

1. Для демпфирования вредных колебаний газа в трубопроводах предлагается согласовывать амплитуды и фазы возмущений, возникающих при работе компрессоров. В частности, может быть применено попарное согласование нескольких одновременно работающих машин.

2. Применение специальных управляемых генераторов колебаний с регулируемыми амплитудами и фазами расхода газа позволит:

— демпфировать колебания с учетом изменений отдельных параметров системы;

— осуществлять направленное воздействие на пульсирующий поток с целью получения заданных характеристик на отдельных участках трубопровода.

УДК 621.822.2

В. С. КАРНОВ, Е. Г. ГРУДСКАЯ

ВЛИЯНИЕ ЗАКОНА ИСТЕЧЕНИЯ ЧЕРЕЗ УСТРОЙСТВА НАДДУВА НА УСТОЙЧИВОСТЬ ГАЗОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

Для подачи газа в зазор аэродинамических подшипников применяют различные устройства наддува. Наиболее распространенной является схема, приведенная на рис. 1. Газ из камеры наддува 1 через подводящий канал 2 диаметром d поступает в карман 3 и далее в зазор между валом 4 и шестерней 5. Течение газа в устройстве наддува носит весьма сложный характер, поэтому в настоящее время для расчета аэродинамических подшипников используется приближенная модель [1], согласно которой расход газа, поступающего в смазочный слой, можно определить, используя формулу для изэнтропического истечения идеального газа из большого резервуара в безграничное пространство [2]:

$$q = q_{\max} \Theta(P_{sl}/P_{II}), \quad (1)$$

Рассмотрим теперь влияние параметра δ на устойчивость упорного подпятника, используя функцию истечения в виде (2).

Распределение давления p в смазочном зазоре подпятника удовлетворяет уравнению Рейнольдса [4], которое в безразмерной форме при отсутствии перекоса осей пяты и подпятника имеет вид

$$\frac{h^3}{z} \frac{\partial}{\partial z} \left(z \frac{\partial P}{\partial z} \right) = \frac{\partial (ph)}{\partial t}, \quad (P = p^2). \quad (4)$$

За масштаб давления принято давление в камере нагнетания P_n , длины — радиус пяты R , толщины смазочного зазора — зазор в стационарном положении h_0 , масштаб времени выберем таким образом, чтобы коэффициент при частной производной по времени был бы равен 1, т. е. $T_0 = (24\mu R^2)/(h_0^2 P_n)$.

Граничные условия для (4) можно записать следующим образом:

$$P|_{z=1} = \bar{p}_a, \quad P|_{z=r_0} = \bar{p}_s, \quad (5)$$

где \bar{p}_a и \bar{p}_s — безразмерные давления соответственно на торцах подпятника и в кармане, r_0 — радиус кармана.

Давление в кармане p_s можно найти из условия баланса расхода [4]:

$$-r_0 h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \Big|_{r=r_0} = m_1 \Theta_1 - \frac{d}{V \bar{P}} \frac{\partial P}{\partial t} \Big|_{r=r_0}; \quad \left(\alpha = \frac{V}{4\pi h_0 R^2} \right), \quad (6)$$

где $m_1 = (12\rho q_{\max} \xi(t) / \pi h_0^3 P_n \rho_n)$ — коэффициент режима, рассчитанный по действительному максимальному расходу;

V — объем кармана.

Уравнение движения вала можно представить в следующей форме:

$$M \frac{d^2 h}{dt^2} = 2\pi \int_0^1 (p - \bar{p}_a) r dr + g, \quad \left(M = \frac{m h_0}{R^2 T_0^2 P_n} \right), \quad (7)$$

где m — масса вала;

$g = W/(R^2 p_n)$ — безразмерная нагрузка.

Подставим квадрат безразмерного давления в виде [5]

$$P(r, t) = P_0(z) + P_1(r) \delta h(t) + P_2(r) \delta^2 h(t) \quad \text{при} \quad \delta h \ll \delta^2 h \ll 1, \quad (8)$$

тогда уравнение движения (7) с учетом разложения (8) принимает следующий вид:

$$M \delta h = W_1 \delta h + W_2 \delta^2 h \quad (W_i = \pi \int_0^1 \frac{P_i r}{V P_0} dr, \quad i = 1, 2). \quad (9)$$

Для устойчивости рассматриваемого подпятника необходимо и достаточно выполнение условий $W_1 < 0$ и $W_2 < 0$ (в этом случае $\delta h \rightarrow 0$ при $t \rightarrow \infty$). Первое неравенство, эквивалентное условию статической устойчивости, для данной опоры выполняется всегда, что следует из решения стационарного уравнения Рейнольдса. Таким образом, подпятник будет устойчив, если $W_1 < 0$.

