© Ю.В. Дмитрак, Т.А. Зиновьева, Н.Н. Сычёв, 2007

УДК 6221.926.55

Ю.В. Дмитрак, Т.А. Зиновьева, Н.Н. Сычёв

РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК В ПОМОЛЬНОЙ КАМЕРЕ ВИБРАЦИОННОЙ МЕЛЬНИЦЫ

Семинар № 20

Опыт эксплуатации вибромельниц показывает, что наиболее слабыми местами с точки зрения прочности и долговечности конструкции являются подшипниковые узлы, несущая рама и помольная камера. В настоящей работе мы остановились на рассмотрении вопроса о прочности помольной камеры, т. к. именно на неё первоначально передаётся действие ударных сил со стороны мелющей загрузки. Кроме того, в МГГУ накоплен большой опыт в исследовании динамики мелющей загрузки и созданы предпосылки для начала исследований по определению влияния динамических параметров загрузки на прочностные характеристики помольной камеры. В частности группой исследователей было разработано устройство по определению динамических характеристик мелю-щей загрузки. Впервые стало возможным получить картину распределения сил, действующих на стенку помольной камеры. Эти данные легли в основу настоящей работы.

Характер нагружения камеры является стохастическим, при котором различные части ударных шаров воздействуют в разные времена неравномерно на стенки цилиндрической оболочки. Тем не менее, из-за циклического изменения нагрузки, обусловленной вращением возбуждающего двигателя пространственную неравномерность нагружения можно считать периодической по времени. Для статического анализа конструкции мельницы можно рассмотреть квазистатические нагрузки, действующие в различные времена.

Геометрическая модель конструкции вибромельницы показана на рис. 1. Основными ее силовыми элементами являются помольная камера, несущая рама, приводной вал с подшипниковыми узлами и дебалансами и пружины, обеспечивающие колебательные движения мельницы при работе двигателя. Рассмотрим нагружение конструкции в начальный момент времени. Будем считать, что как радиальная, так и касательная составляющие нагрузки имеют максимальные значения в нижней части оболочки, а минимальная амплитуда нагружения соответствует верхней части оболочки. Пусть амплитуда радиальной составляющей в нижней части оболочки равняется F_{1e}, а в верхней части – F_{2e}.

На шар действуют:

$$F_e^n = m \cdot a_e^n = m \cdot \omega_e^2 \cdot R \text{ -} \qquad (1)$$

нормальная переносная составляющая силы инерции, где a_e^n - нормальное переносное ускорение, ω_e - угловая скорость вращения камеры;

