

DOI: 10.7652/xjtuxb201903012

箔片安装位置对气体轴承性能影响的仿真分析

李昊, 耿海鹏, 孙岩桦, 唐思训, 齐垒, 虞烈

(西安交通大学机械结构强度与振动国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为研究弹性箔片气体轴承中箔片安装位置对轴承静、动态性能的影响,对具有不同箔片安装位置角的弹性箔片气体轴承进行了静、动态性能的计算。采用有限差分法耦合气体轴承压力控制方程及箔片柔度方程,获得了气膜压力、厚度分布及轴承承载力;基于小扰动法,计算了轴承的动力学系数。结果表明:弹性箔片气体轴承安装箔片时存在一个“敏感”位置区间,会对轴承静、动态性能构成显著影响;在这一区间内,气膜平均气压及承载力显著下降,主刚度系数下降,交叉刚度系数会在数值上接近主刚度系数,严重影响轴承稳定性,阻尼系数变化相对较小;这一“敏感”位置区间在数值上与轴承偏位角形成近似互补关系;在进行弹性箔片气体轴承实际安装操作时,可以先进行360°整周箔片轴承的偏位角计算,将安装狭槽布置在偏位角的对侧,即远离主要承载区位置。

关键词: 气体轴承;箔片;安装位置;数值计算

中图分类号: TH133.3;TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)03-0081-07

Simulation Analysis for Influence of Installation Position on Gas Bearing Performances

LI Hao, GENG Haipeng, SUN Yanhua, TANG Sixun, QI Lei, YU Lie

(State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To analyze the influence of installation position on static and dynamic performances of foil gas bearing, the performances of foil bearing with different foil mounting angles are evaluated. The coupled pressure equation and foil deflection equation are solved with finite difference method, the pressure distribution, film thickness distribution and load capacity of bearing are obtained, and the dynamic characteristics are revealed by perturbation method. The results indicate that there exists a sensitive area affecting the static and dynamic performances of foil bearing significantly, where direct stiffness coefficients are reduced and the cross-stiffness coefficients nearly approach the direct stiffness coefficients numerically, which affects bearing stability dramatically. The variation of damping coefficients is relatively small. The sensitive position interval is approximately complementary to the bearing attitude angle numerically. For actual installation operation of foil gas bearings, it is suggested that the attitude angle of 360° full-circumferential foil bearings be calculated firstly, then the installation slot is arranged on the opposite side of the attitude angle, far away from the loading area.

Keywords: gas bearing; foil; installation position; numerical calculation

对转子系统进行准确的性能仿真预测已经成为现代旋转机械的设计趋势^[1]。弹性箔片动压气体轴承是一种柔性表面支承轴承。相比传统油润滑轴承,弹性箔片动压气体轴承避免了高温工况导致的润滑工质恶化,同时,可以省略复杂的供油系统,使系统结构布局更加紧凑^[2]。20世纪70年代以来,随着航空航天、核动力、制冷工程技术等对设备要求的不断提高,弹性箔片动压气体轴承得到了广泛的应用,同时学术界对箔片轴承的研究也不断深入^[3]。

与滚动轴承及油润滑轴承相比,弹性箔片动压气体轴承由于气体介质黏度低,导致轴承承载力较低,刚度、阻尼偏小,而这对于转子系统整体的稳定性不利^[4]。因此,自从弹性箔片动压气体轴承的概念诞生以来,学者们提出了多种结构形式用于提高轴承性能。美国 Honeywell 公司提出了多叶型箔片轴承,并首次进行试验验证^[2]。此后,多悬臂箔片轴承^[5]、波箔型箔片轴承^[6]、多层波箔型箔片轴承^[7]、平箔型箔片轴承^[8]、多层鼓泡箔片轴承^[9]、压缩弹簧箔片轴承^[10]、金属橡胶箔片轴承^[11]、稀薄气体润滑轴承^[12]等的相关研究相继展开,试验结果表明,这些新结构的弹性箔片动压气体轴承分别拥有提高轴承承载力、改善动态特性、增强稳定性等优点。

