

文章编号: 1000-8055(2010)05-1197-06

浮环涡动对浮动环轴承油膜压力分布影响的研究

康召辉, 任兴民, 何尚文, 杨永锋
(西北工业大学 力学与土木建筑学院, 西安 710072)

摘 要: 研究了考虑浮动环涡动时, 内、外层挤压油膜力的分布情况. 从广义不可压 Reynolds 方程出发, 推导了浮环轴承内、外层油膜的瞬态控制方程, 结合 Hirs 整体流动理论和 Moody 壁面摩擦系数方程, 获取浮动环的运动方程. 通过算例, 较为深入地研究了浮动环涡动情况以及对油膜压力分布的影响: 进动半径随轴颈偏心率增大而略呈减小趋势, 内层油膜其正压力区将沿周向平移.

关 键 词: 壁面摩擦; 挤压油膜; 浮动环轴承; 进动半径

中图分类号: TH 113.1

文献标识码: A

Study on the effects of whirling motion of the floating ring on distribution of oil pressure in a floating ring bearing

KANG Zhao-hui, REN Xing-min, HE Shang-wen, YANG Yong-feng

(School of Mechanics, Civil Engineering and Architecture,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In consideration of the whirling motion of the floating ring, the distribution of the oil pressure of the outer squeeze film and the inner squeeze film was studied in this paper. Based on Hirs' bulk flow theory, Moody' friction factor equation and the generalized incompressible Reynolds equation, the transient governing equations of the inner and the outer squeeze film and the equation of the motion of the floating ring were set up. Using a numerical example, the relationship between the whirling motion of the floating ring and the distribution of the oil pressure was discussed. The result shows that the precession radius decreases as the eccentricity of the rotor increases, and the positive oil pressure zone moves in circumferential direction.

Key words: wall friction; squeeze film; floating ring bearing; precession radius

轴承转子系统中挤压油膜力的研究是转子系统非线性动力学研究的一项重要基础性问题^[1-5]. 近年来, 国内许多学者对含弹性环式挤压油膜系统进行了较为深入的研究: 曹磊、高德平等在假设浮动环不发生转动的前提下, 采用有限元法计算弹性浮动环刚度随偏心率 ε 的变化关系, 推导

内、外油膜的广义极坐标下的 Reynolds 方程, 并初步探讨凸台接触状态对临界转速的影响^[6]. 熊滨生等人研究了流体惯性项的变密度、变黏度等因素对浮环轴承内外层油膜压力的影响^[7]. 对于间隙环流中固液耦合的计算, Hirs 首先提出紊流整体流动理论^[8]. 后来孙启国、Childs 等^[9-11]将这

收稿日期: 2009-04-06; 修订日期: 2009-06-12

基金项目: 中国博士后科学创新基金(20080441192)

作者简介: 康召辉(1981-), 男, 河南平顶山人, 博士生, 研究方向转子动力学、多学科优化.

种理论应用到径向环压密封三维紊流流场中,得到令人满意的结果.而浮动环轴承系统中浮动环的涡动情况及其涡动对内外层挤压油膜力的分布的影响,国内还很少人对此做进一步的研究.

本文采用 Moody 壁面摩擦理论,引入浮动环自身涡动等因素,建立了弹性环自身的运动方程,

并结合由 Reynolds 方程推导出的内外层油膜的控制方程,较为深入地探讨了浮动环的运动情况以及对内外层挤压油膜力分布的影响.

1 浮环轴承油膜力控制方程

参考文献[12],浮环轴承内、外层油膜力瞬态控制方程如下:

$$\frac{\partial}{R_j^3\partial\theta}\left[h_1^3\frac{\partial p_1}{\partial\theta}\right]+\frac{\partial}{\partial z}\left[h_1^3\frac{\partial p_1}{\partial z}\right]=6\mu\left[\omega_1+\frac{\partial e_2}{R_j\partial t}\cos\beta+\frac{R_b}{R_j}\omega_2+\frac{\partial e_1}{R_j\partial t}\cos\phi\right]\frac{\partial h_1}{\partial\theta}+12\mu\left[e_2\Omega_1\cos\beta-\frac{\partial e_2}{\partial t}\sin\beta-e_1\Omega_2\cos\phi+\frac{\partial e_1}{\partial t}\sin\phi\right]+12\mu V_d$$