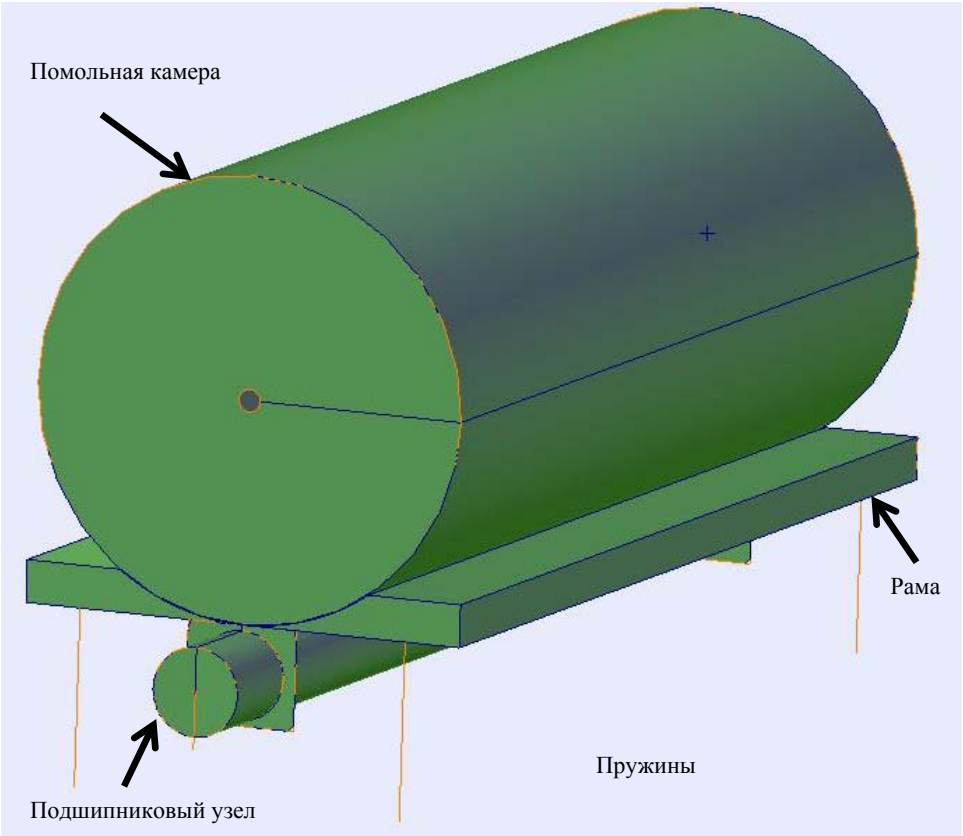


Рис. 1. Геометрическая модель конструкции вибрационной мельницы

$F_e^\tau = m \cdot a_e^\tau$ - (2)

тангенциальная переносная составляющая силы инерции, при установившемся движении $F_e^\tau = 0$; $F_r^n = m \cdot a_r^n = 0$ - (3)

нормальная относительная составляющая силы инерции, при установившемся движении $F_r^n = 0$.

На рис. 2 показана эпюра распределения нагрузок, действующих на стенки помольной камеры, для этого положения на примере переносной составляющей силы инерции. Нагрузки состоят из радиальной составляющей, которая пропорциональна массе ударных шаров, квадрату возбуждающей частоты колебаний и радиусу цилиндрической оболочки и силы Кориолиса, направленной по касательной к оболочке. Опыт исследования динамики мелющей загрузки показывает, что нормальная переносная составляющая силы инерции и сила Кориолиса являются величинами большего порядка по сравнению с остальными силами, действующими на мелющую загрузку. Поэтому именно эти силы в дальнейшем учитываются при проведении статических и динамических расчетов конструкции вибромельницы. Следует отметить, что максимальное отношение значений радиальных составляющих сил, действующих в верхней и нижней частях помольной камеры равно:

