

Т.А. Зиновьева

## АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ НАПРАВЛЕНИЙ ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ ВЛИЯНИЯ ДИНАМИКИ МЕЛЮЩЕЙ ЗАГРУЗКИ ВИБРАЦИОННЫХ МЕЛЬНИЦ НА ПРОЧНОСТЬ ИХ КОНСТРУКЦИЙ

Проведен анализ работ, посвященных исследованию прочностных характеристик основных узлов вибромельниц. Проведен анализ математических моделей учитывающих действие радиальных сил, действующих на стенки помольной камеры. Расчет конструкции проведен в системе MSC. NASTRAN.

Ключевые слова: мелющая загрузка, помольная камера, вибрационная мельница, силы, математические модели, система MSC. NASTRAN.

Одной из главных причин, тормозящих развитие промышленных крупногабаритных вибрационных мельниц, является ограничение по прочностным параметрам подшипниковых узлов, а также помольных камер и несущих рам мельниц.

Исследованию прочностных характеристик основных узлов вибромельниц, а также изучению влияния динамических параметров загрузки на помольные камеры посвящены труды А.А. Александровского, И.И. Блехмана, В.П. Богданова, Л.А. Вайсберга, Ю.В. Дмитрака, Г.А. Доброборского, В.В. Кармазина, Н.Г. Картавого, В.У. Климовича, Б.П. Красовского, А.Д. Лесина, П.Ф. Овчинникова, В.Н. Потураева, Р.Р. Раджамани, Л.М. Рольфа, Н.Е. Роуза, Р.М. Салливана, Н.М. Смирнова, Б.В. Уина, В.П. Франчука, Н.Г. Четаева и других исследователей.

В.П. Франчук исследовал влияние движения мелющей загрузки на напряжения, возникающие в днище помольной камеры вибромельницы [1]. Расчетная схема движения мелющей загрузки согласно теории В.П. Франчука представлена на рис. 1. Автор разработал математическую модель движения загрузки:

$$(m + K_a m_1) \ddot{x} + Cx = C_0 r \sin \omega t;$$

$$\begin{cases} m \ddot{x} + Cx + C_1(x - x_1) = C_0 r \sin \omega t; \\ m_1 \ddot{x}_1 + C_1(x_1 - x) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

В результате разработки математической модели автор получил выражения для амплитуды колебания загрузки с учетом ее диссипативных и инерционных свойств:

$$a_1 = \frac{p_0^2 r (1 - Km \omega^2 / C_1)}{Km \omega^4 / [C_1 - (KC / C_1 + K + 1) \omega^2 + p^2]} \quad (2)$$

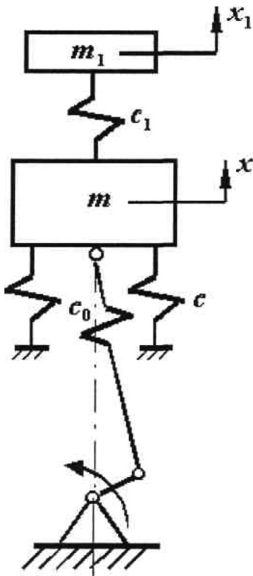
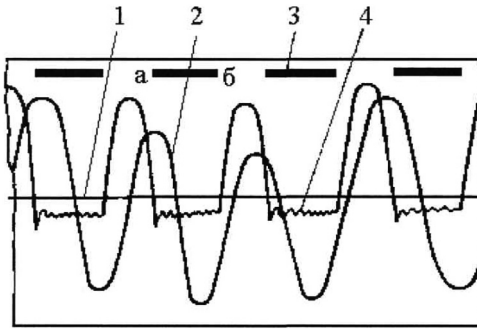
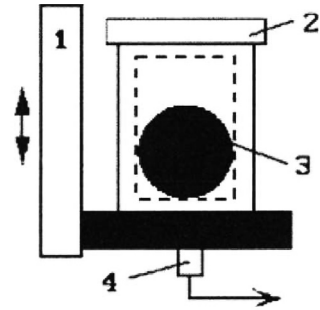


Рис. 1. Расчетная схема влияния движения мелющей загрузки на напряжения в днище помольной камеры по В.П. Франчуку



**Рис. 2. Осциллограммы исследуемых параметров:** 1 – помольная камера в статическом положении; 2 – напряжение, возникающее при амплитуде колебаний 8 мм; 3 – допустимая величина напряжений; 4 – напряжения, возникающие при амплитуде колебаний 4 мм



**Рис. 3. Исследование влияния движения мелушей загрузки на стенки помольной камеры (по Поллу Мак Кормику, Австралия):** 1 – вибровозбудитель; 2 – помольная камера; 3 – мелушное тело; 4 – акселерометр

Опытным путем были получены осциллограммы напряжений, возникающих в днище помольной камеры (рис. 2). На основании проведенных исследований автор делает вывод о том, что во всех вибрационных машинах, работающих в режиме, близком к резонансу, следует учитывать инерционные, упругие и неупругие характеристики технологической нагрузки независимо от величины последней.

