УДК 5: 621: 891
DOI: 10.12737/22012

А.М. Мукутадзе

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПЕРЕДАЧИ ДЕМПФЕРА С ДВУХСЛОЙНЫМ ПОРИСТЫМ КОЛЬЦОМ

Представлено решение задачи о коэффициенте передачи демпфера с двухслойным пористым кольцом и сжимаемой пленкой смазочного материала при его комбинированной подаче, а также учете проницаемости пористых слоев. Особенностью решения является одновременное введение в расчетную модель целого ряда переменных факторов, которые ранее рассматривались отдельно.

Ключевые слова: гидродинамика, конечноразмерный радиальный подшипник, демпфер, двухслойное пористое кольцо, комбинированная подача смазочного материала, нестационарный коэффициент передачи, стационарный коэффициент передачи.

A.M. Mukutadze

INVESTIGATION OF TRANSFER RATIO FOR DAMPFER WITH DOUBLE LAYER POROUS RING

In the paper on the basis of Darcy equations defining a lubricant flow in porous layers and modified Reynolds equation is solved a problem of unsteady flow of viscous incompressible lubricant in the gap of a double-layer porous damper. A case is considered when permeability in porous layers changes according to a normal low, and a combined feed of lubricant is carried out simultaneously in axial and radial directions.

As a result of the solution of the problem specified there is found a field of pressures in porous layers and a lubrication layer, there are also obtained analytical dependences for efforts in an oil film, a module of unbalance transmitted force and also stationary and transitional transfer ratios are determined. It is proved that the combined lubricant feed a damper functions more stably, than at a separate axial and radial its feed.

The obtained specified calculated models allowed determining the efficiency of additional factors account, and also carrying out a comparative analysis of results newly obtained and already available that defined a larger proximity of a new model to real practice.

Key words: hydrodynamics, finite radial bearing, damper, double-layer porous ring, combined lubricant feed, transient transfer ratio, stationary transfer ratio.

Введение

Эксплуатация демпферов в комплекте с подшипниками качения значительно повышает эффективность использования последних, снижая уровень передачи возникающих в результате дисбаланса колебаний на корпус устройства. Наиболее перспективным является применение демпферов со сжимаемой масляной пленкой и двухслойным кольцом из пористого подшипникового композита. В предлагаемом исследовании рассматривается демпфер описанной конструкции конечного размера при одновременном учете проницаемости пористых слоев наружного кольца демпфера и комбинированного способа подачи смазочного материала. Подобный подход к решению поставленной задачи востребован практикой, так как включает целый комплекс реально действующих переменных факторов.

В большинстве опубликованных работ, посвященных расчету пористых трибоэлементов, рассматриваются либо подшипники бесконечной длины [1–3], либо подшипники, работающие в стационарном режиме трения [4–9]. В существующих нестационарных расчетных моделях пористых подшипников конечной длины не учитывается не только анизотропия проницаемости пористого слоя, но и влияние источника подачи смазочного материала [10]. В расчетной модели, приведенной в работах, хотя и учитываются анизотропия проницаемости пористого слоя и влияние подачи смазочного материала в осевом или радиальном направлениях, но не рассматривается комбинированная его подача, пористая втулка считается однослойной. Для повышения несущей способности подшипника возникает необходимость комбинированного смазывания в конструкции подшипника с двухслойной пористой втулкой, каждый слой которой имеет свою анизотропию проницаемости.

Постановка и решение задачи

Уравнения движения ротора в направлениях (рис. 1) для нестационарного движения центра вала могут быть записаны в виде

$$m\left[\frac{d^2e}{dt^2}-e\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2\right]=F_r-\left[W-K_Y\left(Y+\delta_Y\right)\right]\sin\varphi-$$
$$-K_X\left(X+\delta_X\right)\cos\varphi+u\omega^2\cos\left(\varphi-\omega t\right), \tag{1}$$

$$m\left[e\frac{d^2\varphi}{dt^2}+2\left(\frac{de}{dt}\right)\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)\right]=F_t-\left[W-K_Y\left(Y+\delta_Y\right)\right]\cos\varphi+$$
$$+K_X\left(X+\delta_X\right)\sin\varphi-u\omega^2\sin\left(\varphi-\omega t\right). \tag{2}$$

