

СОЗДАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЕМПФЕРА ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

CREATING OF FLUID FRICTION DAMPER HIDRODINAMIC MODEL

НОВИКОВ Дмитрий Константинович, д.т.н., профессор,
БАЛЯКИН Валерий Борисович, к.т.н., доцент,
КАНУННИКОВ Петр Игоревич, инженер,
Самарский Государственный Аэрокосмический Университет,
г. Самара, Россия.

Abstract. The work is devoted to creating of hydrodynamic damper theoretical model with seals and lubrication feed through holes. It is considered damper of finite length, the theoretical model is under construction with the help of the Reynolds equation with the members taking into account lubrication temperature and feed through holes. The Reynolds equation with the appropriate boundary conditions will be solve with the help of the program by a method of simple iteration.

Широкое применение в опорах турбомашин нашли демпферы со сдвливаемой пленкой с внешним подпором смазки (Рис.1) или, как их сейчас называют, гидродинамические демпферы (ГДД). В данной работе создана теоретическая модель ГДД с подачей смазки через отверстия и торцовым уплотнением типа поршневого кольца. Также учитывается изменение температуры смазки за один период колебаний вибратора.

Исследуемый демпфер показан на рисунке 1. Вибратор прецессирует с частотой $\Omega = \dot{\Phi}$ (Φ - угол положения линии центров), эквивалентной скорости синхронного движения несбалансированного ротора ω . Предполагается, что стационарные орбиты движения представляют собой круговые траектории с постоянным эксцентриситетом [1] относительно центра подшипника.

Энергия механических колебаний рассеивается за счет сил вязкого трения в тонком слое смазки, повышая ее температуру. Результирующие силы, действующие со стороны пленки на вибратор, можно определить,

если известно распределение давления. Оно описывается уравнением Рейнольдса [2].

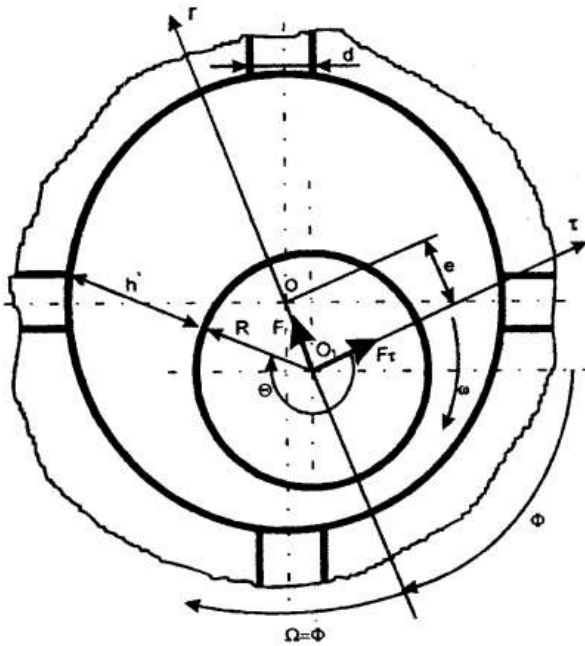


Рисунок 1 – Схема гидродинамического демпфера

Обобщенное безразмерное уравнение Рейнольдса имеет вид [3]

$$\lambda_j^2 \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}_j^3 \frac{\partial p_j}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{h}_j^3 \frac{\partial p_j}{\partial z} \right) = -8 \Lambda_j \varepsilon_j \sin \theta. \quad (1)$$

Здесь $p_j = p_j / p_a$ - безразмерное давление в слое смазки; p_a - атмосферное давление; $\bar{h}_j = h_j / \delta_j = 1 + \varepsilon_j \cos \theta$ - относительная толщина пленки; h_j - толщина пленки; δ_j - радиальный зазор при концентричном положении втулки вибратора; $\varepsilon_j = e_j / \delta_j$ - относительный эксцентриситет; θ - угловая координата; $Z = z / L_j$ - относительная осевая координата; L_j - длина зазора;

$\lambda_j = L_j / R_j$ - безразмерная длина; $\Lambda_j = \frac{\bar{P}^* \lambda^2}{4 \psi^2}$ - параметр сдавливания, где

μ - динамическая вязкость смазки; $\bar{P}^* = \frac{6 \mu \Omega}{P_a}$ - безразмерный параметр

давления; $\psi = \frac{\delta_j}{R_j}$ - безразмерный зазор.

