

М.:Машиностроение, 1963. -319с. 4. Расчеты экономической эффективности новой техники. Справочник. Под ред. докт. техн. наук, проф. К.М. Великанова. - Л.:Машиностроение, 1975.- 430с. 5.Тиллес С.А. Экономика технологических процессов. Изд. 2-ое, М., Машиностроение, 1964, -229стр. 6.. Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания на токарно-автоматные работы. – М.:Машгиз, 1962, -272 с. 7. Волович В.А. и др. Нормирование расхода режущего инструмента в машиностроении. Справочник. –Мн.:Беларусь, 1989, -176с.

Сдано в редакцию 02.02.07

РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СФЕРИЧЕСКИХ РОТОРОВ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ

Кулешова А.В.(Ассоциация «Наматехсис» ОИМ НАНБ, Минск, Беларусь)

Dynamic rotor model in the form of hemisphere on the air cushion is presented in this article. Analysis of vertical and horizontal rotor oscillations depending on structural parameters of centrifugal machine is realized. Equation of constraint between horizontal rotor oscillations and vertical drive oscillations is proposed.

Для современного машиностроения характерна тенденция к выпуску высокопроизводительного оборудования, работающего на высоких скоростях вращения роторов. Типичным примером такого технологического оборудования являются центробежно-ударные дробилки, широко применяемые для измельчения твердых материалов в различных областях промышленности, в том числе горнодобывающей. Производительность и надежность таких установок во многом определяется динамической нагруженностью их основных элементов, в частности сферических роторов на воздушной подушке с вертикальным расположением оси вращения. Повышение надежности таких установок может быть достигнуто путем уменьшения их виброактивности, вызванной дисбалансом вращающихся элементов. Основная задача исследования состоит в создании динамической модели для корректного описания динамических процессов, выбора по ней наиболее рациональных конструктивных и рабочих параметров и определении зависимостей для наладки динамических характеристик.

Роторы центробежной установки с внешним наддувом по сравнению с аэродинамическими подшипниками обладают рядом особенностей: несущая способность его не зависит от вязкости газа и частоты вращения, что позволяет их использовать вплоть до нулевой скорости, удельная нагрузка на ротор ограничена только величиной давления в воздушной подушке.

Для решения задачи колебаний ротора центробежной установки изобразим ее расчетную схему (рис. 1). Сферический ротор 1 установлен в корпусе(статоре) 2 и приводится во вращение через шток (карданный вал) 4 электродвигателем 3. Воздух от установки высокого давления подается между ротором и статором. Начало координат выбрано в точке B , ось X – горизонтальное направление, ось Z – вертикальное. Здесь R – радиус определяющей сферы, A – точка зацепления ротора со штоком, B – точка зацепления штока с валом электродвигателя. Шток 4 имеет ограничения по перемещению вдоль оси Z и считается абсолютно жестким стержнем длиной l , шарнирно связанным в точке B с двигателем массой m_1 . Центр тяжести ротора массой m находится в точке O на расстоянии d от точки A . Ввиду большой жесткости стенки ротора ее прогиб и изгибные колебания в расчетах не учитываются [1].

