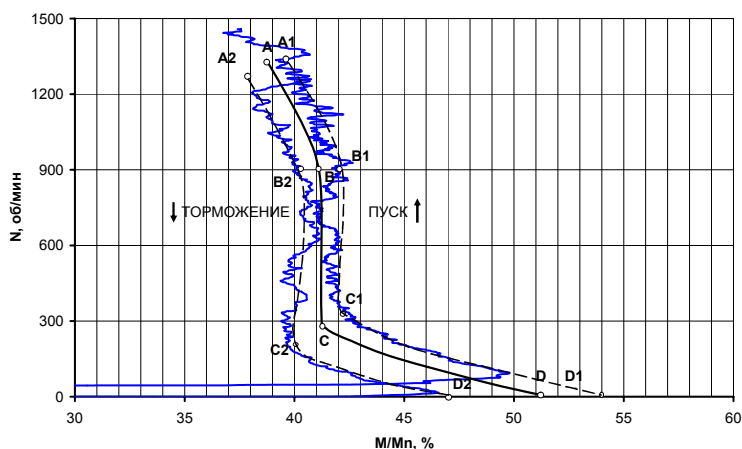


а



б

Механические характеристики станов мокрого (а) и тонкого (б) волочения

Полученные зависимости $M_C(N)$ для волочильных станов показывают наличие момента трогания, достигающего до 120% от номинального (участок СВ,

см. рисунок, а). Это объясняется большим моментом скольжения на шкивах трения и недостатком смазки в волоках при низких скоростях. Наклонные участки АВ с уменьшением момента при увеличении скорости объясняются улучшением смазки, снижением усилия волочения и момента скольжения. Полученные зависимости использованы при выборе максимальной мощности преобразователей частоты и структуры регулирования МПСУ, а также при определении рациональной скорости волочения, обеспечивающей минимальное электропотребление и максимальную производительность стана.

Рассчитанные значения J_Σ в 2,5–3,5 раз превышают моменты инерции двигателей, что полностью подтверждается ранее проведенными расчетами.

Предлагаемая методика расчета $M_C(N)$ и J_Σ проста в применении и может быть рекомендована для систем ПЧ-АД с МПСУ при выполнении пуско-наладочных работ.

Список литературы

1. Омельченко Е.Я. Исследование электромеханической системы намоточного аппарата проволочного волочильного стана / Е.Я. Омельченко, А.А. Радионов, В.А. Бондаренко // Электротехнические системы и комплексы: межвуз. сб. науч. тр. Вып. 18. Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2010. С. 9–27.
2. Гарнов В.К., Рабинович В.Б., Вишневецкий Л.М. Унифицированные системы автоуправления электроприводом в металлургии. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Металлургия, 1977. 192 с.

Bibliography

1. Omelchenko E.Ya. The study of the electromechanical system of the wire drawing mill coiler / E.Ya. Omelchenko, A.A. Radionov, V.A. Bondarenko // Electromechanical systems and complexes: Interuniversity collection of scientific papers. Issue 18. Magnitogorsk: GOU VPO MSTU, 2010. pp. 9–27.
2. Garnov V.K., Rabinovich V.B., Vishnevetskiy L.M. Standardized systems of the electric drive automatic control in metallurgy. 2nd edition revised and enlarged. M.: Metallurgy, 1977, 192 p.

УДК 621.926-251

Макаров А.Н., Хозей А.Б.

РАСЧЕТ УГЛА ПРЕЦЕССИИ РОТОРА И ГИРОСКОПИЧЕСКОЙ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ НА ЕГО ОПОРУ

В статье рассмотрена динамическая устойчивость ротора центробежно-ударной дробилки. Выражены зависимость угла прецессии ротора и реакция радиальной опоры от приложенной к нему нагрузки, необходимые для выполнения проекторочного расчета элементов дробилки.

Ключевые слова: прецессия, гироскоп, дробилка, ротор, опора.

The article considers the dynamic stability of rotor-centrifugal impact crusher. Pronounced dependence of the precession angle of the rotor and the response of the radial bearing loads applied to it, necessary to perform the calculation of elements of a drawing crusher.

Key words: precession, gyroscope, crusher, rotor, bearing.