Далее в уравнениях используется индекс $j=s$ - для уплотнений, $j=c$ - для демпферного зазора.

На практике, в рассматриваемой конструкции ГДД, параметр ε_c изменяется в интервале $0 < \varepsilon_c < \bar{\delta}_s$, где $\bar{\delta}_s = \delta_s / \delta_c$. Значения параметра $\varepsilon_c = \bar{\delta}_s$ могут не реализоваться из-за технологических допусков на изготовление уплотнительных колец, так как возможна посадка на них как на ограничитель колебаний, что приведет к трансформированию упруго-демпферной опоры в жесткую стойку. При колебаниях втулки вибратора с амплитудой прецессии e_c , за счет упругой деформации форма внутренней поверхности зазора в уплотнении становится несколько отличной от окружности. Для упрощения решения задачи сделаем допущение, заменив зазор сложной формы в уплотнении окружностью радиусом R , смещенной на величину $e_s = \bar{\delta}_s e_c$ (см. рисунок 2). Это позволяет уменьшить число безразмерных определяющих параметров и упростить задачу анализа, так как в этом случае

$$\varepsilon_s = e_s / \delta_s = \varepsilon_c.$$

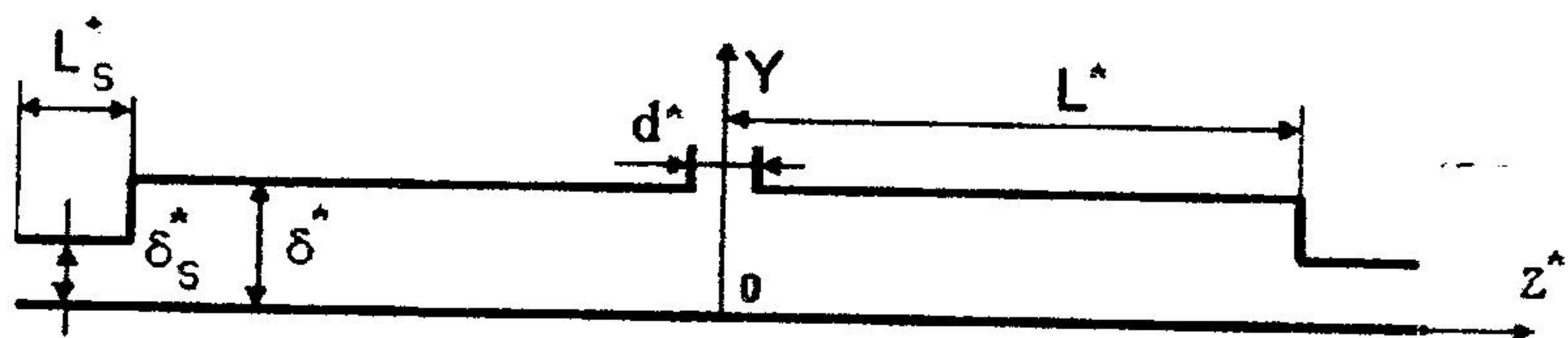


Рисунок 2 – Схема зазора и уплотнения

Граничные условия в демпферном зазоре с полным охватом смазкой имеют вид

$$\bar{p}_c(\theta, 0) = \bar{p}_c(\theta, 1) = 1; \quad \bar{p}_c(0, z) = \bar{p}_c(2\pi, z) = f_1. \quad (2)$$

Функция f_1 находится из условия равенства давления на торцах демпфера атмосферному давлению p_a и из определенности давления p_i на выходе из отверстия:

$$f_1(z) = (\bar{p}_i - 1)z^2 + 1,$$

где $\bar{p}_i = p_i / p_a$.

В силу симметричности задачи относительно оси Y граничные условия для демпферного зазора в области, где есть отверстия, имеют вид

$$\bar{p}_c(\theta, 0) = \bar{p}_i. \quad (3)$$

В области, где отсутствуют отверстия

$$\bar{p}_c(\theta, 0) = -\frac{\bar{P}^* \sin \theta L_c^2 \varepsilon}{4\delta_c^2 h_c^3} + \bar{p}'_s, \quad (4)$$

где \bar{p}'_s - давление на стыке демпферного зазора и уплотнения.