Австралийская группа ученых под руководством П.М. Кормика исследовала влияние движения мелушей загрузки на стенки помольной камеры. Разработанные ими расчетная схема (рис. 3) и математическая модель в достаточно упрощенном виде позволяют судить о процессах, происходящих внутри помольной камеры [2]. Авторы определяют соответственно траекторию движения центра масс загрузки, ее начальный сдвиг фаз, траектории движения шаров и их скорости:

$$z_p(t) = A \sin(\omega t + \theta_0);$$

$$\theta_k = \arcsin\left(\frac{g}{A\omega^2}\right);$$

$$z_b(t) = z_k + v_k(t - t_k) - \frac{1}{2}g(t - t_k)^2;$$

$$v_k - u_k = e(u_k - v_k'). \quad (3)$$

Результатом исследований явилась осциллограмма частоты соударений шаров о стенку помольной камеры (рис. 4).

Б.П. Красовский разработал математическую модель движения загрузки с учетом силы трения, возникающей между стенкой помольной камеры и крайним рядом шаров [3] (рис. 5). Дифференциальное уравнение движения загрузки имеет вид:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} - f \frac{d\varphi}{dt} - F_1(\omega t) \cos \varphi + F_2(\omega t) \sin \varphi = 0, \quad (4)$$

где  $\varphi$  – угол поворота загрузки при ее качении по поверхности камеры;  $f$  – коэффициент трения качения;

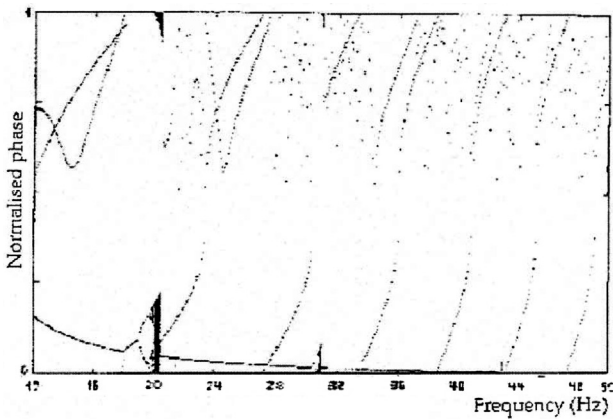


Рис. 4. К определению частоты соударений шаров о стенку помольной камеры (по Поллу Мак Кормику, Австралия)

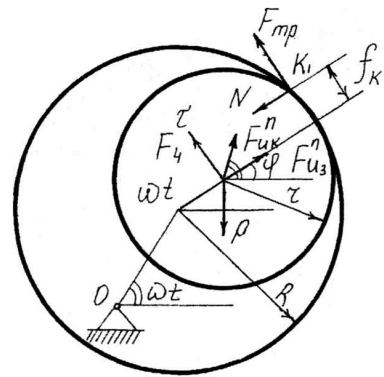


Рис. 5. Расчетная схема движения мелюшей загрузки по Б.П. Красовскому

$$F_1 = q - a\omega^2(\sin \omega t + f \cos \omega t);$$

$$F_2 = qf - a\omega^2(f \sin \omega t + \cos \omega t),$$

где  $a = A/r_1$ ,  $A$  – амплитуда колебаний камеры;  $r_1$  – радиус загрузки;  $\omega$  – угловая скорость колебаний центра масс системы.

Несмотря на учет фрикционных свойств мелюшей загрузки, Б.П. Красовский рассматривает ее как распределенную массу, обладающую упругими и диссипативными свойствами, что негативно сказывается на точности получаемых результатов.

С целью создания методики расчета трубчатых вибромельниц на уровне проекта экспериментально изучена работа машины марки Palla 20U производства концерна КНД (ФРГ) [4]. Вибромельница имеет 2 горизонтальные, расположенные одна под другой трубы диаметром 200 мм, соединенные по концам ярмами с лапами, которые опираются на резиновые амортизаторы станины. Между камерами проходит вал эксцентрикового вибровозбудителя, вращающийся с частотой 1000 или 1500 мин<sup>-1</sup>. Максимальный размах круговых колебаний камер  $R = 20$  мм, наибольшее линейное ускорение 167 м/с<sup>2</sup>. Камеры на 50–80% заполняют стальными шарами диаметром 10–30 мм.