(1)

$$\frac{\partial}{R_c^3\partial\theta}\left[h_2^3\frac{\partial p_2}{\partial\theta}\right]+\frac{\partial}{\partial z}\left[h_2^3\frac{\partial p_2}{\partial z}\right]=6\mu\left[\omega_2-\frac{e_1}{R_c}\Omega_2\cos\theta-\frac{\partial e_1}{R_c\partial t}\sin\theta\right]\frac{\partial h_2}{\partial\theta}+12\mu\left[\frac{\partial h_2}{\partial\theta}\Omega_2+\frac{\partial h_2}{\partial t}\right]+12\mu V_d$$

(2)

$$h_1(t)=R_b-R_j+\bar{e}(t)\cos\theta$$

$$\bar{e}(t)=\sqrt{e_1(t)^2+e_2^2-2e_1(t)e_2(t)\cos(\phi_1(t))}$$

$$h_2(t)=R_d-R_c+e_1(t)\cos\theta$$

其中 $e_1(t)$ 和 $e_2(t)$ 分别为 t 时刻浮动环、轴颈偏心距; R_j , R_b 和 R_c 分别为轴颈半径、浮动环内径和外径; 轴颈进动速度为 Ω_1 ; 自转角速度为 ω_1 ; 浮动环进动速度为 Ω_2 ; 自转角速度为 ω_2 ; $\beta=\arcsin[(e_1/\bar{e})\sin(\phi_1+\phi_2)]$, ϕ_1 和 ϕ_2 分别为 e_2 和 e_1 与竖直方向的夹角, t 为时间; $\phi=\frac{3\pi}{2}-(\phi_1+\phi_2)-\theta-\beta$, V_d 表示内层油膜上下两表面向外流动的流体净流速, 可以是小孔、缝隙等的渗漏; θ 和 z 分别表示周向和轴向坐标 p_1 和 p_2 分别代表内、外层油膜压力.

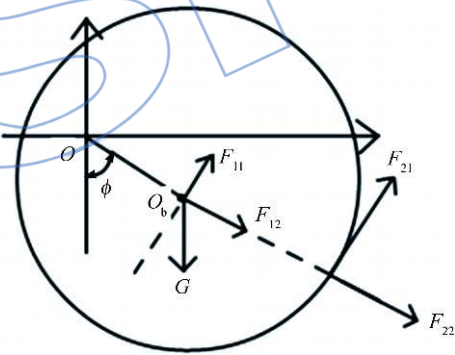


图 1 浮动环受力示意图

Fig.1 Sketch of forces acted on floating ring

2 浮动环平衡方程的建立

浮动环旋转过程中,依据平衡条件,任意时刻下内外油膜压力、重力、惯性力在浮动环上产生的合力为零,且内外油膜在浮动环上产生的摩擦力产生的力矩大小相等即如图 1 和图 2 所示.

$$F_{22}(t)+F_{12}(t)+G\cos\phi-ma_1(t)=0$$

(3)

$$F_{11}(t)+F_{21}(t)-G\sin\phi-me_1a_2(t)=0$$

(4)

$$\int_0^L\int_0^{2\pi}\tau_w(t)R_c d\theta-\int_0^L\int_0^{2\pi}\tau_n(t)R_b d\theta=I_za_3(t)$$

(5)

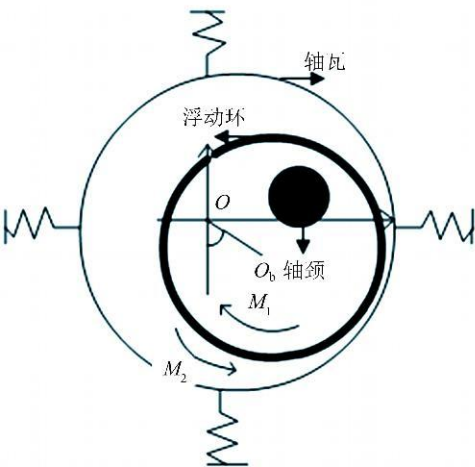


图 2 浮动环受力矩示意图

Fig.2 Sketch of moment acted on floating ring

$$F_{11} = \int_0^L \int_0^{2\pi} \bar{p}_1(t) dz d\theta$$
$$F_{12} = \int_0^L \int_0^{2\pi} \bar{p}_1(t) dz d\theta$$
$$F_{21} = \int_0^L \int_0^{2\pi} \bar{p}_2(t) dz d\theta$$
$$F_{22} = \int_0^L \int_0^{2\pi} \bar{p}_2(t) dz d\theta$$