在弹性箔片动压气体轴承的箔片周向定位方式上,通常采用点焊或狭槽固定。点焊工艺简单,对轴承座要求低,但在实际运行中,顶层箔片会随着启停次数增多及工作时间的增长发生磨损,底层拱箔会发生松弛甚至压溃,而狭槽固定的安装形式便于更换箔片,因此应用更加广泛^[13]。

在弹性箔片动压气体轴承系统试验时,顶层箔片安装狭槽通常布置在轴承座顶部,与转子重力方向相反^[14],但并没有相关文献指出这样布置的原因,同时也没有文献指出不同的布置形式会造成什么样的结果。因此,本文将研究顶层箔片安装狭槽的位置对弹性箔片动压气体轴承性能的影响,通过计算分析,得到箔片的安装策略。

1 理论分析

1.1 箔片开口狭槽位置模型

图1为进行理论分析与性能测试时常见的弹性箔片动压气体轴承安装形式,主要由轴承座、顶层箔片和底层拱箔组成^[15]。分析可知:顶层箔片通过轴承座上的狭槽实现固定,与轴颈表面形成摩擦副;由于轴颈与轴承间存在偏心距 e 及偏位角 ψ ,所以轴

颈在以角速度 ω 旋转的过程中,可以形成动压气体润滑膜,产生的气膜力与转子自重 W 相平衡,实现支承作用;插入狭槽固定的底层拱箔在气体动压的作用下产生弹性变形,实现柔性支承效果。在进行弹性箔片动压气体轴承装配时,通常将固定箔片的狭槽置于正上方,即图中箔片安装角 $\theta=0^\circ$ 处。

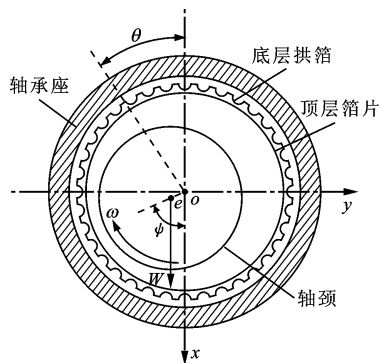


图1 弹性箔片动压气体轴承的安装形式

1.2 控制方程

对于使用常温常压空气润滑介质的弹性箔片动压气体轴承,其润滑情况可以使用理想气体的雷诺方程^[15]描述,即

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (1)$$

式中: x 和 z 分别为轴承的周向和轴向长度; h 为气膜厚度; μ 为气体动力学黏度; ρ 为气体密度; p 为气膜压力; U 为轴颈表面旋转线速度; t 为时间。该方程是在广义雷诺方程的基础上忽略表面伸缩效应和挤压效应得到的,这种简化形式在相关研究中得到了广泛的应用^[16]。

由于气体具有明显的可压缩性,因此气体轴承中气膜的密度不能再被视为常量,需要特殊考虑。结合理想气体状态方程,可以得到式(1)的量纲一形式为

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = \Lambda \frac{\partial(PH)}{\partial \varphi} + 2\Lambda \frac{\partial(PH)}{\partial \tau} \quad (2)$$

归一化规则为

$$\left. \begin{aligned} x &= R\varphi; z = R\lambda; U = \omega R; p = P_a P; \\ h &= CH; \tau = \omega t; \Lambda = \frac{6\mu\omega}{P_a} \left(\frac{R}{C} \right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: R 为轴承半径; φ 为量纲一周向坐标; λ 为量纲一轴向坐标; P_a 为环境压力,计算中取值为标准大气压; P 为量纲一气膜压力; C 为名义气膜厚度; τ

为量纲一时间; H 为量纲一气膜厚度, 其描述公式为

$$H = 1 + \epsilon \cos(\varphi + \psi) + w_t \quad (4)$$

其中, $\epsilon = e/C$ 表示轴颈相对于轴承的偏心率, w_t 是弹性箔片在气体动压效果下发生弹性变形的量纲一形式, 其数学描述^[16]为

$$w_t = S(P-1); S = \frac{\alpha P_a}{C}; \alpha = \frac{2l_0^3(1-\nu^2)s}{Et_b^3} \quad (5)$$

其中, α 为拱箔柔度, l_0 为波箔半波纹跨度, ν 为底层拱箔材料泊松比, s 为单位波纹宽度, E 为底层拱箔材料弹性模量, t_b 为底层拱箔材料厚度, S 为拱箔量纲一柔度。

