

O. A. СУШКОВА

К РАСЧЕТУ ДИНАМИКИ ПРИВОДА ШАРОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ

(Представлена академиком НАН РК Ж. Ж. Байгунчековым)

Рассмотрена схема нагружения барабана шаровой мельницы внешними силами и постоянно действующими силами тяжести, приведенными к оси барабана. Представлено, что нагрузки на опоры скольжения барабана определяются с учетом всех сил, приложенных к нему. В том числе усилий в зацеплении зубчатого венца на барабане с шестерней привода. Также в зацеплении венца зубчатого колеса с шестерней действует радиальное и осевое усилия. Рассмотрены схема расположения приводной шестерни относительно венца и схема для определения динамических составляющих реакций опор барабана от его неуравновешенности.

Нагрузки на опоры скольжения барабана (опорные реакции) определяются с учетом всех сил, приложенных к нему. В том числе усилий в зацеплении зубчатого венца I на барабане с шестерней 2 привода (рис. 1, а)*. При этом учитывается, что подвенцовная шестерня 2 устанавливается так, что окружное усилие P_r на ней направлено вверх и частично разгружает опоры барабана.

Окружное усилие P_r определяется из выражения для крутящего момента $M_{\kappa 1}$ на барабане:

$$M_{\kappa 1} = 0,5 P_r d_{\vartheta 1}, \quad (1)$$

откуда

$$P_r = \frac{2 M_{\kappa 1}}{d_{\vartheta 1}},$$

где $d_{\vartheta 1} = z_1 m_s$ – диаметр делительной окружности зубчатого колеса (венца) I с косыми зубьями, который определяется через параметры зацепления – число зубьев z_1 и

торцевой модуль $m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}$, где m_n – нормальный модуль зацепления; β – угол наклона зубьев колеса I .

* Пивняк Г.Г., Вайсберг Л.А., Кириченко В.И., Пилов П.И., Кириченко В.В. Измельчение. Энергетика и технология: Учебное пособие для вузов. М.: Руда и Металлы, 2007. 295 с.

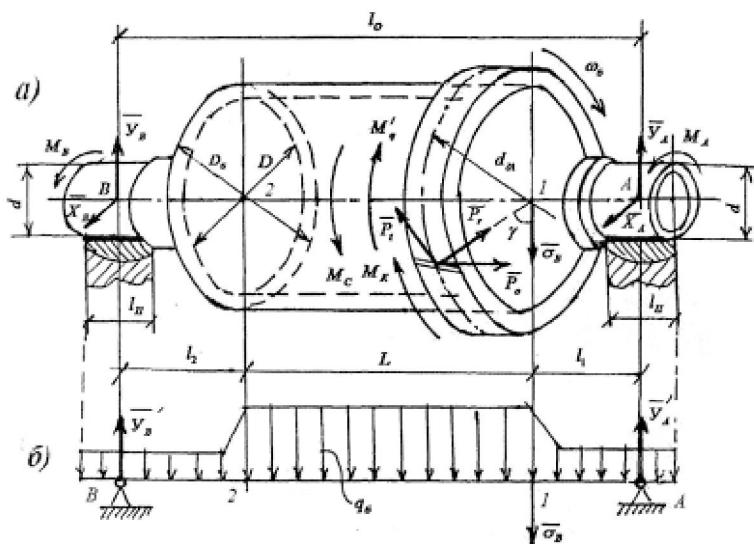


Рис. 1. Схема нагружения барабана мельницы: *а* – внешними силами; *б* – постоянно действующими силами тяжести, приведенными к оси барабана *AB*

Крутящий момент $M_{\kappa 1}$ может быть найден через мощность N_δ , затраченную на вращение барабана:

$$M_{\kappa 1} = \frac{N_\delta \eta_\pi}{\omega_\delta}, \quad (2)$$

где η_π – коэффициент полезного действия привода; ω_δ – угловая скорость вращения барабана.

Кроме окружного усилия P_t в зацеплении венца зубчатого колеса *I* с шестерней *2* действует радиальное усилие

$$P_r = \frac{P_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad (3)$$

и осевое усилие

$$P_a = P_t \operatorname{tg} \beta, \quad (4)$$

параллельное оси вращения барабана, где α – угол зацепления.