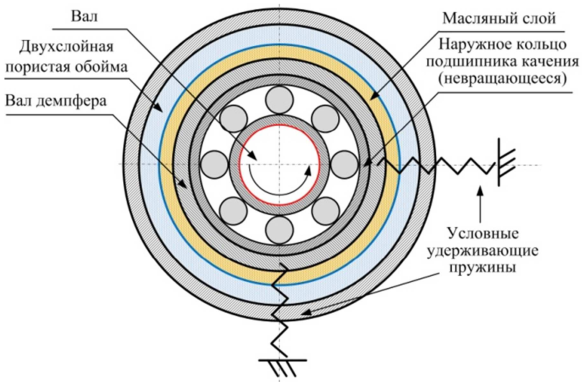

Рис. 1. Схема демпфера со сжимаемой масляной пленкой и пористой обоймой

Считаем рабочую нагрузку W неподвижной и направленной в соответствии со схемой на рис. 2. Нагрузка демпфера вызывает начальные смещения, определяемые выражениями $\delta_X=0$ и $\delta_Y=\dfrac{W}{K_Y}$. Приняв, что $K_X=K_Y=K$, $\dot\varepsilon=\dfrac{\dot e}{c}$, $T=\omega_r\cdot t$ и $X=e\cos\varphi$, $Y=-e\sin\varphi$, можно представить уравнения (1) и (2) следующим образом:

$$\ddot\varepsilon-\varepsilon\dot\varphi^2=\frac{F_r}{mC\omega_r^2}-\frac{K\cdot\varepsilon}{m\omega_r^2}+\frac{u}{mC}\left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)^2\cos\left[\varphi-\left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)T\right], \tag{3}$$

$$\varepsilon\ddot\varphi+2\dot\varepsilon\dot\varphi=\frac{F_t}{mC\omega_r^2}-\frac{u}{mC}\left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)^2\sin\left[\varphi-\left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)T\right]. \tag{4}$$

Величины сил F_r и F_t находим интегрированием давления в слое смазочного материала по параметрам r и t. С этой целью необходимо предварительно решить уравнения для давлений в пористом кольце и слое жидкого масла, а также согласовать эти решения по границе раздела.

Следует отметить, что рассматриваемый демпфер (рис. 1) представляет собой аналог радиального подшипника с двухслойным пористым кольцом. Поэтому, как и в подшипнике, вначале рассматривается нестационарное ламинарное течение жидкого смазочного материала при комбинированной его подаче в осевом и радиальном направлениях. Подшипник с переменной по оси z проницаемостью пористых слоев считается неподвижным, а движение вала известным (рис. 2). Закономерность изменения проницаемости в направлении оси z задается формулой

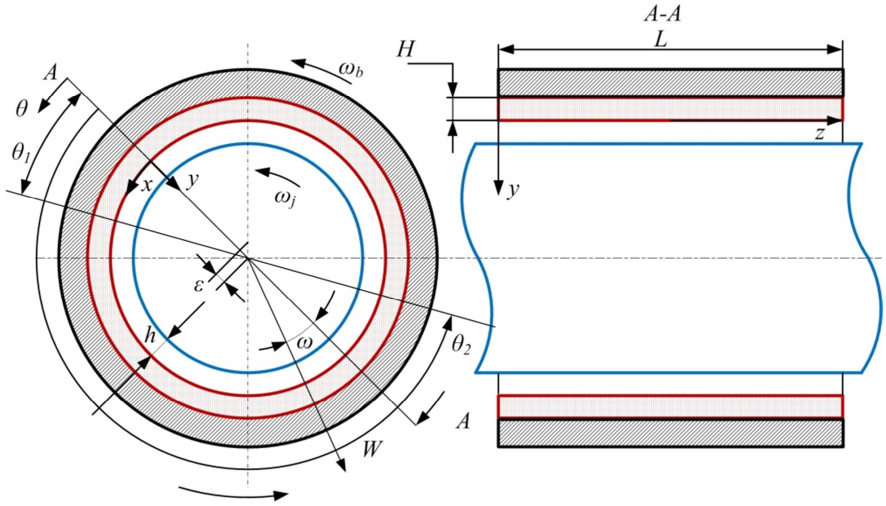

Рис. 2. Радиальный подшипник конечной длины с пористой обоймой

$$k_i' = k_i e^{\varphi\left(\frac{z}{L}\right)}, \quad i = 1, 2.$$

Здесь k'_i – проницаемости пористых слоев; k_i – характерные проницаемости; $\varphi\left(\frac{z}{L}\right)$ – известная безразмерная функция z; L – длина подшипника.

Уравнения, определяющие течения смазочного материала в пористых слоях, согласно представляются в виде [10]

$$\frac{\partial^2 p_i^*}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p^*_i}{\partial z^2} + \frac{\partial \varphi}{\partial z}\frac{\partial p^*_i}{\partial z} = 0, \quad i = 1, 2, \tag{5}$$

где y, z – прямоугольные координаты; p_i^* – гидродинамическое давление в пористых слоях.