2 数值计算

描述箔片轴承压力分布的方程为非线性方程, 无法求出精确的理论解, 本文采用有限差分法求解弹性箔片轴承压力分布, 差分格式采用二阶中心差分, 具体形式不做介绍。给定初始气膜压力及厚度, 通过迭代求解即可获得气膜压力及厚度的数值解, 进而计算箔片轴承承载力等静态性能。箔片轴承的量纲一承载力计算公式^[16]为

$$\left. \begin{aligned} \bar{W}_x &= 2 \int_0^{L/R} \int_0^{2\pi} (P-1) \cos\varphi d\varphi d\lambda \\ \bar{W}_y &= 2 \int_0^{L/R} \int_0^{2\pi} (P-1) \sin\varphi d\varphi d\lambda \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中: L 为轴承宽度; $\bar{W}_x$ 、 $\bar{W}_y$ 分别为 x 、 y 方向的量纲一承载力。由图 1 可知, x 方向的承载力与转子自重平衡, 在无外加载荷的情况下, y 方向承载力应趋向于 0, 利用这一特性, 可以计算得到转子偏位角 ψ , 确定稳态工作时轴颈与轴承的相对位置。

在计算过程中, 需要使用箔片弹性变形值不断修正各节点气膜厚度, 并使用修正后的气膜厚度进行气膜压力计算, 如此反复迭代, 直到两次气膜压力计算结果满足收敛要求, 其数学描述为

$$\frac{\left| \sum P_i - \sum P_{i-1} \right|}{\sum P_i} \leq \delta \quad (7)$$

式中: $\sum P_i$ 表示第 i 次迭代所有节点气膜压力的代数和; $\sum P_{i-1}$ 表示第 $i-1$ 次迭代所有节点气膜压力的代数和; δ 表示收敛条件, 通常取 10^{-5} 即可满足计算精度要求。

箔片轴承动特性的求解可以采用小扰动法, 给定量纲一位移扰动 (Δx , Δy) 和量纲一速度扰动 ($\Delta \dot{x}$, $\Delta \dot{y}$), 并对气膜压力、气膜厚度进行泰勒级数展开, 略去高阶项得到

$$\left. \begin{aligned} P &= P_0 + P_x \Delta x + P_y \Delta y + P_{\dot{x}} \Delta \dot{x} + P_{\dot{y}} \Delta \dot{y} \\ H &= H_0 + H_x \Delta x + H_y \Delta y + H_{\dot{x}} \Delta \dot{x} + H_{\dot{y}} \Delta \dot{y} \\ w_t &= w_{t0} + w_{tx} \Delta x + w_{ty} \Delta y + w_{t\dot{x}} \Delta \dot{x} + w_{t\dot{y}} \Delta \dot{y} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

将扰动方程与雷诺方程联立求解, 即可得到箔片轴承的刚度、阻尼系数为

$$\left. \begin{aligned} \begin{bmatrix} \bar{K}_{xx} & \bar{K}_{xy} \\ \bar{K}_{yx} & \bar{K}_{yy} \end{bmatrix} &\equiv \frac{C}{P_a R^2} \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} = \\ \int_0^{L/R} \int_0^{2\pi} \begin{bmatrix} \bar{P}_x \sin\varphi & \bar{P}_y \sin\varphi \\ -\bar{P}_y \cos\varphi & -\bar{P}_x \cos\varphi \end{bmatrix} d\varphi d\lambda \\ \begin{bmatrix} \bar{B}_{xx} & \bar{B}_{xy} \\ \bar{B}_{yx} & \bar{B}_{yy} \end{bmatrix} &\equiv \frac{C\omega}{P_a R^2} \begin{bmatrix} B_{xx} & B_{xy} \\ B_{yx} & B_{yy} \end{bmatrix} = \\ \int_0^{L/R} \int_0^{2\pi} \begin{bmatrix} \bar{P}_x \sin\varphi & \bar{P}_y \sin\varphi \\ -\bar{P}_y \cos\varphi & -\bar{P}_x \cos\varphi \end{bmatrix} d\varphi d\lambda \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式中: $\bar{K}_{ij}$ 、 $\bar{B}_{ij}$ 分别为箔片轴承的量纲一刚度及阻尼; K_{ij} 、 B_{ij} 为箔片轴承刚度及阻尼; $i=x, y; j=x, y$ 。

