

DOI: 10.7652/xjtuxb201904002

拱箔成型工艺对箔片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: 为研究不同拱箔成型工艺对弹性箔片气体轴承静、动态性能的影响,对理想拱箔及 3 种不同成型工艺加工出的拱箔支承的箔片轴承进行了静、动态性能的计算,3 种工艺重点对比箔片固定方式及加载卸载速度。采用有限元方法,获得了不同成型工艺下拱箔的型线及厚度分布;采用有限差分法,耦合箔片轴承结构变形方程与压力控制方程,通过积分得到了轴承承载力;使用小扰动法计算了箔片轴承刚度系数及阻尼系数。分析结果表明:拱箔的成型工艺会对箔片轴承静、动态性能构成一定影响,相比于理想拱箔,各种拱箔成型工艺均会造成箔片性能的下降;厚度与型线更为均匀的拱箔支承的箔片轴承承载力更高、稳定性更强;在拱箔冷压成型过程中,箔片固定方式对拱箔性能的影响较大,加载及卸载速度对拱箔性能的影响较小;在实际生产过程中,建议的拱箔冷压成型工艺为箔片一端压边固定一端自由,采用适中的加载及卸载速度。

关键词: 箔片轴承;拱箔成型;有限元方法

中图分类号: TH133.3;TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)04-0009-06

Simulation Analysis for Influence of Bump Forming Process 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 bump forming process on static and dynamic performances of foil gas bearing, undergoing three different bump molding processes, the behaviors of gas bearing with ideal bump structure are evaluated to emphatically compare the foil fixing modes, loading and unloading rates. The bump profile and thickness distribution for different forming processes are obtained with finite element method, and the coupled deflection equation and pressure governing equation are solved with finite difference method. Then the capacity of gas bearing is calculated by integration, the stiffness coefficients and damping coefficients are sought out with perturbation method. The results indicate that bump forming process affects the static and dynamic performances of foil bearing. Compared with the ideal bump, all kinds of bump forming technology lead a worsened bearing performance. The bump with uniform thickness and profile has stronger capacity and higher stability. In the molding process, the foil fixing modes exert obvious influence on the bearing performances, but the loading and unloading rates almost do not. For the actual bump production, it is suggested that one end of foil is fixed and another end keeps free at moderate loading and unloading rates.

收稿日期: 2018-10-10。 作者简介: 李昊(1993—),男,博士生;耿海鹏(通信作者),男,副教授。 基金项目: 工信部高技术船舶科研资助项目(工信部装函[2017]614号)。

网络出版时间: 2018-12-17

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20181214.1001.014.html>

Keywords: gas bearing; bump forming; finite element method

弹性箔片动压气体轴承作为一种在高速、高温条件下具有极好稳定性的柔性轴承^[1-2],已经在高速轻载旋转机械中得到了广泛的应用^[3-4]。弹性箔片动压气体轴承主要由顶层箔片、底层支承及轴承座构成。顶层箔片与轴颈形成摩擦副,目前对于顶层箔片的研究主要集中在箔片材料与固体涂层方面^[5]。箔片轴承弹性效果主要由底层支承提供,为达到不同的支承效果,研究人员已经设计出了多种不同结构的底层支承,如拱箔型^[6]、多层拱箔型^[7]、金属橡胶型^[8]、压缩弹簧型^[9]、多层鼓泡型^[10]等,但目前应用最为广泛的仍是采用拱箔作为底层支承的箔片轴承。因此,如何建立符合实际的拱箔结构数学物理模型就成为了当前研究的热点。

早在1975年,Walowit等就根据拱箔几何结构推导载荷挠度关系式,率先给出了单拱箔片的柔度计算公式^[11]。1983年,Heshmat在Walowit载荷挠度关系式的基础上,通过忽略相邻波纹间的弯曲效应建立了等效弹性模型,并给出了与箔片轴承气弹耦合求解流程^[12],这一模型应用最为广泛,Peng等的研究结果也为这一模型的正确性提供了佐证^[13]。1999年,Iordanoff引入拱箔与顶层箔片间的库伦摩擦力模型^[14],徐方程在这一基础上,基于有限元法,建立拱箔型气体径向轴承箔片结构的库伦摩擦模型^[15]。