Давление в смазочном слое (между валом и подшипником) определяется из модифицированного уравнения Рейнольдса в рамках модели короткого подшипника:

$$\frac{\partial}{\partial z}\left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z}\right) = 6\mu\left(\left(\omega_b + \omega_j - 2\omega_L - 2\frac{d\phi}{dt}\right)\frac{dh}{d\theta} + 2\frac{de}{dt}\cos\theta\right) - 12\mu\upsilon_0\big|_{y=0}, \tag{6}$$

где $h = c(1 + \varepsilon\cos\theta)$ – толщина смазочного слоя; c – радиальный зазор; x, y, z – прямоугольные координаты; e – эксцентриситет вала; ω_b – угловая скорость втулки; ω_j – угловая скорость вала; ω_L – угловая скорость нагрузки; υ_0 – компонента скорости в направлении y на границе между пористым подшипником и смазочным слоем.

В дальнейшем угловые скорости нагрузки и подшипниковой втулки принимаются равными нулю.

Величина υ_0 соответствует закону Дарси:

$$\upsilon_{0_i} = -\frac{k_i}{\mu}\left(\frac{\partial p_i^*}{\partial y}\right)\Bigg|_{y=0} \cdot e^{\varphi\left(\frac{z}{L}\right)}, i = 1, 2. \tag{7}$$

Перейдем к безразмерным переменным по формулам

$$P_i^* = \frac{p_i^* C^2}{\mu R_0^2 \omega_j}, \quad P = \frac{pC^2}{\mu R_0^2 \omega_j}, \quad Z = \frac{2z}{L}, \quad Y = \frac{y}{H},$$

$$\Phi = \frac{kH}{C^3}, \quad \tilde{p}_g = \frac{p_g C^2}{\mu R_0^2 \omega_j}, \quad \tilde{p}_H = \frac{p_H C^2}{\mu R_0^2 \omega_j}, \quad \tilde{p}_K = \frac{p_K C^2}{\mu R_0^2 \omega_j}. \tag{8}$$

Установим закономерности подачи смазочного материала и изменения проницаемости пористых слоев по координате z следующим образом:

$$k'_i = k_i k, \quad k = e^{\beta z^2}, \quad \beta < 0, \quad \tilde{P}_g = aZ + b + \tilde{\tilde{P}}_g \left(Z^2 - 1\right), \quad \tilde{\tilde{P}}_g = \text{const}. \tag{9}$$

Подставляя (7–9) в уравнения (5) и (6), получим

$$\frac{\partial^2 P_i^*}{\partial Y^2} + 4\left(\frac{H}{L}\right)^2 \frac{\partial^2 P_i^*}{\partial Z^2} + 4\beta Z \frac{\partial P_i^*}{\partial Z} = 0, \tag{10}$$

$$\frac{\partial^2 P_i^*}{\partial Z^2} = \frac{12\left(L/D\right)^2}{(1+\varepsilon\cos\theta)^3}\left[\varepsilon\left(\dot{\varphi} - \frac{1}{2}\right)\sin\theta + \dot{\varepsilon}\cos\theta\right] + \frac{3\Phi}{(1+\varepsilon\cos\theta)^3\left(H/L\right)^2}\left.\left(\frac{\partial P_i^*}{\partial Y}\right)\right|_{Y=0}. \tag{11}$$

Граничные условия для уравнений (10) и (11):

$$P_1^* = P \text{ при } Y = 0; \quad P_2^* = \tilde{P}_g \text{ при } Y = -1;$$

$$P_i^* = P = \tilde{P}_H \text{ при } Z = -1; \quad P_i^* = P = \tilde{P}_K \text{ при } Z = 1;$$

$$P_1^* = P_2^*, \quad k_1 \frac{\partial P_1^*}{\partial Y} = k_2 \frac{\partial P_2^*}{\partial Y} \text{ при } Y = -\frac{H_1}{H}, \tag{12}$$

где H – толщина двухслойного пористого слоя; H_1 – толщина слоя, прилегающего к смазочному слою.

Решение систем уравнений (10) и (11) будем искать в виде

$$P_1^* = B_1 Y^4 + B_2 Y^3 + B_3 Y^2 + B_4 Y + aZ + b + P_1(\theta, Z),$$

$$P_2^* = A_1 Y^3 + A_2 Y^2 + A_3 Y + aZ + b + P_1(\theta, Z),$$

$$P = aZ + b + P_1(\theta, Z), \quad \tilde{P}_g = aZ + b + \tilde{\tilde{P}}_g\left(Z^2 - 1\right), \tilde{\tilde{P}}_g = \text{const}, \tag{13}$$

где $a = \dfrac{\tilde{P}_к - \tilde{P}_н}{2}$; $b = \dfrac{\tilde{P}_к + \tilde{P}_н}{2}$.