В настоящее время центробежно-ударные дробилки (ДЦ) отечественного производства (ЗАО «Урал-Омега») используют в своей конструкции сферические газостатические опоры (ГСО) ротора, позволяющие

погасить всю непредсказуемость нагрузок, присущих технологическому процессу ударного дробления.

Сферические ГСО ДЦ были запроектированы таким образом, чтобы обеспечить применение простого

для обслуживания вентиляторного оборудования взамен наиболее сложного компрессорного. Данное техническое решение привело к таким негативным последствиям, как увеличение массы и габарита опоры и, как следствие, самого агрегата. Кроме того, ротор ДЦ необходимо было установить в дополнительную радиальную опору. Разработчиками были проведены исследования, направленные на поиск оптимально подходящих конструкций дополнительных опор или устройств, способных выдержать необходимые радиальные нагрузки [3–6]. Наиболее оптимально подходящей была признана конструкция, содержащая дополнительную радиальную упругую опору [4]. Опытные и промышленные испытания ДЦ с ротором, установленным в двух упругих опорах – сферической газостатической и упругой радиальной [4], благодаря инерционным характеристикам массивной пяты ГСО показали высокую степень самоцентрирования при возложенных на нее нагрузках. Результаты испытаний объясняются тем, что, будучи в ненагруженном состоянии, ротор удовлетворяет достаточному условию устойчивости волчка, описанному в [1]:

$$J_z^2 \omega^2 > 4J_x Pl, \tag{1}$$

где J_z – момент инерции относительно оси симметрии ротора; J_x – момент инерции относительно оси, перпендикулярной оси симметрии ротора; ω – угловая скорость вращения ротора; P – вес ротора; l – расстояние от точки опоры до центра тяжести ротора.

Следовательно, ротор ДЦ будет являться уравновешенным быстровращающимся гироскопом и согласно [2] к нему можно применить одно из следствий аксиомы Даламбера, что сумма векторных моментов внешних сил M_i вместе с моментом сил инерции L равна нулю или:

$$\sum \overline{M}_i = \overline{L}$$

где

$$L = J_z \cdot \omega \cdot \omega_1 \cdot \sin\left(\omega \times \omega_1\right). \tag{2}$$

Кроме того, в результате действия внешних сил появится характерная составляющая гироскопических явлений – угол прецессии, величина которого повлияет на работоспособность ДЦ по критерию касания пяты и подпятника. Таким образом, существует необходимость определения зависимости угла прецессии ротора от его инерционных характеристик и действующих на него нагрузок.

Согласно [2] угловой скоростью прецессии ω_1 будет скорость поворота ротора относительно неподвижной точки в момент загрузки только одной половины рабочего органа.

Принимем, что поворот ротора под действием внешних сил [7] произойдет в упругой радиальной опоре т.0 (см. рисунок) по причине большей радиаль-

ной жесткости по сравнению со сферической ГСО. Угловую скорость ω_1 можно определить исходя из закона сохранения механической энергии:

$$\frac{m \cdot V_1^2}{2} - \frac{m \cdot V_0^2}{2} = F \cdot b + G_z \cdot b \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right),$$

где m – масса ротора, а правая часть выражения – работы силы тяжести и инерционных сил груза, затраченные на смещение центра тяжести на величину b .

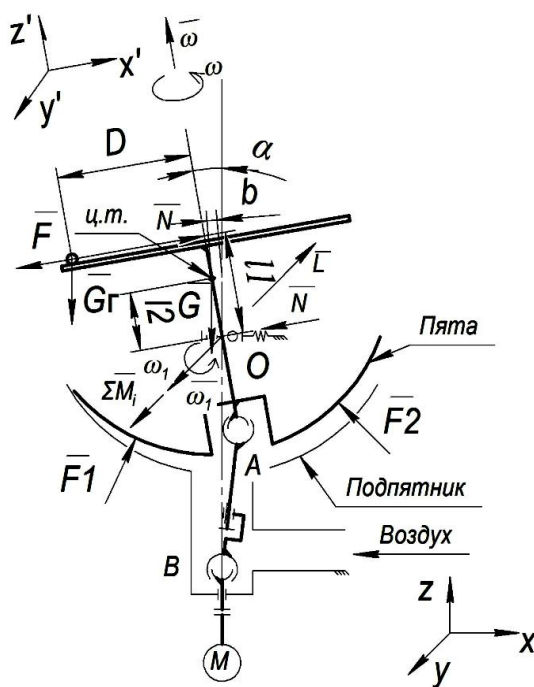


Схема ротора ДЦ

Принимая отсутствие начальной скорости и величину смещения $b = 2 \cdot l_2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)$, получим:

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \sqrt{l_2 \cdot \left(F \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) + G_z \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)^2 \right)}}{m \cdot l_2}. \tag{3}$$

Подставив (3) в (2) и учитывая угол нутации от перпендикулярности векторов ω и ω_1 , получим выражение момента сил инерции, характеризующее величину момента внешних сил, которые необходимо приложить к ротору для смещения его на угол прецессии α .

$$L = \frac{2 \cdot J_z \cdot \omega \cdot \sqrt{l_2 \cdot \left(F \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) + G_z \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)^2 \right)}}{l_2}. \tag{4}$$

Согласно [2] по причине разнонаправленности векторов $\sum \overline{M}_i$ и \overline{L} получим восстанавливающую пару сил \overline{N} момента инерции (см. рисунок) с плечом l_2 , одна из которых будет являться реакцией упругой радиальной опоры точки вращения 0.

$$L = \frac{2 \cdot J_z \cdot \omega \cdot \sqrt{l_2 \cdot \left(F \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) + G_z \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)^2 \right)}}{l_2^2 \cdot m}. \quad (5)$$

Предполагая, что $\overline{F}_1 = \overline{F}_2$, из (4) можно рассчитать угол прецессии α , на который произойдет поворот ротора под действием силы тяжести \overline{G}_z и инерционных сил груза \overline{F} :

$$\alpha = 2 \cdot \arcsin \left(\frac{F \cdot \sqrt{m \cdot l_2^3 + J_z^2 \cdot \omega^2} - F \cdot J_z \cdot \omega}{2 \cdot J_z \cdot \omega} \right). \quad (6)$$

Таким образом, величина угла прецессии ротора α , рассчитанная по (6), позволит запроектировать геометрические параметры ГСО, обеспечивающими работоспособность ДЦ по критерию касания пяты и

подпятника. Кроме того, высокая степень самоцентрирования ротора была обусловлена реакцией упругой радиальной опоры, расчет которой можно осуществить при помощи выражения (5) и таким образом произвести необходимый проектировочный расчет её элементов.

Список литературы

1. Меркин, Д.Р. Введение в теорию устойчивости / Д.Р. Меркин. М.: Наука, 1971. 312 с.
2. Никитин, Н.Н. Курс теоретической механики: учебник для машиностроительных и приборостроительных специальностей вузов/ Н.Н. Никитин. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 2003. 719 с.
3. Пат. 2302295 РФ, МПК В 04 В 9/00, F 16 F 15/32.
4. Пат. 2222381 РФ, МПК В 02 С 13/14.
5. Пат. 2259239 РФ, МПК⁷ В 04 В 9/12, 9/14, F 16 F 15/32.
6. Пат. 2236904 РФ, МПК⁷ В 02 С 13/14.
7. Шадрюнова И.В., Кутлубаев И.М., Колодежная Е.В. Анализ силового взаимодействия при разрушениях породы в дробилках ударного действия // Вестник МГТУ им. Г.И. Носова. 2008. №2. С. 9–12.

Bibliography

1. DR Merkin Introduction to the theory of stability. Moscow: Nauka, 1971. 312 p.
2. Nikitin, N. Course of Theoretical Mechanics: A Textbook for engineering and instrument-making professions schools / N. Nikitin. 6th ed., Revised. and add. M.: Higher school, 2003. 719 p.
3. Pat. 2302295 RU, МПК В 04 В 9/00, F 16 F 15/32.
4. Pat. 2222381 RU, МПК В 02 С 13/14.
5. Pat. 2259239 RU, МПК⁷ В 04 В 9/12, 9/14, F 16 F 15/32.
6. Pat. 2236904 RU, МПК⁷ В 02 С 13/14.
7. Shadrunova I.V., Kutlubayev I.M., Kolodezhnaya E.V. The analysis of power interaction in the rock destruction in impact crushers // MGTU bulletin. 2008. №2. P. 9–12.