在采用上述模型进行弹性箔片轴承性能计算时,通常假设拱箔为理想状态,即拱箔具有均匀厚度分布及几何型线^[16]。这种假设能够为数值计算带来方便,但并不符合拱箔的实际加工过程,同时也没有文献提及拱箔成型工艺对箔片轴承性能的影响。因此,本文将对比理想拱箔与3种典型拱箔成型工艺下弹性箔片动压气体轴承的静、动态性能,通过计算分析,为箔片轴承拱箔的成型工艺提供理论指导。

1 理论分析

1.1 箔片轴承计算模型

图1为进行箔片轴承性能计算时常用的箔片轴承结构形式,主要由顶层箔片、拱箔和轴承座组成^[17]。顶层箔片与轴颈形成摩擦副配对,通过气体介质在楔形空间形成的动压效果实现对转子的支承。轴承服役过程中,底层拱箔在压力作用下发生弹性变形,实现柔性支承。

以轴承中心为原点 o ,建立右手笛卡尔坐标系

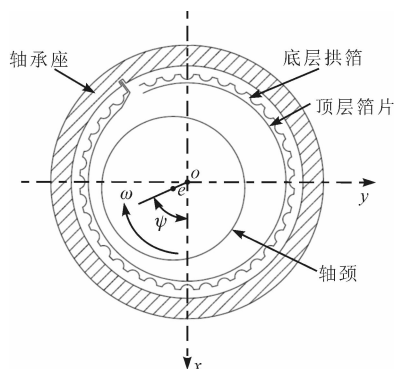


图1 弹性箔片动压气体轴承结构

如图1所示,其中以竖直向下为 x 轴正方向,水平向右为 y 轴正方向,轴承宽度方向即垂直纸面向内为 z 轴正方向。当箔片轴承在常温常压下服役时,其润滑情况可以使用雷诺方程描述^[12]

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

式中: x 和 z 分别为轴承的周向和轴向; 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。

式(1)只考虑摩擦副的楔形效应,忽略表面伸缩效应及挤压效应,这种简化形式广泛应用于高速轻载箔片轴承的性能计算中。

为方便计算,将雷诺方程转换至柱坐标系,同时结合理想气体状态方程,将雷诺方程简化为无量纲形式

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

无量纲规则如下

$$x = R\varphi; \quad z = R\lambda; \quad U = \omega R$$

$$h = CH; \quad p = P_a P; \quad \Lambda = \frac{6\mu\omega}{P_a} \left(\frac{R}{C} \right)^2$$

式中: P_a 为环境压力,计算中取值为1个标准大气压; C 为名义间隙; R 为轴承半径; H 为无量纲气膜厚度,可以使用下式描述

$$H = 1 + \epsilon \cos(\varphi + \psi) + w_i \quad (3)$$

其中 $\epsilon = e/C$ 表示轴颈相对于轴承的偏心率, ψ 为转子偏位角, w_i 为弹性箔片在气体动压效果下发生弹性变形的无量纲形式,数学描述如下^[12]

$$w_i = S(P - 1); \quad S = \frac{\alpha P_a}{C}; \quad \alpha = \frac{2l_0^3(1 - v^2)s}{Et_b^3} \quad (4)$$