Подставляем (13) в (10) и (11).

Решая уравнение (11) с учетом граничных условий (12), получим следующее выражение:

$$P_1 = \frac{12\left(L/D\right)^2}{(1+\varepsilon\cos\theta)^3}\left[\varepsilon\left(\dot{\varphi} - \frac{1}{2}\right)\sin\theta + \dot{\varepsilon}\cos\theta\right]\left(Z^2 - 1\right) - \frac{\Phi k_2}{6k_1(1+\varepsilon\cos\theta)^3\left(\frac{H}{L}\right)^2} \times$$

$$\times \frac{6\beta\tilde{\tilde{P}}_g\left(-1 + \left(\frac{H_1}{H}\right)^3\right)\left[\left(\frac{Z^6}{30} - \frac{Z^2}{2}\right) + \frac{7}{15}\right] + 12\beta a\left(-1 + \frac{H_1}{H}\right)\left(\frac{Z^5}{20} - \frac{Z}{20} - \frac{Z^3}{6} + \frac{Z}{6}\right)}{1 + 3\left(\frac{H_1}{H}^2\right) + 2\left(\frac{H_1}{H}\right)^3}.$$

Тогда

$$P = az + b + P_1 = \frac{\tilde{P}_к - \tilde{P}_н}{2} z + b + \frac{12\left(L/D\right)^2}{(1+\varepsilon\cos\theta)^3}\left[\varepsilon\left(\dot{\varphi} - \frac{1}{2}\right)\sin\theta + \dot{\varepsilon}\cos\theta\right]\left(Z^2 - 1\right) -$$

$$- \frac{\Phi k_2 \beta\tilde{\tilde{P}}_g\left(-1 + \left(\frac{H_1}{H}\right)^3\right)\left[\left(\frac{Z^6}{30} - \frac{Z^2}{2}\right) + \frac{7}{15}\right] + 2\beta a\left(-1 + \frac{H_1}{H}\right)\left(\frac{Z^5}{20} - \frac{Z}{20} - \frac{Z^3}{6} + \frac{Z}{6}\right)}{k_1(1+\varepsilon\cos\theta)^3\left(\frac{H}{L}\right)^2\left(1 + 3\left(\frac{H_1}{H}^2\right) + 2\left(\frac{H_1}{H}\right)^3\right)}.$$

В рассматриваемом случае с помощью интегрирования по положительной области распределения давления при неполном заполнении рабочего зазора маслом $(\dot{\varepsilon}=0,\ \dot{\varphi}=0)$ вычислим усилия в масляном слое:

$$F_r=-\frac{\mu R_0{}^3\omega_j L}{2C^2}\int_{-1}^{1}\int_{\theta_1}^{\theta_1+\pi}P\cos\theta d\theta dZ=\frac{\mu R_0{}^3\omega_j L}{2C^2}\left[4b\sin\theta_1+4\left(\frac{L}{D}\right)^2\varepsilon^2A_1-A\left(2\sin\theta_1+\frac{3\pi\varepsilon}{2}\right)\right];\quad(14)$$

$$F_t=-\frac{\mu R_0{}^3\omega_j L}{2C^2}\int_{-1}^{1}\int_{\theta_1}^{\theta_1+\pi}P\sin\theta d\theta dZ=\frac{\mu R_0{}^3\omega_j L}{2C^2}\left[-4b\cos\theta_1+4\left(\frac{L}{D}\right)^2\varepsilon^2A_2+2A\cos\theta_1\right].\quad(15)$$

В случае полного заполнения зазора смазочным материалом имеем:

$$F_r=-\frac{\mu R_0{}^3\omega_j L}{2C^2}\int_{-1}^{1}\int_{0}^{2\pi}P\cos\theta d\theta dZ=\frac{\mu R_0{}^3\omega_j L\pi}{2C^2}\left[16\left(\frac{L}{D}\right)^2\dot{\varepsilon}+3A\varepsilon\right];\quad(16)$$

$$F_t=-\frac{\mu R_0{}^3\omega_j L}{2C^2}\int_{-1}^{1}\int_{0}^{2\pi}P\sin\theta d\theta dZ=\frac{8\mu R_0{}^3\omega_j L^3\pi\left(\dot{\varphi}-\frac{1}{2}\right)}{D^2C^2},\quad(17)$$

