

АЛГОРИТМ ВЫЧИСЛЕНИЯ УСИЛИЙ В КАНАТАХ И ОПОРАХ ВАЛА

Григорьев А.А., магистр, ДонНТУ,
Дворников В.И., докт. техн. наук, проф., Яценко В.А. инж.,
научно-исследовательский институт горной механики им.
М.М. Федорова,

В статье рассмотрен вопрос расчета динамических усилий влияющих на упругие опоры вала.

A calculating algorithm of the efforts in cables and bearings of a main shaft of mine hoist is suggested in the article.

Вал подъемной машины воспринимает три вида нагрузок - вертикальную, горизонтальную и осевую. Наиболее значимой среди перечисленных, для подшипников качения, является вертикальная (радиальная). При расчете подшипников на прочность основные расчеты проводятся для радиальной составляющей нагрузки. Вал, вращающийся в опоре, является одним из самых ответственных узлов роторной системы. Ресурс машины, предупреждение аварий, производительность, точность технологических операций зависят от уровня колебаний ротора и давлений между ротором и опорами. Из трех видов колебаний ротора – поперечных, крутильных и продольных, именно поперечные колебания имеют решающее значение для роторной системы.

Целью данной работы является разработка алгоритма вычисления динамических усилий, действующих на вал шахтной подъемной машины.

Силовыми факторами, влияющими на динамическое состояние машины, являются поперечные силы P_x , P_y , обусловленные воздействием набегающих и сбегающих ветвей каната. Далее будем рассматривать случай отсутствия разбегов в проточке радиусов ручьев. Этот случай является наиболее простым и наглядным.

$$P_x = (F_{наб} - F_{сб} \cos \alpha_0) / n, \quad P_y = F_{сб} (\sin \alpha_0) / n,$$

где n – количество головных канатов, α_0 – угол обхвата. Усилия в набегающей и сбегающей ветвях определяются с помощью выражений:

$$F_{наб} = \sum_{j=1}^{\infty} (\Phi_{j1} C_1^2 - \Phi_{j3} C_1^1) \psi_j(t), \quad F_{сб} = \sum_{j=1}^{\infty} (\Phi_{j2} C_2^2 - \Phi_{j3} C_2^1) \psi_j(t),$$

при этом ковариантные собственные векторы Φ_j определяются решением системы

$$\left. \begin{aligned} c\Phi_{j1} &= C_1^2 (C_2^1 - \omega_j^2 m_2)(C_{34} - \omega_j^2 m_4), \\ c\Phi_{j2} &= C_2^2 (C_1^1 - \omega_j^2 m_1)(C_{34} - \omega_j^2 m_4), \\ c\Phi_{j3} &= (C_1^1 - \omega_j^2 m_1)(C_2^1 - \omega_j^2 m_2)(C_{34} - \omega_j^2 m_4), \\ c\Phi_{j4} &= C_{34} (C_1^1 - \omega_j^2 m_1)(C_2^1 - \omega_j^2 m_2). \end{aligned} \right\}, \text{ где } c = C_1 C_2 C_{34}$$

относительно собственных частот ω_j .

При таком определении компонентов Φ_{jk} характеристическое уравнение, очевидно, запишется в форме

$$-C_1^2 \Phi_{j1} - C_2^2 \Phi_{j2} + (C_1^1 + C_2^1 + C_{34} - \omega_j^2 m_3) \Phi_{j3} - C_{34} \Phi_{j4} = 0.$$

Здесь посредством символов:

- C_1 и C_2 обозначены коэффициенты квазидинамической жесткости отвесов канатов, вычисляемые по формулам

$$C_1 = \frac{nA}{l_2 - l_1}, \quad C_2 = \frac{nA}{l_4 - l_3}$$

где A – агрегатная продольная жесткость каната, определяемая по формуле

$$A = \bar{a} E d_k^2,$$

причем безразмерный конструктивный параметр $\bar{a} \approx 0,3$ для применяемых на шахтном подъеме канатов двойной свивки с линейным касанием проволок, а $E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ – модуль упругости стальной проволоки, если диаметр каната d_k измерять в мм;

- C_{34} – коэффициент линейной жесткости, преобразованный из торсионного.

$\psi_j(t)$ – некоторые скалярные функции, называемые *координатными*. Эти функции являются решениями независимых дифференциальных уравнений типа

$$\ddot{\psi}_j + 2\gamma_0 \omega_j^2 \dot{\psi}_j + \omega_j^2 \psi_j = \frac{(\Phi_j^* P)}{N_j^2} \quad (j = 0, 1, 2, 3),$$

где эрмитова форма $(\Phi_j^* P)$ представляет собой скаляр как результат матричного произведения матрицы-строки Φ_j^* на матрицу-столбец P (аналог скалярного произведения в векторной алгебре).

$$(\Phi_j^* P) = \sum_{k=1}^4 \Phi_{jk} P_k - \rho (g - \ddot{X}_0) \left(\int_{l_1}^{l_2} U_{j1} ds - \int_{l_3}^{l_4} U_{j2} ds \right)$$

P_k - внешние силы действующие на систему:

$$P_1 = -m_1 (g - \ddot{X}_0), \quad P_2 = m_2 (g - \ddot{X}_0)$$

$$P_3 = -\frac{M_T}{R_\sigma}, \quad P_4 = \frac{M_{\sigma\theta}}{R_\sigma}$$

m_1, m_2 – массы загруженного и порожнего сосудов.