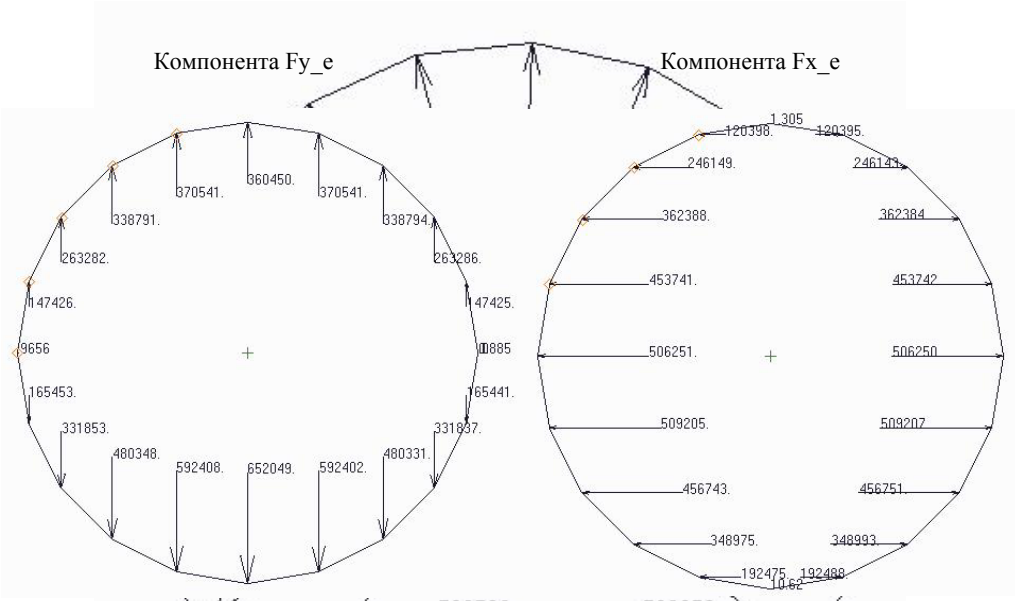


Рис. 3. Ба *мер*

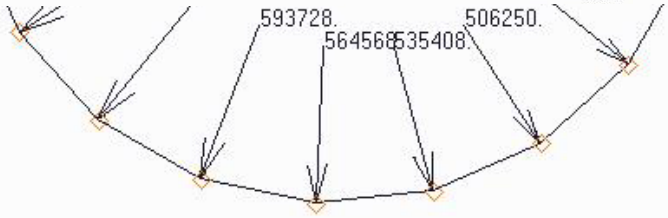


Рис. 2. Значения сил, действующих на стенки помольной камеры

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,8 \qquad (4)$$

На рис. 3 показаны компоненты радиальных сил по направлениям X и Y.

Характер нагружения контейнера является стохастическим, при котором различные части ударных шаров воздействуют в разные времена неравномерно на стенки цилиндрической оболочки. Тем не менее, из-за циклического изменения нагрузки, обусловленной вращением возбуждающего двигателя пространственную неравномерность нагружения можно считать периодической по времени. Для статического анализа конструкции мельницы рассматриваются квазистатические нагрузки.

При задании нагрузок в расчетной программе удобно пользоваться заданием компонент нагружения F_x и F_y. Компоненты нагружения могут быть легко получены из следующих соотношений:

$$\begin{aligned} F_y &= A(\varphi)\sin(\varphi) \\ F_x &= A(\varphi)\cos(\varphi) \end{aligned}, \qquad (5)$$

где $A(\varphi)$ - амплитуда силы, действующей на оболочку.

Исходя из того, что значение амплитуды силы в начальный момент времени в нижней точке ($\varphi = \frac{3\pi}{2}$) равно F_{1e}, а в верхней точке ($\varphi = \frac{\pi}{2}$) – F_{1e}, используя линейную интерполяцию

с помощью интерполяционного полинома Лагранжа можно записать выражения для нахождения амплитуд нагрузок на дуге $\varphi \in [\frac{\pi}{2}; \frac{3\pi}{2}]$:

$$A(\varphi) = \frac{1}{\pi}\left(F_{1e}(\varphi - \frac{\pi}{2}) - F_{2e}(\varphi - \frac{3\pi}{2}) \right) . \quad (6)$$

Тогда компоненты нагрузки в рассматриваемой части оболочки могут быть записаны следующим образом:

$$F_y(\varphi) = \frac{1}{\pi}\left(F_{1e}(\varphi - \frac{\pi}{2}) - F_{2e}(\varphi - \frac{3\pi}{2}) \right)\sin(\varphi) \quad (7)$$

$$F_x(\varphi) = \frac{1}{\pi}\left(F_{1e}(\varphi - \frac{\pi}{2}) - F_{2e}(\varphi - \frac{3\pi}{2}) \right)\cos(\varphi) \quad (8)$$

Аналогично можно записать выражения для вычисления амплитуды и компонент радиальной нагрузки на дуге $\varphi \in [-\frac{\pi}{2}; \frac{\pi}{2}]$:

$$A(\varphi) = \frac{1}{\pi}\left(-F_{1e}(\varphi - \frac{\pi}{2}) + F_{2e}(\varphi + \frac{\pi}{2}) \right) \quad (9)$$

$$F_y(\varphi) = \frac{1}{\pi}\left(-F_{1e}(\varphi - \frac{\pi}{2}) + F_{2e}(\varphi + \frac{\pi}{2}) \right)\sin(\varphi) \quad (10)$$

$$F_x(\varphi) = \frac{1}{\pi}\left(-F_{1e}(\varphi - \frac{\pi}{2}) + F_{2e}(\varphi + \frac{\pi}{2}) \right)\cos(\varphi) \quad (11)$$

