

УДК 534.1

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО РЕЗОНАНСНОГО ПРИВОДА

Кошелев А.В.

ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет  
им. Р.Е. Алексеева», Нижний Новгород, e-mail: koshelevav88@mail.ru

Рассматривается проблема использования центробежного привода в вибрационных мельницах. Его использование сопровождается нерациональным энергопотреблением, так как он применяется в резонансном режиме работы. Энергопотребление всегда служило одним из главных показателей в технике, поэтому проводится исследование инновационного параметрического резонансного привода. Это позволяет провести сравнение и выявить уникальные преимущества. Исследуется параметрический резонансный привод с изотропной упругой системой. Она представляет собой цилиндрические стержни, что позволяет реализовать круговые поступательные колебания рабочего органа вибрационной мельницы, необходимые для выполнения процесса измельчения. Кроме этого, практически полностью снижается влияние паразитных колебаний, что ведет к дополнительному энергосбережению. Показано, что параметрический резонансный привод эффективнее центробежного. Это позволяет его использовать в качестве возбуждения и поддержания стабильных рабочих резонансных колебаний вибрационных мельниц.

**Ключевые слова:** эффективность, вибрационная мельница, осциллятор, параметрический резонанс, изотропная упругая система, привод

## EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE OVERALL PERFORMANCE OF THE PARAMETRICAL RESONANT DRIVE

Koshelev A.V.

Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev,  
Nizhny Novgorod, e-mail: koshelevav88@mail.ru

The problem of use of a centrifugal drive in vibrating mills is considered. Its use is accompanied irrational power consumption as it is applied in for the resonant an operating mode. Power consumption always served one of the main indicators to the technics, research of an innovative parametrical resonant drive therefore is carried out. It allows to spend comparison and to reveal unique advantages. The parametrical resonant drive with isotropic elastic system is investigated. It represents cylindrical cores that allows to realise circular forward fluctuations of working body of the vibrating mill, necessary for performance of process of crushing. Besides, practically influence of parasitic fluctuations that conducts to additional power savings completely decreases. It is shown, that the parametrical resonant drive is more effective than the centrifugal. It allows to use it as excitation and maintenance of stable working resonant fluctuations of vibrating mills.

**Keywords:** efficiency, vibrating mill, oscillator, parametrical resonance, isotropic elastic system, drive

Тонкое измельчение материалов является наиболее трудоемким и энергоемким процессом. Несмотря на разнообразие методов получения нанопорошков, механическое диспергирование является наиболее универсальным, а в ряде случаев и единственным способом производства тонкодисперсных материалов [1].

В настоящее время в подавляющем большинстве для производства тонкодисперсных материалов используются вибрационные мельницы с центробежным приводом, которые не удовлетворяют современным требованиям надежности, производительности, экономичности и эффективности. Они характеризуются нерациональным использованием энергии, так как работают в резонансном режиме вынужденных колебаний. Настройка таких машин на резонансный режим вынужденных колебаний не приводит к желаемому результату. Это объясняется крутизной амплитудно-частот-

ной характеристики и малой величиной резонансной зоны. Поэтому даже небольшие изменения технологической нагрузки выводят машину из резонансного режима [4, 7].

Целью данной работы является экспериментальное исследование эффективности работы параметрического привода в составе вибрационной мельницы, а также экспериментальное подтверждение эффективности вибрационного поддержания вращения.

### Материалы и методы исследования

Максимальная производительность и энергоэффективность вибрационных мельниц может быть достигнута путем создания резонансных колебательных систем [10]. Задача сводится к тому, чтобы как можно меньше потерять количество энергии при ее переходе от двигателя к рабочему органу. Ведь чем больше мощность, сообщаемая загрузке, тем выше интенсивность и эффективность помола. Так, наиболее интенсивное поглощение энергии помольной камерой [9] достигается в режимах динамической обкатки мелущей среды (роликов, конусов, шаров). При синергетическом подходе динамическая модель резонансной

вибрационной мельницы представляется системой равноправных взаимодействующих нелинейных осцилляторов (маятников) и мелющих тел вращения (цилиндров, шаров) [2]. Принципиальная схема такой мельницы представлена на рис. 1.

