

可倾瓦动压气体轴承动态特性的频率效应

杨利花^{1,2}, 李辉光¹, 虞烈¹

(1. 西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 710049, 西安;

2. 兰州交通大学机电工程学院, 730070, 兰州)

摘要: 提出将偏导数法和折合系数法相结合来计算可倾瓦空气动压轴承的动态刚度和阻尼系数。通过有限元仿真, 计算了轴颈和瓦块同频扰动下的可倾瓦轴承动态刚度和阻尼系数, 并研究了这些系数随扰动频率的变化规律。计算结果表明, 扰动频率较低时, 可倾瓦空气动压轴承刚度系数的直接项和交叉项的绝对值随扰动频率增大而增大, 阻尼系数的直接项和交叉项的绝对值随扰动频率增大而减小, 扰动频率较高时, 刚度系数趋于定值, 阻尼系数趋近于0。

关键词: 可倾瓦空气动压轴承; 偏导数法; 折合系数法; 扰动频率

中图分类号: TH133.35 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-987X(2007)03-0330-04

Frequency Effects on the Dynamic Characteristics of the Aerodynamic Tilting-Pad Journal Bearings

Yang Lihua^{1,2}, Li Huiguang¹, Yu Lie¹

(1. MDE Key Laboratory for Modern Design and Rotor-Bearing Systems, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Mechatronic Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou 730070, China)

Abstract: A computational scheme is presented to evaluate the dynamic stiffness and damping coefficients of the aerodynamic tilting-pad journal bearings by combining the partial derivative method with the equivalent coefficient method. Finite element method is adopted to simulate the dynamic stiffness and damping coefficients of a typical tilting-pad gas bearing when the journal and the pads are disturbed with the same frequency, and the special interest is put in investigating the effects of the disturbance frequency of the journal and the pads on these dynamic coefficients. The numerical results indicate that with lower disturbance frequency, the direct-terms and the absolute values of the cross-coupling terms of the stiffness coefficients enhance, while the direct-terms and the absolute values of the cross-coupling terms of the damping coefficients reduce with an increasing disturbance frequency. However, with higher disturbance frequency, the stiffness coefficients approach to the constant, and the damping coefficients to zero.

Keywords: aerodynamic tilting-pad journal bearing; partial derivative method; equivalent coefficient method; disturbance frequency

近年来,可倾瓦气体轴承已被广泛应用于高速机械、涡轮压缩机和涡轮膨胀机以及高温气体循环机等领域中,这是因为与传统的固定瓦轴承相比,可倾瓦气体轴承具有更好的稳定性^[1]。可倾瓦气体动压轴承的动态特性一般用轴承气膜的动态刚度和阻

尼系数来表征,并可用于转子系统的临界转速或不平衡响应的计算以及转子系统的稳定性分析^[2]。目前,已有很多油膜可倾瓦轴承动态系数的试验和理论研究的报道^[3-4],但是有关可倾瓦气体轴承动态系数的报道很少。

计算可倾瓦气体轴承的动态系数必须求解可压缩流体雷诺方程. 尽管许多学者提出用数值方法求解雷诺方程以计算可倾瓦气体轴承的动态特性系数, 但大多如 Lund^[5]一样, 只用小扰动法计算了轴颈扰动频率和转子转速相同时同期扰动下的可倾瓦气体轴承动态刚度和阻尼系数, 均未能系统地揭示轴颈和瓦块的扰动频率对可倾瓦气体轴承动态系数的影响规律. 鉴于这一点, 本文采用文献[6-7]提出的偏导数法在复数域内求解动压气体润滑雷诺方程, 求得瓦块在轴颈扰动下的 8 个线性刚度和阻尼系数, 然后通过小扰动法得到瓦块和轴颈同频扰动时瓦块的折合线性刚度和阻尼系数, 并通过数值求和得到整个可倾瓦气体轴承的折合刚度和阻尼系数^[2], 揭示了可倾瓦气体轴承动态特性系数随轴颈和瓦块扰动频率的变化规律.