式中 $\bar{p}_1$ 和 $\bar{p}_2$ 分别为内、外层油膜力沿周向分量, 以逆时针方向为正; $\bar{p}_1$ 和 $\bar{p}_2$ 分别为内、外油膜力沿径向分量, 以远离圆心方向为正; τ_w 和 τ_n 分别为外、内层油膜对浮动环的壁面剪应力摩擦力; a_1 和 a_2 分别为浮动环重心沿周向、径向加速度分量; a_3 为浮动环自转角加速度. 参照 Hirs 整体流动理论及 Moody 避免摩擦方程, 取流速比为 ξ , 则壁面剪应力有

$$\begin{cases} \tau_n(t) = 0.5\rho u_n^2 f_n(t) \\ \tau_w(t) = 0.5\rho u_w^2 f_w(t) \end{cases} \quad (6)$$

式中

$$u_n = \left\{ W^2 + [(1 - \xi)R\omega_1 - R_b\omega_2]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$
$$u_w = \left\{ (W^2 + [(1 - \xi)R_c\omega_2]^2) \right\}^{\frac{1}{2}}$$

参考文献[9] 摩擦因数取

$$f_n(t) = 0.00137 \times \left[1 + \left(20\,000 \times \frac{e_n}{h_1} + \frac{10^6}{\rho h_1 u_n} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$
$$f_w(t) = 0.00137 \times \left[1 + \left(20\,000 \times \frac{e_w}{h_2} + \frac{10^6}{\rho h_w u_w} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

式中 u_n 和 u_w 分别表示浮动环内、外表面相对内、外层油膜的流速, e_n 和 e_w 分别为浮动环内、外表面粗糙度.

3 算例及分析

参考文献[6], 取流体密度 $\rho=890\text{kg/m}^3$, 轴颈半径 $R=0.07735\text{ m}$, 浮动环内径 $R_b=0.078\text{ m}$, 浮动环外径 $R_c=0.08\text{ m}$, 静子半径 $R_d=0.08065\text{ m}$, 轴径转速为 $\omega_1=5\times10^3\text{ r/min}$, 浮动环内、外表面相对粗糙度 $e_w/(2h_2)=e_n/(2h_1)=1.0\times10^{-3}$, 流体黏度 $\mu=0.027\text{ Pa}\cdot\text{s}$, E 为浮动环的弹性模量, 进口压力为 $2\,000\text{ Pa}$, 出口压力为 0 Pa , 浮动环厚度 $B=0.028\text{ m}$, 流速比 $\xi=0.2$, 采用零截断法, 忽略空穴等带来的负压差的影响.