Для реализации резонансных колебаний используется параметрический вибровозбудитель. В от-

личие от инерционного (дебалансного) вибровозбудителя с вращательным движением инерционного элемента (ИЭ), параметрический вибровозбудитель – это резонансный инерционный вибровозбудитель с колебательным движением ИЭ. Основным узлом параметрического вибровозбудителя является роторно-маятниковая система [4].

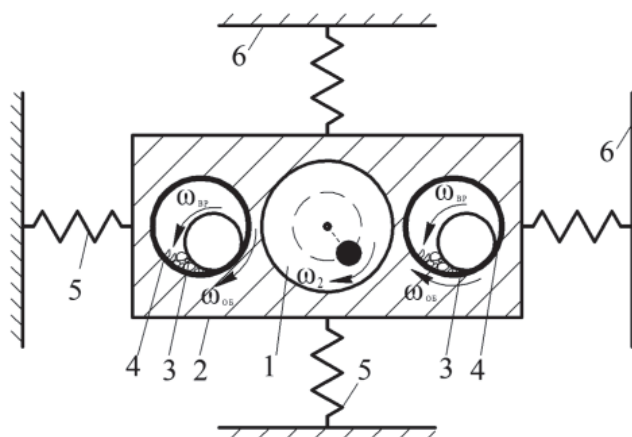


Рис. 1. Модель вибрационной мельницы с динамической обкаткой мелющих тел

Размольтные тела вращения, например ролики 3, устанавливаются внутри помольной камеры 4 с возможностью совершать вращения вокруг собственной оси  $\omega_{вр}$  и планетарное движение  $\omega_{об}$  (обкатку) вокруг центра помольной камеры. Корпус мельницы 2 опирается на неподвижное основание 6 посредством изотропной упругой системы 5. Энергия к колебательной системе вибрационной мельницы подводится за счет равномерного вращения инерционного элемента параметрического привода 1 с угловой скоростью  $\omega$ , что приводит к самовозбуждению многократного комбинационного параметрического резонанса  $\omega = \omega_1 + \omega_2$  [5]. Здесь  $\omega_1 = \nu\omega \approx \lambda_1$  – частота генерации маятников ИЭ, которая близка к их собственной частоте качаний. Колебания маятников приводят к образованию «невидимого дебаланса», вращающегося с частотой  $\omega_2 \approx \lambda_2$ , которая близка к собственной частоте колебаний корпуса

$$\lambda_2 = \sqrt{c/M}$$

где  $c$  – жесткость изотропной упругой системы,  $M$  – общая масса мельницы. Поскольку  $\omega_2 \approx \lambda_2$ , то центро-

бежная сила инерции «невидимого дебаланса» возбуждает резонансные колебания корпуса мельницы по круговой траектории, а колебания корпуса, в свою очередь, возбуждают обкатку размольтного тела 3 по внутренней поверхности помольной камеры 4 с угловой скоростью  $\omega_{об} = \omega_2 \approx \lambda_2$ . Ролики при обкатке оказывают на несущее тело действие, подобное действию центробежного вибровозбудителя, в результате чего создается дополнительная центробежная сила, поддерживающая резонансное состояние системы. Передаточное отношение угловой скорости обкатки к угловой скорости собственного вращения определяется выражением

$$i = r/(r - R),$$

где  $r$  – радиус тела вращения (ролика);  $R$  – радиус помольной камеры [8]. Разрушение материала происходит в кольцевом зазоре между помольной камерой и размольтными роликами 3.

Эксперимент проводился на созданном лабораторном демонстрационном образце мельницы, представленном на рис. 2, по схеме, изображенной на рис. 1.

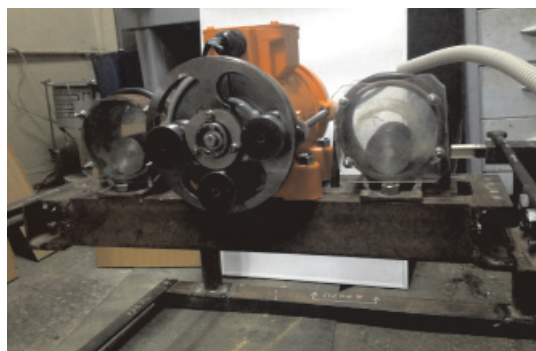


Рис. 2. Общий вид экспериментальной установки

Возбудителем колебаний данной мельницы являлся параметрический резонансный вибрационный привод, полученный из площадного центробежного (дебалансного) вибратора (мощностью 0,5 кВт) путем замены дебалансов на один параметрический вибровозбудитель с тремя осцилляторами [3].

