

АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ПОДВОДА СМАЗКИ В ГИДРОДИНАМИЧЕСКОМ ДЕМПФЕРЕ

Новиков Д.К., Канунников П.И.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

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 проводится анализ влияния кольцевой канавки и подачи смазки через отверстия на характеристики ГДД.

Исследуемый демпфер показан на рис.1. Вибратор прецессирует с частотой $\Omega = \dot{\Phi}$ (Φ угол положения вибратора), эквивалентной скорости синхронного движения несбалансированного ротора ω . Предполагается, что стационарные орбиты движения представляют собой круговые траектории с постоянным эксцентриситетом [1] относительно центра подшипника. Результирующие силы, действующие со стороны пленки на указанный узел, можно определить, если известно распределение давления. Оно описывается уравнением Рейнольдса [2].

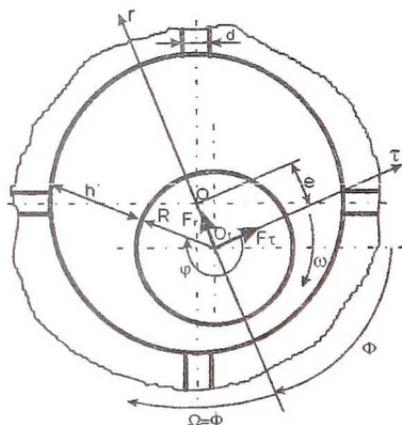


Рис.1. Схема гидродинамического демпфера

Для канавки уравнение аналогично уравнению для зазора (см. [3])

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial P_g}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{R}{L_g} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial P_g}{\partial z} \right) = -8\Lambda_s \left(\frac{R}{L_g} \right)^2 \varepsilon \sin \varphi - 12\mu \frac{L^2}{P_a^* (\delta_g^*)^3} f(V_n) \quad (1)$$

Здесь переменные приведены к безразмерному виду: давление в зазоре $p = \frac{P}{P_a^*}$, толщина пленки $h = \frac{h^*}{\delta^*}$, осевая координата $z = \frac{z^*}{L}$. R — радиус демпфера, L — длина зазора демпфера, μ — динамическая вязкость смазки, P_a^* — давление окружающей среды, δ^* — радиальный зазор, $h = 1 + \varepsilon \cos \varphi$ (см. рис.2), относительный эксцентриситет $\varepsilon = \frac{e^*}{\delta^*}$, $f(V_n)$ — функция подачи смазки через отверстие (или скорость подачи), которая не равна нулю только в точках подачи смазки через отверстие, число сдвигания $\Lambda_s = \frac{6\mu\omega}{P_a^*} \left(\frac{R}{\delta}\right)^2 \left(\frac{L}{2R}\right)^2$. Величины $()^*$ — размерные, $()_g$ — относятся к канавке (см. рис.2).

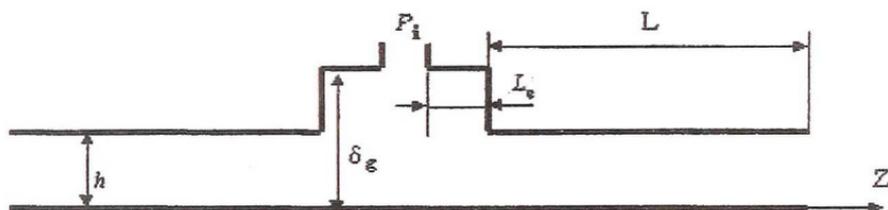


Рис.2. Схема канавки и зазора

Граничные условия для зазора

$$P(\varphi, 0) = P(\varphi, L) = P_a^*; \quad P(0, z) = P(2\pi, z) = f_1. \quad (2)$$

Функция f_1 ищется из условия равенства давления на торцах демпфера атмосферному давлению P_a^* и из определенности давления на выходе из отверстия P_i^*

$$f_1(z) = \frac{P_i^* - P_a^*}{l^2} z^2 + P_a^*. \quad (3)$$

Рассматривается половина канавки, поэтому одно из двух граничных условий для нее

$$P(\varphi, 0) = P_i, \quad (4)$$

где P_i — давление на выходе из питающего отверстия.