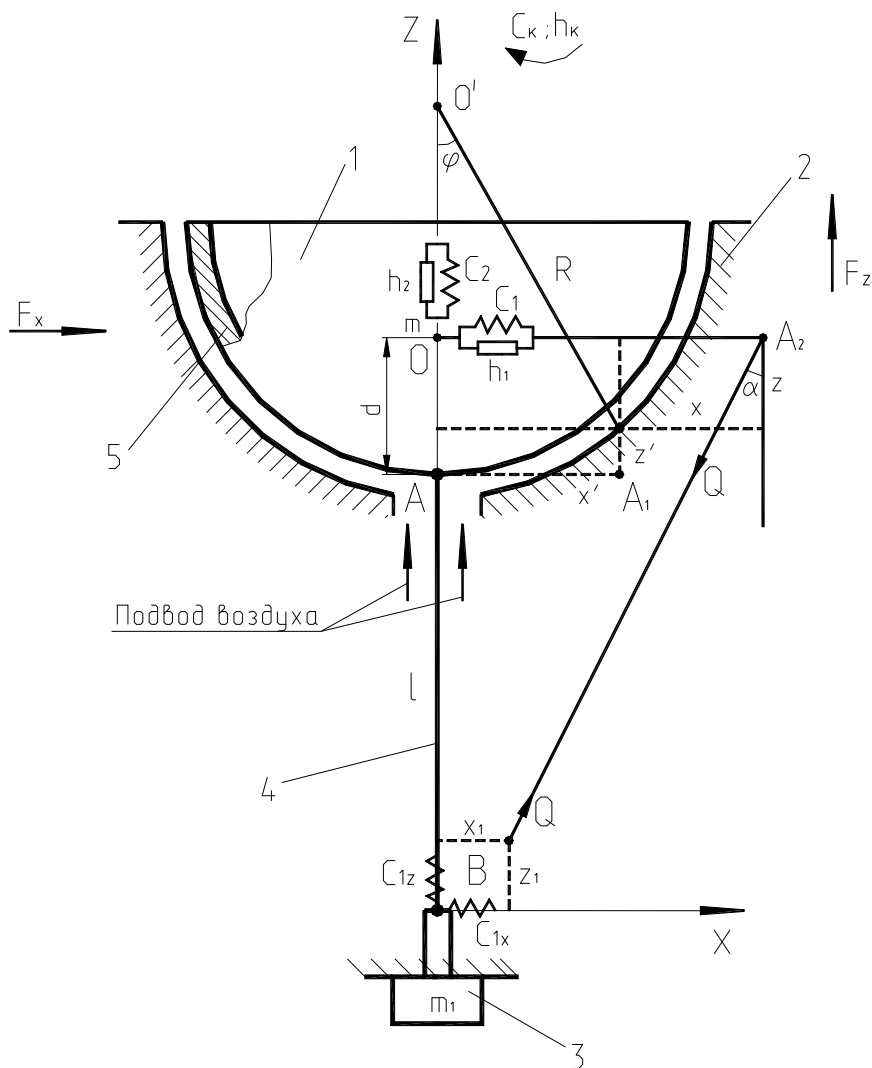


Рис. 1 Расчетная схема ротора на воздушной подушке.

На ротор действуют силы

$F_x = a_x \sin \omega t$ - в горизонтальном направлении и

$F_z = a_z \sin \omega t$ - в вертикальном, вызванные динамической неуравновешенностью ротора.

Здесь ω - частота вращения ротора (считаем, что силы F_x и F_z приложены в центре масс ротора, точке O). Движению массы m препятствуют силы сопротивления, вызванные жесткостями C_1 , C_2 и демпфированиями h_1 , h_2 воздушной подушки ротора. Через x , z обозначим перемещения центра тяжести ротора, точки O . Ротор может также поворачиваться относительно геометрического центра O' на некоторый угол φ .

При повороте ротора относительно точки O' точка A переместится в точку A_1 с относительными координатами x', z' . С учетом колебаний центра тяжести O ротора, точка A переместится в точку A_2 с координатами $A_2(x + x', l + z' + z)$.

При этом верхняя часть штока находится в точке A_2 , нижняя – в точке B_1 с координатами $B_1(x_1, z_1)$.

Рассмотрим отдельно движения верхней части системы U – ротора и нижней V – корпуса двигателя. При движении системы U на систему V действует сила от влияния штока Q . Аналогично, при движении системы V на систему U действует такая же сила в противоположном направлении.

Рассмотрим колебания системы U . Повороту ротора на угол φ препятствует жесткость C_k и демпфирование h_k крутильных колебаний вокруг геометрического центра ротора O' . Считаем, что силы сопротивления, вызванные жесткостью C_k и демпфированием h_k приложены в центре масс ротора, т. е. точке O [1,2].

С учетом сил F_x , F_z , Q получим уравнение для угла поворота φ :

$$J\ddot{\varphi} = -C_k \varphi(R-d) + F_x(R-d) - h_k(R-d)\dot{\varphi} - Q \sin \alpha(R-z' - z), \quad (1)$$

где J – момент инерции ротора относительно точки O' .

Из геометрических соотношений находим:

$$\begin{cases} x' = R \sin \varphi, \\ z' = R - R \cos \varphi \end{cases} \quad (2)$$

Тогда точка A_2 будет иметь координаты:

$$A_2(x + R \sin \varphi, l + z + R(1 - \cos \varphi))$$

Запишем уравнения колебаний центра масс ротора, точки O :

$$\begin{cases} m\ddot{x} = F_x - C_1 x - h_1 \dot{x} - Q \sin \alpha, \\ m\ddot{z} = F_z - C_2 z - h_2 \dot{z} - Q \cos \alpha \end{cases} \quad (3)$$

Рассмотрим теперь колебание нижней части системы, которую мы обозначили буквой V .