图 3 给出了算例的计算流程图, 图 4 和图 5

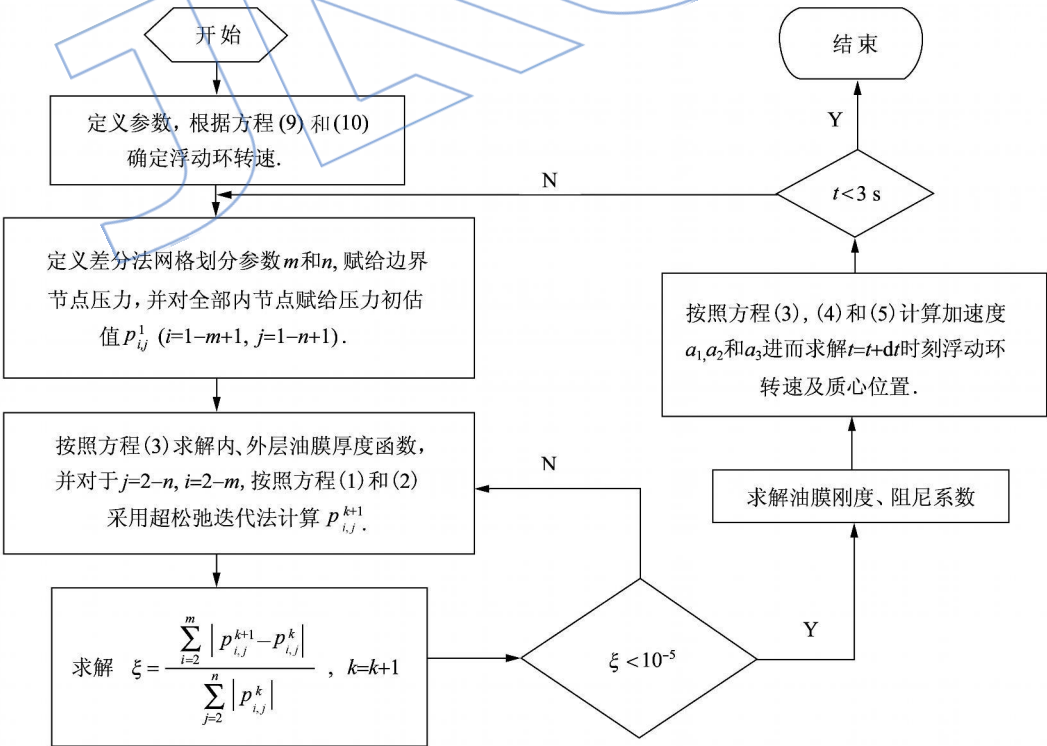


图 3 计算流程图

Fig.3 Flow chart of calculation procedure

给出了由平衡方程 (3) , (4) 和 (5) 求出的偏心率为 0.2 和 0.4 时浮动环轴承系统浮动环进动半径分布曲线. 由图可知, 轴颈偏心率一定的情况下, 油膜中浮动环进动半径在一定范围内呈波动状态存在, 且随轴颈偏心率增大, 浮动环进动半径略呈减小趋势. 图 6 给出了轴颈绕静子中心进动一个周期内, 不同时刻的内层油膜力的分布情况, 由图 6 (a) ~ (f) 可知, 浮动环的涡动, 使得内层最大正油膜压力幅值随时间发生较大幅度的改变, 且油膜的正压力区不再近似满足进出现在周向 $0\sim \pi$ 区

间或 $\pi\sim 2\pi$ 区间, 即不再完全满足气穴油膜定义, 将沿周向坐标在 $0\sim 2\pi$ 范围内产生平移, 且最大正油膜压力幅值随时间发生较大幅度改变.

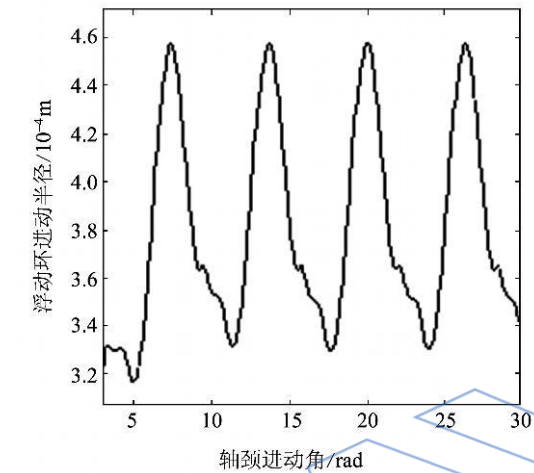


图 4 偏心率 ($e=0.2$) 时浮动环进动半径分布
Fig. 4 Distribution of the precession radius when the eccentricity (e) is equal to 0.2

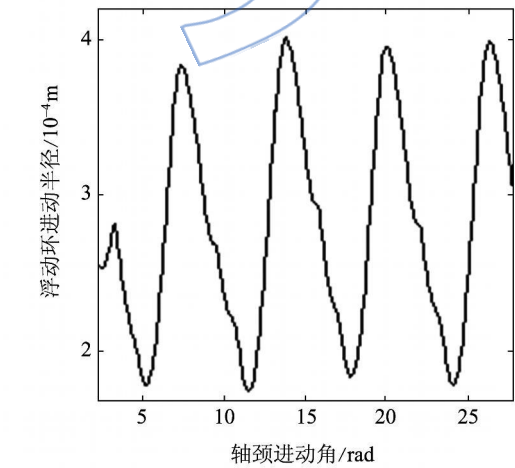
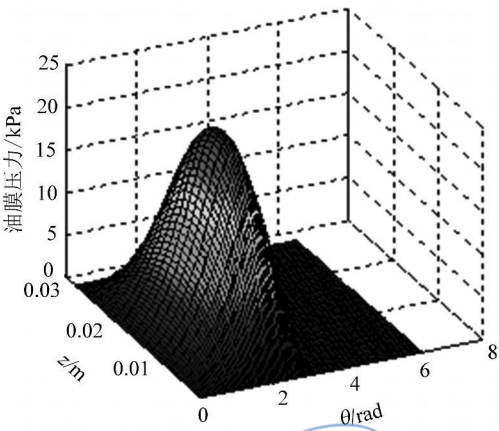
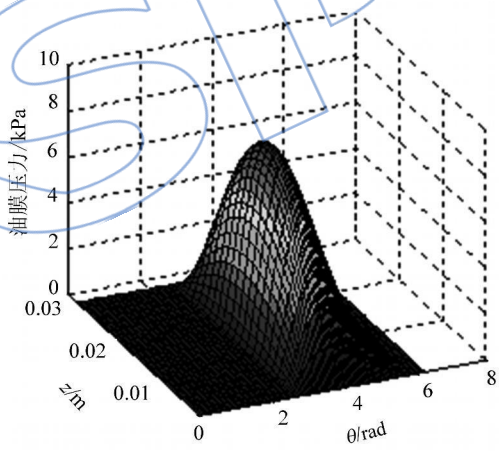