其中 l_0 为拱箔半波纹跨度, s 为单位波纹宽度, v 为

底层拱箔材料泊松比, E 为底层拱箔材料弹性模量, t_b 为底层拱箔材料厚度, α 为拱箔柔度, S 为拱箔无量纲柔度。

1.2 拱箔成型工艺模型

如图2所示,箔片轴承中底层拱箔的成型工艺通常为冷压成型,即将箔片置于凸模与凹模间,通过对模具施加一定载荷,使箔片发生塑性变形,形成拱箔^[18]。

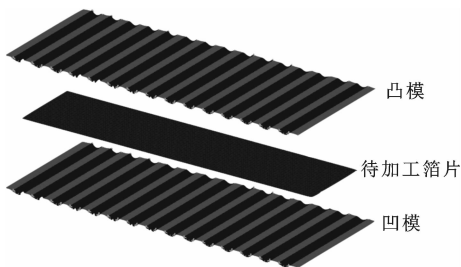


图2 拱箔冷压成型示意图

图3为理想拱箔结构,传统分析方法是将其厚度及型线视为均匀的,并由式(4)获得拱箔在一定压力载荷作用下的变形值,进而计算轴承性能。在实际拱箔压制过程中,由最小阻力定律可知压力会造成金属材料塑性流动,进而导致箔片厚度减薄及型线不均匀,因此在拱箔柔度计算时,使用均匀厚度及型线的假设会造成一定的误差。

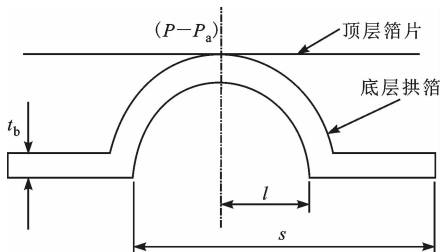


图3 理想拱箔结构示意图

2 数值计算

本文首先建立拱箔冷压成型工艺的有限元模型,获取不同工艺条件下,箔片成型后的结构参数,然后进行不同拱箔参数下箔片轴承的性能计算。

箔片轴承气膜压力控制方程为二阶非线性偏微分方程,无法求出解析解,因此本文将采用二阶中心差分法对式(2)中的气膜压力进行求解,具体差分格式本文不做详细介绍。计算过程中,首先给定气膜的初始厚度,通过式(2)计算得到各节点气膜压力,使用式(4)得到的箔片变形值修正气膜厚度,并将修正后的气膜厚度代入式(2),重复上述过程,直到计算结果满足收敛要求。数学描述为

$$\left| \frac{\sum P_i - \sum P_{i-1}}{\sum P_i} \right| \leq \delta \quad (5)$$

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。

在描述箔片轴承性能时,通常使用承载力作为静特性指标,在获得气膜压力分布后,按照式(6)积分,即可获得箔片轴承承载力

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

式中: $\bar{W}_x$ 、 $\bar{W}_y$ 分别为 x 、 y 方向的无量纲承载力; L 为轴承宽度。由图1可知,当箔片轴承水平放置时, y 方向承载力应趋近于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。同时,使用 x 方向承载力表征箔片轴承静特性。

在箔片轴承服役过程中,当受到微小扰动时,刚度系数与阻尼系数将直接影响到箔片轴承所支撑转子的稳定性。通常采用小扰动法进行箔片轴承刚度系数的求解,给定无量纲位移扰动 $(\Delta x, \Delta y)$ 、无量纲速度扰动 $(\Delta \dot{x}, \Delta \dot{y})$,并对气膜压力、气膜厚度进行 Taylor 级数展开,略去高阶项^[19],可以得到

$$\left. \begin{aligned} P &= P_0 + P_x \Delta x + P_y \Delta y + P_{\dot{x}} \Delta \dot{x} + P_{\dot{y}} \Delta \dot{y} \\ H &= H_0 + H_x \Delta x + H_y \Delta y + H_{\dot{x}} \Delta \dot{x} + H_{\dot{y}} \Delta \dot{y} \\ w_t &= w_{t0} + w_{tx} \Delta x + w_{ty} \Delta y + w_{t\dot{x}} \Delta \dot{x} + w_{t\dot{y}} \Delta \dot{y} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

