

Франчук В. П., Анциферов А. В., Дуганец В. И.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК В ПРИВОДЕ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ВИБРАЦИОННОЙ МЕЛЬНИЦЫ

Проведено аналіз динамічних навантажень у приводі вертикального вібраційного млина, що працює у віброударному режимі здрібнення. Технологічне навантаження приймається дискретним параметром з приведеними масою і жаркістю. Отримано залежності, які вказують на суттєву нелінійність зусиль у приводі. Результати теоретичних досліджень порівнюються з експериментами.

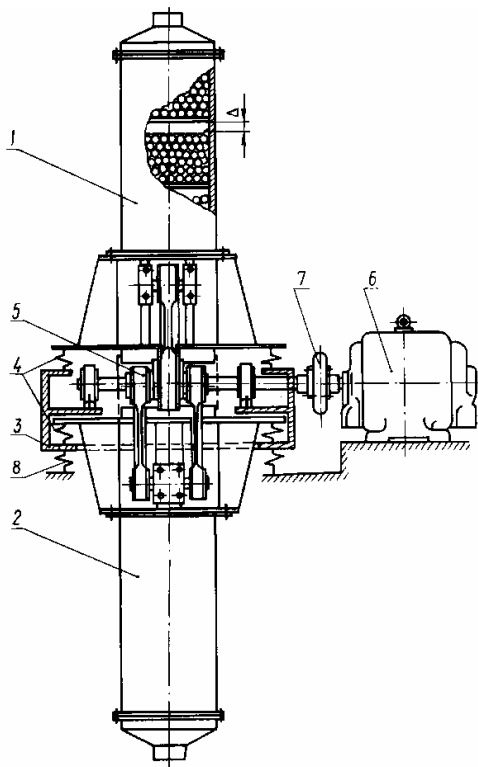


Рис. 1. Вертикальная вибрационная мельница МВВ-0,3-2

Вступлення. Тонкое и сверхтонкое измельчение используется для получения порошков из синтетических алмазов, различного состава карбидов, полировочных абразивов, добавок при создании конструкционных пластмасс со специальными свойствами и т.п. Применяющиеся для этих целей барабанные мельницы, вибрационные мельницы с горизонтальным расположением барабана, планетарные мельницы, вихревые, различного рода истиратели и др. не всегда отвечают требованиям как по качеству, так и по чистоте конечного продукта. Разрушение материала в них происходит в значительной мере за счет истирания, что приводит к получению в конечном продукте частиц окатанной формы, что неприемлемо для абразивов. Также происходит загрязнение порошков материалом мелющих тел, что приводит к последующей химической обработке конечного продукта.

Последние достижения. Для измельчения прочных и абразивных материалов в порошковой металлургии нашли применение вертикальные вибрационные мельницы, в которых измельчение осуществляется за счет соударения мелющих тел без перекатывания и относительного скольжения [1]. Такие мельницы имеют высокие удельные производительности, однако для получения тонкоизмельченного продукта требуется изготовление мельниц достаточно большой высоты вследствие нерегулируемой гравитационной разгрузки измельчаемого материала. Конструкция такого образца мельницы показана на рис. 1. Две помольные камеры 1 и 2 колеблются в противофазе, за счет чего нагрузки на фундамент сведены к минимуму. Направленное вертикальное движение относительно рамы 3 осуществляется расположением упругих связей 4 и конструкцией двух приводов 5. Каждый привод вращается от отдельного электродвигателя 6 через муфту 7. Мельница устанавливается на амортизаторы 8. Виброударный режим измельчения

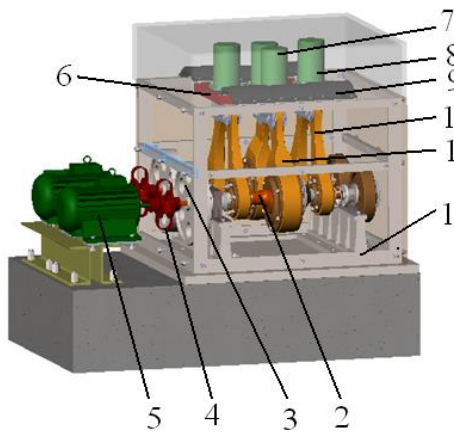


Рис. 2. Четырехкамерная вертикальная вибрационная мельница МВВ-0,15-4

туна (два крайних 10 и один средний 11), связанных с независимо установленными платформами 6, которые соединены с корпусом упругими элементами 9. На двух крайних платформах установлено по одной 8, а на средней – две секционированные помольные камеры 7. Крайние эксцентрики валов смещены относительно среднего на 180° , поэтому средние помольные камеры перемещаются в противофазе с крайними. Принцип работы мельницы такой же, как и мельницы МВВ-0,3-2. При равенстве масс подвижных частей, связанных с разнонаправленными эксцентриками валов, их силы инерции уравниваются и на корпус мельницы не передаются. Точно также компенсируются и ударные нагрузки от взаимодействия мелющих тел с помольными камерами, что обеспечивает высокую энергонапряженность при движении технологической нагрузки и эффективность помола. Однако эти нагрузки полностью воспринимаются шатунами и валами вибровозбудителя, т.е. эти элементы подвержены сложному, квазиударному нагружению.