1 轴颈扰动下的动态刚度和阻尼系数

1.1 任意轴颈扰动下的气膜厚度

图 1 所示为可倾瓦空气动压轴承结构. 轴颈在任意时刻的位置可以由偏心率 ε 和偏位角 θ 确定, 记轴颈静平衡位置为 $(\varepsilon_0, \theta_0)$, 在动态时轴颈绕其静态平衡点的周期性小扰动记为 E 和 Θ , 则任意时刻的轴颈位置可以表示成

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon &= \varepsilon_0 + E = \varepsilon_0 + E_0 e^{i\Omega T} \\ \theta &= \theta_0 + \Theta = \theta_0 + \Theta_0 e^{i\Omega T} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: E_0 和 Θ_0 分别为定义在复数范围内的扰动偏心率和偏位角幅值; $\Omega = \omega_s / \omega$ 为扰动频率, ω_s 为轴颈扰动频率; T 为归一化时间.

此时, 瓦块上任意位置 φ 处对应的气膜厚度 H_g 为

$$\left. \begin{aligned} H_g &= H_{g0} + H_{gd} \\ H_{g0} &= 1 - m \cos(\beta - \varphi) + \varepsilon_0 \cos(\varphi - \theta_0) + \frac{\delta}{\psi} \sin(\beta - \varphi) \\ H_{gd} &= H_{gd0} e^{i\Omega T} = [E_0 \cos(\varphi - \theta_0) + \varepsilon_0 \Theta_0 \sin(\varphi - \theta_0)] e^{i\Omega T} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: H_{g0} 为静态气膜厚度; H_{gd} 为动态气膜厚度; m 为预负荷系数; δ 为瓦块摆角; ψ 为轴承间隙比; β 为瓦块支点角.

1.2 可倾瓦动压气体轴承的静态方程

等温条件下, 动压气体润滑雷诺方程的一般归一化形式为^[9-10]

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = \Lambda \frac{\partial(PH)}{\partial \varphi} +$$

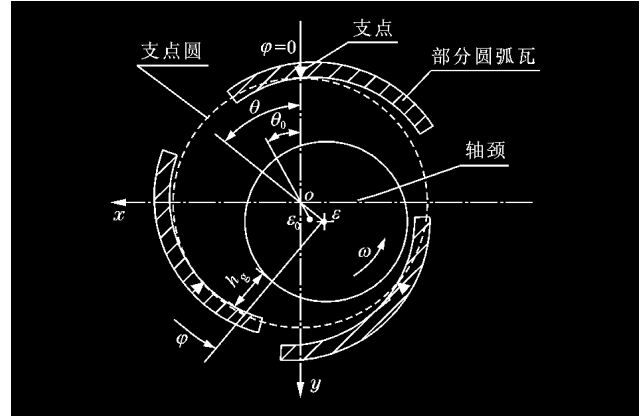


图1 任意轴颈扰动下的气膜厚度

$$2\Lambda \frac{\partial(PH)}{\partial T} \quad (3)$$

式中: H 和 P 分别为归一化气膜厚度和气膜压力; $\Lambda = 6\mu\omega R^2 / (p_a C^2)$ 为轴承数, p_a 为环境压力, μ 为气体动力黏度, ω 为转子工作圆频率, R 为轴颈半径, C 为轴承半径间隙.

对可倾瓦气体动压轴承而言, 每块瓦均与轴颈间形成收敛或发散的气膜间隙, 为方便起见, 以下变量均略去瓦块标号. 静态平衡状态下, 瓦块与轴颈间的气膜压力服从静态雷诺方程

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \lambda} \right) = \Lambda \frac{\partial(P_0 H_0)}{\partial \varphi} \quad (4)$$

式中: H_0 、 P_0 分别为瓦块的静态气膜厚度和静态气膜压力.