将式(7)和式(1)联立求解,即可得到用于表征箔片轴承稳定性的刚度系数、阻尼系数如下

$$\left[\begin{array}{cc} \bar{K}_{xx} & \bar{K}_{xy} \\ \bar{K}_{yx} & \bar{K}_{yy} \end{array} \right] \equiv \frac{C}{P_a R^2} \left[\begin{array}{cc} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{array} \right] = \int_0^{\frac{l}{R}} \int_0^{2\pi} \left[\begin{array}{cc} \bar{P}_x \sin \varphi & \bar{P}_y \sin \varphi \\ -\bar{P}_y \cos \varphi & -\bar{P}_x \cos \varphi \end{array} \right] d\varphi d\lambda \quad (8)$$

$$\left[\begin{array}{cc} \bar{B}_{xx} & \bar{B}_{xy} \\ \bar{B}_{yx} & \bar{B}_{yy} \end{array} \right] \equiv \frac{C\omega}{P_a R^2} \left[\begin{array}{cc} B_{xx} & B_{xy} \\ B_{yx} & B_{yy} \end{array} \right] = \int_0^{\frac{l}{R}} \int_0^{2\pi} \left[\begin{array}{cc} \bar{P}_{\dot{x}} \sin \varphi & \bar{P}_{\dot{y}} \sin \varphi \\ -\bar{P}_{\dot{y}} \cos \varphi & -\bar{P}_{\dot{x}} \cos \varphi \end{array} \right] d\varphi d\lambda \quad (9)$$

式中: $\bar{K}_{ij}$ 、 $\bar{B}_{ij}$ 分别为箔片轴承的无量纲刚度及阻尼; K_{ij} 、 B_{ij} 为箔片轴承刚度及阻尼。

通过上述分析,可以整理得到本文不同拱箔成型工艺下箔片轴承性能计算的流程,如图4所示。

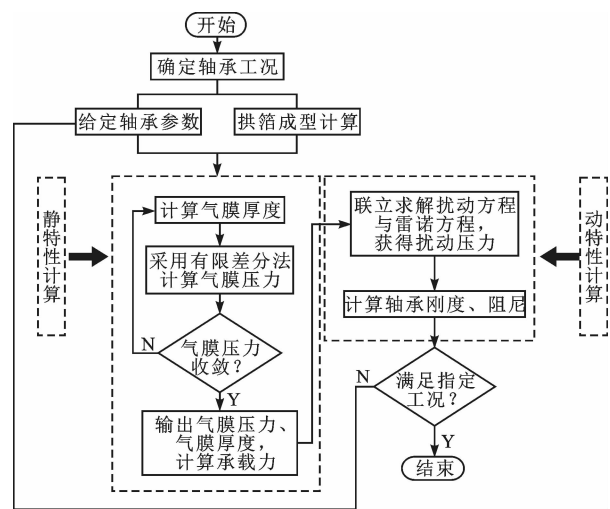


图 4 箔片轴承求解流程图

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理想拱箔支承下(式(4)所示无量纲柔度 $S=1$)箔片轴承的性能,并与文献[12]进行了对比(见表 1),可以看出本文计算结果与文献结果较好吻合。

表 1 理想拱箔支承下箔片轴承性能计算结果							
文献	ϵ	$\phi/(^{\circ})$	$\bar{W}_x$	$\bar{K}_{xx}$	$\bar{K}_{xy}$	$\bar{K}_{yx}$	$\bar{K}_{yy}$
本文	0.6	33.0	0.564	1.105	0.135	-0.704	1.086
[12]		32.1	0.568	1.129	0.174	-0.693	1.130
本文	0.75	25.9	0.779	1.139	0.019	-0.703	1.332
[12]		26.3	0.783	1.231	0.025	-0.686	1.378
本文	0.9	19.9	0.997	1.182	0.121	-0.687	1.532
[12]		21.4	1.028	1.268	0.098	-0.627	1.602