通过上述分析, 可以得到箔片轴承的求解流程, 如图 2 所示。

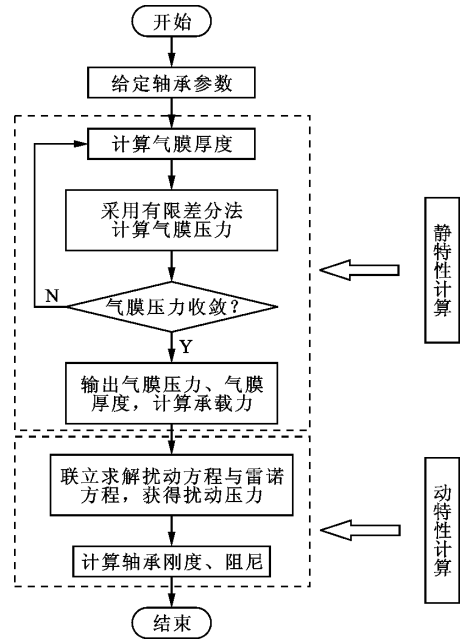


图2 箔片轴承求解流程图

3 仿真结果及分析

为验证本文所述数学模型与计算程序的正确性, 使用本文所述模型计算了不考虑箔片安装位置时的轴承特性, 并与已有文献进行了对比。表 1 是使用本文所建立求解模型的计算结果与已有文献给出数据的对比(取宽径比为 2.0, 轴承数为 1.0), 对比结果验证了本文所建立求解模型的准确性。

表 1 计算结果验证

ϵ	S	$\psi/(^{\circ})$	$\bar{W}_x$
0.60	0	36.7	0.965
		35.7 ^[16]	0.951 ^[16]
		36.5 ^[17]	0.961 ^[17]
0.75	0	24.3	1.963
		24.1 ^[16]	1.894 ^[16]
		24.7 ^[17]	1.922 ^[17]
0.90	0	12.7	5.024
		12.8 ^[16]	5.055 ^[16]
		12.9 ^[17]	5.073 ^[17]
0.60	1	33.1	0.567
		32.1 ^[16]	0.568 ^[16]
		34.0 ^[17]	0.567 ^[17]
0.75	1	28.0	0.775
		26.3 ^[16]	0.783 ^[16]
		27.7 ^[17]	0.778 ^[17]
0.90	1	22.2	1.013
		21.4 ^[16]	1.023 ^[16]
		22.4 ^[17]	1.028 ^[17]

表 2 给出了本文分析所用轴承的结构及工作条件基本参数。为方便进行计算,将箔片沿周向剖开为矩形求解域,剖线为图 1 中箔片正上方,即 x 轴负半轴。同时,对矩形求解域进行网格划分,周向和轴向的单元数为 72×25 。

表 2 气体轴承基本参数

基本参数	数值
轴瓦数	1
转速/ $r \cdot \min^{-1}$	50 000
轴瓦张角/ $(^{\circ})$	350
宽度/mm	20
直径/mm	40
名义间隙/mm	0.015
润滑介质黏度/ $\text{Pa} \cdot \text{s}$	17.9×10^{-6}
环境压力/MPa	0.101 3
箔片材料	Inconel750
箔片弹性模量/GPa	214
箔片泊松比	0.29
箔片厚度/mm	0.1
波箔半波纹跨度/mm	1.75
单位波纹宽度/mm	4.2