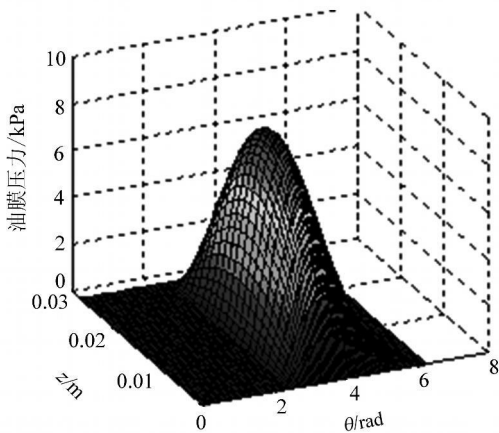
图 5 偏心率 ($e=0.4$) 时浮动环进动半径分布
Fig. 5 Distribution of the precession radius when the eccentricity (e) is equal to 0.4



(a) $t=0.1681\text{ s}$



(b) $t=0.1693\text{ s}$



(c) $t=0.1709\text{ s}$

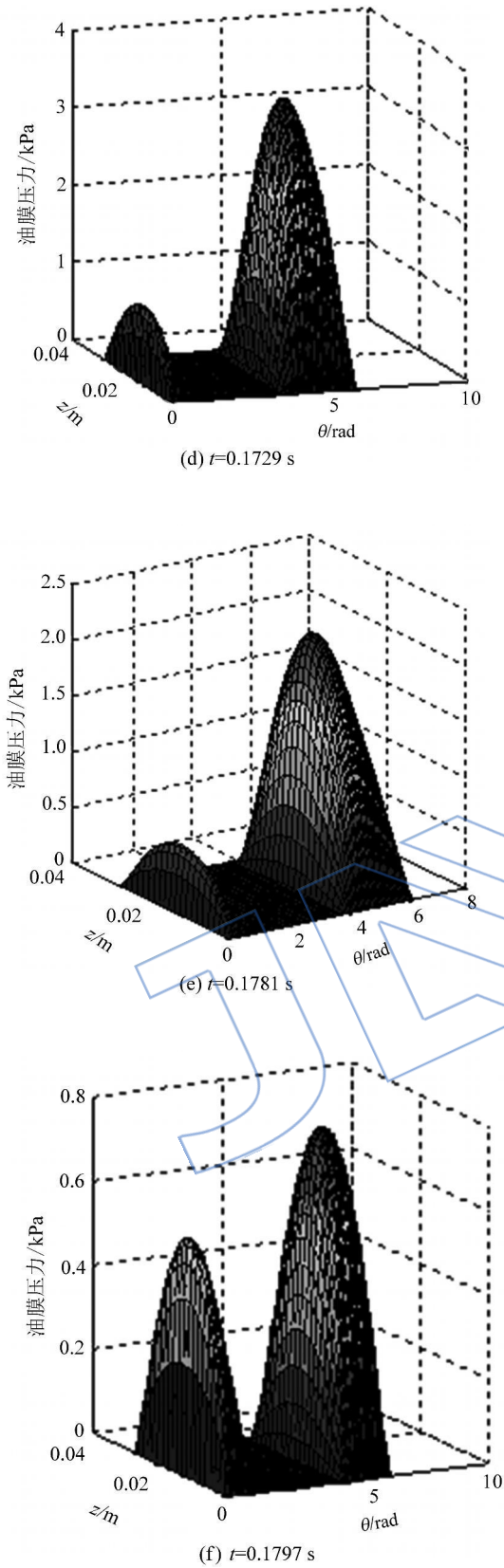


图 6 偏心率($e=0.4$) 时不同时刻 t 下内层油膜压力分布图

Fig. 6 Distribution of the oil pressure at different times when the eccentricity (e) is equal 0.4