注:计算中 $L/R=2.0, \Lambda=1.0, S=1.0$ 。

表 2 给出了拱箔冷压成型的工艺参数。拱箔材料采用 Inconel x-750,分别使用 3 种加工工艺进行拱箔冷压成型,工作方式为凹模固定,待加工箔片置于凹模上侧,凸模向下匀速加载。表 3 给出了本文分析所用轴承的基本参数。

3.1 拱箔成型分析

图 5 及图 6 给出了不同成型工艺下拱箔中线处节点厚度分布曲线及拱箔型线,其中拱箔型线测量值为拱箔各点与固定端的垂直距离。从图中可以看出,经过不同成型工艺的拱箔具有不同的厚度及型线分布。相比于 3 号,1 号和 2 号工艺获得的拱箔厚度与型线更为均匀,这主要是因为 3 号工艺中,待加工箔片两端固定,导致金属材料延展阻力增大,进

表 2 拱箔冷压成型工艺参数(Inconel x-750)		
参数类别	参数和工艺	数值和加载情况
箔片基本参数	弹性模量/GPa	214
	泊松比	0.29
	厚度/mm	0.1
工艺参数	1 号工艺	左端压边固定,0~2 s 加载,2~4 s 卸载
	2 号工艺	左端压边固定,0~20 s 加载,20~40 s 卸载
	3 号工艺	左右两端压边固定,0~20 s 加载,2~40 s 卸载
理想拱箔参数	半波纹跨度/mm	2.2
	单位波纹宽度/mm	5.2
	箔片厚度/mm	0.1

表 3 箔片轴承基本参数	
参数	数值
轴瓦数量	1
转速/ $r \cdot \min^{-1}$	50 000
轴瓦张角/ $(^{\circ})$	360
宽度/mm	50
直径/mm	50
名义间隙/mm	0.05
润滑介质黏度/ $\text{Pa} \cdot \text{s}$	17.9×10^{-6}
环境压力/MPa	0.101 3

而导致局部应力增大,造成了成型不均匀。1 号工艺与 2 号工艺获得的拱箔成型效果基本相同,说明加载速度对箔片厚度及型线的影响相对较小,因为待加工箔片材料为退火态 Inconel x-750,具有极好的塑性,在成型过程中几乎不会发生回弹^[20],因此对加载速度不敏感。