Целью исследования является получение и анализ силовых зависимостей в элементах привода как функций от соотношения масс рабочий орган – загрузка применительно к вертикальной вибрационной мельнице.

Основные результаты исследования.

Поскольку мельница является уравновешенной, ось эксцентрикового вала остается неподвижной в пространстве. Поэтому динамическая расчетная схема может быть

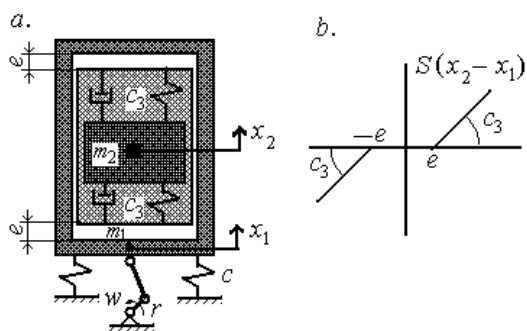


Рис. 3. Расчетная схема для определения параметров движения технологической нагрузки

обеспечивается подбором технологического зазора Δ между шарами и крышкой камеры.

Такие мельницы хорошо зарекомендовали себя при относительно грубом помоле массовых грузов в непрерывном режиме. Для тонкого измельчения ценных продуктов (синтетические алмазы, корунд и т.п.) при малой производительности более приемлема конструкция уравновешенной мельницы с одноуровневым расположением помольных камер и периодическим режимом измельчения.

Такая мельница (рис. 2) состоит из корпуса 1, на котором размещены два эксцентриковых вала 2, связанных между собой парой одинаковых зубчатых колес 3. Валы через лепестковые муфты 4 приводятся в движение электродвигателями 5. На каждом валу установлено по три шатуна

представлена как система с жестким эксцентриковым приводом (рис. 3).

Считается, что распределенные параметры приведены к дискретным [2] с приведенной массой m_2 и жесткостью c_3 , масса корпуса мельницы m_1 и жесткость опорных амортизаторов c . Колебания корпуса осуществляются жестким эксцентриковым приводом радиуса r и частотой вращения ω .

Уравнение, описывающее движение центра тяжести технологической нагрузки имеет вид

$$m_2 \ddot{x}_2 - S(x_1 - x_2) = 0 \quad (1)$$

Функция упругой восстанавливающей силы технологической нагрузки $S(x_1 - x_2)$ графически представлена на рис. 3, б. Аналитически она может быть записана как

$$S(x_1 - x_2) = \begin{cases} 0 & \text{при } -e < x_1 - x_2 < e; \\ c_3(x_1 - x_2) - c_3e & \text{при } e < x_1 - x_2 < \infty; \\ c_3(x_1 - x_2) + c_3e & \text{при } -\infty < x_1 - x_2 < -e. \end{cases} \quad (2)$$

Введем координату $x_{12} = x_1 - x_2$, тогда уравнение (1) переписется как

$$m_2 \ddot{x}_{12} - S x_{12} = -m_2 \ddot{x}_1. \quad (3)$$

Неупругие сопротивления будем учитывать согласно принципа Вольтерра в конечных выражениях чисто упругого решения с использованием понятия о комплексном модуле упругости, введенное Е.В. Сорокиным [3]. В этом случае коэффициент жесткости c_3 заменяется временным оператором

$$c_1 = c_3 (1 + i\psi_1),$$

где ψ_1 – коэффициент поглощения энергии, i – мнимая единица.

Учитывая, что $x_1 = r \sin \omega t$, уравнение (3) преобразуется к виду

$$m_2 \ddot{x}_2 + S x_{12} = m_2 r \omega^2 \sin \omega t. \quad (4)$$

Используя метод Крылова-Боголюбова [4] или Бубнова-Галеркина, принимая решение уравнения (4) в виде $x = a \sin(\omega t + \varphi) = a \sin \psi$, зависимость между амплитудой a и частотой ω колебаний получим из выражения

$$a [p_e^2(a) - \omega^2] = r \omega^2, \quad (5)$$

где $p_e^2(a) = p^2 [1 - k(z)]$ – частота собственных нелинейных колебаний технологической нагрузки;

$p = \sqrt{c_3/m_2}$ – частота собственных колебаний «невозмущенной» системы;

$k(z) = \frac{2}{\pi} \left[\sin^{-1}(z) + z \sqrt{1 - z^2} \right]$ – коэффициент нелинейности;

$z = e/a$ – отношение зазора между технологической нагрузкой и днищем помольной камеры к амплитуде относительных колебаний технологической нагрузки и помольной камеры.

Из выражения (5) получить значение амплитуды колебаний затруднительно, поэтому оно обычно выражается в явном виде относительно ω .

При учете неупругих сопротивлений следует учитывать, что квадрат частоты собственных колебаний является числом комплексным. Тогда частота ω определится как модуль комплексного числа.