где $$A=\frac{19\Phi K_2\beta\tilde{\tilde{P}}_g\left[-1+\left(\frac{H_1}{H}\right)^2\right]}{21K_1\left(\frac{H}{L}\right)^2\left[1+3\left(\frac{H_1}{H}\right)^2+2\left(\frac{H_1}{H}\right)^3\right]};$$

$A_1=\cos 3\theta_1+3\cos\theta_1;$

$A_2=\sin 3\theta_1-3\sin\theta_1-\pi.$

Подставляя полученные аналитические выражения F_r и F_t в уравнения (3) и (4), получим:

а) при неполном заполнении смазочным материалом зазора

$$\frac{\mu R_0{}^3L}{2mC^3\omega_r}\left[4b\sin\theta_1+4\left(\frac{L}{D}\right)^2\varepsilon^2A_1-A\left(2\sin\theta_1+\frac{3\pi\varepsilon}{2}\right)\right]+\frac{u}{mc}\left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)^2\cos\left[\varphi-\left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)T\right]-\frac{K\cdot\varepsilon}{m\omega_r^2}=0;\quad(18)$$

$$\frac{\mu R_0{}^3L}{2mC^3\omega_r}\left[-4b\cos\theta_1+4\left(\frac{L}{D}\right)^2\varepsilon^2A_2+2A\cos\theta_1\right]-\frac{u}{mc}\left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)^2\sin\left[\varphi-\left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)T\right]=0;\quad(19)$$

б) в случае полного заполнения зазора смазочным материалом

$$\ddot{\varepsilon}-\varepsilon\dot{\varphi}^2=\frac{\mu R_0{}^3L\pi}{2mC^3\omega_r}\left[16\left(\frac{L}{D}\right)^2\dot{\varepsilon}+3A\varepsilon\right]+\frac{u}{mc}\left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)^2\cos\left[\varphi-\left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)T\right]-\frac{K\cdot\varepsilon}{m\omega_r^2};\quad(20)$$

$$\varepsilon\ddot{\varphi}+2\dot{\varepsilon}\dot{\varphi}=\frac{8\mu R_0{}^3L^3\pi\left(\dot{\varphi}-\frac{1}{2}\right)}{mD^2C^3\omega_r}-\frac{u}{mc}\left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)^2\sin\left[\varphi-\left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)T\right].\quad(21)$$

Введем следующие обозначения:

$$B=\frac{\mu R^3L}{2m\omega_rC^3},\quad U=\frac{u}{mC},\quad \omega_s=\sqrt{K/m},\quad \Omega_s=\frac{\omega_s}{\omega_r},\ \Omega=\frac{\omega_j}{\omega_r},\quad \beta=\varphi-\Omega T,$$

где B – параметр демпфера; U – безразмерный дисбаланс; ω_s – собственная частота ротора; Ω_s и Ω – собственная и угловая частота вала.

Уравнения (18), (19), описывающие стационарное движение центра вала, и (20), (21), описывающие его нестационарное движение, приобретают соответственно следующий вид:

а) при неполном заполнении смазочным материалом зазора

$$B\left[4b\sin\theta_1 + 4\left(\frac{L}{D}\right)^2 \varepsilon^2 A_1 - A\left(2\sin\theta_1 + \frac{3\pi\varepsilon}{2}\right)\right] + U\Omega^2\cos\beta - \Omega_s^2\varepsilon = 0; \quad (22)$$

$$B\left[-4b\cos\theta_1 + 4\left(\frac{L}{D}\right)^2 \varepsilon^2 A_2 + 2A\cos\theta_1\right] - U\Omega^2\sin\beta = 0. \quad (23)$$

б) в случае полного заполнение зазора смазочным материалом

$$\ddot{\varepsilon} - \varepsilon\dot{\varphi}^2 = B\pi\left[16\left(\frac{L}{D}\right)^2 \dot{\varepsilon} + 3A\varepsilon\right] + U\Omega^2\cos\beta - \Omega_s^2\varepsilon; \quad (24)$$

$$\varepsilon\ddot{\varphi} + 2\dot{\varepsilon}\dot{\varphi} = \frac{16BL^2\pi\left[\left(\dot{\beta} + \Omega\right) - \frac{1}{2}\right]}{D^2} - U\Omega^2\sin\beta. \quad (25)$$

Уравнения (22), (23), (24) и (25) обсчитывались численным методом, разработанным Гиром. Результаты численного анализа представлены на рис. 3–6. Все приводимые результаты соответствуют нулевым начальным скоростям и конечному возмущению начального положения вала.