Колебательная система лабораторной мельницы состоит из рабочего органа, представляющего собой платформу из швеллера № 6,5, жестко связанную с двумя помольными камерами, между которыми установлен параметрический резонансный привод. Рабочий орган мельницы крепился к упругой системе, выполненной в виде двух цилиндрических стержней (штанг стабилизатора поперечной устойчивости автомобиля ГАЗ 2410), которые, в свою очередь, жестко связаны с неподвижным основанием (рамой). Для снижения нагрузок на фундамент, вызванных колебаниями рабочего органа, рама мельницы устанавливалась на резиновые опоры [6, 10]. Отметим, что предложенная упругая система для возбуждения резонансных поступательных колебаний по круговой траектории снижает действия возможных паразитных колебаний, в отличие от пружинной [2] упругой системы. Установка двух инерционных элементов (ИЭ) на противоположных сторонах вала двигателя позволит практически полностью исключить влияние паразитных колебаний.

Экспериментальный образец мельницы имеет следующие параметры: масса рабочего органа (платформы):  $m_0 = 10$  кг; масса параметрического привода без тел качения, закрепленного на плите:  $m_1 = m_m + m_d = 10,2$  кг ( $m_m = 9$  кг – масса мотора,  $m_d = 1,2$  кг – масса диска ИЭ); масса помольной камеры, закрепленной к плите:  $m_{п.к.} = 2,5$  кг; масса роликов  $m_p = 1,1$  кг; масса тела качения  $m = 0,5$  кг;  $v = 0,25$ . Масса колеблющейся части составила

$$M = m_0 + m_1 + 2m_{п.к.} + 2m_p + 3m = 28,9 \text{ кг.}$$

Таким образом,  $\varepsilon = 0,05$  (коэффициент, пропорциональный отношению общей массы маятников к массе всей системы). Собственная частота колебаний мельницы подбиралась на основе известной формулы из сопротивления материалов. Статический прогиб упругих стержней, свободно лежащих на двух

опорах и нагруженных сосредоточенной силой  $G$ , приложенной к середине пролета

$$f_{ст} = \frac{G \cdot l^3}{48 \cdot 2E \cdot 2J}, \quad (1)$$

где  $G = 289$  Н;  $l = 115$  см – длина упругого стержня;  $E = 2 \cdot 10^7$  Н/см<sup>2</sup> – модуль упругости стали,  $J$  – момент инерции поперечного сечения штанги стабилизатора. Подставив все величины в формулу (1), получим  $f_{ст} = 0,3$  см. Тогда собственная частота колебаний рабочего органа  $\lambda_2 = \sqrt{g / f_{ст}} = 57,2 \text{ с}^{-1} = 9,1$  Гц. Это низкая частота подобрана специально для возбуждения низкочастотных колебаний. Принимая во внимание соотношение комбинационного параметрического резонанса  $\omega = \omega_1 + \omega_2$ , где  $\omega_1 = v\omega \approx \lambda_1$  – частота генерации маятников ИЭ, которая близка к их собственной частоте качаний,  $\omega_2 \approx \lambda_2$  – частота генерации рабочего органа, которая близка к собственной частоте, несложно найти приблизительную частоту возбуждения параметрических резонансных колебаний  $\omega^* \approx \lambda_2 / (1 - v) \approx 12,1$  Гц.

Помольные камеры вибрационной мельницы имеют внутренний диаметр 100 мм и длину 80 мм, в которые свободно вкладываются цилиндрические ролики диаметром 50 мм, длиной 70 мм и небольшие пробы стекла для измельчения. Торцы помольных камер закрывались крышками, выполненными из оргстекла, для достоверности эксперимента и его наглядности.

