УДК 621.822.2

Т. В. МАКОВЕЦ

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ПОДШИПНИКА С МИКРОКАНАВКАМИ НА ГАЗОВОЙ СМАЗКЕ

В статье исследуется устойчивость радиальной гибридной опоры с микроканавками, развертка боковой поверхности которой схематически представлена на рис. 1.

Будем считать, что давление по периметру каждой канавки быстро выравнивается. Оправданность такого допущения была подтверждена при экспериментальном исследовании опоры в режиме подвеса на испытательном стенде котлотурбинного ЦНИИТКИ имени И. И. Ползунова.

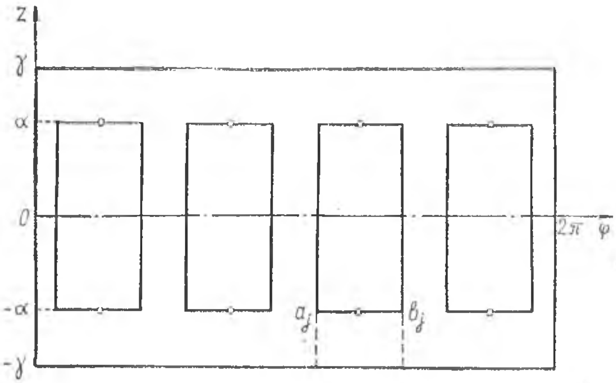

Рис. 1. Развертка боковой поверхности опоры

В основу изучения динамического поведения подшипника наряду с уравнениями динамики подвижных звеньев опоры положено уравнение Рейнольдса для нестационарного случая:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi}\left(h^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3 \frac{\partial P}{\partial z}\right) = 2\Lambda \frac{\partial (h \sqrt{P})}{\partial \varphi} + 2\sigma \frac{\partial (h \sqrt{P})}{\partial t}, \qquad (1)$$

где h — местная толщина слоя;

$P = p^2$ — квадрат давления;

$\Lambda = \frac{6\mu\,\omega}{p_{\text{н}}}\left(\frac{R}{C}\right)^2$ — число сжимаемости (μ — вязкость газа);

ω — угловая скорость вращения вала; $p_н$ — давление в камере нагнетания, R — радиус вала, C — средний радиальный зазор;

$\sigma = \frac{12\mu\omega}{p_н T}\left(\frac{R}{C}\right)^2$ — число сдавливания (T — масштаб времени).

Представим входящие в уравнение (1) мгновенные значения h и P в виде суммы стационарной составляющей и малой добавки, обусловленной возмущенным движением шипа, снабдив их индексами 0 и Ω соответственно:

$$h = h_0 + h_\Omega ; \quad h_\Omega \ll h_0; \quad P = P_0 + P_\Omega ; \quad P_\Omega \ll P_0. \tag{2}$$

Подставляя (2) и (3) в уравнение (1) и учитывая малость h_Ω и P_Ω, получим уравнение в вариациях:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi}\left(h_0^3 \frac{\partial P_\Omega}{\partial \varphi} + 3 h_0^2 h_\Omega \frac{\partial P_0}{\partial \varphi}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h_0^3 \frac{\partial P_\Omega}{\partial i} + \right.$$

$$\left. + 3 h_0^2 h_\Omega \frac{\partial P_0}{\partial z}\right) = 2\Lambda\left\{\frac{\partial}{\partial \varphi}\left(\frac{h_0}{2\sqrt{P_0}} P_\Omega - h_\Omega \sqrt{P_0}\right) + \right. \tag{3}$$

$$\left. + \frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{h}{2\sqrt{P_0}} P_\Omega + h_\Omega \sqrt{P_0}\right)\right\} .$$

Была использована приближенная методика [2], [3]. Суть ее сводится к тому, что для определения параметров опоры на пороге устойчивости центрального положения используются реакции газового слоя, возникающие при обращении центра шипа вокруг центра подшипника по круговой орбите. При этом критическая частота обращения определяется из равенства нулю осредненной за период обращения тангенциальной составляющей реакции слоя. Приравнивание центробежной силы инерции ротора к осредненной радиальной составляющей реакции слоя на этой частоте определяет критерий устойчивости опоры — безразмерную критическую массу.

На рис. 2 показано поперечное сечение подшипника радиуса R' с центром O_1 и шипа радиуса R. Стационарным положением центра шипа является точка O_2. Расстояние O_1O_2 есть стационарный эксцентриситет l_0. Окружность радиуса R, изображенная пунктиром, показывает шип в стационарном положении, а сплошная окружность того же радиуса — мгновенное возмущенное положение шипа. Оно определяется положением его центра шипа O_3, движущегося по круговой орбите радиуса l_1 с частотой Ω.

Зазор

$$h = h_0 - \varepsilon_1 \cos(\varphi - \Omega t) , \tag{4}$$

где $\varepsilon_1 = \frac{l_1}{c}$.

