

А. И. БЕЛОУСОВ, С. С. ГРАНИН

ВЛИЯНИЕ СИЛ ИНЕРЦИИ ЖИДКОСТИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ПОДПЯТНИКА

В реальных условиях применения гидростатических подпятников обороты ротора достигают десятков тысяч в минуту. Возникающее при этом в смазочном слое центростремительное ускорение в сотни и тысячи раз превышает ускорение свободного падения. Часто для смазки поверхностей скольжения используются маловязкие жидкости при высоких расходах рабочего тела. Поэтому при проектировании гидростатических подпятников необходимо учитывать влияние сил инерции жидкости на характеристики подшипников.

На рис. 1 показана схема гидростатического подпятника. В зависимости от гидродинамических сопротивлений дросселирующего элемента 1 и торцевой щели 4 высотой h в центральной камере 3 радиусом R_1 устанавливается давление p_k . Давление жидкости на радиусе R_2 равно нулю.

Схема, представленная на рис. 1, соответствует также расчетной схеме торцового уплотнения при жидкостном трении.

Исходными уравнениями для исследования распределения давления по длине торцевой щели при ламинарном режиме являются уравнения движения Навье-Стокса и неразрывности, которые для стационарного течения несжимаемой жидкости при отсутствии массовых сил будут иметь следующую векторную форму:

$$\bar{V} \times \text{rot } \bar{V} = \text{grad} \left(\frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} \bar{V}^2 \right) + \nu \text{rot } \text{rot } \bar{V}, \quad (1)$$

$$\operatorname{div} \bar{V} = 0. \quad (2)$$

В рассматриваемом случае уравнения (1) и (2) удобно записать в цилиндрических координатах r , φ и y , выбранных, как показано на рис. 1.

Тогда считая, что:

течение жидкости между параллельными стенками симметрично относительно оси oy , т. е. все производные по углу φ равны нулю;

смазка полностью прилипает к стенкам торцевой щели и, следовательно, ее скорость на стенках равна скорости последних;

зазор между пятой и подпятником полностью заполнен несжимаемой жидкостью;

зазор значительно меньше, чем радиус подпятника, т. е. скоростями в направлении оси oy можно пренебречь

и пренебрегая членами более высокого порядка, получаем следующую систему уравнений и граничных условий:

$$\rho v \frac{\partial v}{\partial r} - \rho \frac{u^2}{r} = - \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}, \quad (3)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0, \quad (4)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv) + \frac{\partial w}{\partial y} = 0, \quad (5)$$

$$y=0, u = v = w = 0,$$

$$y=h, u = r(w), v = w = 0,$$

$$r=R_1, p = p_k, \mu = \mu_1,$$

$$r=R_2, p = 0, \mu = \mu_2.$$

Здесь u , v и w обозначают соответственно тангенциальную, радиальную и вертикальную проекции скорости жидкости; ρ и μ — плотность и вязкость смазки; r и y — координаты в радиальном направлении и вдоль оси вращения.

Дополнительно примем, что температура жидкости в торцевой щели изменяется по линейному закону

$$t = t_1 + \frac{r - R_1}{R_2 - R_1} (t_2 - t_1), \quad (6)$$

а вязкость рабочего тела определяется гиперболической зависимостью от температуры и, следовательно, от радиуса

$$\mu = \frac{\mu_0}{at + 1} = \frac{\mu_0}{Ar + B}. \quad (7)$$

Из уравнения (4) с использованием граничных условий для u находим распределение тангенциальной составляющей скорости по высоте щели

$$u = \frac{r\omega}{h} y \quad (8)$$

Интегрируем уравнение неразрывности (5) по y

$$\int_0^h \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv) \right] dy + \int_0^h \frac{\partial \omega}{\partial y} dy = 0. \quad (9)$$

Учитывая граничные условия для ω , получаем

$$\frac{1}{r} \int_0^h v dy + \frac{\partial}{\partial r} \int_0^h v dy = 0. \quad (10)$$