Демонстрационный образец мельницы работает следующим образом. Энергия к параметрическому приводу подводится при помощи преобразователя частоты *Lenze*, в результате чего начинается вращение ротора ИЭ с частотой  $\omega$ . При достижении частоты вращения  $\omega$  ротора ИЭ резонансной частоты вращения ( $\omega^* = 11,1$  Гц) самовозбуждались из состояния равновесия резонансные колебания осцилляторов качения (маятников) ИЭ и интенсивные резонансные круговые колебания рабочего органа. Вторые возбуждали обкатку размольных роликов с угловой скоростью  $\Omega = \omega_2$  по внутренней поверхности помольной камеры, которые, в свою очередь, измельчали материал. При достижении частоты вращения ротора ИЭ 12,5 Гц параметрические колебания срывались. Таким образом, параметрические колебания возбуждались в диапазоне от  $\omega^* = 11,1$  до  $\omega^* = 12,5$  Гц.

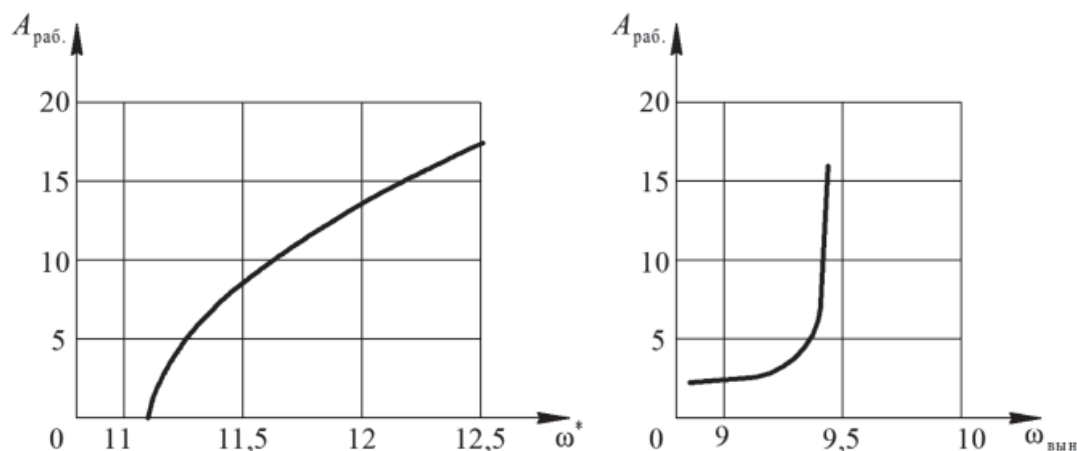


Рис. 3. АЧХ рабочего органа вибрационной мельницы с параметрическим (слева) и центробежным (справа) приводами

### Результаты исследования и их обсуждение

Эффективность работы мельницы с параметрическим резонансным приводом сравнивалась с центробежным приводом той же мощности, но массой дебалансов  $m_{\text{деб}} = 2,5$  кг, что в полтора раза больше.

Эксперимент показал, что при одинаковой мощности и меньшей массе маятников работа вибрационной мельницы с параметрическим резонансным приводом гораздо эффективнее и стабильнее, чем с центробежным. Это объясняется результатами АЧХ, полученными после обработки сигналов с помощью программного обеспечения «Power Graph» (рис. 3).

Резонансная зона при использовании параметрического привода шире резонансной зоны той же машины с центробежным приводом. При увеличении частоты вращения ротора ИЭ параметрического привода амплитуда плавно нарастала, причём частота колебаний рабочего органа оставалась на 25 % ниже частоты вращения ротора ИЭ и практически не изменялась. Колебания не реагировали на внешние воздействия (толчки, удары), что подтверждает устойчивый, эффективный и стабильный резонансный режим работы. Экспериментом также подтверждено, что обкатка роликов повышает эффективность и стабильность резонансного режима за счёт эффекта вибрационного поддержания вращения.

### Заключение

Работа вибрационной мельницы с резонансным параметрическим приводом характеризуется высокой стабильностью. Высокая интенсивность процесса измельчения материалов, получения больших амплитуд и возбуждения низких частот позволяет получить большие разрушающие воздействия на обрабатываемый материал. Вследствие этого сокращается его время нахождения в помольной камере, что способствует повышению чистоты готового продукта и повышению производительности мельницы. Отпадает необходимость выключения двигателя в вибрационных мельницах прерывного действия. Достаточно вывести колебательную систему мельницы из резонансной зоны, уменьшив или увеличив скорость ротора инерционного элемента параметрического привода.