3.1 承载力分析

图 3 给出了不同偏心率下,箔片轴承承载力与箔片安装角的关系曲线,可以看出:当狭槽处于某一位置区间时,其具体位置并不会对承载力构成显著影响,相反,当狭槽位置处于“敏感”位置区间时,会非常显著地影响轴承承载力,且偏心率越大,影响越显著;当 $\epsilon=0.9, \theta=170^{\circ}$ 时,承载力变为最大承载力的 32%;当 $\epsilon=0.3, 0.5, 0.7, 0.9$ 时,对承载力影响最大的箔片安装角分别为 $155^{\circ}, 158^{\circ}, 162^{\circ}, 170^{\circ}$,而对应偏心率下偏位角的计算结果分别为 $56^{\circ}, 44^{\circ}, 23^{\circ}, 13^{\circ}$ 。由此可见,在大载荷条件下($\epsilon=0.7, \epsilon=0.9$),箔片最“敏感”安装角与 360° 整周式箔片计算所得的偏位角近似构成了互补关系,其误差主要是由于本文计算中使用的轴瓦张角为 350° 。这说明最“敏感”的箔片安装角位于整周式箔片轴承的压力峰值区域附近,因此箔片安装时,安装狭槽应尽量远离这一区域。

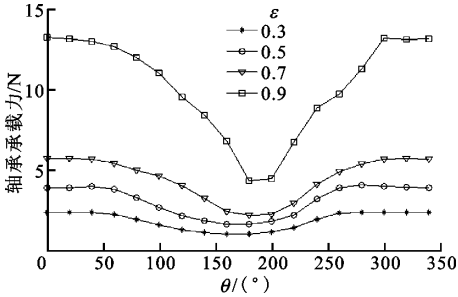
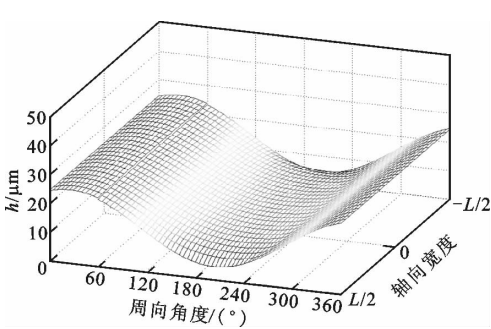


图 3 轴承承载力与箔片安装角的关系曲线

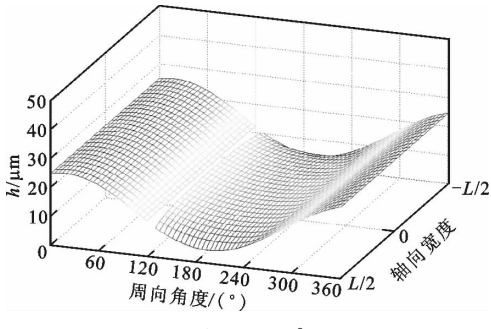
为研究承载力下降的原因,绘制了 $\epsilon=0.7$ 时,箔片轴承的气膜厚度与气膜压力在不同箔片安装角下的分布图,如图 4 和图 5 所示。从图 4 可以看出,箔片安装处气膜厚度在数值上远大于其他位置处,不会形成有效气膜压力。因此在计算气膜压力时,该段气膜厚度置空,气膜压力置为环境压力 1,如图 5 所示。从图 5 可以看出:当箔片安装角处于“敏感”位置区间时,气膜压力分布会发生显著变化,而平均气膜压力的下降会导致轴承承载力的下降。这主要是因为箔片安装位置极大地影响了气膜厚度的分布,而气体轴承的压力分布对气膜厚度非常敏感。相反,当箔片安装角远离“敏感”位置区间时,安装位置角的具体数值并不会对气膜厚度及压力分布构成显著影响,这也说明,在实际安装时,只需保证箔片安装角处于一个位置区间即可,并不需要严格规定具体数值。