На рис. 2 представлена зависимость коэффициента W_z от модифицированного коэффициента режима $m_1 = \xi m$ при разных значениях параметра δ . Для простой диафрагмы ($l=0$, $\delta \cong 0,1$) при расчете величины W_z можно, по-видимому, использовать изэнтропическую функцию истечения ($\delta = 0$). Однако при увеличении δ влияние этого параметра на величину становится более заметным, что вызывает необходимость учета параметра δ при $l \gg 1$.

Важно отметить, что влияние параметра δ на коэффициент W_z более существенно, чем на величину стационарной несущей способности.

На рис. 3 приведены результаты расчета коэффициента W_z , полученные с помощью обычно используемой изэнтропической модели (1) и рассчитанные в соответствии с данными эксперимента [1] для подпятника с длиной подводящего канала $l = 10$.

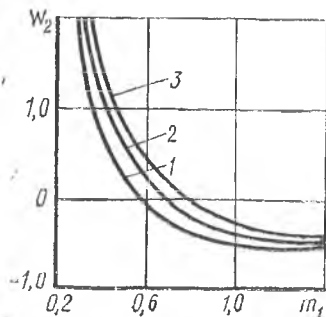


Рис. 2. Зависимость коэффициента W_z от коэффициента режима m_1 при $p_a = 0,333$, $z_0 = 0,05$; $\alpha = 0,625$:

1 — $\delta = 0$; 2 — $\delta = 0,3$; 3 — $\delta = 0,5$

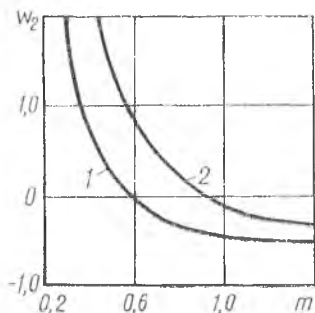


Рис. 3. Зависимость коэффициента W_z от коэффициента режима m_1 , при $p_a = 0,333$; $z_a = 0,05$; $\alpha = 0,625$; $l = 10$:

1 — $\delta = 0$; $\xi = 1$ (изэнтропическая модель истечения); 2 — $\delta = 0,3$; $\xi = 0,75$

Из представленных данных следует, что применение изэнтропической модели для определения расхода газа через устройство наддува вносит существенную погрешность при определении ус-

тойчности подпятника. Учет коэффициента $\xi(\bar{l})$, а при $\bar{l} \gg 1$ и параметра δ , представляется необходимым при расчете устойчивости газовых подпятников с наддувом. Важно также отметить, что увеличение длины подводящего канала l ухудшает устойчивость газовых опор.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Заблоцкий Н. Д., Карпов В. С.* Характеристики устройств наддува газовых опор. — «Механика жидкости и газа», Изв. АН СССР, 1973, № 2.
2. *Лойцянский Л. Г.* «Механика жидкости и газа». М., «Наука», 1970.
3. *Заблоцкий Н. Д.* Влияние закона истечения воздуха через устройство наддува на аэродинамические характеристики упорного подшипника. — «Машиноведение», 1969, № 2.
4. *Константинеску В. Н.* Газовая смазка. М., «Машиностроение», 1968.
5. *Маккэни.* Устойчивость ненагруженных подшипников скольжения смазкой. — «Техническая механика», 1963, т. 85, № 4.

УДК 621.512.001:5

В. А. КОЗЛОВ, В. М. ПИСАРЕВСКИЙ, Л. И. СОКОЛИНСКИЙ

ДЕМПФИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ПОТОКА ГАЗА В ТРУБОПРОВОДАХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Как известно, при работе поршневых компрессоров, широко применяющихся в нефтехимической, нефтеперерабатывающей и газовой промышленности, в трубопроводах возникают колебания газа.

Эти колебания вызывают снижение КПД компрессорной установки, существенную вибрацию элементов, присоединенных к компрессору, что может привести к их поломке [1].

Одним из широко применяемых способов устранения колебаний потока газа является установка различных типов гасителей пульсации. В настоящее время в качестве гасителей пульсации в большинстве случаев используются пустотелые емкости. Однако из-за низких частот и высоких статических давлений, характерных для работы компрессорных установок, гасители этого типа обладают большими габаритами, достигающими в