В опытах с помощью пьезодатчиков, соединенных с осциллографом, анализатором импульсов АЦП и ПЭВМ, записывали характеристики вертикальных и горизонтальных колебаний труб. В результате статистической обработки данных замеров получены зависимости размаха круговых колебаний камер и ускорений шаров от коэффициента заполнения объема камер шарами. Эти величины максимальны при  $\varphi = 0,8$ .

Математическая модель вибромельницы базируется на обычном дифференциальном уравнении вынужденных колебаний помольной камеры с шарами, опирающейся на пружину и поршневой демпфер (упруго-пластичная связь). В уравнение введен член  $S$ , учитывающий неуравновешенные удары шаров о камеру. Уравнение имеет вид:

$$m_1 + m_n = 0,8m_2 \frac{d^2 y}{dt^{2n}} + d \frac{dy}{dt} + ky = m r \Omega^2 (1 + m_1 S / V) \sin(\omega t) \quad (5)$$

где  $m_1$ ;  $m_u$ ;  $m_2$  – соответственно массы пустой мельницы, эксцентрика вибровозбудителя и шаров;  $y$  – вертикальная координата перемещения;  $d_d$  – коэффициент демпфирования опоры;  $k$  – постоянная пружины;  $r$  – радиус центра эксцентрика;  $\Omega$  – угловая скорость вала вибровозбудителя;  $V$  – объем помольной камеры;  $t$  – время;

$$S = 0,6 + 0,8(\varphi - 0,4).$$

Решение уравнения (4) дает

$$R = (m_u r / m) \cdot (1 + m_1 S / V) \cdot \eta^2 / \left( (1 - \eta^2)^2 + 4D^2 \eta^2 \right)^{0,5} \quad (6)$$

где  $\eta = \Omega/\omega$  – отношение частот вынужденных и собственных колебаний;  $D = d_d / (2m\omega)$  – приведенный коэффициент демпфирования;  $m$  – полная масса мельницы.

Динамическая нагрузка на опоры определяется из выражения:

$$f_d = ky + d_d \cdot \frac{dy}{dt} \quad (7)$$

Максимум этой функции находят по углу поворота вала. Действующая на подшипники вала радиальная сила определяется из выражения:

$$f_1 = (1/n)m_u (r - R)\Omega^2 \quad (8)$$

где  $n$  – число подшипников.

Мощность двигателя можно вычислить из выражения

$$P = m_u R \Omega^2 \sin \psi \quad (9)$$

По приведенным формулам была рассчитана мельница с трубами диаметром 1000 мм, толщиной стенки с броней 35 мм и длиной 2500 мм. В зависимости от угла  $\varphi$  были определены  $f_d$ ,  $f_1$ , и  $P$ , причем найден оптимум этих величин.

Приведенные выше уравнения позволяют определить рабочие параметры мельницы, однако они не затрагивают движения внутримельничной загрузки и, следовательно, не объясняют сути явлений, происходящих внутри помольной камеры.

Исследованиями нагрузок, возникающих в подшипниковых узлах вибромельниц, занимался А.Д. Лесин. Он определил силу, действующую на стенку помольной камеры со стороны загрузки [5]:

$$F_{12x} = m_1 \omega^2 A_{2x} \frac{Q_x}{\sqrt{1 + Q_x^2}}, \quad (10)$$

где  $A_{2x}$  – амплитуда колебаний камеры;  $Q_x = \frac{R_x}{\omega}$  – коэффициент связи,  $R_x$  – коэффициент связи загрузки с камерой.

Нагрузка на подшипники определяется следующим выражением:

$$R_\Sigma = \sqrt{(R_\Sigma^p)^2 + (R_\Sigma^a)^2} \quad (11)$$

где  $R_\Sigma^a = G_1 r \rho(Q)$  – активная составляющая суммарной силы,

$$p = \frac{\omega^2 A_{2x}}{g} \text{ – коэффициент перегрузки;}$$

$R_\Sigma^p = G_1 p f^2(Q) + G_2 p$  – реактивная составляющая суммарной силы,  $G_1$  и  $G_2$  – соответственно силы тяжести мельницы и загрузки.

В результате проведенных исследований автор нашел величину жесткости пружин, при которой амплитуда колебаний помольной камеры максимальна.