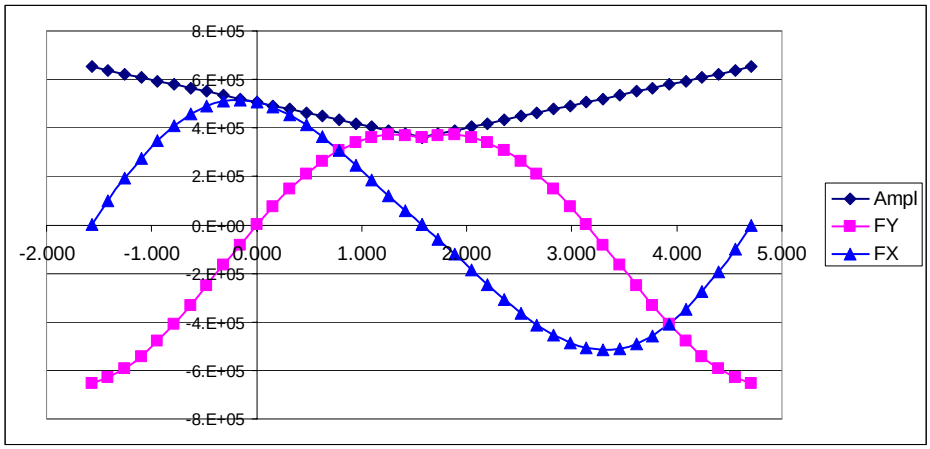
Поскольку в системе расчета отсчет углов может начинаться со значения угла $\varphi = -\pi$, то удобным будет воспользоваться вышеприведенными формулами вычисления амплитуды и компонент нагрузки на отрезе $\varphi \in [-\pi, -\frac{\pi}{2}]$:

$$A(\varphi) = \frac{2}{\pi}\left(F_{1e}(\varphi + \pi) - \frac{F_{1e} + F_{2e}}{2}(\varphi + \frac{\pi}{2}) \right) \quad (12)$$

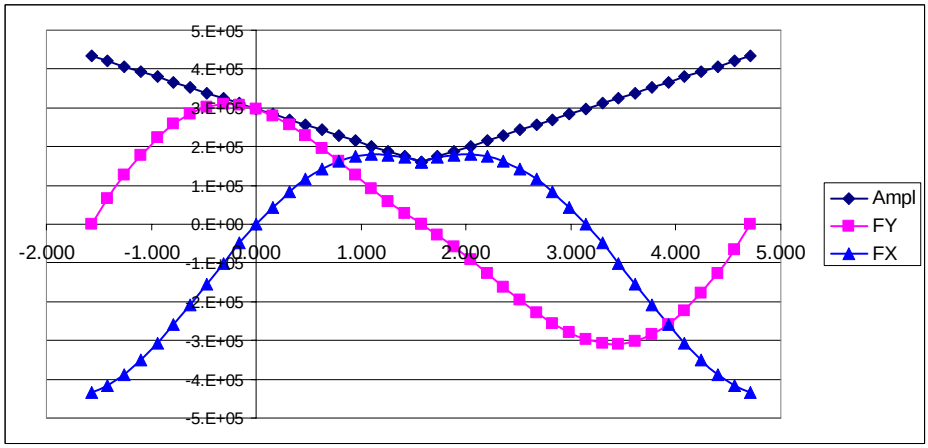
$$F_y(\varphi) = \frac{2}{\pi}\left(F_{1e}(\varphi + \pi) - \frac{F_{1e} + F_{2e}}{2}(\varphi + \frac{\pi}{2}) \right)\sin(\varphi) \quad (13)$$

$$F_x(\varphi) = \frac{2}{\pi}\left(F_{1e}(\varphi + \pi) - \frac{F_{1e} + F_{2e}}{2}(\varphi + \frac{\pi}{2}) \right)\cos(\varphi) \quad (14)$$