3.2 动力学特性分析

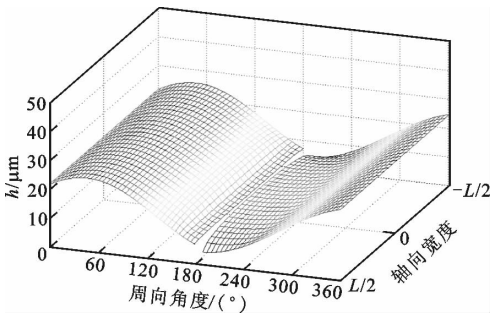
图 6 为 $\epsilon=0.7$ 时,箔片轴承刚度系数与箔片安



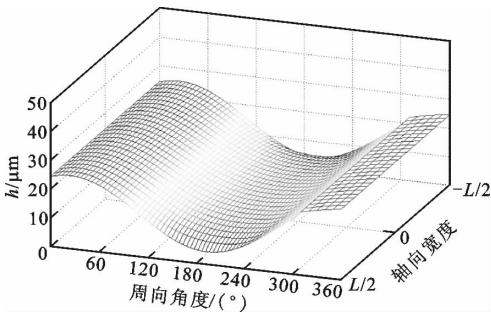
(a) $\theta=0^\circ$



(b) $\theta=120^\circ$



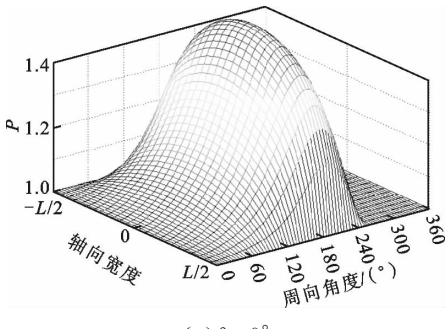
(c) $\theta=180^\circ$



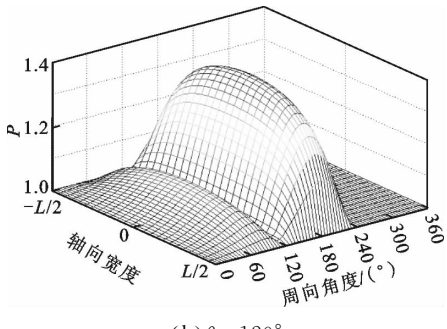
(d) $\theta=300^\circ$

图 4 箔片轴承气膜厚度分布

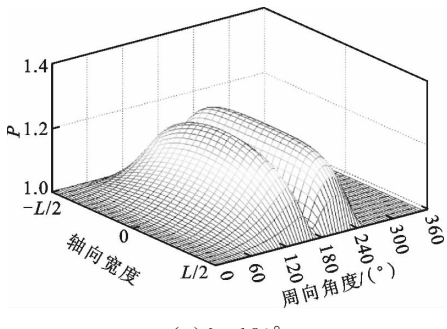
装位置角的关系曲线,分析可知:当狭槽处于“敏感”位置区间时,箔片轴承的主刚度会显著下降,而交叉刚度会上升,对箔片轴承的稳定工作不利;当狭槽位置处于“敏感”位置区间时,交叉刚度会在数值上非常接近主刚度,意味着轴承的工况已经非常恶劣,微



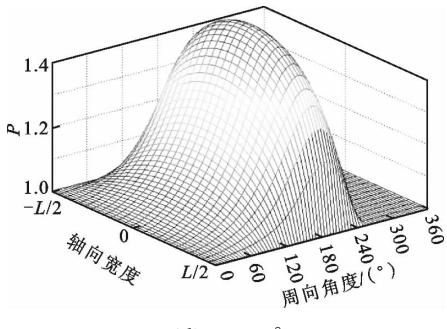
(a) $\theta=0^\circ$



(b) $\theta=120^\circ$



(c) $\theta=180^\circ$



(d) $\theta=300^\circ$

图 5 箔片轴承气膜压力分布

小扰动就可能造成轴承失稳; x 方向的最小刚度数值仅为最大刚度的 22%,说明箔片的安装位置会极大的影响箔片轴承的稳定性;刚度系数的“敏感”位置区间相比于承载力的“敏感”位置区间提前了约 $20^\circ\sim 30^\circ$,这主要是因为刚度系数对压力梯度的变化更为敏感。

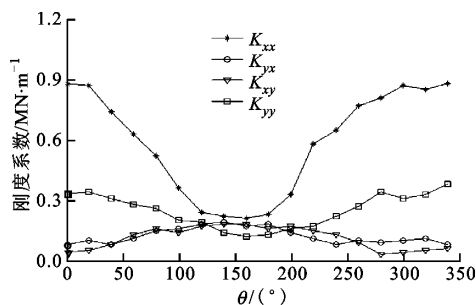


图6 轴承刚度系数-箔片安装角曲线

图7为 $\epsilon=0.7$ 时,箔片轴承阻尼系数与箔片安装位置角的关系曲线,可以看出,阻尼系数的变化趋势与刚度系数类似,所不同的是,阻尼系数的变化相对平缓,特别是两个方向上的交叉阻尼变化值均非常小。