Уравнения колебаний имеют вид:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + C_{1x} x_1 = Q \sin \alpha, \\ m_1 \ddot{z}_1 + C_{1z} z_1 = Q \cos \alpha \end{cases} \quad (5)$$

$$(6)$$

Заметим, что перемещения x_1, z_1 точки B обратно пропорциональны жесткостям C_{1x} и C_{1z} , т. е.:

$$z_1 = \frac{C_{1z}}{C_{1x}} x_1 \quad (7)$$

Запишем условие постоянства длины штока l :

$$|A_2 B_1| = l \Rightarrow (x + x' - x_1)^2 + (l + z' + z - z_1)^2 = l^2 \quad (8)$$

При дальнейших выкладках пренебрегаем малыми величинами порядка $O(x)$. Тогда из (8) получим:

$$2l(z' + z - z_1) = 0, z' = z_1 - z$$

Учитывая (2) найдем

$$R(1 - \cos \varphi) = z_1 - z \quad (9)$$

Из уравнений (1), (3), (4), (5), (6) исключим силу Q и переменные x_1 и z . Получим систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} J\ddot{\varphi} - m_1 \frac{C_{1x}}{C_{1z}} \ddot{z}_1 (R - z_1) = -((C_k \varphi + h_k \dot{\varphi} - F_x)(R - d) + \frac{C_{1x}^2}{C_{1z}})(R - z_1) z_1 (= A), \\ m_1 \frac{C_{1x}}{C_{1z}} \ddot{z}_1 m \ddot{x} = F_x - C_1 x - h_1 \dot{x} - \frac{C_{1x}^2}{C_{1z}} z_1 (= B), \\ mR \sin \varphi \ddot{\varphi} + (m + m_1) \ddot{z}_1 = mR \cos \varphi \dot{\varphi}^2 + F_z - C_2 z_1 + C_2 R - \\ - C_2 R \cos \varphi - h_2 \dot{z}_1 + h_2 R \sin \varphi \dot{\varphi} - C_{1z} z_1 (= C) \end{array} \right. \quad (10)$$

Введем обозначения:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{11} = J; a_{12} = -m_1 \frac{C_{1x}}{C_{1z}} (R - z_1); \\ a_{12} = m_1 \frac{C_{1x}}{C_{1z}}; a_{23} = m; \\ a_{31} = -mR \sin \varphi; a_{32} = m + m_1; \\ A = -(C_k \varphi + h_k \dot{\varphi} - F_x)(R - d) + \frac{C_{1x}^2}{C_{1z}} (R - z_1) z_1; \\ B = F_x - C_1 x - h_1 \dot{x} - \frac{C_{1x}^2}{C_{1z}} z_1; \\ C = mR \cos \varphi \dot{\varphi}^2 + F_z - C_2 z_1 + C_2 R - C_2 R \cos \varphi - h_2 \dot{z}_1 + h_2 R \sin \varphi \dot{\varphi} - C_{1z} z_1 \end{array} \right. \quad (11)$$

Тогда система уравнений (10) с учетом (11) запишется в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{11} \ddot{\varphi} + a_{12} \ddot{z}_1 = A; \\ a_{22} \ddot{z}_1 + a_{23} \ddot{x} = B; \\ a_{31} \ddot{\varphi} + a_{32} \ddot{z}_1 = C \end{array} \right. \quad (12)$$

Разрешим систему (12) относительно производных.

Тогда

$$\begin{cases} \ddot{\phi} = \frac{\Delta_1}{\Delta} = \frac{Ca_{32} - Aa_{32}}{a_{12}a_{31} - a_{11}a_{32}}; \\ \ddot{z}_1 = \frac{\Delta_2}{\Delta} = \frac{Aa_{31} - Ca_{11}}{a_{12}a_{31} - a_{11}a_{32}} \\ \ddot{x} = \frac{\Delta_3}{\Delta} = \frac{a_{11}(Ca_{22} - Ba_{32}) + a_{31}(Ba_{12} - Aa_{22})}{a_{23}(a_{12}a_{31} - a_{11}a_{32})} \end{cases} \quad (13)$$

Где: Δ -определитель системы, $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ -дополнительные определители.