Сравнивая уравнения (2) и (4), запишем

$$h_\Omega = -\varepsilon_1 \cos(\varphi - \Omega t). \tag{5}$$

Будем искать добавку P_Ω, входящую в третье и четвертое выражения (2), в виде

$$P = \mathrm{Re}\{P_1 \cdot \varepsilon_1 l^{i\Omega t}\} = \mathrm{Re}\{(X + iY)\,\varepsilon_1 l^{i\Omega t}\}. \tag{6}$$

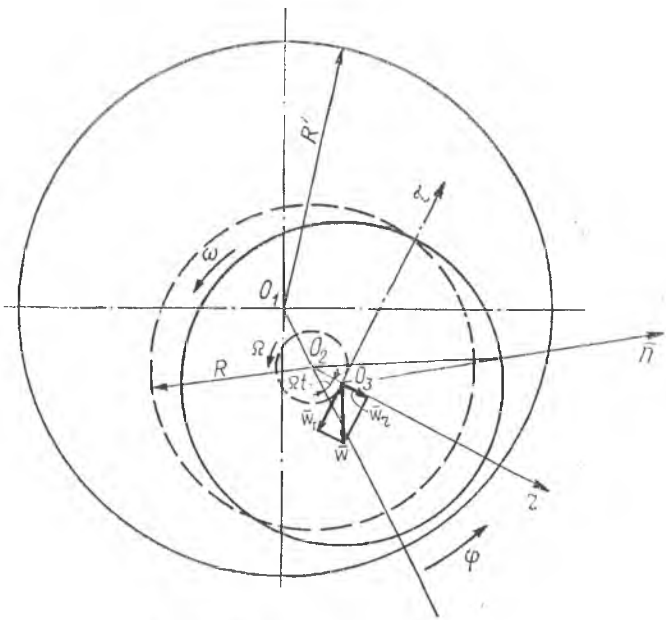

Рис. 2. Поперечное сечение опоры

Здесь P_1 — функция координат, X и Y — ее действительная и мнимая части соответственно.

Использование выражений (5) и (6) в уравнении (3) приводит к следующей системе уравнений для X и Y:

$$\frac{\partial^2 X}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 X}{\partial z^2} + k_1 \frac{\partial X}{\partial \varphi} + k_2 X + k_3 Y + k_4 = 0;$$

$$\frac{\partial^2 Y}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 Y}{\partial z^2} + g_1 + \frac{\partial Y}{\partial \varphi} + g_2 Y + g_3 X + g_4 = 0. \tag{7}$$

Коэффициенты системы (7) могут быть определены после решения уравнения Рейнольдса (1) для стационарного случая. Очевидно, что для функций X и Y будут справедливы условия симметрии относительно плоскости $z=0$, периодичности и однородности на торцах. При определении условия для X и Y на канавках эффекты, вызываемые нестационарностью в системе наддува, во внимание не принимаются. Запишем условие только для функции X (условие для Y будет иметь аналогичный вид):

$$h_0^3 \int_0^{\alpha} \left(\frac{\partial X}{\partial \varphi}\bigg|_{a_j+0} - \frac{\partial X}{\partial \varphi}\bigg|_{a_j-0} \right) dz - 3h_0^2 \cos\varphi \int_0^{\alpha} \left(\frac{\partial P_0}{\partial \varphi}\bigg|_{a_j+0} - \frac{\partial P_0}{\partial \varphi}\bigg|_{a_j-0} \right) dz + \int_{a_j}^{b_j} \left(\frac{\partial X}{\partial z}\bigg|_{\alpha+0} - \frac{\partial X}{\partial z}\bigg|_{\alpha-0} \right) h_0^3 d\varphi - \int_{a_j}^{b_j} \left(\frac{\partial P_0}{\partial z}\bigg|_{\alpha+0} - \frac{\partial P_0}{\partial z}\bigg|_{\alpha-0} \right) 3h_0^2 \cos\varphi \, d\varphi + h_0^3 \int_0^{\alpha} \left(\frac{\partial X}{\partial \varphi}\bigg|_{b_j+0} - \frac{\partial X}{\partial \varphi}\bigg|_{b_j-0} \right) dz - 3h_0^2 \cos\varphi \int_0^{\alpha} \left(\frac{\partial P_0}{\partial \varphi}\bigg|_{b_j+0} - \frac{\partial P_0}{\partial \varphi}\bigg|_{b_j-0} \right) dz = \frac{4m}{n} P_0^3 X. \tag{8}$$

Здесь $j = 1, 2, \ldots, n$ — номер канавки;

α, a_j, B_j — координаты границы канавки (рис. 1);

n — число канавок;

$m = \frac{12\mu M^*}{P_{\text{н}} \rho_{\text{н}} C^3}$ — коэффициент режима (M^* — максимальный расход через подшипник, $\rho_{\text{н}}$ — плотность газа в камере нагнетания).

