

叠层式箔片动压气体推力轴承承载特性

张镜洋¹, 孟光荣¹, 陈蓓曦², 吕元伟¹, 张靖周³, 罗欣洋⁴

- (1. 南京航空航天大学 航天学院, 南京 210016;
2. 西北工业大学 伦敦玛丽女王大学工程学院, 西安 710072;
3. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016;
4. 中国航空工业集团有限公司 金城南京机电液压工程研究中心
航空机电系统综合航空科技重点实验室, 南京 211106)

摘 要: 为揭示叠层式箔片结构对动压气体推力轴承承载性能的强化机制, 建立了该结构静力学有限元仿真模型及弹流润滑分析方法, 研究了叠层式箔片结构刚度随载荷的变化及楔形气膜间隙特征参数的演化规律。结果表明: 随着载荷升高, 叠层式结构刚度增幅呈先小后大的非线性特征, 且周向局部刚度大小交替变化。这导致轴承楔形气膜间隙特征参数随承载力增大而明显变化, 承载力从 15 N 增大到 75 N, 楔形高度可从 45 μm 降低至 16.8 μm , 节距比则先增大后减小。与承载力相同条件下的波箔型轴承相比, 叠层式箔片动压气体推力轴承气膜压力分布会出现承载力强化的双峰值, 且最小气膜厚度可增大 35% 至 50%, 可有效降低转静子间的碰磨概率。

关 键 词: 气体箔片推力轴承; 叠层式结构; 自适应变形; 结构刚度; 楔形特征参数

中图分类号: V229⁺.2; TH33.35

文献标志码: A

Loading capacity of multi-layer foil gas thrust bearing

ZHANG Jingyang¹, MENG Guangrong¹, CHEN Beixi², LÜ Yuanwei¹,
ZHANG Jingzhou³, LUO Xinyang⁴

- (1. College of Astronautics,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
2. Queen Mary University of London Engineering School,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;
3. College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
4. Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Aero Electromechanical System Integration,
Jincheng Nanjing Engineering Institute of Aircraft Systems,
Aviation Industry Corporation of China, Nanjing 211106, China)

Abstract: In order to reveal the mechanism of strengthening the loading performance of multi-layer gas foil thrust bearing, the finite element method considering elastohydrodynamic lubrication in multi-layer gas foil thrust bearing was established. The variation of stiffness with different loads and the evolution of wedge-shaped film's characteristic parameters were studied. Results showed that the stiffness of the multi-layer foil presented a nonlinear trend of increment with the increase of load capacity, also the

收稿日期: 2021-12-15

基金项目: 航空基金(201928052008)

作者简介: 张镜洋(1981—), 男, 副教授、硕士生导师, 博士, 主要研究方向为流体机械和传热与传质。E-mail: zjy@nuaa.edu.cn

引用格式: 张镜洋, 孟光荣, 陈蓓曦, 等. 叠层式箔片动压气体推力轴承承载特性[J]. 航空动力学报, 2023, 38(6): 1423-1431. ZHANG Jingyang, MENG Guangrong, CHEN Beixi, et al. Loading capacity of multi-layer foil gas thrust bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(6): 1423-1431.

variation amplitude of stiffness of the laminated foil kept in a low level at small load capacity, then it became large as the increase of the load capacity, and the stiffness of the circumferential direction changed alternately. It resulted in variation of the characteristic parameters of wedge-shaped clearance with the increase of the capacity. The wedge height attenuated from $45\text{ }\mu\text{m}$ to $16.8\text{ }\mu\text{m}$ and the pitch ratio first increased and then decreased correspondingly when the bearing capacity varied from 15 N to 75 N . Based on the characteristic change of wedge-shape clearance under different loads, the gas film pressure distribution induced a double peak, which enhanced load compared with the wave foil bearing under the same bearing capacity, and the minimum gas film thickness can be increased about 35% to 50%, which significantly reduced the collision and wear probability between rotor and stator.

Keywords: gas foil thrust bearing; multi-layer structure; adaptive deformation; structural stiffness; wedge characteristic parameters

箔片型动压气体轴承具有摩擦功耗低、极限转速高、稳定性好、自适应负载等优势,在机载小型燃机、制冷透平机、风机等高速旋转机械领域中极具应用优势^[1-3]。动压气体轴承利用旋转轴面黏性作用带动楔形间隙内气膜周向流动形成动压压缩效应而产生承载力,利用柔性箔片弹性作用提高气膜承载稳定性。因此,箔片型动压气体轴承间隙气膜流动与箔片结构变形存在强流固耦合作用^[4-5]。在气体箔片轴承润滑性能影响研究方面,Iordanoff^[6]建立了波箔型轴承的轴瓦箔片变形耦合气膜流动 Reynolds 方程的承载性能分析方法,分析了由箔片外形结构决定的气膜流动间隙特征参数变化对气膜承载力的影响,结果表明微小尺寸的楔形间隙参数变化会导致气膜压力成倍变化。Dykas^[7]的实验结果也证明了承载性能对楔形间隙参数变化的敏感性。侯平安等^[8]数值分析了不同顶箔几何参数下的承载能力,发现了存在最佳楔形高度使气膜承载力最大。徐方程等^[9-10]则通过数值仿真和实验验证了某波箔型动压气体推力轴承楔形高度为 $20\text{ }\mu\text{m}$ 时承载力可达最大。