Граничные условия на стыке зазора и канавки ищутся из условия равенства расхода смазки на выходе из канавки и на входе в зазор

$$\delta_g h_g \left. \frac{\partial P_g}{\partial z} \right|_{z=L_g} = \delta h \left. \frac{\partial P}{\partial z} \right|_{z=0} \quad (5)$$

Выражение для граничного давления \bar{P}_k между канавкой и зазором получаем из (4), приравнявая уравнения производных от давления

$$\bar{P}_k = -6\mu\omega \cdot \text{Sin}\varphi \left(\frac{\delta_g L_g^2 \varepsilon_g + \delta L^2 \varepsilon}{h_g^3 \delta_g^3 + h^3 \delta^3} \right) + \frac{h_g^3 \delta_g^3 P_i + h^3 \delta^3}{h_g^3 \delta_g^3 + h^3 \delta^3} \quad (6)$$

Задача решается конечно-разностным методом, из (1) можно получить выражение для определения давления в канавке демпфера и привести его к конечно-разностному виду

$$P_{g_{i,j}} = \frac{\left((1 + \varepsilon \text{Cos} \varphi_{i+1})^3 - (1 + \varepsilon \text{Cos} \varphi_{i-1})^3 \right) (P_{g_{i+1,j}} - P_{g_{i-1,j}}) (\Delta z \cdot L_g)^2}{8(1 + \varepsilon \text{Cos} \varphi_i)^3 (L_g^2 \cdot \Delta z^2 + R^2 \cdot \Delta \varphi^2)} -$$

$$- 6\mu\varepsilon\omega \left(\frac{R}{\delta_g} \right)^2 \text{Sin} \varphi_i (\Delta \varphi^2 \cdot \Delta z^2 \cdot L_g^2) / (1 + \varepsilon \text{Cos} \varphi_i)^3 (L_g^2 \cdot \Delta z^2 + R^2 \cdot \Delta \varphi^2) + \quad (7)$$

$$+ 6\mu \frac{R^2}{\delta_g^3} f_i (\Delta \varphi^2 \cdot \Delta z^2 \cdot L_g^2) / (1 + \varepsilon \text{Cos} \varphi_i)^3 (L_g^2 \cdot \Delta z^2 + R^2 \cdot \Delta \varphi^2) +$$

$$+ \frac{(P_{g_{i+1,j}} + P_{g_{i-1,j}}) \Delta z^2 L^2}{2(L_g^2 \Delta z^2 + R^2 \Delta \varphi^2)} + \frac{(P_{g_{i,j+1}} + P_{g_{i,j-1}}) \Delta \varphi^2 R^2}{2(L_g^2 \Delta z^2 + R^2 \Delta \varphi^2)}.$$

Аналогично можно получить уравнение для определения давления в зазоре [3]. Давление считается по формуле (7) методом простой итерации.

Расход втекающей в демпфер жидкости на единицу длины окружности через питающие отверстия с ограничительной шайбой выражается [4]

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

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

ρ^* – плотность смазки демпфера, P_s^*, P_i^* – давление подачи и давление на входе в канавку 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

$$P_i = -\gamma_1 + \frac{\gamma_2 P_s}{2} \left[\left(1 + \frac{4}{\gamma_1} + \frac{4\gamma_1}{\gamma_2 P_s} \right)^{\frac{1}{2}} - 1 \right], \quad (10)$$

где $\gamma_1 = \frac{\varepsilon \Lambda_s \sin \varphi}{h^3}$, $\gamma_2 = \frac{\lambda_R^2}{h^6}$ и $\gamma_2 = -\gamma_2$

$$\text{при } P_s < -\gamma_1, \quad \lambda_R = \frac{3}{2} \frac{\mu L^* N (a^*)^2 C_d}{(\delta^*)^3 R} \left[\frac{2}{\rho^* P_s^*} \right]^{\frac{1}{2}}.$$

Уравнению (10) также 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 $f(V_n)$ (см. уравнение (1)). И, наконец, решается уравнение Рейнольдса (7) совместно с граничными условиями (4) и (6) для определения давления в канавке демпфера. Аналогично вычисляется давление в зазоре, но без питающих отверстий. Там, где получаются отрицательные давления (кавитация), их заменяют на давление насыщенных паров p_n , чтобы удовлетворить условиям кавитации. Также учитывается втекание и вытекание смазки через питающие отверстия в зависимости от давления в зазоре перед отверстием.