Результаты и их обсуждение

Коэффициент передачи определяется как отношение модуля силы, передаваемой на корпус, к модулю центробежной силы дисбаланса, т.е. при абсолютно жесткой опоре коэффициент передачи равен единице. Следует отметить, что при некоторых условиях работы трибосистемы демпфер способен даже усиливать воздействие дисбаланса. В этой связи очень важно определить рабочий режим и проницаемость наружного пористого кольца демпфера, которые приводили бы к ослаблению передаваемого усилия.

Модуль передаваемого усилия $F_{\text{тр}}$ определим как квадратный корень из суммы квадратов его составляющих:

$$\left|F_{\text{тр}}\right| = \left[\left(F_r - Ke\right)^2 + F_t^2\right]^{\frac{1}{2}}. \quad (26)$$

Для стационарного движения центра вала модуль определяем с помощью формул (14), (15), а для нестационарного – с помощью формул (16), (27).

Поскольку модуль дисбаланса равен $u\omega^2$, то коэффициент передачи T_r может быть представлен выражением

$$T_r = \frac{\left|F_{\text{тр}}\right|}{u\omega^2} = \frac{\left[\left(F_r - Ke\right)^2 + F_t^2\right]^{\frac{1}{2}}}{u\omega^2}.$$

Для стационарного и нестационарного движения центра вала коэффициент передачи T_r определяется с помощью формулы (26).

Демпферы описанной конструкции обеспечивают значительное снижение влияния рабочих нагрузок и дисбаланса вала на опорные подшипники качения.

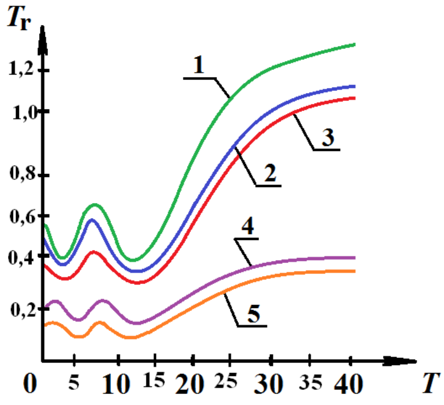

Рис. 3. Зависимость нестационарного коэффициента передачи от параметра T

$$(B=0{,}15;\ U=0{,}2;\ \Omega=1{,}1;\ \Omega_s=0{,}2;$$

$$\varepsilon(0)=0{,}8;\ \dot\varepsilon(0)=0;\ \tilde\beta(0)=-3;\ \dot\beta(0)=0;\ H/L=0,$$

$$\theta_1=0;\ \theta_2=2\pi;\ \frac{K_2}{K_1}>1):$$

$$1-\Phi=0{,}001;\ 2-\Phi=0{,}005;\ 3-\Phi=0{,}0045;$$

$$4-\Phi=0{,}01;\ 5-\Phi=0{,}015$$

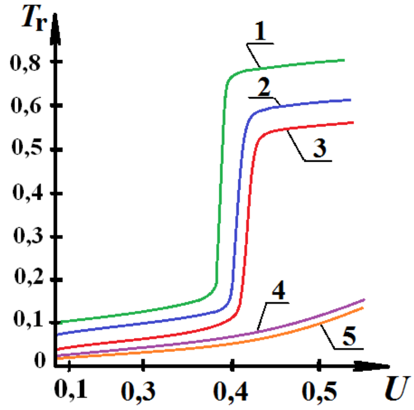

Рис. 4. Зависимость эксцентриситета дисбаланса от стационарного коэффициента передачи

$$(B=0{,}05;\ \Omega=1{,}1;\ \Omega_s=0{,}5;$$

$$\theta_1=0;\ \theta_2=\pi;\ \frac{K_2}{K_1}>1;$$

$$P_н\approx 2\text{МПа};\quad P_к\approx 1{,}5\text{ МПа}):$$

$$1-\Phi=0{,}001;\ 2-\Phi=0{,}005;\ 3-\Phi=0{,}004;$$

$$4-\Phi=0{,}02;\ 5-\Phi=0{,}01$$

Таким образом, на основе выполненных расчетов установлено, что в исследованной области рассматриваемые демпферы с двухслойным пористым кольцом при комбинированной подаче смазочного материала с учетом проницаемости пористых слоев эффективно ослабляют передаваемые усилия дисбаланса. По результатам численных расчетов построены графики, приведенные на рис. 3–6. Анализ полученных расчетных моделей и графиков позволяет сделать ряд выводов.