Обозначим

$$y_1 = \dot{\phi}, \quad y_2 = \dot{z}_1, \quad y_3 = \dot{x}, \quad y_4 = \phi, \quad y_5 = z_1, \quad y_6 = x \quad (14)$$

Тогда получим, учитывая обозначения (11),(14) систему уравнений первого порядка:

$$\begin{cases} \dot{y}_1 = \left[-Cm_1 \frac{C_{1x}}{C_{1z}}(R - y_5) - A(m + m_1) \right] / G; \\ \dot{y}_2 = (-AmR \sin y_4 - CJ) / G; \\ \dot{y}_3 = \left\{ J \left[Cm_1 \frac{C_{1x}}{C_{1z}} - B(m + m_1) \right] - mR \sin y_4 (-Bm_1 \frac{C_{1x}}{C_{1z}}(R - y_5) - Am_1 \frac{C_{1x}}{C_{1z}}) \right\} / mG; \\ \dot{y}_4 = y_1; \\ \dot{y}_5 = y_2; \\ \dot{y}_6 = y_3 \end{cases} \quad (15)$$

В системе (15) выражения A, B, C, G равны:

$$\begin{cases} A = -(C_k y_4 + h_k y_1 - a_x \sin \omega t)(R - d) + \frac{C_{1x}}{C_{1z}}(R - y_5)y_5; \\ B = a_x \sin \omega t - C_1 y_6 - h_1 y_3 - \frac{C_{1x}^2}{C_{1z}} y_5; \\ C = mR \cos y_4 y_1^2 + a_z \sin \omega t - C_2 y_5 + C_2 R(1 - \cos y_4) - \\ h_2 y_2 + h_2 R \sin y_4 y_1 - C_1 y_5; \\ G = -J(m + m_1) - mm_1 R \sin y_4 \frac{C_{1x}}{C_{1z}}(R - z_1) \end{cases}$$

Полученная система (15) дифференциальных уравнений первого порядка является нелинейной. Начальные условия для всех переменных – нулевые [1]. Уравнения интегрируются с помощью ПЭВМ (программа QTFE).

Колебания точки А ротора описываются уравнениями:

$$\begin{cases} x_0 = x + R \sin \varphi; \\ z_0 = z_1 \end{cases}$$

Ввиду малости угла φ $z_1 = z$, поэтому

$$z_0 = z_1 = z,$$

Для решения системы дифференциальных уравнений (15) была разработана программа СНАСН. На примере параметров центробежно-ударной дробилки ДЦ-1 производства НПО «Центр» произведен расчет вертикальных и горизонтальных колебаний ротора дробилки, в частности вычислены значения параметров x_1, z, φ, x в точках А и В (см.рис.1) при различных значениях t .

По данным расчета построен график, представленный на (рис.2):