Для полного анализа необходимо определить силы, действующие на демпфер со стороны жидкостной пленки – радиальную и тангенциальную компоненты

$$f_r = 2 \int_0^{L/2} \int_0^{2\pi} P \cos \varphi \cdot d\varphi \cdot dz;$$

$$f_\theta = 2 \int_0^{L/2} \int_0^{2\pi} P \sin \varphi \cdot d\varphi \cdot dz. \quad (11)$$

Силы по отдельности считаются для зазора и канавки, а потом складываются. Для подробного анализа берутся относительные силы, то есть отношение силы в демпфере с канавкой к силе в демпфере без канавки

$$\bar{f}_r = \frac{f_r}{f_{r0}},$$

где f_r — радиальная компонента в демпфере с канавкой, f_{r0} — радиальная компонента в демпфере без канавки. Аналогичным образом определяется относительная тангенциальная сила.

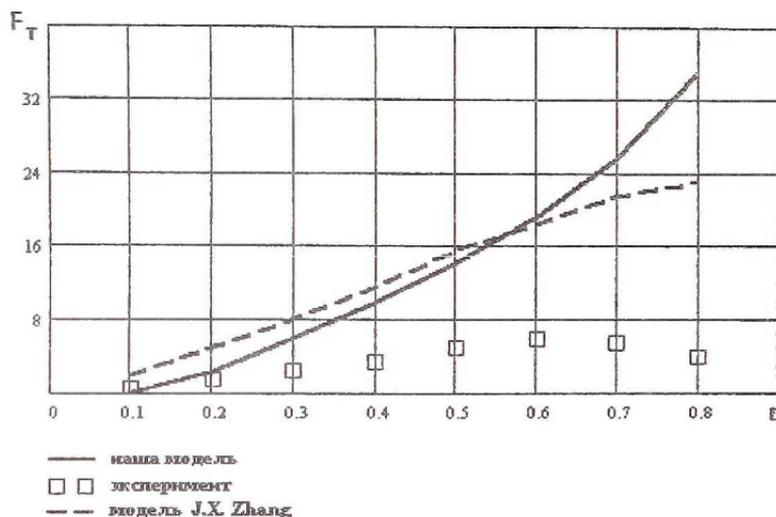


Рис.3. Сравнение с другими работами

Сравним полученные результаты с теоретическими и экспериментальными данными других авторов [5]. Видно (рис.3), что при относительном эксцентриситете меньше 0,6 рассматриваемая модель хорошо совпадает с американской и также результаты завышены по сравнению с

экспериментом. Это подтверждает правильность построения данной модели.

На рис.4 изображена зависимость максимального давления в канавке от величины радиального зазора при глубине канавки 0,4мм. Видно, что при увеличении зазора давление значительно падает и стремится к атмосферному. Из этого можно сделать вывод, что уже при $\delta > 0,15$ мм в канавке не удерживается необходимое давление и нет полного охвата смазкой. Следовательно, целесообразно ставить торцевые уплотнения для достижения полного охвата. В дальнейшем предполагается разработать модель с торцевыми уплотнениями.

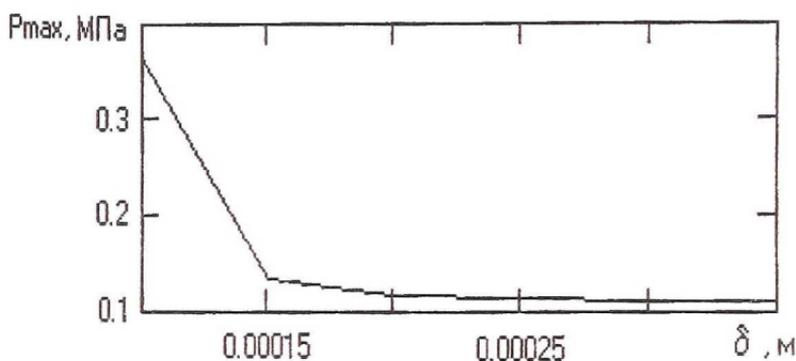


Рис.4. График зависимости максимального давления в канавке от величины радиального зазора

На рис.5 представлены две зависимости тангенциальных сил от относительного эксцентриситета – при наличии канавки и без нее. Видно, что канавка уменьшает силу демпфирования значительно при эксцентриситете больше 0,3.

На рис.6 изображена зависимость относительной силы демпфирования от глубины канавки при различной ее длине. Канавка незначительно уменьшает силу демпфирования при глубине от 0,2мм до 0,4мм. На рис.7 показана зависимость тангенциальной силы от длины канавки при различных ее глубинах. На всех графиках видно, что оптимальная длина канавки примерно одинакова - 2мм.