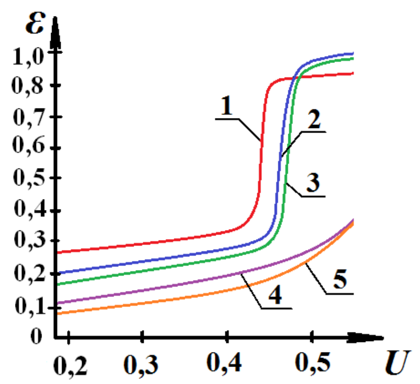

Рис. 5. Зависимость нестационарного относительного эксцентриситета демпфера от эксцентриситета дисбаланса

$$(B=0{,}2;\ U=0{,}3;\ \Omega=1{,}1;\ \Omega_s=0{,}5;$$

$$\varepsilon(0)=0{,}8;\quad H/L=0{,}1;$$

$$\theta_1=0;\ \theta_2=2\pi;\ \frac{K_2}{K_1}>1):$$

$$1-\Phi=0{,}001;\ 2-\Phi=0{,}005;\ 3-\Phi=0{,}004;$$

$$4-\Phi=0{,}01;\ 5-\Phi=0{,}03$$

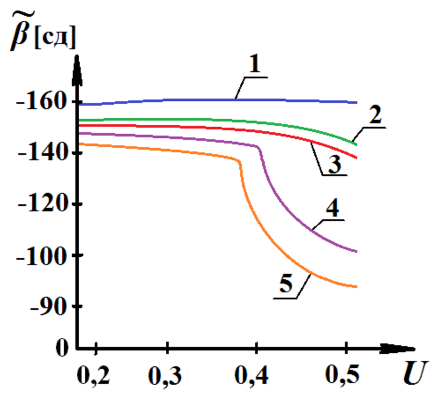

Рис. 6. Зависимость эксцентриситета дисбаланса от нестационарного относительного эксцентриситета демпфера

$$(B=0{,}3;\ U=0{,}2;\ \Omega=1{,}1;\ \Omega_s=0{,}6;$$

$$\varepsilon(0)=0{,}9;\ \beta(0)=-2{,}6;\ \dot\beta(0)=0;\ H/L=0{,}1;$$

$$\theta_1=0;\ \theta_2=2\pi;\ \frac{K_2}{K_1}>1):$$

$$1-\Phi=0{,}001;\ 2-\Phi=0{,}005;\ 3-\Phi=0{,}0055;$$

$$4-\Phi=0{,}015;\ 5-\Phi=0{,}035$$

Заключение

Полученные результаты могут быть использованы при разработке и эксплуатации радиальных подшипников конечной длины, а также демпферов с двухслойным пористым кольцом и сжимаемым смазочным слоем, которые обеспечивают значительное снижение влияния рабочего давления вала и его дисбаланса на подшипник. Если отношение проницаемостей пористых слоев больше единицы $K_2/K_1>1$, то подшипник работает более устойчиво, чем при обратном отношении проницаемостей ($K_2/K_1<1$). Комбинированная подача смазочного материала обеспечивает более устойчивую работу подшипника.

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014–2020 годы» (соглашение о предоставлении субсидии № 14.607.21.0040 от 22.07.14, проект RFMEFI60714X0040).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ахвердиев, К.С. Слоистый пористый подшипник бесконечной длины / К.С. Ахвердиев, А.И. Шевченко // Вестник РГУПС. – 2000. – № 1. – С. 19–26.
2. Гидродинамический расчет двухслойного пористого подшипника бесконечной длины с учетом анизотропии проницаемости пористого слоя и сил инерции / К.С. Ахвердиев, М.А. Мукутадзе, В.С. Новгородова, Т.С. Черкасова // Вестник ДГТУ. – 2013. – № 5/6(74). – С. 36–43.
3. Гидродинамический расчет радиального пористого подшипника бесконечной длины с повышенной несущей способностью с учетом сил инерции / М.А. Мукутадзе, Е.Е. Александрова, А.А. Константинов, А.И. Шевченко // Вестник РГУПС. – 2012. – № 2(46). – С. 194-197.
4. Дерлугян, Ф.П. Обоснование процесса получения композиционных антифрикционных самосмазывающихся материалов с заданными техническими характеристиками методом химического / Ф.П. Дерлугян, И.Н. Щербаков // Инженерный вестник Дона. – 2010. – № 4. – Режим доступа: http://ivdon.ru/magazine/archive/n4y2010/287.
5. Ахвердиев, К.С. Гидродинамический расчет пористых подшипников с переменной проницаемостью вдоль оси с учетом нелинейных факторов / К.С. Ахвердиев, Л.И. Прянишникова, Ю.И. Пустовойт // Трение и износ. – 1993. – Т. 14. – № 5. – С. 813–821.
6. Ахвердиев К.С. Об одном точном решении задачи о радиальном пористом подшипнике конечной длины / К.С. Ахвердиев, Л.И. Прянишникова // Трение и износ. – 1993. – Т. 12. – № 1. – С. 24–32.
7. Математическая модель течения смазочного материала в зазоре радиального подшипника конечной длины со слоистым пористым вкладышем переменной толщины / К.С. Ахвердиев, В.М. Приходько, А.И. Шевченко, О.Р. Казанчян // Проблемы машиностроения. РАН. – 2000. - № 6. – С. 85–91.
8. Zadorozhnaya, E.A. Solving a thermohydrodynamic lubrication problem for complex-loaded sliding bearings with allowance for rheological behavior of lubricating fluid / E.A. Zadorozhnaya // Journal of Machinery Manufacture and Realiability. - 2015. – № 44(1). - P. 46–56.
9. Rozhdestvensky, Y. A simulation of the thermal state of heavily loaded tribo-units and its evaluation / Y. Rozhdestvensky, E. Zadorozhnaya // Bulletin of the South Ural State University. Series: Mathematical Modelling, Programming and Computer Software. - 2014. – № 7(4). - P. 51–64.
10. Кузано, К. Исследование коэффициента передачи упругой опоры качения в демпфере со сдавливаемой пленкой и пористой обоймой / К. Кузано, П.Е. Фанк // Проблемы трения и смазочного материала. – 1974. – № 1. – С. 54.