### Список литературы

1. Андреев Е.Е., Тихонов О.Н. Дробление, измельчение и подготовка сырья к обогащению. – СПб.: С.-Петербург. горный ин-т, 2007. – 439 с.
2. Антипов В.И., Антипова Р.И., Руин А.А. Способ возбуждения резонансных механических колебаний и устройство для его осуществления. Патент № 2486017 РФ МКИ В 06 В 1/16 // Бюл. № 18, 2013.

3. Антипов В.И. Вибровозбудитель: Патент № 2072661 РФ МКИ В 06 В 1/16 // Бюл. № 3, 1997.

4. Антипов В.И., Денцов Н.Н., Кошелев А.В. Динамика параметрически возбуждаемой вибрационной машины с изотропной упругой системой // Фундаментальные исследования. – 2014. – № 8, часть 5. – С. 1037–1042.

5. Антипов В.И. Динамика вибромашины с комбинационным параметрическим возбуждением // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2001. – № 2. – С. 16–20.

6. Вибрация в технике: справочник. – М.: Машиностроение, 1981. – Т.6. Защита от вибрации и ударов / под ред. Фролова К.В. – 456 с.

7. Кошелев А.В. Принципы создания резонансных вибрационных мельниц для производства тонкодисперсных материалов и нанопорошков // Тез. докл. XIII Международной молодежной науч.-техн. конф. «Будущее технической науки». – Нижний Новгород, 2014. – С. 502.

8. Пановко Г.Я. Динамика вибрационных технологических процессов. – М. –Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», Институт компьютерных исследований, 2006. – 176 с.

9. Рудин А.Д. К расчёту вибрационных мельниц с динамической обкаткой мелющих тел // Обогащение руд. – 1985. – № 1. – С. 30–34.

10. Франчук В.П. Конструкция и динамический расчет вибрационных мельниц. Техника и технология обогащения руд. – М.: Недра, 1995. – С. 143–160.

### References

1. Andreev E.E., Tikhonov O.N. Crushing, crushing and preparation of raw materials for enrichment. SPb.: S.-Petersburg. Mountain in, 2007. 439 p.
2. Antipov V.I., Antipova R.I., Ruin A.A. Of excitation of resonant mechanical fluctuations and the device for its realisation. The patent no. 2486017 Russian Federations In 06 In 1/16 // no. 18, 2013.
3. Antipov V.I. The vibrator: the patent no. 2072661 Russian Federations In 06 In 1/16 // no. 3, 1997.
4. Antipov V.I., Dentsov N.N., Koshelev A.V. Dynamics parametrical the raised vibrating machine with isotropic elastic system // Basic researches. 2014. no. 8, a part 5. pp. 1037–1042.
5. Antipov V.I. Dynamics vibrating machine with combinational parametrical excitation//Problems of mechanical engineering and reliability of machines. 2001. no. 2. pp. 16–20.
6. Vibration in the technician: TH.: Mechanical engineering, 1981. T.6. Protection against vibration and blows / under the editorship of Frolova K.V. 456 p.
7. Koshelev A.V. Principle of creation of resonant vibrating mills for manufacture тонкодисперсных materials and nanopowder // The report XIII International youth nauch.-tehn. conf. «The engineering science Future». Nizhni Novgorod, 2014. pp. 502.
8. Panovko G.J. Dynamics of vibrating technological processes. M-Izhevsk: FACE DOWNWARDS «Regular and chaotic dynamics», Institute of computer researches, 2006. 176 p.
9. Rudin A.D. To calculation of vibrating mills with dynamic running grinding bodies // Enrichment of ores. 1985. no. 1. pp. 30–34.
10. Franchuk V.P. Structure and dynamic calculation of vibrating mills. Technics and technology of enrichment of ores. M.: Bowels, 1995. pp. 143–160.

### Рецензенты:

Панов А.Ю., д.т.н., заведующий кафедрой «Теоретическая и прикладная механика», ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева», г. Нижний Новгород;

Кабалдин Ю.Г., д.т.н., кафедра «Технология и оборудование машиностроения», ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева», г. Нижний Новгород.

Работа поступила в редакцию 21.10.2014.