Вертикальные составляющие $Y_A^{\prime \prime}$, $Y_B^{\prime \prime}$ реакций опор *A* и *B* от постоянно действующих – распределенной нагрузки q_δ и сосредоточенной силы тяжести зубчатого венца G_B , приложенной на расстоянии l_1 от правой опоры *A*, находим из уравнений статического равновесия:

$$\left. \begin{aligned} \sum M_B &= 0,5q_\delta l_0^2 + G_B(l_0 - l_1) - Y_A^{\prime \prime} l_0 = 0; \\ \sum np.Y &= Y_A^{\prime \prime} + Y_B^{\prime \prime} - G_B - G_\delta = 0 \end{aligned} \right\}, \quad (5)$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} Y_A^{\prime \prime} &= 0,5q_\delta l_0 + G_D \left(1 - \frac{l_1}{l_0} \right); \\ Y_B^{\prime \prime} &= G_B + G_\delta - Y_A^{\prime \prime}. \end{aligned} \right\}$$

Составляющие реакций $Y_A^{\prime \prime}$, $Y_B^{\prime \prime}$, $X_A^{\prime \prime}$, $X_B^{\prime \prime}$ опор *A* и *B* барабана находим, проектируя силы в зацеплении венца *I* на направления осей *Y* и *X*, и записав уравнения равновесия:

$$\left. \begin{aligned} \sum M_B &= (P_t \sin \gamma)(l_0 - l_1) + \\ &\quad + (P_r \cos \gamma)(l_0 - l_1) - Y_A^{\prime \prime} l_0 = 0; \\ \sum np.Y &= (P_t \sin \gamma) + (P_r \cos \gamma) - Y_A^{\prime \prime} + Y_B^{\prime \prime} = 0 \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} Y_A^{\prime \prime} &= -(P_t \sin \gamma + P_r \cos \gamma) \left(1 - \frac{l_1}{l_0} \right); \\ Y_B^{\prime \prime} &= (P_t \sin \gamma + P_r \cos \gamma) \frac{l_1}{l_0}. \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} \sum M_B &= -(P_t \cos \gamma)(l_0 - l_1) + \\ &\quad + (P_r \sin \gamma)(l_0 - l_1) - X_A^{\prime \prime} l_0 = 0; \\ \sum np.X &= -(P_t \cos \gamma) + (P_r \sin \gamma) + X_A^{\prime \prime} + X_B^{\prime \prime} = 0 \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

откуда

$$\overset{o}{X}_A = (P_r \sin \gamma - P_t \cos \gamma) \left(1 - \frac{l_1}{l_0} \right); \quad (8)$$

$$\overset{o}{X}_B = (P_t \cos \gamma - P_r \sin \gamma) \left(-\frac{l_1}{l_0} \right). \quad (9)$$

Реакция Z_A опоры A от осевого усилия P_a в зацеплении:

$$\begin{aligned} \sum M_B &= P_a 0,5d_{\phi_1} = 0; \\ \sum np \overset{o}{Z} &= P_a - \overset{o}{Z}_A = 0; \rightarrow \overset{o}{Z}_A = P_a. \end{aligned} \quad (10)$$

При этом значения вертикальных реакций опор A и B :

$$\overset{o}{Y}_A = \overset{o}{Y}_A^I + \overset{o}{Y}_A^B; \quad (11)$$

$$\overset{o}{Y}_B = \overset{o}{Y}_B^I + \overset{o}{Y}_B^B. \quad (12)$$

здесь γ – угол, определяющий положение зацепления приводной шестерни 2 относительно колеса (венца) 1 в плоскости их расположения XO_1Y (рис. 2)

$$\gamma = \arctg \left(\frac{l}{h} \right).$$

Прежде чем перейти к определению динамических давлений на опоры барабана, найдем положение его общего центра масс, точки S , относительно опор и оси вращения $OZ(AB)$ (рис. 3).

Имея ввиду, что центры масс барабана II с загрузкой и приводного зубчатого колеса I находятся на неизменных расстояниях от опор барабана по направлению оси OZ , а именно:

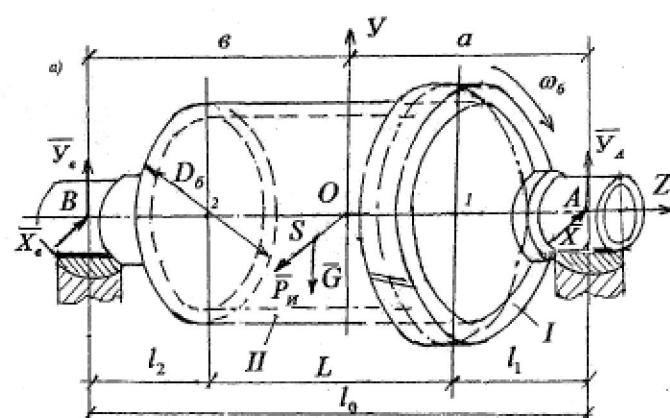
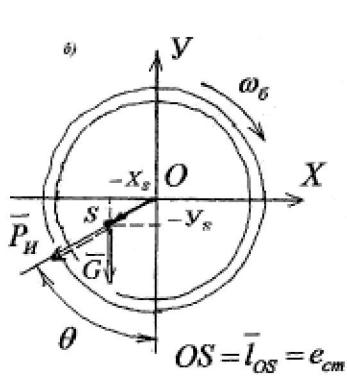


Рис. 3. Схема к определению динамических составляющих реакций опор барабана от его неуравновешенности