Большой опыт в исследовании и создании промышленных вибромельниц накопили специалисты американской фирмы «Microgrinding corporation», исследования которых в последнее время сосредоточены в области снижения энергоемкости измельчения за счет рационального взаимного расположения отдельных частей мельницы. В частности, ими разработана виброкинетическая мельница со встречным креплением пружин, что позволяет использовать во время работы их потенциальную энергию, а также снизить вибрации, передаваемые на фундамент [6]. Математическая модель движения помольной камеры, базирующаяся на основных уравнениях динамики, учитывает влияние режимных и конструктивных параметров мельницы на энергоемкость измельчения, однако величина удельной энергии измельчения, входящая в модель, определена эмпирической формулой, что снижает точность получаемых результатов.

Общим недостатком рассмотренных выше работ является, с одной стороны, упрощенное представление мелушей загрузки в виде сосредоточенной массы, что не дает объективной картины воздействия ее на стенки помольной камеры, а с другой – отсутствие исследований напряженного состояния помольной камеры, что исключает возможность точного расчета ее ресурса.

Проектирование оптимальных конструкций является одной из важных составляющих в области авиастроения. За последние несколько десятилетий разработано множество алгоритмов оптимизации, обладающих различной скоростью сходимости и точностью. Проектирование машиностроительных конструкций требует использования наиболее эффективных (обладающих высокой скоростью сходимости) алгоритмов оптимизации, так как задача оптимизации машиностроительной конструкции включает в себя огромное число проектных переменных и ограничений, что накладывает высокие требования на производительность ЭВМ.

Широкое распространение в машиностроении получил программный комплекс MSC. NASTRAN [7]. Наряду с расчетом конструкций MSC. NASTRAN может использоваться и для оптимизации проектов. Оптимизацию можно проводить для задач статики, устойчивости, установившихся и неуставившихся динамических переходных процессов, собственных частот и форм колебаний, акустики и аэроупругости. И все это можно делать одновременно, путем вариации параметров формы, размеров и свойств проекта. Алгоритмы оптимизации обрабатывают неограниченное число проектных параметров и ограничений. Вес, напряжения, перемещения, собственные частоты и многие другие характеристики могут рассматриваться либо в качестве целевых функций проекта (в этом случае их можно минимизировать или максимизировать), либо в качестве ограничений. Алгоритмы анализа чувствительности позволяют исследовать влияние различных параметров на поведение целевой функции и управлять процессом поиска оптимального решения.

Применительно к исследованию прочностных характеристик мельниц тонкого измельчения комплекс MSC. NASTRAN может быть использован как средство оптимального проектирования конструкций помольных камер вибромельниц.

Анализ конструкций вибрационных мельниц выявил наметившуюся в последнее время тенденцию разработки измельчительного оборудования нового технического уровня с повышенной производительностью при заданной долго-

вечности конструкции мельницы. Существующие на сегодняшний день исследования в области прочности конструкции вибрационных мельниц отражают стремление многих авторов к описанию процесса измельчения с учетом влияния мелющих тел на прочность отдельных узлов мельниц. Однако большинство исследователей не учитывают вероятностный характер процесса нагружения помольной камеры. Практически отсутствуют исследования, в которых рассматривается ресурс помольной камеры и ее зависимость от прочностных характеристик мельницы. Вместе с тем ученые сходятся во мнении, что только увеличение прочностных характеристик отдельных узлов мельницы может обеспечить эксплуатацию этих машин при более высоких частотах колебаний помольной камеры. При этом снижение массы колеблющейся части мельницы может служить основным путем, ведущим к решению данной задачи. Кроме того, на настоящий момент не существует исследований, связывающих прочностные и рабочие параметры вибрационных мельниц. Все это не позволяет точно обосновать режимные и конструктивные параметры этих машин, при которых достигается максимальная производительность.

В связи с изложенным выше можно считать наиболее перспективными следующие направления исследований:

- разработка математической модели расчета прочностных характеристик вибрационных мельниц и установление зависимостей между их прочностными и рабочими параметрами на основе численных методов расчета на прочность отдельных узлов вибрационных мельниц и вероятностного подхода к описанию силового взаимодействия шаровой загрузки со стенкой помольной камеры;
- установление зависимости ресурса помольной камеры от ее конструктивных и прочностных параметров;
- математическое описание процесса распределения зон максимальных напряжений по всему объему помольной камеры, а также разработка рациональных конструктивных решений, позволяющих сократить площадь этих зон;
- установление зависимостей между производительностью вибрационной мельницы и ее рабочими параметрами;
- разработка методики определения основных параметров вибрационной мельницы по критерию ее производительности при обеспечении заданного ресурса помольной камеры.