Давление на стыке уплотнения и демпферного зазора находим из условия равенства расходов смазки:

$$Q_{c \text{ вх}} = Q_{s \text{ вх}}.$$

Используя для расхода выражения в безразмерном виде, получаем

$$\delta_s^3 \bar{h}_c^3 \frac{\partial \bar{p}_c}{\partial z} \Big|_{z=1} = \frac{1}{\delta_s^3} \bar{h}_s^3 \frac{\partial \bar{p}_s}{\partial z} \Big|_{z=0}, \quad (5)$$

Решая уравнение (5), в сечениях по углу φ , где отсутствуют отверстия подачи смазки, получаем

$$\bar{p}'_s = -\frac{\bar{P}^* \sin \theta}{4} \left[\frac{\varepsilon_s M_s K_s^2}{h_s^3} + \frac{2K_s M_s \varepsilon}{\Pi_s h_c^3} \right], \quad (6)$$

где $\Pi_s = \frac{h_s^3 \delta_s^6}{h_c^3 \delta_c^6}$; $K_s = L_s/L_c$; $M_c = L_c^2/\delta_c^2$; $M_s = L_c^2/\delta_s^2$.

Для сечений по углу φ , где есть отверстия подачи смазки, получаем

$$\bar{p}'_s = \frac{\bar{p}_i}{1 + \Pi_s/K_s} - \frac{\bar{P}^* \sin \theta}{4} \left[\frac{M_c \varepsilon/h_c^3 + M_s \varepsilon_s \Pi_s K_s/h_s^3}{1 + \Pi_s/K_s} \right]. \quad (7)$$

Расход вытекающей в демпфер жидкости на единицу длины окружности через питающие отверстия с ограничительной шайбой выражается [3]

$$q_i^*[i, j] = \frac{N a^* C_d \pi}{\sqrt{\rho^*}} \cdot \sqrt{2(P_s^* - P_i^*[i, j])}. \quad (8)$$

Здесь N – количество питающих отверстий; a^* – диаметр питающего отверстия; C_d – коэффициент расхода для питающего отверстия; ρ^* – плотность смазки демпфера; P_s^* , P_i^* – давление подачи и давление на входе в зазор демпфера соответственно.

Расход вытекающей из подшипника смазки на единицу длины окружности определяется выражением

$$q_0^* = \frac{P_a^* (\delta^*)^3 h^3}{6 \mu L} \left| \frac{\partial P}{\partial z} \right|_{z=0}. \quad (9)$$

Давление на входе P_i находится в виде функции от параметра ограничителя расхода λ_R путем приравнивания выражений (8) и (9).

Окончательно получим

$$\bar{p}_i = -\gamma_1 + \gamma_2 \bar{p}_0 \sqrt{2 \sqrt{1 + 4\gamma_1 + 4\gamma_1/\gamma_2 \bar{p}_0} - 1}, \quad (10)$$

где $\bar{p}_0 = p_0/p_a$ – безразмерное давление подачи; $\gamma_1 = \varepsilon_c \Lambda_c \sin \theta / \bar{h}_c^3$; $\gamma_2 = \pm \eta_R^2 / \bar{h}_c^6$.

В последнем выражении выбирают знак «+», если $\bar{p}_0 > -\gamma_1$, и знак «-», если $\bar{p}_0 < -\gamma_1$.

Здесь $\eta_R = \frac{3\mu L_c N d^2 C_d}{2\delta_c^3 R_c} \sqrt{2p_0\rho}$ - параметр ограничителя расхода с самокомпенсацией.

