{-1} \left\{ p^2 \kappa(z) - \frac{1}{2} \mu^2 p^4 \kappa^2(z) \mp \right. \\ &\left. \mp \left[\left(p^2 \kappa(z) - \frac{1}{2} \mu^2 p^4 \kappa^2(z) \right)^2 - p^4 \kappa^2(z) \left(1 - \frac{r^2}{a^2}\right) \right]^{0.5} \right\}, \end{aligned} \quad (21)$$

$$\varphi = \arctg \left(\frac{-\mu^2 p^4 \kappa^2(z) \omega}{p^2 \kappa(z) - \omega^2} \right). \quad (22)$$

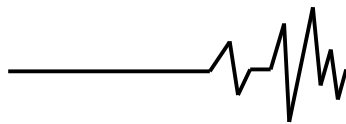
Здесь $\kappa(z)$ определяется выражением (13), а частота собственных колебаний

«невозмущенной» системы $p = \sqrt{c_3 / m_2}$.

Величина внешней возмущающей силы из первого уравнения (19) определится как

$$\begin{aligned} F(t) &= (c - m_1 \omega^2) r \sin \omega t + S(a \sin \psi) + \\ &+ f'(a \sin \psi) a \omega \cos \psi \end{aligned} \quad (23)$$

Подставляя значения $S(a \sin \psi)$ и $f'(a \sin \psi)$, а также используя функцию Хевисайда, получим выражение



Сравнительный анализ зависимостей (9, 10) и (21, 22) показывает, что закон движения технологической нагрузки и передаваемая ей энергия не зависят от соотношения масс нагрузки и помольной камеры. Несколько увеличивается усилие в шатуне привода (24). Также, расчеты показали, что удельные затраты энергии на трение в подшипниковых узлах привода (для соотношения масс, например 1:1) для эксцентрикового вибровозбудителя с жестким шатуном составляют 0,011 вместо 0,075 для инерционного вибровозбудителя (рис. 2,б).

Выводы

1. Для интенсификации технологического процесса измельчения материала в вертикальной вибрационной мельнице с инерционным вибровозбудителем необходимо увеличивать массу помольной камеры. При этом, естественно, непроизводительно возрастает кинетостатический момент вибровозбудителя (возрастает материалоемкость конструкции), что связано с увеличением потерь в подшипниковых узлах.

2. В вертикальной вибрационной мельнице с жестким эксцентриковым вибровозбудителем параметры движения технологической нагрузки и передаваемая ей энергия не зависят от соотношения масс технологической нагрузки и помольной камеры. Соотношение масс сказывается на величине усилия в вибровозбудителе, однако удельные затраты энергии на трение в подшипниковых узлах меньше чем у инерционного привода.

Список использованных источников

1. Потураев В.Н. Вибрационная техника и технологии в энергоемких производствах / В.Н. Потураев, В.П. Надутый, В.П. Франчук // Изд. НГА Украины по решению Совета ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2002. – 190 с.
2. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники / И.И. Быховский – М.: Машиностроение, 1969. – 362 с.
3. Гончаревич И.Ф. Теория вибрационной техники и технологии / И.Ф. Гончаревич, К.В. Фролов – М.: Наука, 1981. – 319 с.
4. Лесин А.Д. Основные направления в развитии вибрационных измельчителей и некоторые вопросы их расчета / А.Д. Лесин // В кн.: Вибрационная техника. М.: НИИинфстройдоркоммунмаш, 1966. – С. 453-460.
5. Субач А.П. Оптимизация объемной вибрационной обработки при модельном представлении загрузки контейнера /

А.П. Субач // Вибротехника. Научные труды высших учебных заведений Литовской ССР. – 1973. – Вып. 3 (20). – С. 131-143.

6. Остапенко В.А. Механические виброударные системы / В.А. Остапенко – К.: Наукова думка, 1966. – 241 с.

7. Потураев В.Н. Некоторые теоретические предпосылки к исследованию механики движения большого слоя насыпного груза под действием вибрации / В.Н. Потураев, В.П. Франчук // В сб.: «Проблемы вибрационной техники». – К.: Наукова думка, 1970. – С. 173–181.

8. Потураев В.Н. Определение динамических параметров вертикальных вибрационных мельниц с учетом технологической нагрузки / В.Н. Потураев, В.П. Франчук, П.П. Королев // В кн.: Вибрационные машины производственного назначения. – М.: МДНТП. – 1971. – Т. 2. – С. 50-63.

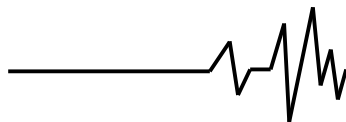
9. Франчук В.П. Конструкции и динамический расчет вибрационных мельниц / В.П. Франчук // Техника и технология обогащения руд. – Москва «Недра», 1975. – С. 143-160.

10. Боголюбов Н.Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский – М.: Наука, 1974. – 503 с.

11. Потураев В.Н. Вибрационные транспортирующие машины (основы теории и расчета) / В.Н. Потураев, В.П. Франчук, А.Г. Червоненко – М.: Машиностроение, 1964. – 272 с.