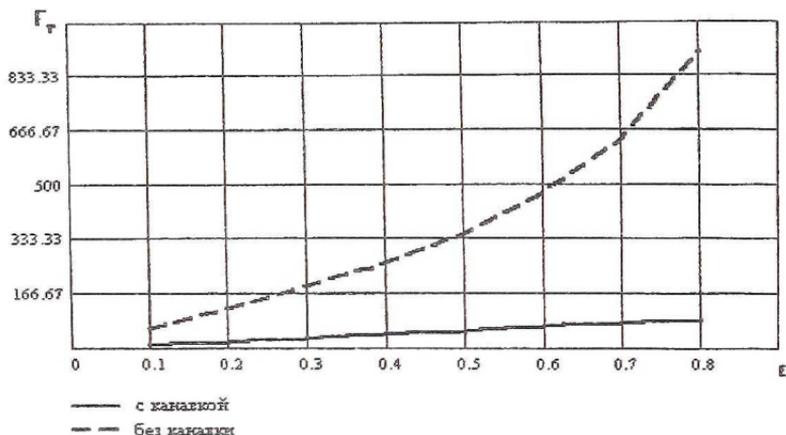


Рис.5.График зависимости тангенциальной силы от эксцентриситета

Интересно рассмотреть область применения канавки в демпфере. На рис.8 показан двумерный график зависимости относительной силы демпфирования от глубины и длины канавки. На нем видно, что оптимальные размеры канавки в области $C_g=0.2-0.3\text{мм}$, $L_g=1.5-2.4\text{мм}$. Оптимизация по размеру и количеству отверстий произведена в работе [3].

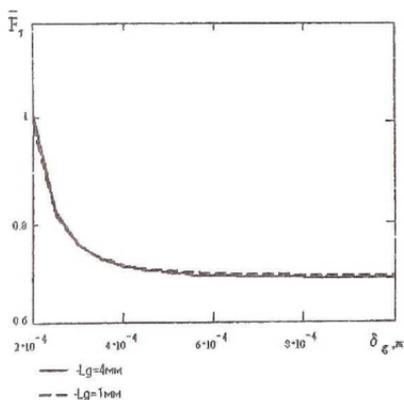


Рис.6

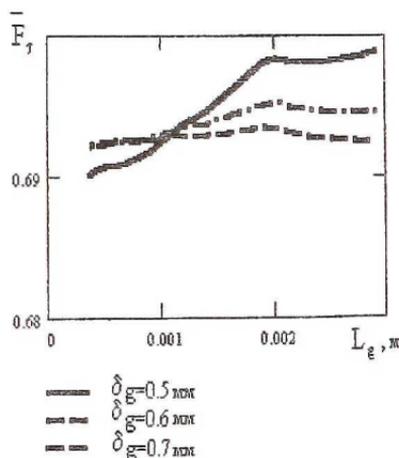


Рис.7

Графики зависимостей относительной тангенциальной силы от глубины и длины канавки

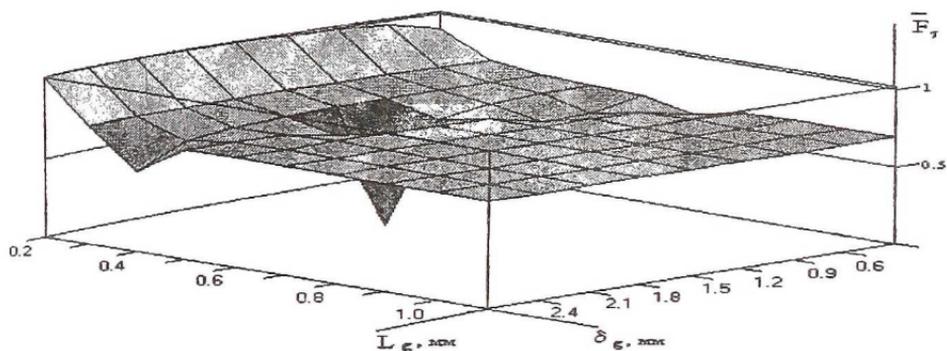


Рис.8 График зависимости тангенциальной силы от длины и глубины канавки

Список литературы

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. Новиков Д.К., Канунников П.И. Влияние условий подачи смазки на характеристики ГДД // Труды 9 Международной научно-технической конференции. Сумы: Ризоцентр СумГУ, 1999.
4. Стиффлер. Демпферы со сдвливаемой пленкой нагнетаемой смазки // Проблемы трения, 1980 т. 102, № 1, с. 47- 54.
5. J.X. Zhang, J.B. Roberts. Force coefficients for a centrally grooved short squeeze film damper // Transactions of the ASME, vol. 118, July 1996, p. 608-616.