Уравнению (10) сопоставляется разностный аналог, который вычисляется методом простой итерации. Потом полученные значения P_i подставляются в разностное уравнение (8) и получают значения расхода через отверстия, через которые находится функция f_i (см. уравнение (2)). Из (1) можно получить выражение для определения давления в зазоре демпфера и привести его к конечно-разностному виду

$$P_{ci,j} = \frac{\left((1 + \varepsilon \cos \theta_{i+1})^3 - (1 + \varepsilon \cos \theta_{i-1})^3 \right) (P_{ci+1,j} - P_{ci-1,j}) (\Delta z \cdot L_c)^2}{8(1 + \varepsilon \cos \theta_i)^3 (L_c^2 \cdot \Delta z^2 + R^2 \cdot \Delta \theta^2)} - 6\mu\varepsilon\omega \left(\frac{R}{\delta_c} \right)^2 \sin \theta_i (\Delta \theta^2 \cdot \Delta z^2 \cdot L_c^2) / (1 + \varepsilon \cos \theta_i)^3 (L_c^2 \cdot \Delta z^2 + R^2 \cdot \Delta \theta^2) + 6\mu \frac{R^2}{\delta_c^3} f_i (\Delta \theta^2 \cdot \Delta z^2 \cdot L_c^2) / (1 + \varepsilon \cos \theta_i)^3 (L_c^2 \cdot \Delta z^2 + R^2 \cdot \Delta \theta^2) + \frac{(P_{ci+1,j} + P_{ci-1,j}) \Delta z^2 L^2}{2(L_c^2 \Delta z^2 + R^2 \Delta \theta^2)} + \frac{(P_{ci,j+1} + P_{ci,j-1}) \Delta \theta^2 R^2}{2(L_c^2 \Delta z^2 + R^2 \Delta \theta^2)}. \quad (11)$$

Аналогично можно получить уравнение для определения давления в уплотнении.

Сначала давление считается по формуле (11) методом простой итерации с учетом граничных условий (2), (3), (5) с начальным значением динамической вязкости смазки μ_0 и температурой T_0 . В расчетной модели методом суперпозиции учитывается подача смазки через питающие отверстия. Границы области разрыва смазки определяются путем сравнения динамического давления в пленке с давлением насыщающих паров рабочей жидкости. Силы, действующие со стороны пленки на вибратор демпфера, определяются интегрированием давления методом Симпсона

$$F_r = 2 \int_0^{L/2} \int_0^{2\pi} P \cos \theta \cdot d\theta \cdot dz; \quad F_\theta = 2 \int_0^{L/2} \int_0^{2\pi} P \sin \theta \cdot d\theta \cdot dz.$$

При интегрировании в области разрыва давление принимается равное давлению насыщающих паров смазки.

Определив тангенциальную составляющую силы, можно определить рассеиваемую за счет колебаний в демпфере мощность

$$N_{\text{рас}} = F_r V,$$

где $V = \Omega z$ - линейная скорость движения вибратора.

При отсутствии теплообмена с окружающей средой вся мощность идет на нагревание смазки до температуры T_i за один период колебаний вибратора t , то есть

$$N_{\text{pac}} = Q = mc_p(T_i - T_0).$$

Здесь $m = q/t$ – масса смазки, вытекшая из демпфера за один период колебаний, $q = R \int_0^{2\pi} q_0^* d\varphi$, где q_0^* – расход смазки, определяемый по формуле (9); c_p – удельная теплоемкость смазки.

Тогда можно определить калориметрическую температуру смазки в виде

$$T_i = \frac{F_r \Omega e t}{q c_p} + T_0.$$

Производится интерполяция экспериментальной зависимости $\mu(T_i)$ для определенного типа смазки (ИПМ-10) и определяется значение вязкости, соответствующая температуре T_i . Полученное значение μ подставляется в уравнение Рейнольдса (1) и заново определяется распределение давления, сила демпфирования и новое значение температуры T_i . Методом последовательных приближений достигается заданная погрешность вычисления итерационных значений $\mu(T_i)$. В настоящее время вышеописанный метод реализуется на программном уровне.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Моухен, Хан. Расчет демпфирующих опор со сдвливаемой пленкой для жестких роторов // Конструирование и технология машиностроения, № 3, 1974, с. 160-172.
2. Белоусов А. И., Новиков Д. К., Балякин В. Б. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин. Самара, КуАИ, 1991, учеб. пособие, 94с.
3. Стифлер А.К. Демпферы со сдвливаемой пленкой нагнетания смазки // Проблемы трения и смазки.-1980.-Т.102, № 1.- С.47-54.