Исследования показывают [5], что приближенные методы, основанные на осреднении параметров, как это было сделано для данного примера, дают по точности достаточно хорошие результаты при определении перемещений и скоростей движения. Что же касается ускорений, то здесь ошибка может быть значительной, соизмеримой с самим результатом. Поэтому при определении нагрузок на привод следует применить более точный метод, основанный на использовании обобщенных функций [6].

Используя данные расчета, полученные на основе метода осреднения параметров, определим нагрузки на вал привода от одной помольной камеры с учетом кусочно-линейной характеристики воздействия технологической нагрузки.

Уравнение для определения усилия на вал привода имеет вид

$$F = (c - m_1 \omega^2) r \sin(\psi - \varphi) + m_2 p^2 [(a \sin \psi - e) + \psi_1 a \cos \psi] H [(a \sin \psi)^2 - e^2] \quad (6)$$

где φ – фазный угол относительных перемещений помольной камеры и технологической нагрузки, определяется как аргумент комплексного числа, характеризующего амплитуду колебаний;

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

Анализ осциллограммы усилия в приводе (рис. 4) показывает, что характер нагружения носит существенно нелинейный (негармонический) характер с резкими пиками и провалами, что негативно сказывается на работоспособности вала и подшипников.

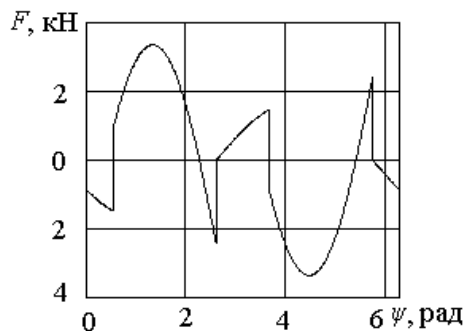


Рис. 4. Осциллограмма усилия в приводе

Однако этот недостаток компенсируется положительными технологическими преимуществами, связанными с виброударным воздействием на измельчаемый материал. Вместе с тем, при проектировании наиболее нагруженных деталей вала следует учитывать этот факт. Для этого надо стремиться конструктивными мерами уменьшить количество и степень влияния концентраторов напряжений – элементов, наиболее чувствительных к нелинейному, знакопеременному силовому воздействию. Анализ напряженно-

деформированного состояния показывает, что наибольшие напряжения проявляются именно в зоне перехода размеров вала привода, т.е. в зоне наибольшей концентрации напряжений. На практике, достаточная прочность вала привода была достигнута после того, как радиусы передов между нагруженными участками вала мельницы МВВ-2-0.3 были приняты 10 мм (вместо 1 мм по условиям посадки подшипников).

Выводы. Использование вертикальных колебаний помольной камеры в сочетании с использованием жесткого эксцентрикового вибровозбудителя обеспечивает эффективное измельчение прочных и абразивных материалов. Вместе с тем виброударный режим взаимодействия мелющих тел с помольной камерой приводит к сложному динамическому нагружению привода, что необходимо учитывать при проектировании его элементов. При этом метод расчета напряженно-деформированного состояния валов привода вертикальной вибрационной мельницы, работающей в режиме виброударного измельчения требует дальнейшего уточнения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Франчук В.П. Применение виброударного нагружения для получения технической керамики с заданными свойствами / В.П. Франчук, А.В. Анциферов, Е.Ю. Светкина // Вестник Харьковского технического университета "ХПИ". Тематический выпуск "Физико-химические проблемы керамического материаловедения". Сб. науч. трудов. – Харьков: 2001. – № 18. – С. 100-105.
2. Франчук В.П. Принципы приведения технологической нагрузки к системе с дискретными параметрами / В.П. Франчук, // Вібрації в техніці та технологіях. Всеукраїнський науково-технічний журнал № 4 (64) – 2011 – С. 5-11.

3. Сорокин Е.С. К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем /Е.С. Сорокин// - М.: Госстройиздат – 1960. – 75 с.

4. Боголюбов Н.Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний /Н.Н. Боголюбов, Ю.Н. Митропольский// – М.: Наука. – 1962. – 360 с.

5. Франчук В.П. Применение обобщенных функций при решении задач динамики нелинейных систем вибрационных технологических машин. / В.П. Франчук// Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины. Сборник научных статей по материалам XI Международной научно-технической конференции «Вибрация – 2014» в 2 частях, часть 2. Курск 2014. – С. 357-364.

6. Франчук В.П. Использование принципа Вольтерра и комплексного модуля упругости при учете неупругих сопротивлений в колебательных системах с существенной асимметричной нелинейностью /В.П. Франчук, А.В. Анциферов// Науковий вісник НГАУ. – 2000. – № 2. – С. 30-32.

Франчук Всеволод Петрович – д.т.н., професор, професор кафедри гірничих машин та інжинірингу, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет» (м. Дніпро)

Анциферов Олександр Володимирович – к.т.н., доцент, доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет» (м. Дніпро)

Дуганець Валерія Іванівна – студентка кафедри гірничих машин та інжинірингу, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет» (м. Дніпро)