1.3 轴颈扰动下的刚度和阻尼系数计算

在轴颈小扰动情况下, 设瓦块的动态压力和气膜厚度具有如下形式

$$\left. \begin{aligned} P &= P_0 + Q_0 e^{i\Omega T} \\ H &= H_0 + \tilde{H}_0 e^{i\Omega T} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中: Q_0 和 $\tilde{H}_0$ 分别为气膜压力和气膜厚度的动态扰动幅值. 将式(5)代入式(3), 利用静态雷诺方程(4)化简且略去高阶项后, 得到轴颈小扰动下的可压缩气体动态雷诺方程为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial Q_0}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial Q_0}{\partial \lambda} \right) + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \varphi} Q_0 \right) + \\ & \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \lambda} Q_0 \right) + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(3H_0^2 P_0 \frac{\partial P_0}{\partial \varphi} \tilde{H}_0 \right) + \\ & \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(3H_0^2 P_0 \frac{\partial P_0}{\partial \lambda} \tilde{H}_0 \right) = \\ & \Lambda \frac{\partial}{\partial \varphi} (H_0 Q_0 + P_0 \tilde{H}_0) + i2\Lambda\Omega (H_0 Q_0 + P_0 \tilde{H}_0) \end{aligned} \quad (6)$$

式中: H_0 、 P_0 均为轴承静特性计算中得到的静态已

知量;动态气膜厚度 $\tilde{H}_0$ 和动态压力 Q_0 为由于轴颈小扰动所引起的待求复变量,它们都是扰动量 E 和 Θ 的函数。

由式(2)可知,由于轴颈扰动所引起的瓦块的动态气膜厚度幅值为 $\tilde{H}_0 = H_{g0}$ 。采用偏导数法^[6-7],令 $Q_E = \frac{\partial Q_0}{\partial E_0}$, $Q_\theta = \frac{1}{\epsilon_0} \frac{\partial Q_0}{\partial \Theta_0}$, $H_E = \frac{\partial \tilde{H}_0}{\partial E_0}$, $H_\theta = \frac{1}{\epsilon_0} \frac{\partial \tilde{H}_0}{\partial \Theta_0}$, 将方程(6)和 $\tilde{H}_0$ 对 E_0 和 Θ_0 求导可得到关于 Q_E 和 Q_θ 的偏微分方程。

求得 Q_E 和 Q_θ 后,在图1所示坐标系中,轴颈小扰动下瓦块的动态刚度和阻尼系数可按下式计算^[7]

$$\left. \begin{aligned} -\int_A Q_E \cos \varphi d\varphi d\lambda &= K_{y\epsilon} + i\Omega D_{y\epsilon} \\ -\int_A -Q_E \sin \varphi d\varphi d\lambda &= K_{x\epsilon} + i\Omega D_{x\epsilon} \\ -\int_A Q_\theta \cos \varphi d\varphi d\lambda &= K_{y\theta} + i\Omega D_{y\theta} \\ -\int_A -Q_\theta \sin \varphi d\varphi d\lambda &= K_{x\theta} + i\Omega D_{x\theta} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

通过坐标变换,可得到轴颈小扰动下瓦块在直角坐标系中的动态刚度 K_{ij} 和阻尼系数 D_{ij} ($i, j = x, y$)。

2 考虑瓦块扰动时的动态刚度和阻尼系数

为了研究瓦块扰动对可倾瓦轴承动态系数的影响,在绝对坐标系中取一块瓦进行讨论,设瓦块和轴颈的归一化扰动为 $(X, Y, \Delta\delta) = (X_0, Y_0, \delta_0)e^{i\Omega t}$, 且轴颈与瓦块的扰动频率相同。根据文献[2],可采用折合系数法将瓦块绕其支点的扰动看成瓦块中心平动和瓦块旋转两种运动的合成运动,求得忽略瓦块旋转运动时的动态气膜力增量 $F_{x_0}^\delta$ 、 $F_{y_0}^\delta$ 。由于 K_{ij} 、 D_{ij} 为已知量,则纯由轴颈扰动引起的气膜力增量可表示为

$$\left. \begin{aligned} F_{x_0}^j &= K_{xx}X_0 + K_{xy}Y_0 + i\Omega D_{xx}X_0 + i\Omega D_{xy}Y_0 = \\ &\quad G_{xx}X_0 + G_{xy}Y_0 \\ F_{y_0}^j &= K_{yx}X_0 + K_{yy}Y_0 + i\Omega D_{yx}X_0 + i\Omega D_{yy}Y_0 = \\ &\quad G_{yx}X_0 + G_{yy}Y_0 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