Нормировочные коэффициенты определяются выражением:

$$N_j^2 = (\Phi_j^* I \Phi_j) = \sum_{k=1}^4 m_k \Phi_{jk}^2, \quad (\Phi_j^* P) = \sum_{k=1}^4 P_k \Phi_{jk},$$

где m_3, m_4 – масса машины и масса ротора электродвигателя соответственно.

Функции U_{j1}, U_{j2} в подынтегральных выражениях определены элементарными соотношениями

$$U_{j1}(s) = \Phi_{j3} \frac{\sin \lambda \omega_j (s - l_1)}{\sin \lambda \omega_j (l_2 - l_1)} - \Phi_{j1} \frac{\sin \lambda \omega_j (s - l_2)}{\sin \lambda \omega_j (l_2 - l_1)},$$

$$U_{j2}(s) = \Phi_{j2} \frac{\sin \lambda \omega_j (s - l_3)}{\sin \lambda \omega_j (l_4 - l_3)} - \Phi_{j3} \frac{\sin \lambda \omega_j (s - l_4)}{\sin \lambda \omega_j (l_4 - l_3)},$$

где $\lambda = \sqrt{\rho/A}$, причем $1/\lambda$ есть скорость прохождения продольных волн деформаций в канате как в упругом однородном объекте с распределенной по длине массой.

Вертикальная компонента ускорения коренного вала машины \ddot{X}_0 известна из выражения:

$$\frac{1}{Z_0} \frac{d^2 X_0}{dt^2} = \frac{d(\alpha + \gamma)}{dt} \frac{d(\beta \cos \alpha)}{dt} + \tilde{\omega}^2 \beta \sin(2\alpha + \gamma) - \tilde{\beta} \sin(2\alpha + \tilde{\alpha} + \gamma) -$$

$$- \varepsilon (\beta \sin(\gamma) - \tilde{\beta} \sin(2\alpha + \tilde{\alpha} + \gamma))$$

Квазидинамические величины прецессии и нутации вала $\tilde{\alpha}$ и $\tilde{\beta}$ с достаточной для инженерных расчетов точностью можно записать в виде

$$tg\tilde{\alpha} = -\left(\frac{C_Y}{C_X}\right)\left(\frac{F_{наб} - F_{сб}(\sin \alpha_0)}{F_{сб}(\sin \alpha_0)}\right), \quad \tilde{\beta} = \frac{\Lambda''}{2\delta''(\sin \alpha_0)} \frac{F_{сб}(\sin \alpha_0)}{C_Y}$$

Углы прецессии α и нутации β определяются из дифференциальных уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2\beta}{d\tau^2} + \left[\frac{d\alpha}{d\tau} \left(\nu - \frac{d\alpha}{d\tau} \right) - c(\nu\tau, \alpha, \alpha) \right] \beta &= -c(\nu\tau, \alpha, \tilde{\alpha})\tilde{\beta}, \\ \left[\frac{d^2\alpha}{d\tau^2} - s(\nu\tau, \alpha, \alpha) \right] \beta - \frac{d\beta}{d\tau} \left[\nu - 2\frac{d\alpha}{d\tau} \right] &= -s(\nu\tau, \alpha, \tilde{\alpha})\tilde{\beta}. \end{aligned} \right\}$$

Здесь вместо функций $s(\gamma, \alpha)$ и $c(\gamma, \alpha)$ в связи с заменой $\gamma = \nu\tau - \alpha$ введены их эквивалентные представления:

$$\left. \begin{aligned} c(\nu\tau, \alpha_1, \alpha_2) &= \cos(\nu\tau - \alpha_1 + \alpha_2) + \varepsilon \cos(\nu\tau - \alpha_1 - \alpha_2), \\ s(\nu\tau, \alpha_1, \alpha_2) &= \sin(\nu\tau - \alpha_1 + \alpha_2) + \varepsilon \sin(\nu\tau - \alpha_1 - \alpha_2). \end{aligned} \right\},$$

а угол собственного вращения γ – из уравнения

$$\gamma + \alpha = \Omega_{z_0}t,$$

где Ω_{z_0} – постоянная частота вращения вала.

Таким образом, в данной работе был предложен алгоритм вычисления динамических усилий, действующих на вал шахтной подъемной машины, с целью исследования влияния параметров технического состояния на формирование вибрационной характеристики коренной части. А так же получены численные значения прецессии и нутации вала подъемной машины. В дальнейшем необходимо разработать методику измерения и анализа вибрационной характеристики коренной части шахтной подъемной машины с использованием современных средств анализа и хранения информации.

Список источников

1. Дворников В. И., Яценко В. А. Создание математической модели силовых факторов, действующих на вал подъемной машины. - Наукові праці Донецького Національного Технічного Університету. Випуск 12(113), серія гірничо-електромеханічна - Донецьк: ДонНТУ, 2006 - с.99-104
2. Дворников В. И. О методике расчета и рациональных параметрах шахтных подъемных установок. // Уголь Украины, 1983, №9, стр. 33-35.
3. Дворников В. И. Теория и моделирование динамического состояния шахтного подъемного комплекса. Дис. докт. техн. наук. - Донецк, 1989. - 385 с.

4. Дворников В. И., Кърцелин Е. Р. Теоретические основы динамики шахтного подъемного комплекса. - София: МОНТ, 1997. - 363 с.
5. Дворников В. И. О параметрических резонансах при движении подъемного сосуда в проводниках армировки ствола. Дис... канд. техн. наук. - Донецк, 1966. - 152 с.