После интегрирования полученного выражения по r найдем

$$\int_0^h v dy = \frac{k}{r}. \quad (11)$$

Средняя по высоте щели радиальная скорость на радиусе r определяется из уравнения расхода

$$Q = 2\pi r \int_0^h v dy = 2\pi r h v_{\text{ср}}. \quad (12)$$

Тогда

$$k = \frac{Q}{2\pi}. \quad (13)$$

Если в первом члене левой части уравнения (3) брать среднее по высоте щели значение радиальной скорости, то с учетом (8) имеем

$$-\rho \frac{k^2}{h^2} \frac{1}{r^3} - \rho \frac{r\omega^2}{h^2} y^2 = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}, \quad (14)$$

откуда находим распределение радиальной составляющей скорости

$$v = \frac{1}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial r} - \frac{\rho k^2}{h^2 r^3} \right) (y^2 - hy) - \frac{\rho r \omega^2}{12\mu h^2} (y^4 - h^3 y). \quad (15)$$

Подставляя выражение (15) в уравнение расхода (10), после интегрирования с учетом граничного условия $p = 0$ при $r = R_2$, получаем закон распределения давления в торцевой щели

$$p = -\frac{6\mu_0 Q}{\pi h^3 B} \ln \frac{(AR_2 + B)r}{(Ar + B)R_2} - \frac{3}{20} \rho \omega^2 (R_2^2 - r^2) - \frac{\rho Q^2}{8\pi^2 h^2 R_2^2} \left(\frac{R_2^2}{r^2} - 1 \right). \quad (16)$$

Расход определяется из граничного условия $p = p_k$ при $r = R_1$.

Если в уравнении (3) не учитывать силы инерции жидкости, то решение его представляется в виде

$$p_1 = \frac{6\mu_0 Q}{\pi h^3 B} \ln \frac{(Ar + B)R_2}{(AR_2 + B)r}. \quad (17)$$

С учетом центробежных сил (т. е. при наличии в уравнении (3) второго члена левой части) получаем

$$p_{11} = p_1 - \frac{3}{20} \rho \omega^2 (R_2^2 - r^2). \quad (18)$$

Эта зависимость совпадает с полученными ранее результатами [1].

Уравнение (16) можно записать в форме

$$p_{III} = p_{II} - \frac{\rho Q^2}{8\pi^2 h^2 R_2^2} \left(\frac{R_2^2}{r^2} - 1 \right). \quad (19)$$

Если вязкость по длине щели принять постоянной, то из (17) следует, что

$$p_I = \frac{6\mu Q}{\pi h^3} \ln \frac{R_2}{r}. \quad (20)$$

Для потока между неподвижными параллельными пластинами с учетом сил инерции известно распределение давления в виде выражения [2]

$$p = \frac{6\mu Q}{\pi h^3} \ln \frac{R_2}{r} - \frac{27\rho Q^2}{140\pi^2 h^2 R_2^2} \left(\frac{R_2^2}{r^2} - 1 \right). \quad (21)$$

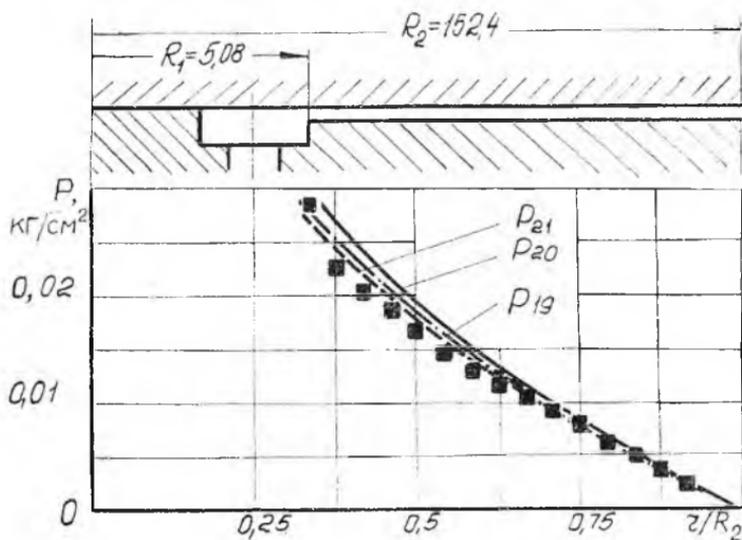


Рис. 2. Распределение давления в торцевой щели.