因此,瓦块和轴颈同频扰动下的总气膜力增量 F_{x_0} 和 F_{y_0} 为

$$\begin{bmatrix} F_{x_0} \\ F_{y_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{xx} & G_{xy} \\ G_{yx} & G_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_0 \\ Y_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -bG_{xx} + aG_{xy} \\ -bG_{yx} + aG_{yy} \end{bmatrix} \delta_0 \quad (9)$$

式中

$$\begin{aligned} b &= \frac{1}{\psi} \cos(\pi - \beta) = -\frac{1}{\psi} \cos \beta \\ a &= \frac{1}{\psi} \sin(\pi - \beta) = \frac{1}{\psi} \sin \beta \end{aligned}$$

在忽略瓦块惯性时,瓦块的力矩应满足平衡条件

$$bF_{x_0} - aF_{y_0} = 0 \quad (10)$$

由式(9)和式(10)可求得 δ_0 , 并分别对 X_0 和 Y_0 求导,得到 $\partial\delta_0/\partial X_0$ 和 $\partial\delta_0/\partial Y_0$, 再将式(9)两端分别对 X_0 和 Y_0 求导,可得

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial F_{x_0}}{\partial X_0} &= K'_{xx} + i\Omega D'_{xx} = G_{xx} + (aG_{xy} - bG_{xx}) \frac{\partial\delta_0}{\partial X_0} \\ \frac{\partial F_{x_0}}{\partial Y_0} &= K'_{xy} + i\Omega D'_{xy} = G_{xy} + (aG_{xy} - bG_{xx}) \frac{\partial\delta_0}{\partial Y_0} \\ \frac{\partial F_{y_0}}{\partial X_0} &= K'_{yx} + i\Omega D'_{yx} = G_{yx} + (aG_{yy} - bG_{yx}) \frac{\partial\delta_0}{\partial X_0} \\ \frac{\partial F_{y_0}}{\partial Y_0} &= K'_{yy} + i\Omega D'_{yy} = G_{yy} + (aG_{yy} - bG_{yx}) \frac{\partial\delta_0}{\partial Y_0} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

在瓦块和轴颈同频扰动下,求解式(11)可得到瓦块的折合刚度系数 K'_{ij} 和阻尼系数 D'_{ij} ($i, j = x, y$), 并进行数值求和得到图1所示的三瓦可倾瓦动压气体轴承的折合刚度系数 K_{ij}^* 与阻尼系数 D_{ij}^* ($i, j = x, y$)。

3 计算实例

对图1所示的三瓦可倾瓦气体动压轴承,采用上述理论进行了静动态性能计算。本文主要研究轴颈和瓦块同频扰动下的轴承折合动态刚度和阻尼系数随扰动频率的变化规律。轴承参数及运行参数见表1,相应的计算结果见图2。

4 结 论

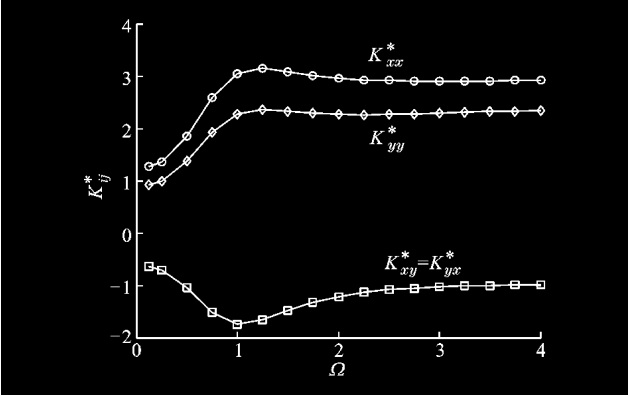
(1)理论分析和计算结果均表明,可倾瓦空气动压轴承的动态刚度和阻尼与瓦块和轴颈的扰动频率密切相关。

(2)可倾瓦气体动压轴承的有限元分析结果表明: $\Omega < 1.0$ 时,随 Ω 增大,刚度系数的直接项和交叉项的绝对值增大; $\Omega > 1.0$ 时,随 Ω 增大,刚度系数的直接项和交叉项均趋于稳定; $\Omega < 2.0$ 时,随 Ω 增大,阻尼系数的直接项和交叉项的绝对值减小;

