

РАСЧЕТ ДАВЛЕНИЯ В СМАЗОЧНОМ СЛОЕ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Столбовой А.С. канд. техн. наук, Музыкин Ю.Д., канд. техн. наук
(Национальный технический университет "ХПИ")

Свиргун О.А., канд. техн. наук
(Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства им. П. Василенко)

Рассматривается методика расчета гидродинамического давления в высокоскоростном упорном подшипнике скольжения с учетом инерции смазочного слоя

Введение. Основу гидродинамической теории смазки подшипников скольжения составляют три закона: сохранения импульса, массы и энергии. В соответствии с классической постановкой задачи для жидкостного режима трения наиболее важной является динамическая сторона явлений, происходящих в смазочном слое. Расчеты гидродинамических подшипников, применяемые в инженерном деле, основываются на уравнениях Рейнольдса для установившегося движения несжимаемой жидкости при постоянной вязкости, определенной при средней температуре смазочного слоя. Применение этих уравнений для упорных подшипников обосновано [1, 2] при малых числах Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot h_{\min}^2}{\nu} \ll 1,$$

где ω (c^{-1}) - угловая скорость пяты, h_{\min} (мм) - минимальная толщина смазочного слоя, ν ($мм^2/c$) - кинематическая вязкость смазки.

В подшипниках современных машин, например, газовых турбин, центробежных насосов, турбокомпрессоров для наддува двигателей внутреннего сгорания и других числа Рейнольдса достигают значений 0,2 – 0,3 и более. Для расчета таких опор необходимо использовать более полные уравнения движения, в которых, кроме сил давления и трения, учитываются силы инерции масляного слоя. Исследования, выполненные рядом авторов [3, 4], показали, что инерция смазывающего слоя может способствовать как снижению, так и повышению давления в смазочном слое в зависимости от типа опор и формы масляного клина. Современные ЭВМ позволяют быстро и достаточно точно оценивать влияние форм и геометрических факторов работоспособность опор.

Методика расчета. Исходные уравнения движения для упорного подшипника, схема которого показана на рис. 1, имеют вид классических уравнений Рейнольдса с постоянными граничными условиями:

$$\mu \frac{\partial^2 u_0}{\partial z^2} - \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial P_0}{\partial \vartheta} = 0;$$

$$\mu \frac{\partial^2 v_0}{\partial z^2} - \frac{\partial P_0}{\partial r} = 0;$$

$$\frac{\partial P_0}{\partial z} = 0;$$

$$\frac{\partial u_0}{\partial \vartheta} + \frac{\partial}{\partial r}(v_0 r) + r \frac{\partial w_0}{\partial z} = 0.$$

В этих уравнениях: P_0 - гидродинамическое давление в смазочном слое, μ и γ - динамическая вязкость и плотность смазывающей жидкости, u_0, v_0, w_0 - скорости частицы смазки в направлении координат ϑ, r, z .

Граничные условия: $u_0 = v_0 = w_0 = 0$ при $z = 0$, $u_0 = -\omega r$, $v_0 = w_0 = 0$ при $z = h$. Давление на границах по контуру опорной поверхности ($\vartheta = 0$, $\vartheta = \theta$, $r = r_1$, $r = r_2$) можно принять равным давлению в системе $P_0 = P_c$.

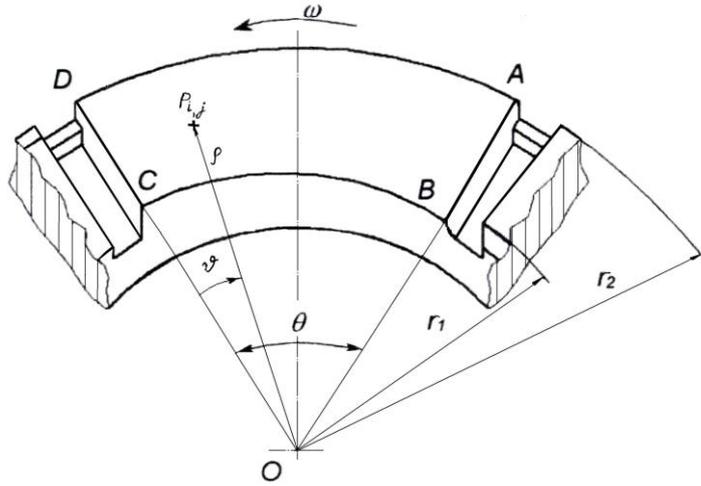


Рис. 1. Схема опорной поверхности подпятника.

Система уравнений для учета инерции смазочного слоя получается при разложении искомых функций скоростей и давлений в ряд по степеням чисел Рейнольдса и отбрасывании составляющих второй и более степеней малости:

$$\mu \frac{\partial^2 u_1}{\partial z^2} - \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial P_1}{\partial \vartheta} = \frac{\gamma}{Re} \left(\frac{u_0}{r} \cdot \frac{\partial u_0}{\partial \vartheta} + v_0 \frac{\partial u_0}{\partial r} + w_0 \frac{\partial u_0}{\partial z} + \frac{u_0 v_0}{r} \right);$$

$$\mu \frac{\partial^2 v_1}{\partial z^2} - \frac{\partial P_1}{\partial r} = \frac{\gamma}{Re} \left(\frac{u_0}{r} \cdot \frac{\partial v_0}{\partial \vartheta} + v_0 \frac{\partial v_0}{\partial r} + w_0 \frac{\partial v_0}{\partial z} - \frac{u_0^2}{r} \right);$$

$$\frac{\partial P_1}{\partial z} = 0;$$

$$\frac{\partial u_1}{\partial \vartheta} + \frac{\partial}{\partial r}(v_1 r) + r \frac{\partial w_1}{\partial z} = 0.$$