Список источников в транслитерации

1. Poturaev V.N. Vibratsionnaya tehnika i tehnologii v energoemkih proizvodstvah / V.N. Poturaev, V.P. Nadutiy, V.P. Franchuk // Izd. NGA Ukrainy po resheniu Soveta IGTM NAN Ukrainy. – Dnepropetrovsk, 2002. – 190 s.
2. Byhovskiy I.I. Osnovy teorii vibratsionnoi tehniki / I.I. Byhovskiy. – M.: Mashinostroenie, 1969. – 362 s.
3. Goncharevich I.F. Teoriya Vvibratsionnoy tehniki i tehnologii / I.F. Goncharevich, K.V. Frolov. – M: Nauka, 1981. – 319 s.
4. Lesin A.D. Osnovnie napravleniya v razvitii vibratsionnyh izmelchiteley i nekotorie voprosy ih rascheta / A.D. Lesin // V kn.: Vibratsionnaya tehnika. M.: NIInfstroydorkommunmash, 1966. – S. 453-460.
5. Subach A.P. Optimizatsiya obyomnoy vibratsionnoy obrabotky pri modelnom predstavlenii zagruzki konteynera / A.P. Subach // Vibrotehnika. Nauchnie trudy vysshih uchebnykh



zavedeniy Litovskoy SSR. – 1973. – Vyp. 3 (20). – S. 131-143.

6. Ostapenko V.A. *Mechaniceskie vibroudarnie sistemy* / V.A. Ostapenko. – K.: Naukova dumka, 1966. – 241 s.

7. Poturaev V.N. *Nekotore teoreticheskie predposylki k issledovaniyu mehaniki dvizheniya bolshogo sloya nasypnogo gruzha pog deystviem vibratsii* / V.N. Poturaev, V.P. Franchuk // V sb.: «Problemy vibratsionnoy tehniki». – K.: Naukova dumka, 1970. – S. 173-181.

8. Poturaev V.N. *Opredelenie dinamicheskikh parametrov vertikalnykh vibratsionnykh melnits s uchetom tehnologicheskoy nagruzki* / V.N. Poturaev, V.P. Franchuk, P.P. Korolev // V kn.: *Vibratsionnye mashiny proizvodstvennogo naznacheniya*. – M.: MDNTP. – 1971. – T. 2. – S. 50–63.

9. Franchuk V.P. *Конструкции и динамический расчет vibratsionnykh melnits* / V.P. Franchuk // *Tehnika i tehnologiya obogascgeniya rud*. – Moskva «Nedra», 1975. – S. 143-160.

10. Bogolyubov N.N. *Asimrtoticheskie metody v teorii nelineynykh kolebaniy* / Bogolyubov N.N., Yu.A. Mitropolskiy. – M.: Nauka, 1974. – 503 s.

11. Poturaev V.N. *Vibratsionnye transportiruyushchie mashiny (osnovy teorii i rascheta)* / V.N. Poturaev, V.P. Franchuk, A.G. Chervonenko – M.: Mashinostroenie, 1964. – 272 s.

РАЦІОНАЛІЗАЦІЯ РЕЖИМНИХ І КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВЕРТИКАЛЬНОГО ВІБРАЦІЙНОГО МЛИНА

Анотація. Розглядаються вертикальні вібраційні млини, для яких маса помольної камери сумірна з масою технологічного навантаження, що складається з маси здрибнюючих тіл і подрібнюваного матеріалу. Технологічне навантаження приводиться до системи з дискретними параметрами. Приймається, що характеристика приведеної пружної поновлюючої сили технологічного навантаження є кусочно-лінійною з симетричною нелінійністю. Записані диференціальні рівняння руху системи камера – технологічне навантаження. Вважаючи нелінійність малою приймаємо коливання такими, що відбуваються по гармонійному закону. При вирішенні диференціальних рівнянь використовується метод Крилова-Боголюбова. Кінцеві вирази використовуються для вивчення впливу співвідношення мас технологічного навантаження і помольної камери. Досліджуються два типи приводів – інерційний

вібробудник направленої дії і жорсткий ексцентриковий. Порівняння проводиться по енергії взаємодії технологічного навантаження і помольної камери у моменти зустрічі з днищем і кришкою секції. Показано, що для інтенсифікації технологічного процесу подрібнення матеріалу у вертикальному вібраційному млині з інерційним вібробудником необхідно збільшувати масу помольної камери. Але при цьому непродуктивно зростає кінетостатичний момент вібробудника. У плані зниження матеріаломісткості і енергоємності значні переваги мають вібраційні млини з жорстким ексцентриковим вібробудником.

Ключові слова: вібромлин, вертикальні коливання, технологічне завантаження, помольна камера, співвідношення мас, інерційний привід, ексцентриковий привід.

RATIONALIZATION OF THE MODAL AND CONSTRUCTIONAL PARAMETERS OF THE VERTICAL VIBRATION MILL

Annotation. Considered vertical vibration mills, for which the weight of the grinding chamber is commensurate with the weight of the technological load - grinding bodies and grinded material. Technological load is given to a system with discrete parameters. It is assumed that the characteristic of given here elastic restoring force of the technological load is piecewise-linear with a symmetric nonlinearity. Recorded differential equations of motion of the chamber – are the technological load. Assuming that linearity is small, accept oscillations according the harmonic rule.

During solving differential equations the Krylov-Bogoliubov method is used. Final expressions are used to study the influence of the mass relation of the technological load and the grinding chamber. Here are mentioned two types of drives – a directional inertial vibration exciter and a rigid eccentric one. The comparison is made on the interaction energy of the technological load and the grinding chamber at the moment of meeting with bottom and lid sections. It is indicated that for intensification of grinding process of the material in the vertical vibration mill with an inertial vibration exciter it is necessary to increase the mass of the mill chamber. But at the same time unproductively increases kinetostatic moment of the vibration exciter. In terms of reducing materials consumption and energy intensity vibration mills with rigid eccentric vibration exciter have significant advantages.

Key words: vibration mill, vertical oscillations, technological load, grinding chamber, mass relation, inertia drive, eccentric drive.