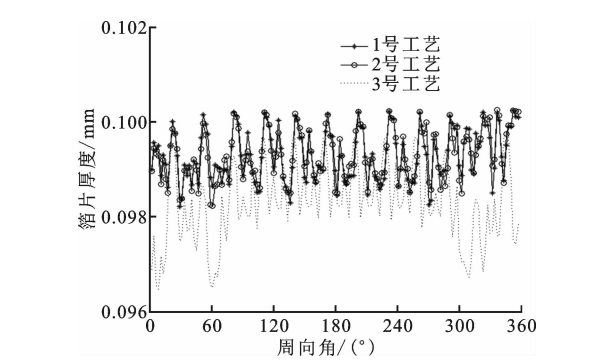


图 5 不同成型工艺下的拱箔厚度分布

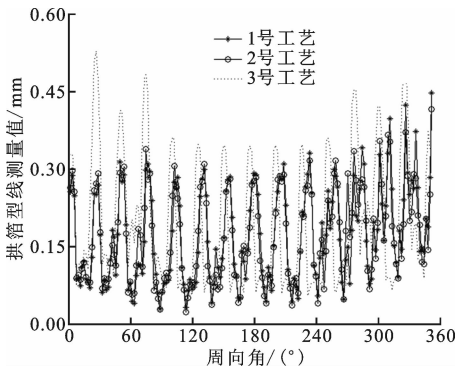


图 6 不同成型工艺下的拱箔型线

3.2 承载力分析

图 7 给出不同拱箔成型工艺下,箔片轴承承载力与偏心率的关系。从图中可以看出,采用不同拱箔加工工艺的箔片轴承,其承载力均低于具有理想拱箔参数的箔片轴承,这也说明在进行箔片轴承设计制造时需要考虑拱箔成型因素。不同拱箔成型工艺下,箔片轴承的承载能力也不同,1 号工艺与 2 号工艺加工出的拱箔的承载能力优于 3 号工艺加工出的拱箔,如图 5 所示,1 号工艺与 2 号工艺获得的拱箔厚度与型线都更均匀。在大偏心率(即重载)条件下,2 号工艺相比于 3 号工艺,可以使箔片轴承承载力提高约 3%~5%,说明了研究拱箔成型工艺的重要性。

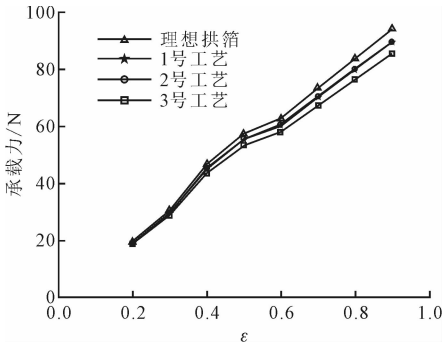


图 7 轴承承载力与偏心率的关系曲线

3.3 动力学特性分析

当 $\epsilon=0.8$ 时,不同拱箔成型工艺下,箔片轴承的刚度系数及阻尼系数见图 8 和图 9。可以看出,3 种拱箔成型工艺下的箔片轴承刚度系数均低于具有理想拱箔参数的箔片轴承,同时 2 号工艺的刚度系数略高于 1 号工艺的,3 号工艺的刚度系数最低。阻尼系数的变化趋势与刚度系数类似。相比于 3 号工艺,2 号工艺可以使主承载方向的刚度系数及阻尼系数分别提高 5% 及 2%,说明拱箔成型加工时厚度及型线的均匀对于箔片轴承的稳定性是十分有益的。

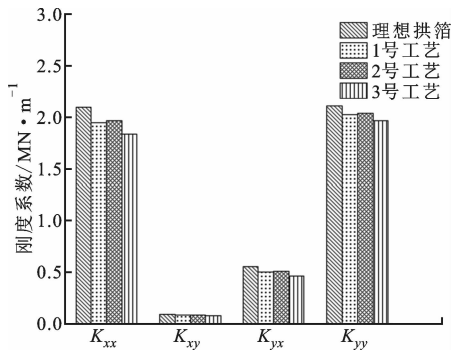


图 8 不同拱箔成型工艺下轴承刚度系数

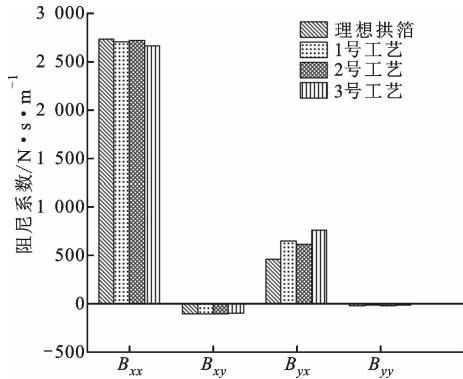


图 9 不同拱箔成型工艺下轴承阻尼系数

4 结 论

本文分析了不同拱箔成型工艺对箔片轴承静、动特性的影响,主要结论如下。

(1)拱箔的成型工艺对箔片轴承承载力构成一定影响。不同成型工艺加工出的拱箔支承的箔片轴承承载力均低于理想拱箔支承的箔片轴承,主要是由于拱箔实际加工中,会不可避免地出现箔片厚度减薄、型线不均匀等现象。因此,可以使拱箔获得更加均匀厚度及型线的成型工艺在承载力方面有更好的表现。