---

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Франчук В.П., Анциферов А.В., Егурнов А.И. Исследование влияния технологической нагрузки на параметры движения вибрационных технологических машин. – Днепропетровск: НГА Украины, 1999.
2. McCormick P.G., Huang H., Dallimore M.P., Ding J. & Pan J. The dynamics of mechanical alloying, Proceeding of the 2nd International Conference on Structural Application of Mechanical Alloying, Vancouver, British Columbia, Canada, 20–22 September, 2003, pp. 45–50.
3. Красовский Б.П. Обоснование параметров наклонной вибрационной мельницы для производства известняковой муки из отходов карбонатных карьеров: Дисс. ... канд. техн. наук. – М.: МГУ, 1989. – 231 с.
4. Jeng J.-J., Gock E. Dimensionierung von Rohrschwungm Uhlen mit Hilfe eines maschinen – dynamischen simulations modells // Aufbe-reitungs – Technik. 1992. – 33. № 7. – Pp. 361–366, 368–373.
5. Лесин А.Д. Выбор рациональных конструктивных параметров вибрационных мельниц высокой производительности / Вибрационная техника. – М., 1966. – С. 3–29.

6. Bruce H. Winn. A new approach to Vibratory Grinding. The 1-st International Partical Technology Forum Posters for Comminution & Attritions 1, p. 48–51, 1994.

7. Дмитрак Ю.В., Зиновьева Т.А., Сычев Н.Н. Использование системы MSN. NASTRAN для оптимизации силовой конструкции вибрационной мельницы // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2007. – № 4. – С. 295–299. **ГИАБ**

## **КОРОТКО ОБ АВТОРЕ**

---

Зиновьева Татьяна Алексеевна – кандидат технических наук, доцент, заместитель директора, e-mail: tazinoveva@dialog.nirhtu.ru, Новомосковский институт (филиал) Российского химико-технологического университета им. Д.И. Менделеева.

---

UDC 622.73:622.742

## **ANALYSIS OF BASIC RESEARCH TRENDS CONCERNED WITH EFFECT OF THE GRINDING CHARGE DYNAMICS ON THE STRUCTURAL INTEGRITY OF VIBRATING MILLS**

Zinovieva T.A., Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, Deputy Director, e-mail: tazinoveva@dialog.nirhtu.ru, Novomoskovsk Institute (branch) of D. Mendeleev University of Chemical Technology of Russia, Novomoskovsk, Russia.

---

*The article deals with the analysis of the works which are dedicated to the investigations of firm characteristics of the basic details of vibratory mills. The analyses of mathematical models has been carried out taking into consideration the action of the radial forces which act to the walls of the grinding tube. The calculation of the unit was done according to MSC. NASTRAN system.*

*Key words: charge motion, grinding tube, vibratory mill, forces, mathematical models, MSC, NASTRAN system.*

## **REFERENCES**

1. Franchuk V.P., Antsiferov A.V., Egunov A.I. *Issledovanie vliyaniya tekhnologicheskoi nagruzki na parametry dvizheniya vibratsionnykh tekhnologicheskikh mashin* (Effect of the process load on the motion parameters of vibrating production machines), Dnepropetrovsk: NGA Ukraine, 1999.

2. McCormick P.G., Huang H., Dallimore M.P., Ding J. & Pan J. *The dynamics of mechanical alloying, Proceeding of the 2nd International Conference on Structural Application of Mechanical Alloying*, Vancouver, British Colombia, Canada, 20–22 September, 2003, pp. 45–50.

3. Krasovskii B.P. *Obosnovanie parametrov naklonnoi vibratsionnoi mel'nitsy dlya proizvodstva izvestnyakovoi muki iz otkhodov karbonatnykh kar'erov* (Validation of inclined vibrating mill parameters for production of limestone dust from opencast carbonate rock mine waste), Candidate's thesis, Moscow, MGGU, 1989, 231 p.

4. Jeng J.-J., Gock E. Dimensionierung von Rohrschwingm Uhlen mit Hilfe eines maschinen dynamischen simulations modells. *Aufbe-reitungs Technik*. 1992. 33, no 7, pp. 361–366, 368–373.

5. Lesin A.D. *Vibratsionnaya tekhnika* (Vibrating machinery), Moscow, 1966, pp. 3–29.

6. Bruce H. Winn. A new approach to Vibratory Grinding. *The 1-st International Partical Technology Forum Posters for Comminution & Attritions*. 1, pp. 48–51, 1994.

7. Dmitrak Yu.V., Zinov'eva T.A., Sychev N.N. *Gornyi informatsionno-analiticheskii byulleten'*. 2007, no 4, pp. 295–299.