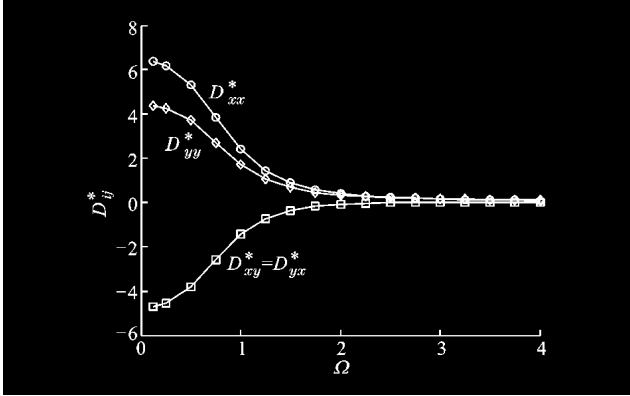
表1 轴承参数及运行参数

R/mm	L/mm	$C/\mu\text{m}$	$\alpha/(\text{^\circ})$	$\beta_1/(\text{^\circ})$	$\beta_2/(\text{^\circ})$	$\beta_3/(\text{^\circ})$	$\phi \cdot \alpha^{-1}$	m	$\mu/\mu\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$	$p_a/\text{kN} \cdot \text{m}^{-2}$	$\omega/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	ϵ_0	Λ
10	20	7.5	94.5	0	130	230	2/3	0	18	100	17 600	0.8	3.5

注: α 为瓦块包角; ϕ 为瓦块进气端到支点的角度; $\phi \cdot \alpha^{-1}$ 表示瓦块的支点位置。



(a)动态刚度系数



(b)动态阻尼系数

图2 归一化动态刚度系数 K_{ij}^* 和阻尼系数 D_{ij}^* 随 Ω 的变化情况

$\Omega > 2.0$ 时,阻尼系数的直接项和交叉项均趋近于0。

(3)采用偏导数法和折合系数法在小扰动工况下得到的可倾瓦动压气体轴承的动态刚度和阻尼系数是轴承参数、静态工作点参数和扰动频率的函数,这为在线性范围内对可倾瓦空气动压轴承支承的转子系统进行稳定性预测,以及临界转速计算或不平衡响应分析提供了条件。

参考文献:

[1] 姚艳霞,朱朝晖,杨金焕,等.可倾瓦径向气体轴承在低温透平机械中的应用[J].低温与特气,2003,21(2):1-5.
Yao Yanxia, Zhu Zhaohui, Yang Jinhuan, et al. Application of aerodynamic tilting-pad journal gas bearing in cryogenic turbomachinery[J]. Low Temperature and Specialty Gases, 2003, 21(2):1-5.
[2] 虞烈,刘恒.轴承-转子系统动力学[M].西安:西安交通大学出版社,2001.
[3] Parsell J K, Allaire P E, Barrett L E. Frequency effects in tilting-pad journal bearing dynamic coeffi-

cients[J]. ASLE Transactions, 1982,26(2):222-227.
[4] Allaire P E, Parsell J K, Brrett L E. A pad perturbation method for the dynamic coefficients of tilting-pad journal bearings[J]. Wear,1981,72(1):29-44.
[5] Lund J W. Calculation of stiffness and damping properties of gas bearings[J]. ASME Journal of Lubrication Technology,1968,90(4):793-803.
[6] 虞烈.弹性箔片轴承的气弹润滑解[J].西安交通大学学报,2004,38(3):327-330.
Yu Lie. Solution of elasto-aerodynamic lubrication for compliant foil bearings[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2004,38(3):327-330.
[7] 虞烈,戚社苗,耿海鹏.弹性箔片空气动压轴承的完全气弹润滑解[J].中国科学:E辑,2005,48(4):414-429.
Yu Lie, Qi Shemiao, Geng Haipeng. A generalized solution of elasto-aerodynamic lubrication for aerodynamic compliant foil bearings[J]. Science in China: E, 2005, 48(4): 414-429.

(编辑 荆树蓉)