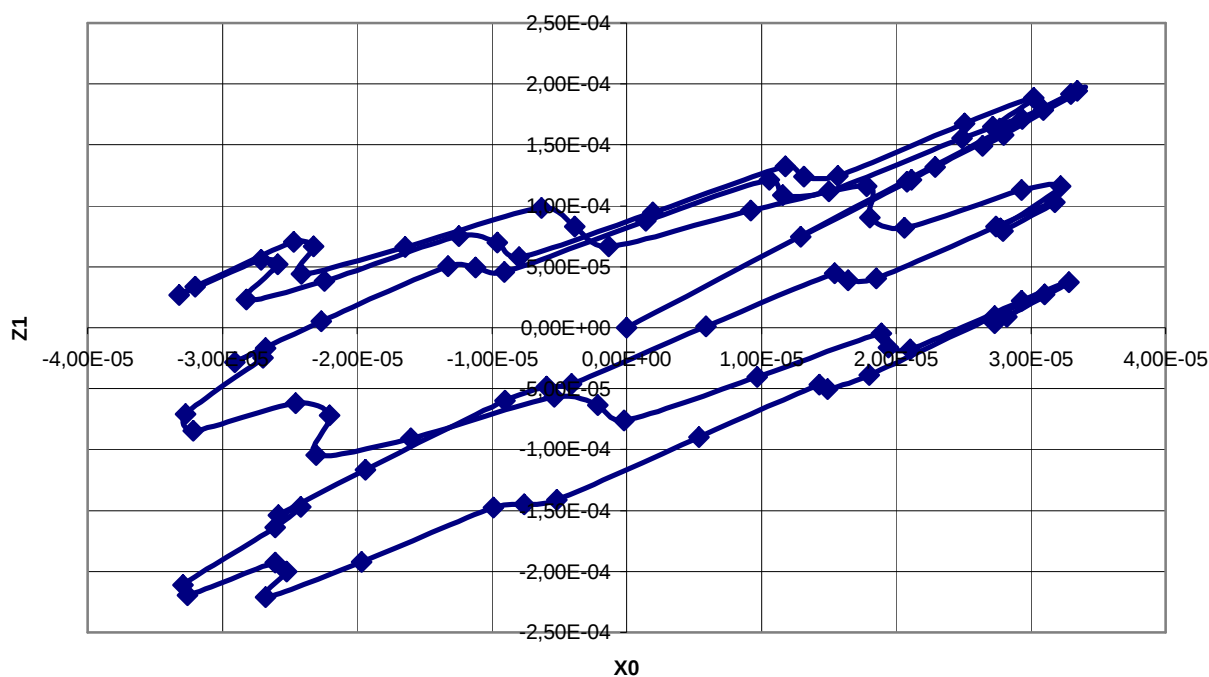


Рис.2 Зависимость горизонтальных колебаний ротора (точка А) от вертикальных колебаний точки зацепления штока с приводным электродвигателем (точка В)

На основании полученных данных (рис. 2) методом наименьших квадратов была аппроксимирована, зависимость x_0 от z_1 линейной функцией $x_0 = a + bz_1$. Согласно этому методу:

$$a = (\sum x_{0i} \sum z_{1i}^2 - \sum z_{1i} \sum x_{0i} z_{1i}) / \Delta, \quad (16)$$

$$b = (N \sum x_{0i} \sum z_{1i} - \sum x_{0i} \sum z_{1i}) / \Delta, \quad (17)$$

где

$$\Delta = N \sum z_{1i}^2 - (\sum z_{1i})^2 \quad (18)$$

После расчетов по формулам (16), (17), (18) были получены значения $a=1,513E-04$, $b=3,041$ т.е. усредненная зависимость между X_0 и Z_1 имеет вид:

$$x_0 = 0,0001513 + 3,041z_1 \quad (19)$$

Зависимость (19) имеет важное значение при наладке динамических характеристик центробежной установки. Она использовалась для решения задачи динамической балансировки ее ротора на месте без разборки. Так как в точке А измерить горизонтальные колебания практически невозможно, то измерялись вертикальные колебания в точке В и используя формулу пересчета (19) определялись горизонтальные колебания ротора в точке А. Далее динамическая балансировка ротора центробежной установки выполнялась методом пробных пусков по известным алгоритмам [3]. Применение данного метода наладки динамических характеристик центробежной установки позволило уменьшить уровень вибраций, вызванных дисбалансом ротора до 0,05мм/с, что в 1,5 раза меньше, чем при отдельной балансировке ее элементов на балансировочных станках.

Список литературы: 1. Кельзон А.С., Циманской Ю.П., Яковлев В.И. Динамика роторов в упругих опорах. – М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1981,-280с. 2. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов. Справочник.2-е издание, перераб. и доп. - М: Машиностроение, 1980-151с. 3. Вибрации в технике. Справочник т.6 Защита от вибрации и ударов / под. ред. К.В. Фролова - М.: Машиностроение, 1981-456с.

Сдано в редакцию 21.01.07

РАЗМЕРНЫЙ ФАКТОР МОДИФИЦИРУЮЩЕГО ДЕЙСТВИЯ НАНОПОЛНИТЕЛЕЙ В ПОЛИМЕРНЫХ МАТРИЦАХ

Ліопо В.А., Струк В.А., Авдейчик С.В., Клецко В.В. (УО «Гродненский
государственный университет имени Янки Купалы»)

It was investigated the influence of nanoparticles forms and sizes to modify action on polymeric composite materials. It was suggested the complex criterion of nanoparticles habit and change for doing effective nanogeomodifiers.

Введение. Нанокпозиционные материалы на основе полимерных матриц находят все большее применение в современном машиностроении [1, 2]. Служебные характеристики наноккомполитов зависят не только от содержания низкоразмерного модификатора [2–6], но и от особенностей его зарядового состояния, определяющего активность в процессах адсорбционного взаимодействия [7].