1. Akhverdiev, K.S. Laminated porous infinite bearing / K.S. Akhverdiev, A.I. Shevchenko // *Bulletin of RSUC*. – 2000. – № 1. – pp. 19–26.
2. Hydrodynamic computation of double-layer porous infinite bearing with account of permeability anisotropy of porous layer and inertia / K.S. Akhverdiev, M.A. Mukutadze, V.S. Novgorodova, T.S. Cherkasova // *Bulletin of DSTU*. – 2013. – № 5/6(74). – pp. 36–43.
3. Hydrodynamic computation of radial porous infinite bearing with higher load-carrying capacity with account of inertia / M.A. Mukutadze, E.E. Alexandrova, A.A. Konstantinov, A.И. Shevchenko // *Bulletin of RSUC*. – 2012. – № 2(46). – pp. 194-197.
4. Derlugyan, F.P. Substantiation of manufacturing composite antifriction self-lubricated materials with specified performance attributes through chemical method / F.P. Derlugyan, I.N. Shcherbakov // *Engineering Bulletin of the Don*. – 2010. – № 4. – Access mode: http://ivdon.ru/magazine/archive/n4y2010/287.
5. Akhverdiev, K.S. Hydrodynamic computation of porous bearings with variable permeability along axis with account of nonlinear factors / K.S. Akhverdiev, L.I. Pryanishnikova, Yu.I. Pustovoit //

Friction & Wear. – 1993. – Vol. 14. – № 5. – pp. 813–821.

6. Akhverdiev, K.S. On one precise solution of problem of radial porous finite bearing / K.S. Akhverdiev, L.I. Pryanishnikova // *Friction & Wear*. – 1993. – Vol. 12. – № 1. – pp. 24–32.
7. Simulator of lubricant flow in gap of radial finite bearing with laminated porous wedge of variable thickness / K.S. Akhverdiev, V.M. Prikhodko, A.I. Shevchenko, O.R. Kazanchyan // *Mechanical Engineering Problems*. RAS. – 2000. - № 6. – pp. 85–91.
8. Zadorozhnaya, E.A. Solving a thermohydrodynamic lubrication problem for complex-loaded sliding bearings with allowance for rheological behavior of lubricating fluid / E.A. Zadorozhnaya // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. - 2015. – № 44(1). - P. 46–56.
9. Rozhdestvensky, Y. A simulation of the thermal state of heavily loaded tribo-units and its evaluation / Y. Rozhdestvensky, E. Zadorozhnaya // Bulletin of the South Ural State University. Series: Mathematical Modelling, Programming and Computer Software. - 2014. – № 7(4). - P. 51–64.
10. Cusano, C. Investigation of transfer ratio of resilient rolling bearing in damper with squeezed film and porous wage / C. Cusano, P.E. Fank // *Problems of Friction and Lubricant.* – 1974. – № 1. – pp. 54.

Статья поступила в редколлегию 23.06.2016.
Рецензент: д.т.н., профессор Южного федерального университета Снопов А.И.

Сведения об авторах:

Мукутадзе Александр Мурманович, аспирант кафедры «Высшая математика» Ростовского государственного университета путей сообщения (РГУПС), e-mail: mykyt@yandex.ru.

Mukutadze Alexander Murmanovich, Post graduate student of the Dep. “Higher Mathematics”, Rostov State University of Communications (RSUC), e-mail: mykyt@yandex.ru

.