Интегрирование системы (7) с вышеуказанными условиями было осуществлено итерационным методом Зейделя [4] на ЭВМ М-220. Порог устойчивости опоры будет выражаться следующими равенствами:

$$\widetilde{M} = -\frac{2}{\Omega^2} \int_0^{\gamma} \int_0^{2\pi} \frac{X\cos\varphi - Y\sin\varphi}{\sqrt{\rho_0}} d\varphi\, dz;$$

$$0 = \int_0^{\gamma} \int_0^{2\pi} \frac{X\sin\varphi + Y\cos\varphi}{\sqrt{\rho_0}} d\varphi\, dz, \tag{9}$$

где $\widetilde{M} = \frac{M C \omega^2}{P_{\text{н}} R^2}$ — безразмерная масса шипа;

M — масса шипа.

Справа в равенствах (9) стоят осредненные за период обращения радиальные и тангенциальные составляющие коэффициента несущей способности $\overline{W}_z$ и $\overline{W}_\tau$ (рис. 2). Удовлетворяя второму из равенств (9), находят критическое значение частоты $\Omega_{кр}$, а затем из первого равенства определяют критическую безразмерную массу $\widetilde{M}_{кр}$.

Влияние изменения числа сжимаемости на порог устойчивости показано на рис. 3. Обнаружено уменьшение $\widetilde{M}_{кр}$ при увеличении Λ, причем при $\Lambda\to\infty$ кривая $\widetilde{M}_{кр}(\Lambda)$ выходит на асимптоту. Коэффициент режима, равный 7, является оптимальным или близким к оптимальному по несущей способности в стационарном режиме [1]. Как видно из рис. 3, режим, соответствующий $m=7$, оказался в каком-то смысле оптимальным и в задаче устойчивости: значения критической массы при $m=7$ получились наибольшие. Зависимость частоты возмущенного движения от числа сжимаемости монотонно убывающая, стремящаяся к асимптоте, равной 1 при $\Lambda\to\infty$. Это означает, что только при достаточно больших числах сжимаемости частота обращения по круговой траектории становится равной половине угловой скорости собственного вращения ротора.

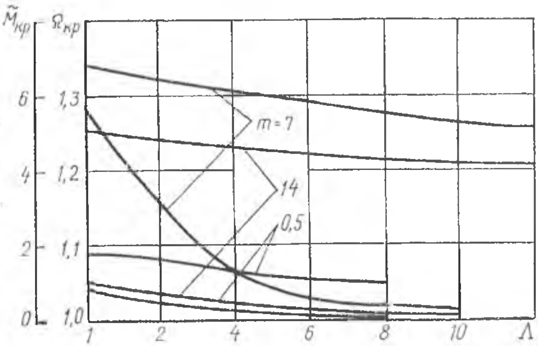

Рис. 3. Зависимость безразмерной критической массы $\widetilde{M}_{кр}$ и критической частоты обращения $\Omega_{кр}$ от числа сжимаемости Λ при $\varepsilon_0 = 0$; $P_a = 0{,}353$; $\gamma = 1{,}28$

Итак, при коэффициенте режима, не равном нулю, центральное положение опоры с канавками при определенном выборе параметров может быть устойчивым, т. е. принудительный наддув может явиться действенным средством подавления неустойчивости типа полускоростного вихря.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Маковец Т. В.* Статические характеристики четырехсекционного радиального газового подшипника.— В сб.: «Опоры скольжения с внешним источником давления». Красноярск, 1974.

2. *Шейнберг С. А.* Полускоростной вихрь в аэродинамических подшипниках. — «Станки и инструмент», 1965, № 2.

3. *Pan C. H. T.* Spectral Analysis of bas Bearing Systems for Stability Studies Developments in mechanics, 1965, 3 (Pt 2). Iohn Wiley and Sons Inc., new Iork.

4. *Березин И. С., Жидков Н. П.* Методы вычислений. Т. II. М., Физматгиз, 1962.

УДК 621.51—225:533.6

Ю. М. ХОХЛОВ

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ АКТИВНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ НЕОДНОРОДНОСТЕЙ ГАСИТЕЛЕЙ ПУЛЬСАЦИЙ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

Для демпфирования колебаний потока жидкости и газа, возникающих в трубопроводных системах насосов и компрессоров, в гидравлических и пневматических системах управления и ряде других установок, широко используются специальные гасители пульсации. При проектировании гасителей необходим динамический расчет трубопроводной системы. При этом влияние гасителей на колебания потока учитывают при определении граничных условий в местах их установки в трубопроводе.

В аналитических методах расчета трубопроводных систем используются линеаризованные уравнения [1], и граничные условия удобно записывать в импедансной форме:

$$\frac{P^*}{W^*} \operatorname{Re} Z + \operatorname{Im} Z\,, \tag{1}$$

где P^* — динамическое давление в граничном сечении трубы;

W — средняя по сечению динамическая скорость.

В общем случае импеданс гасителя пульсации состоит из активной $\operatorname{Re} Z$ и реактивной $\operatorname{Jm} Z$ частей. Реактивная часть определяется с помощью методов линейной акустики [2], [3]. При определении активной составляющей обычно используется эмпирическая зависимость

$$\Delta P = \xi_{\text{ст}} \rho_0 \; \frac{|W|\, W}{2}\,, \tag{2}$$