(2)在拱箔冷压成型中,采用一端固定的箔片安装方式获得的拱箔成型效果优于采用两端固定的箔片安装方式。对于 Inconel x-750 这类塑性极好的箔片材料,成型中加载与卸载速度对成型效果的影响较小。

(3)拱箔的成型工艺对箔片轴承动特性构成一定影响。分析结果表明,厚度与型线更为均匀的拱箔支承的箔片轴承稳定性更高。

(4)综上,本文认为在拱箔的冷压成型过程中,最优的工艺为箔片一端压边固定、一端自由,模具加载与卸载速度适中即可,无须刻意放慢加载与卸载速度,这一结论对提高拱箔加工效率及加工质量是

很有意义的。

参考文献:

- [1] DELLACORTE C, VALCO M J. Load capacity estimation of foil air journal bearings for oil-free turbomachinery applications [J]. ASLE Transactions, 2000, 43(4): 795-801.
- [2] 刘占生, 许怀锦. 波箔型动压气体径向轴承的应用与研究进展 [J]. 轴承, 2008(1): 39-43.
LIU Zhansheng, XU Huaijin. Application and research-progress of bump-type foil aerodynamic journal bearings [J]. Bearing, 2008(1): 39-43.
- [3] RAVIKOVICH Y A, ERMILOV Y I, PUGACHEV A O, et al. Prediction of stiffness coefficients for foil air bearings to perform rotordynamic analysis of turbomachinery [C]// Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics. Berlin, Germany: Springer International Publishing, 2015: 1277-1288.
- [4] KIM D, ZIMBRU G. Start-stop characteristics and thermal behavior of a large hybrid airfoil bearing for aero-propulsion applications [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 2012, 134(3): 032502.
- [5] HESHMAT H, HRYNIEWICZ P, II J F W, et al. Low-friction wear-resistant coatings for high-temperature foil bearings [J]. Tribology International, 2005, 38(11): 1059-1075.
- [6] GRAY S, BHUSHAN B. Support element for compliant hydrodynamic journal bearings: U.S. Patent 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] FENG K, ZHAO X, HUO C, et al. Analysis of novel hybrid bump-metal mesh foil bearings [J]. Tribology International, 2016, 103: 529-539.
- [9] 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.
- [10] 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. Stability 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.
- [11] WALOWIT J A, ANNO J N, HAMROCK B J. Modern developments in lubrication mechanics [J]. Tribology International, 1977, 9(2): 90-96.
- [12] HESHMAT H. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings [J]. ASME J Lubr Technol, 1983, 105(4): 647-652.
- [13] 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.
- [14] IORDANOFF I. Analysis of an aerodynamic compliant foil thrust bearing: method for a rapid design [J]. Journal of Tribology, 1999, 121(4): 816-822.
- [15] 徐方程, 刘占生, 张广辉, 等. 箔片结构库伦摩擦效应对径向箔片轴承特性的影响 [J]. 航空动力学报, 2013, 28(8): 1865-1875.
XU Fangcheng, LIU Zhansheng, ZHANG Guanghui, et al. Effects of coulomb friction in foil structure on foil journal bearing performance [J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(8): 1865-1875.
- [16] SALEHI M, HESHMAT H. On the fluid flow and thermal analysis of a compliant surface foil bearing and seal [J]. ASLE Transactions, 2000, 43(2): 318-324.
- [17] ROYLANCE B J. Introduction to tribology of bearings [J]. Tribology International, 1987, 20(2): 107-111.
- [18] 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: 27-31.
- [19] LUND J W. Calculation of stiffness and damping properties of gas bearings [J]. Journal of Tribology, 1968, 90(4): 793-796.
- [20] MILLS W J. The deformation and fracture characteristics of Inconel x-750 at room-temperature and elevated-temperatures [J]. Metallurgical Transactions: A Physical Metallurgy and Materials Science, 1980, 11(6): 1039-1047.

(编辑 杜秀杰)