Граничные условия: $u_1 = v_1 = w_1 = 0$ при $z = 0$, $z = h$, $P_1 = 0$ при $\vartheta = 0$, $\vartheta = \theta$, $r = r_1$, $r = r_2$,

Подставляя значения скоростей в уравнения неразрывности (последние уравнения приведенных систем) и произведя интегрирование по z в пределах из-

менения толщины смазочного слоя от 0 до h , получим два уравнения для расчета полей давлений ($k=0$ и $k=1$), которые в безразмерной постановке имеют вид

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\xi^3 \frac{\partial p_i}{\partial \varphi} \right) + D^2 \frac{\partial}{\partial \rho} \left(\xi^3 \frac{\partial p_i}{\partial \rho} \right) = N_k,$$

где $N_0 = e^{2s\rho} \cdot \frac{\partial \xi}{\partial \varphi}$, $N_1 = \frac{\partial}{\partial \varphi} \sum_{n=1}^{n=4} T_n + \frac{\partial}{\partial \rho} \sum_{n=5}^{n=8} T_n$.

Безразмерные значения толщин смазочного слоя ξ , угловой и радиальной координат φ , ρ и давления p_i определены согласно зависимостям:

$$\xi = \frac{h}{h_{min}}, \quad \varphi = \frac{\vartheta}{\theta}, \quad e^{s\rho} = \frac{r}{r_1}, \quad s = \lg \left(1 + \frac{r_2 - r_1}{r_1} \right), \quad D = \frac{\theta}{s}, \quad p_i = P_i \cdot \frac{-h_{min}^2}{6\mu\omega r_1^2 \theta},$$

где e - основание натуральных логарифмов.

Слагаемые T_n правой части составляющей N_1 , учитывающие влияние инерционных членов, определяются функциональными зависимостями толщин масляной пленки, давлений и их первых и вторых производных в направлениях координат φ и ρ после расчета поля давления P_0 .

Решение приведенных дифференциальных уравнений эллиптического типа, отличающихся правыми частями N_k , с постоянными граничными условиями можно осуществлять последовательно с помощью метода конечных разностей. Для этого, область изменения аргументов φ и ρ разбивается двумя семействами параллельных прямых с шагом H , а давление в каждой точке рассматриваемого поля с координатами i и j представляется в виде зависимости

$$p_{i,j}^{(\psi)} = \frac{D^2 \xi_{i,j-0,5}^3 p_{i,j-1}^{(\psi)} + \xi_{i-0,5,j}^3 p_{i-1,j}^{(\psi)} + \xi_{i+0,5,j}^3 p_{i+1,j}^{(\psi-1)} + D^2 \xi_{i,j+0,5}^3 p_{i,j+1}^{(\psi-1)} - N_{i,j} H^2}{D^2 \xi_{i,j-0,5}^3 + \xi_{i-0,5,j}^3 + \xi_{i+0,5,j}^3 + D^2 \xi_{i,j+0,5}^3},$$

где $(\psi - 1)$ и (ψ) - номера двух последовательных итераций.

Итерационный процесс проводится для всех внутренних узлов рассматриваемой области, а давления на границах остаются неизменными.

Окончание счета определяется условием

$$\varepsilon = \frac{\sum_{i=0}^{i=1} \sum_{j=0}^{j=1} p_{i,j}^{(\psi)} - \sum_{i=0}^{i=1} \sum_{j=0}^{j=1} p_{i,j}^{(\psi-1)}}{\sum_{i=0}^{i=1} \sum_{j=0}^{j=1} p_{i,j}^{(\psi)}} \leq E.$$

Выбор шага сетки H и условия окончания счета E определяется требованиями точности расчетов.

Выводы. 1. Предложенная методика расчета гидродинамического давления позволяет рассчитывать его в упорных подшипниках с различными формами рабочих поверхностей, определяемых параметром ξ в каждом из узлов с координатами φ и ρ .

2. Исследования показали, что необходимость учета инерции смазки свя-

зана с условиями работы, формой и размерами рабочих поверхностей.

3. При уклонах в окружном и радиальном направлениях необходимость учета инерции смазочного слоя появляется при $Re > 0,1$.

Список литературы

1. Воскресенский В.А. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкая смазка). Справочник / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.
2. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения / М.В. Коровчинский. – М.: Машгиз, 1959. – 403 с.
3. Иванова Н.Г. Влияние инерции смазки на характеристики подшипников скольжения. Сб. “Развитие гидродинамической теории смазки подшипников быстроходных машин” / Н.Г. Иванова. – М.: Изд-во АН СССР, 1962.
4. Kettleborough C.F. Turbulent and Inertia Flow in Slider Bearings “ASLE Transactions ”. – 1965, v.8, № 3.

Анотація

Розрахунок тиску в мастильному шарі високошвидкісного гідродинамічного упорного підшипника ковзання

Розглядається методика розрахунку гідродинамічного тиску у високошвидкісному упорному підшипнику ковзання з урахуванням інерції мастильного шару

Abstract

Pressure calculation in a lubricant lager of the high – speed hydrodynamic persistent of sliding

The method of calculation of hydrodynamic pressure in the high-speed persistent bearing of sliding taking into account inertia of a lubricant layer is considered