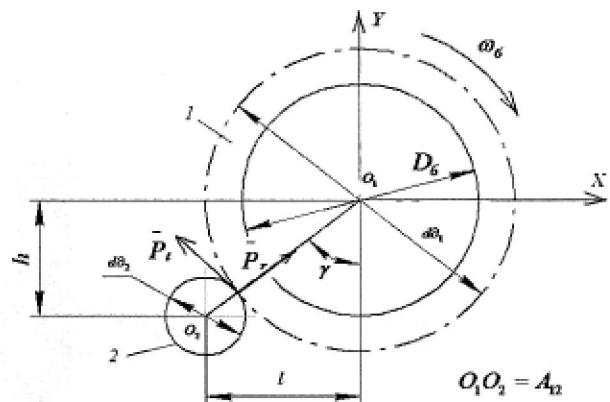


Рис. 2. Схема расположения приводной шестерни 2 относительно венца 1

$$l_{SI} = 0,5l_0 \text{ и } l_{SI} = l_0 - l_1, \quad (13)$$

где $l_0 = a + b$.

Найдем положение плоскости XOY , в которой расположен общий центр масс барабана с загрузкой и венцом, точка S' . Для чего обозначим:

$$G'_H = G_K + G_3; \quad G'_I = G_B,$$

где G_K , G_3 , G_B – вес корпуса, загрузки и венца; B и $a = l_0 - b$ – расстояния от опор барабана до координатной плоскости XOY (рис. 3).

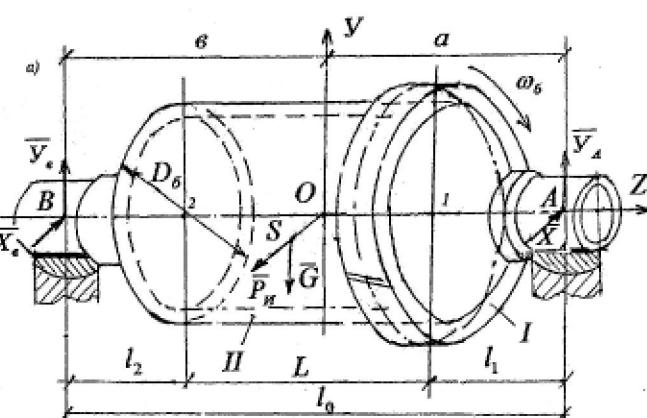
Из уравнения равновесия в форме уравнения моментов сил тяжести относительно опоры B :

$$\sum M_B(G) = G_H l_{SI} + G_I l_{SI} + GB = 0;$$

где

$$G = G_H + G_I,$$

откуда



$$B = -\frac{(G_H l_{SH} + G_I l_{SI})}{G_H + G_I} = \\ = -\frac{(G_K + G_3)0,5l_0 + G_B(l_0 - l_1)}{(G_K + G_3) + G_B}. \quad (14)$$

Положение общего центра масс барабана с загрузкой и венцом, точки S в координатной плоскости XOY найдем, используя расчетную схему и метод «весовой линии», полагая при этом, что точка S находится на линии $OS' = R_C$ под углом θ к вертикальной оси OY .

Ввиду малости смещения линии действия силы тяжести части загрузки G_3'' , полагаем, что она совпадает с вертикальной осью OY и направлением силы тяжести G_K корпуса барабана.

В этом случае положение точки S на линии OS' находится из отношения:

$$\frac{X_S}{X_{S'} - X_S} = \frac{G_3'}{G_K + G_3''};$$

откуда

$$X_S = (X_{S'} - X_S) \frac{G_3'}{G_K + G_3''}. \quad (15)$$

При этом

$$OS = \frac{X_S}{\sin \theta}; \quad Y_{S'} = OS \cos \theta.$$

Резюме

Данғыр осіне әсер ететін, сыртқы күштермен тұракты әсер ететін салмақ күштері шарлы диөрімендердің данғырының жүктелу сұлбасы карастырылған. Данғыр - сырғанай тіректеріне жүктелу оған салынған барлық күштерін ескере отырып аныкталады деп көрсетілген. Сонымен катар тісті курсау мен жетекші тістегергіш ілінісі де карастырылған. Жөне де тісті дөңгелектің күрсауы мен тістегергіштің ілініске радиалды және осытқы күштер әсер етеді.

Summary

The scheme loading a drum of a spherical mill is considered by external forces and is constant the operating forces of weight led to an axis of a drum. It is presented that loadings on support of sliding of a drum are defined taking into account all forces, is enclosed thit. Including efforts in gearing of a gear wreath on a drum with a drive gear wheel. Also in gearing of a wreath of a cogwheel with a gear wheel operates radial and axial efforts. Are considered the arrangement scheme drive gear wheels concerning a wreath and the scheme for definition of dynamic making reactions of support of a drum from its unbalance.

УДК 621.81(031)

КазНТУ им. К. И. Саппаева,
г. Алматы

Поступила 03.06.10г.