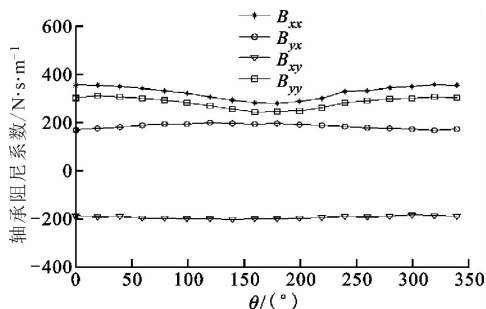


图7 轴承阻尼系数-箔片安装角曲线

4 结 论

本文分析了弹性箔片气体轴承中箔片位置安装角对轴承静、动特性的影响,主要结论如下。

(1)箔片轴承的安装位置角会对轴承承载力构成显著影响。这主要是由于箔片安装位置影响了气膜厚度的分布,气体动压效果对气膜厚度十分敏感,因此造成了承载力的变化;同时,箔片安装的“敏感”位置区间中承载力最低的安装角与整周式箔片轴承的偏位角为互补关系。

(2)箔片轴承的安装位置角对气膜刚度系数与阻尼系数均有影响,其中对于刚度系数的影响十分显著,对阻尼系数的影响相对较小。

(3)当箔片安装角处于“敏感”区间时,箔片轴承的静、动特性均会发生显著变化,相反,当箔片安装角避开“敏感”区间时,箔片轴承的静、动特性则不会受到明显影响,说明箔片安装时,只需要保证安装角在一定范围内即可,不需要严格规定具体数值。

(4)提出一种箔片轴承安装策略,首先进行360°整周箔片轴承计算,获得偏位角,然后将安装狭槽布置在偏位角的对侧,即远离承载区位置附近可

以避免其对气体轴承动、静态性能的影响。

参考文献:

- [1] 王元勋, 陈尔昌, 师汉民, 等. 气体润滑轴承的研究与发展 [J]. 湖北工业大学学报, 1994, 9(3): 155-159.
WANG Yuanxun, CHEN Erchang, SHI, Hanmin, et al. Research and development of gas lubricated bearings [J]. Journal of Hubei University of Technology, 1994, 9(3): 155-159.
- [2] AGRAWAL G L. Foil air/gas bearing technology: an overview [C]// ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. New York, NY, USA: American Society of Mechanical Engineers, 1997: 1-6.
- [3] BLOCK H. The foil bearings: a new departure in hydrodynamic lubrication [J]. Lubrication Engineering, 1953, 9(6): 316-320.
- [4] DELLACORTE C. Oil-free shaft support system rotordynamics: past, present and future challenges and opportunities [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 29: 67-76.
- [5] FENG K, ZHAO X, GUO Z. Design and structural performance measurements of a novel multi-cantilever foil bearing [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2015, 229(10): 1830-1838.
- [6] GRAY S, BHUSHAN B. Support element for compliant hydrodynamic journal bearings: 4274683 [P]. 1981-06-23.
- [7] 赖天伟, 马斌, 郑越青, 等. 多层弹性支承箔片动压气体径向轴承稳定性的实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(3): 79-83.
LAI Tianwei, MA Bin, ZHENG Yueqing, et al. Experimental investigation on stability of multi-decked protuberant foil gas journal bearing [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(3): 79-83.
- [8] 马斌, 孙皖, 赖天伟, 等. 波箔箔片动压气体轴承的实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(1): 118-122.
MA Bin, SUN Wan, LAI Tianwei, et al. Experimental study on gas lubricated hydrodynamic bump type foil bearing [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(1): 118-122.
- [9] 王伟, 李晓疆, 曾强, 等. 高速透平机械全金属鼓泡箔片动压气体轴承稳定性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(8): 84-89.
WANG Wei, LI Xiaojang, ZENG Qiang, et al. Sta-