4 结果分析

浮环轴承系统中, 浮动环在内、外层油膜力作用下, 偏离静子中心发生涡动, 通过理论及算例分析得出如下结论:

- 1) 随偏心率增大, 浮动环进动半径略呈减小趋势;
- 2) 同一偏心率下, 浮动环的涡动将导致内、外层最大正油膜压力幅值随时间发生较大幅度改变;
- 3) 考虑浮动环涡动情况下, 内、外层油膜压力不完全满足气穴油膜定义, 其正压力区将随时间沿周向坐标产生平移.

参考文献:

[1] 李同杰, 孙启国. 横向流体激振力作用下的不平衡离心叶轮转子分岔特性研究 [J]. 振动与冲击, 2007, 26 (4): 144-150.
LI Tongjie, SUN Qiguo. Study on bifurcation characteristic of an eccentric centrifugal impeller rotor with lateral fluid force [J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 26 (4): 144-150. (in Chinese)

[2] Andres L S, Kim T H. Analysis of gas foil bearings integrating FE top foil models [J]. Tribology International, 2009, 42: 111-120.

[3] Singh N, Sharma S C, Jain S C, et al. Performance of membrane compensated multirecess hydrostatic/hybrid flexible journal bearing system considering various recess shapes [J]. Tribology International, 2004, 37: 11-24.

[4] Nursoy M, Oner C, Can I. Wear behavior of a crankshaft journal bearing manufactured by powder spraying [J]. Materials and Design, 2008, 29: 2047-2051.

[5] 成玫, 荆建平, 孟光. 转子-轴承密封系统的非线性动力学研究 [J]. 振动与冲击, 2006, 25 (6): 171-174.
CHENG Mei, JING Jianping, MENG Guang. Study on detecting tiny vibration of super inertia rotor in stabilization position [J]. Journal of Vibration and Shock, 2006, 25 (6): 171-174. (in Chinese)

[6] 曹磊, 高德平, 江和甫. 弹性环式挤压油膜阻尼器减振机理初探 [J]. 振动工程学报, 2007, 20 (6): 584-588.
CAO Lei, GAO Deping, JIANG Hefu. Damping mechanism of elastic ring squeeze film damper [J]. Journal of Vibration Engineering, 2007, 20 (6): 584-588. (in Chinese)

[7] 熊滨生, 郭红, 胡松峰. 气穴现象对动静压浮动环径向轴承压力场的影响研究 [J]. 润滑与密封, 2007, 32 (9): 1-5.
XIONG Binsheng, GUO Hong, HU Songfeng. Influence on pressure field of hybrid floating ring journal bearing with cavitations [J]. Lubrication Engineering, 2007, 32 (9): 1-5. (in Chinese)

[8] Hirs G G. A bulk-flow theory for turbulence in lubricant film [J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1973,

95(1): 137-146.

[9] 孙启国, 虞烈. 大间隙环流中偏心转子动特性系数的计算 [J]. 摩擦学学报, 2000, 20(1): 13-15.

SUN Qiguo, YU Lie. Calculation of rotordynamic characteristic coefficients in a large gap annular flow at eccentricity [J]. Journal of Lubrication Engineer, 2000, 20(1): 13-15. (in Chinese)

[10] Childs D W. Turbo machinery rotordynamics: phenomena, modeling and analysis [M]. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1993: 162-206.

[11] 孙启国, 虞烈. 有限大间隙环流中同心转子动特性系数的计算 [J]. 摩擦学学报, 2001, 21(6): 472-477.

SUN Qiguo, YU Lie. Study on dynamic coefficients of concentric rotor in finite length large gap annular flow [J]. Journal of Tribology, 2001, 21(6): 472-477. (in Chinese)

[12] 康召辉, 任兴民, 王鸢. 弹性环式挤压油膜系统新的三维动力学模型 [J]. 机械强度, 2009, 31(6): 892-895.

KANG Zhaohui, REN Xingmin, WANG Zhi. A new dynamic model of the 3D squeeze film system with a floating ring [J]. Journal of Mechanical Strength, 2009, 31(6): 892-895. (in Chinese)