

Л и т е р а т у р а

1. Бендат Дж., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов.—М.: Мир, 1971.
2. Писаренко Г.С. и др. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов.—Киев: Наукова думка. 1974.

УДК 62-762.4:532.526.75

В.Л.Карасев, М.В.Краев, В.В.Никитин

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАВАЮЩЕГО КОЛЬЦА ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

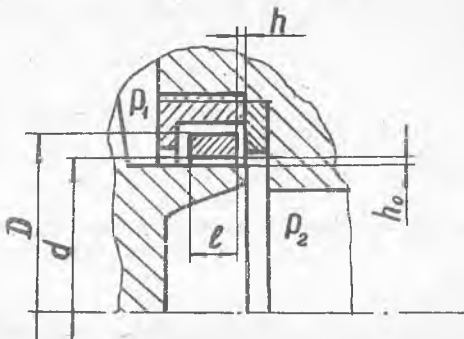
Наиболее ответственным видом уплотнения насосов является щелевое уплотнение с плавающим кольцом, обычно устанавливаемое по буртам центробежных колес для поддержания высокого и стабильного значения объемного к.п.д. Основным условием, при котором реализуются преимущества плавающих уплотнений, является способность кольца центрироваться относительно вращающегося вала. Это выполняется при значении гидродинамической центрирующей силы в кольцевом зазоре, всегда превышающей величину суммарных сил трения на контактной поверхности между неподвижным корпусом и кольцом.

Методы расчета плавающих колец щелевых уплотнений обычно сводятся к статическому расчету сил, действующих на плавающее кольцо. Расчет динамических характеристик производится либо для сухого трения, либо для линейного жидкостного трения на контактной поверхности кольца [1]. На практике режим работы уплотнения определяется суммарным воздействием сил сухого и жидкостного трения [2]. Для нормальной работы уплотнения амплитуда колебаний кольца относительно вала не должна превышать величины радиального зазора h_0 (рис.1).

Уравнение относительного движения плавающего кольца массой m , расположенного над валом (буртом), который совершает гармонические колебания с заданной амплитудой и частотой, совпадающей с его угловой скоростью, запишется:

$$m \frac{d^2 X_a}{dt^2} + K_n \frac{dX_a}{dt} + R_{срп} + K_g \frac{dX_z}{dt} + K_{ср.} X_z = mg \left(\frac{t}{g} \sin \varphi \right), \quad (I)$$

где $X_a = X_z + X_e$ - перемещение кольца относительно неподвижного корпуса; X_z - перемещение кольца относительно вращающегося вала; $X_e = A \sin \Omega t$ - переносное движение вала; A - амплитуда колебаний вала; Ω - частота вращения ротора;



Р и с. 1. Схема целевого уплотнения с плавающим кольцом

$K_n = \mu \frac{S}{h}$ - коэффициент жидкостного

линейного трения торцовых поверхностей корпуса и кольца; S - торцовая площадь контакта кольца и корпуса; μ - коэффициент динамической вязкости; $K_g = \mu \pi d \frac{v^3}{2h_0}$ - коэффициент демпфирования в кольцевом зазоре; $R_{c. mp}$ - сила сухого трения, $R_{c. mp} = K_{c. mp} \frac{dX_a}{dt} \frac{dX_a}{dt}$, $K_{c. mp} = \frac{Nf}{dX_a |dt|}$, $N = \bar{p} S$ - сила нормального давления; $\bar{p} = p_1 - p_2$ - давление прижатия; f - коэффициент сухого трения; $K_{cm} = \frac{\pi \bar{p} d}{4h_0} (p_1 - p_2) \alpha (1 - \alpha)$ - коэффициент гидродинамической жесткости,

где $\alpha = \frac{\xi_1}{\xi_1 + \xi_2}$; ξ_1 - коэффициент потерь на входе $\xi_1 = 1,3 - 1,5$; $\xi_2 = \lambda \frac{l}{2h_0}$ - коэффициент потерь на трение по длине; $\lambda \approx 0,04$; $mg(\frac{l}{y} \sin \varphi)$ - сила тяжести и гравитации; j - ускорение аппарата; φ - угол наклона траектории л.а.

Используя метод гармонической линеаризации [3] для нелинейных членов уравнения (1), получим:

$$R_{c. mp} = \frac{K_{c. mp} \pi A \Omega}{4}$$

где $K_{c. mp} = \frac{4 \bar{p} f S}{\pi A_1 \Omega}$; A_1 - амплитуда биения кольца относительно неподвижного корпуса.

Выразив координаты относительного перемещения кольца и вала через абсолютное перемещение кольца $X_z = X_a - X_e$ и проведя преобразования с учетом того, что X_0 - смещение кольца под действием силы тяжести, $\frac{K_{cm}}{m} = \omega_0^2$, $X = X_a - X_0$;

$$(K_n + K_{c. mp} + K_g) = K_2, \quad K_n = mg \left(\frac{l}{y} \sin \varphi \right),$$

получим уравнение движения кольца в следующем виде:

$$\frac{d^2 X_a}{dt^2} + \frac{K_2}{m} \frac{dX_a}{dt} + \omega_0^2 X_a = a_1 \sin(\Omega t + \varphi_2) + \frac{K_n}{m}, \quad (2)$$

где

$$a_1 = A \omega_0^2 \sqrt{1 + \left(\frac{K_g}{m} \frac{\Omega}{\omega_0^2}\right)^2}, \quad \varphi_2 = \arctg \frac{K_g}{m} \frac{\Omega}{\omega_0^2}.$$