Член, учитывающий силы инерции жидкости, в полученном нами уравнении (16) в полтора раза меньше, чем по зависимости (21).

На рис. 2 показано распределение давления при течении ртути ($Q = 16,3 \frac{\text{см}^3}{\text{сек}}$) между параллельными пластинами. Линиями показаны результаты теоретических расчетов по зависимостям (19)—(21) (соответственно, давление p_{19} , p_{20} , p_{21}), значками — экспериментальные данные, заимствованные из работы [2].

Совпадение экспериментальных данных и результатов теоретических расчетов с учетом сил инерции вполне удовлетворительное. Небольшая систематическая погрешность отнесена авторами статьи [2] к погрешностям взаимного расположения пластин.

Полученные зависимости для распределения давления позволяют вычислить несущую способность подпятника $W = \int_i p df$.

Например, при постоянной вязкости имеем:

$$W_I = \pi R_1^2 p_k + \frac{3\mu Q}{h^3} R_2^2 \left(1 + 4 \frac{R_1^2}{R_2^2} \ln \frac{R_1}{R_2} - \frac{R_1^2}{R_2^2} \right), \quad (22)$$

$$W_{II} = W_I - \frac{3}{40} \pi \rho \omega^2 R_2^4 \left(1 - \frac{R_1^2}{R_2^2} \right)^2, \quad (23)$$

$$W_{III} = W_{II} - \frac{\rho Q^2}{8\pi h^2} \left(\frac{R_1^2}{R_2^2} + 2 \ln \frac{R_2}{R_1} - 1 \right). \quad (24)$$

Здесь W_I — несущая способность подпятника без учета сил инерции жидкости;

W_{II} — несущая способность подпятника с учетом центробежных сил;

W_{III} — несущая способность подпятника с учетом сил инерции жидкости.

Рассмотрим влияние сил инерции на нагрузочную характеристику гидростатического подшипника при $Q=10$ л/мин, $R_2=40$ мм, $R_1=10$ мм, $h=0,1$ мм, $n=6000$ об/мин, плотности рабочей жидкости $\rho=100 \frac{\text{кг}\cdot\text{сек}^2}{\text{м}^3}$. Вязкость жидкости составляет $\mu=1.10^{-3} \frac{\text{кг}\cdot\text{сек}}{\text{м}^2}$ (масло) и $\mu=1.10^{-4} \frac{\text{кг}\cdot\text{сек}}{\text{м}^2}$ (вода).

Расчет дает следующие результаты:

для масла $W_I = 618 \text{ кГ}$, $W_{II} = 594,9 \text{ кГ} = 0,96W_I$,
 $W_{III} = 560,8 \text{ кГ} = 0,91W_I$, $p_{kI} = 44 \text{ кГ/см}^2$,
 $p_{kII} = 43,1 \text{ кГ/см}^2$, $p_{kIII} = 39,8 \text{ кГ/см}^2$;

для воды $W_I = 61,8 \text{ кГ}$; $W_{II} = 38,9 \text{ кГ} = 0,63W_I$,
 $W_{III} = 4,4 \text{ кГ} = 0,07W_I$; $p_{kI} = 4,4 \text{ кГ/см}^2$,
 $p_{kII} = 3,5 \text{ кГ/см}^2$; $p_{kIII} = 0,2 \text{ кГ/см}^2$.

Видно, что падение несущей способности из-за влияния сил инерции составляет около 10% для масла. Для воды влияние сил инерции настолько велико даже при небольшой окружной скорости, что подпятник почти не обладает несущей способностью.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. И. Голубев. Современные уплотнения вращающихся валов, Машгиз, М., 1963.
2. E. R. Makl, D. C. Kuzma, R. J. Donnelly, Journal Fluid Mech., 26, № 3, 1966.