- bility analysis for fully hydrodynamic gas-lubricated protuberant foil bearings in high speed turbomachinery [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(8): 84-89.
- [10] FENG K, LIU W, YU R, et al. Analysis and experimental study on a novel gas foil bearing with nested compression springs [J]. Tribology International, 2017, 107: 65-76.
- [11] FENG K, ZHAO X, HUO C, et al. Analysis of novel hybrid bump-metal mesh foil bearings [J]. Tribology International, 2016, 103: 529-539.
- [12] 杨琴, 刘宇陆, 张海军, 等. 气体稀薄效应对微机电系统(MEMS)气体轴承-转子系统不平衡响应的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(7): 134-139.
- YANG Qin, LIU Yulu, ZHANG Haijun, et al. Influence of gas rarefaction effect on unbalance response of micro-electro-mechanical (MEMS) gas bearing-rotor system [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(7): 134-139.
- [13] 王法义. 空气箔片轴承设计、制造及其静态和动态特性实验研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2014: 19-20.
- [14] PATIL M B, KALITA K, KAKOTY S K. Performance analysis of gas foil bearing with different foil pivot configuration [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2013, 5: 843419.
- [15] ROYLANCE B J. Introduction to tribology of bearings [J]. Tribology International, 1987, 20(2): 107-107.
- [16] HESHMAT H. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings [J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 647-655.
- [17] PENG J P. Calculation of stiffness and damping coefficients for elastically supported gas foil bearings [J]. ASME Journal of Tribology, 1993, 115(1): 20-27.

(编辑 陶晴)

(上接第 80 页)

- MOU Changhua, PENG Lihui, YAO Danya, et al. A calculation method of sensitivity distribution with electrical capacitance tomography [J]. Chinese Journal of Computational Physics, 2006, 23(1): 87-92.
- [15] CHEN X, HU H, ZHANG J, et al. An ECT system based on improved RBF network and adaptive wavelet image enhancement for solid/gas two-phase flow [J]. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2012, 20(2): 359-367.
- [16] CUI Z, WANG Q, XUE Q, et al. A review on image reconstruction algorithms for electrical capacitance/resistance tomography [J]. Sensor Review, 2016, 36(4): 429-445.
- [17] TIAN W, SUN J, RAMLI M F, et al. Adaptive selection of relaxation factor in Landweber iterative algorithm [J]. IEEE Sensors Journal, 2017, 17(21): 7029-7042.
- 电容层析成像技术研究. 2014, 48(04): 35-40. [doi:10.7652/xjtuxb201404007]
- 郭晨, 秦鸿瑜, 刘策. 混合介质低频介电增强效应的等效电容模型. 2013, 47(9): 140-144. [doi:10.7652/xjtuxb201309023]
- 王小鑫, 闫洁冰, 胡红利, 等. 利用正交试验的电容传感器仿真及优化设计. 2013, 47(2): 81-86. [doi:10.7652/xjtuxb201302014]
- 胥宇鹏, 熊源泉, 周海军, 等. 水平管段高压超浓相煤粉输送特性的数值模拟. 2012, 46(5): 38-43. [doi:10.7652/xjtuxb201205007]
- 秦玉伟, 赵宏, 庄仲琴. 热光源谱域光学相干层析成像系统. 2011, 45(11): 63-67. [doi:10.7652/xjtuxb201111013]
- 陈夏, 胡红利, 高享想, 等. 代数重建和同步迭代重建在电容层析成像中的比较研究. 2011, 45(4): 25-29. [doi:10.7652/xjtuxb201104005]
- 胡红利, 陈夏, 白涛. 基于径向基网络和小波变换的电容层析图像重构算法. 2010, 44(2): 1-5. [doi:10.7652/xjtuxb201002001]
- 方杰, 韦穗, 霍修坤. 超声衍射层析成像的高精度核卷积插值重建算法. 2009, 43(10): 94-98. [doi:10.7652/xjtuxb200910020]
- 陈玉平, 赵宏, 杨琦, 等. 谱域光学相干层析成像系统的实验研究. 2008, 42(7): 815-817. [doi:10.7652/xjtuxb200807007]

(编辑 陶晴)

[本刊相关文献链接]

范优飞, 胡红利, 杨帆, 等. 一种 48 电极可配置电容层析成像系统模型. 2015, 49(4): 110-115. [doi:10.7652/xjtuxb201504018]

刘骁, 王小鑫, 胡红利, 等. 改进型离线迭代在线重构算法的