Используя принцип суперпозиции, проводим решение уравнения (2):

$$X_b = X_1 + X_2, \quad (3)$$

где X_b - амплитуда вынужденных колебаний кольца;

$$X_1 = \frac{K_n}{m \omega_0^2}, \quad X_2 = A_1 \sin(\Omega t - \varphi_1 + \varphi_2).$$

Общее решение уравнения (3) будет

$$X_b = A_1 \sin(\Omega t + \varphi_2 - \varphi_1) + \frac{K_n}{m \omega_0^2}, \quad \text{где}$$

$$A_1 = \frac{\omega_0^2 A \sqrt{1 + \left(\frac{K_g}{m} \frac{\Omega}{\omega_0^2}\right)^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \Omega^2)^2 + \left(\frac{K_2 \Omega}{m}\right)^2}}, \quad (4) \quad \varphi_1 = -\arctg \frac{K_2 \Omega}{m(\omega_0^2 - \Omega^2)}.$$

Подставляя выражения для K_2 в выражение (4), получим уравнение второй степени для определения величины A_1 :

$$C_0 A_1^2 + C_1 A_1 + C_2 = 0,$$

где коэффициенты C_0, C_1, C_2 определяются следующими выражениями:

$$C_0 = (\omega_0^2 - \Omega^2) m^2 + \Omega^2 (K_n + K_g)^2;$$

$$C_1 = 2 \Omega^2 K_{2.m.p} (K_n + K_g), \quad \text{где } K_{2.m.p} = K_{c.m.p} A_1;$$

$$C_2 = \Omega^2 K_2^2 - m^2 \omega_0^4 A^2 \left(1 + \frac{K_g^2 \Omega^2}{\omega_0^4 m^2}\right).$$

Для проверки кольца на отсутствие контакта с валом выразим амплитуду его колебаний следующим образом:

$$X_2 = X - X_e - K_n = A_1 (\Omega t - \varphi_1) - A \sin \Omega t = A_2 \sin(\Omega t - \varphi_3),$$

где

$$A_2 = \sqrt{A_1^2 - 2AA_1 \cos \varphi_1 + A^2}; \quad \varphi_3 = \arctg \frac{A_1 \sin \varphi_1}{A_1 \cos \varphi_1 - A}$$

тогда амплитуда относительных колебаний будет

$$X_c = A_2 + \frac{K_n}{m\omega_0^2},$$

и условие бесконтактной работы запишется как

$$A_2 + \frac{K_n}{m\omega_0^2} \ll h_0.$$

По изложенной методике выполнен расчет динамических характеристик уплотнений с плавающим кольцом для параметров:

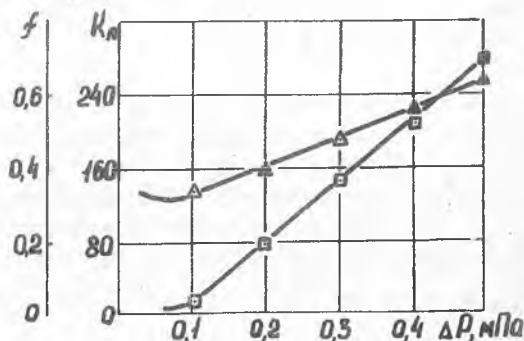
$$H = 7 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \quad d = 6 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \quad h_0 = 10 \cdot 10^{-5} \text{ м}; \quad \ell = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

$$\Omega = 1,5 \cdot 10^3 \text{ 1/с}; \quad A = 9 \cdot 10^{-5} \text{ м}.$$

Значения коэффициентов f и K_n (рис. 2) определены экспериментально на маятниковой установке, непосредственно для исследуемых конструкций плавающих колец.

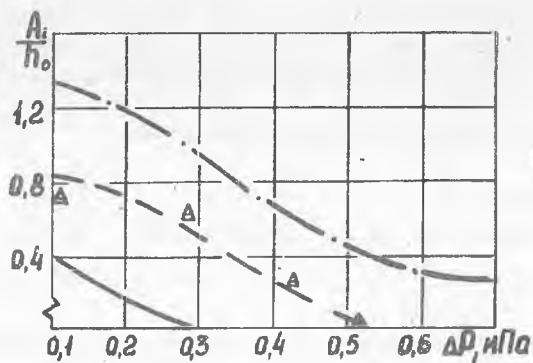
На рис. 3.

представлены результаты численных расчетов величины A_1 для исследуемого уплотнения и данные экспериментов. Как следует из графика, при пуске агрегата, с ростом перепада давления на кольце, амплитуда колебаний кольца уменьшается стремясь к нулю, и работоспособность уплотнения будет далее определяться величиной зазора h_0 и радиальным биением вала А.



Р и с. 2. Зависимость коэффициентов трения от нагрузки: Δ - коэффициент сухого трения; \square - коэффициент линейного жидкостного трения

Для работы кольца в условиях высоких перепадов давлений (при $F_{cm} < F_{Tр}$ или при $A_2 > h_0$) необходимо конструктивными и режимными мероприятиями разгрузить кольцо от осевых сил и сделать уточняющий расчет амплитуды колебаний кольца.



Р и с. 3. Зависимость относительной амплитуды колебаний кольца от перепада давления:

— $A = 6 \cdot 10^{-5} \text{ м}$; --- $A = 9 \cdot 10^{-5} \text{ м}$;
 - · - · - расчет $A = 1,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}$; Δ - эксперимент, $A = 9 \cdot 10^{-5} \text{ м}$

Л и т е р а т у р а

1. Марцинковский В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов.-М.: Машиностроение, 1970.
2. Шевяков А.А. и др. Теория автоматического управления ракетными двигателями.-М.: Машиностроение, 1970.
3. Гликман Б.Ф. Автоматическое регулирование установок ЖРД.-М.: Машиностроение, 1974.