а)



б)



в)

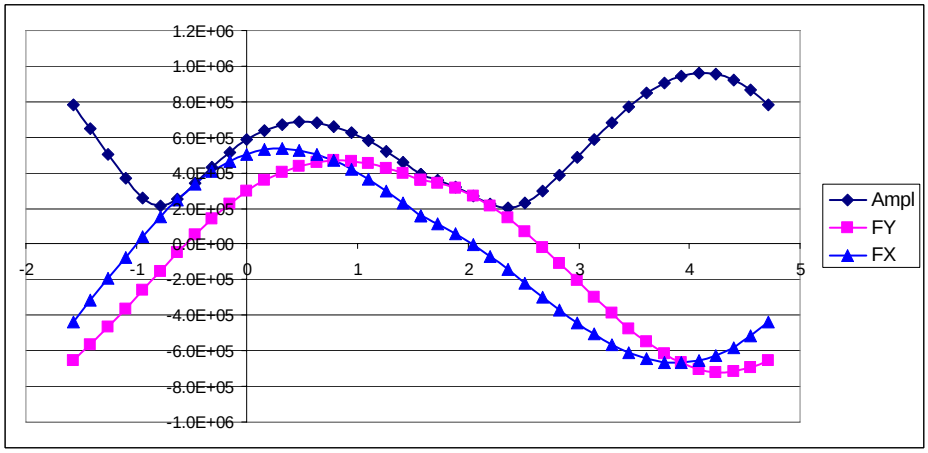


Рис. 4. Зависимости составляющих радиальной нагрузки от угла φ: а) - амплитуда и компоненты радиальной составляющей нагрузки; б) - амплитуда и компоненты сил Кориолиса; в) - суммарные амплитуда и компоненты сил

Для статического анализа при действии нагрузки со смещенными на определенный угол экстремальными значениями нагрузок достаточно только пересчитать компоненты нагружения в соответствующей цилиндрической системе координат, повернутой на этот угол вокруг оси Z.

На рис. 4 показаны зависимости составляющих радиальной нагрузки от угла φ. Амплитуды радиальной составляющей нагрузки в нижней и верхней частях цилиндрической поверхности соответственно равнялись $F_{1e} = 652050$ Н и $F_{2e} = 360450$ Н. Амплитуды сил Кориолиса в нижней и верхней частях цилиндрической поверхности соответственно равнялись $F_{1k} = 434700$ Н и $F_{2k} = 160200$ Н.

В результате полученной расчётной схемы распределения нагрузок в помольной камере вибрационной мельницы стало возможным с помощью метода конечных элементов произвести прочностной расчёт отдельных узлов вибрационной мельницы. ГИАБ

Коротко об авторах

Дмитрак Ю.В., Зиновьева Т.А. – Московский государственный горный университет.
Сычёв Н.Н. – ООО «Даки».

ТЕКУЩАЯ ИНФОРМАЦИЯ О ЗАЩИТАХ ДИССЕРТАЦИЙ ПО ГОРНОМУ ДЕЛУ И СМЕЖНЫМ ВОПРОСАМ

Автор	*Название работы*	*Специальность*	*Ученая степень*
ТЮМЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ			
БЕКМАН Александр Дмитриевич	Некоторые подходы к построению 3D геологических моделей с использованием разнородной априорной информации	05.13.18	к.ф.-мат.н.
ЮЖНО-РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ			
ИСАКОВ Владимир Семенович	Принципы построения и синтез функциональных механизмов строительных, подъемно-транспортных и горных машин с напряженными замкнутыми кинематическими контурами	05.05.04 05.05.06	д.т.н.