学者也就箔片变形对气膜承载性能的影响开展了深入研究。Lehn 等^[11]建立了轴承间隙流动和波箔型轴承箔片变形弹流润滑仿真分析方法,分析结果发现支撑波箔凹凸形状会影响顶箔局部变形从而形成波状气膜间隙,这对气膜流动和压力分布存在明显影响。胡小强等^[12]的弹流润滑分析结果也表明推力轴承箔片的局部变形会产生二次收敛的楔形,而使得气膜压力出现双峰分布并且提高了承载能力。以上研究表明,箔片外形结构决定的楔形气膜间隙参数直接决定了该类轴承气膜承载性能,并且箔片变形对轴承气膜压力

也存在明显影响。因此,研究者通过改变箔片结构外形及其刚度分布的方法来改善轴承承载性能,由此发展出诸多箔片结构形状^[13-14]和箔片支撑方式^[15-16]。其中值得关注的是,近年来诸多学者认为推力轴承采用叠层式箔片结构^[10,17-19]具有良好的工作环境适应性。叠层式箔片动压气体推力轴承各层箔片结构形状复杂、刚度各异,且相比传统波箔型结构,其形变量显著提升,然而这种箔片结构特征变化对轴承承载性能的影响内因还缺乏细致研究。因此,进一步阐明叠层式箔片动压气体推力轴承弹流润滑演化机制,揭示其对动压气体推力轴承承载特性的影响机理,有利于掌握该类轴承工程设计优化策略。

基于此,以叠层式箔片动压气体推力轴承为研究对象,采用有限元法分析叠层式箔片结构刚度及其分布随载荷的变化规律。进而应用弹流润滑分析方法,数值研究该类轴承在承载力变化下各层箔片变形分布变化,以及由变形引起的楔形气膜间隙特征参数和气膜压力演化机理,并对比传统波箔型结构,阐明其对承载性能的影响机制。

1 研究模型

1.1 模型创建及结构参数

如图 1 所示,叠层式箔片动压气体推力轴承由四层箔片组成。顶箔呈拱状扇形,背板为平板,用于焊接顶箔。中箔正反两面具有相间分布的凸块,并与背板和底箔接触。底箔上与轴承座接触侧有翘起舌片,和顶箔共同承担预紧和起飞阶段变形。除顶箔外,各层箔片外缘具有用于周向固定的键位。图中 R 、 θ 、 Z 分别表示半径、周向和轴向方向坐标, h 为气膜厚度, h_1 为入口处气膜厚度, h_2 为最小气膜厚度, β 为顶箔张角。表 1 为推

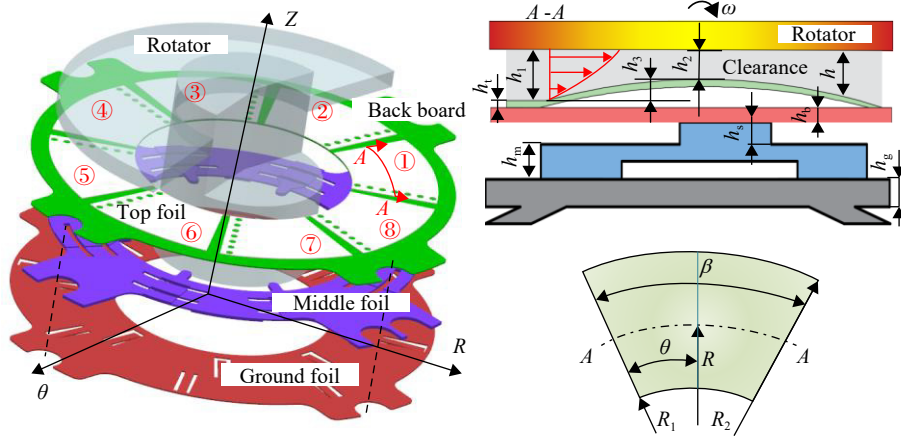


图1 叠层式箔片动压气体推力轴承模型示意图

Fig. 1 Structural diagram of multi-layer foil gas thrust bearing

表1 叠层式箔片动压气体推力轴承几何参数
Table 1 Geometric parameters of multi-layer foil gas thrust bearing

参数	数值
轴承箔片公称内径 R_1/mm	12
轴承顶箔公称外径 R_2/mm	21.5
顶箔厚度 h_1/mm	0.1
背板厚度 h_2/mm	0.12
中箔厚度 h_3/mm	0.3
中箔凸台高度 h_4/mm	0.2
底箔厚度 h_5/mm	0.2
轴承扇形箔片个数 n	8
顶箔张角 $\beta/(\circ)$	45

力轴承几何参数。

楔形高度和节距比表达如下:

$$h_3 = h_1 - h_2 \quad (1)$$

$$b = \theta/\beta \quad (2)$$

其中 h_3 为楔形高度, b 为节距比。

1.2 计算方法

叠层式箔片动压气体推力轴承弹流润滑计算中, 包括由转静子间隙剪切流动组成的流体域和多层弹性箔片受力和变形构成的固体域。

流体域利用可压缩理想气体 Reynolds 方程进行描述^[11-12], 采用有限差分法求解。其无量纲化形式如下:

$$\frac{1}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\frac{\bar{\rho} \bar{r} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}^3} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) = \Lambda \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{h})}{\partial \theta} \quad (3)$$

式中无量纲项包括 $\bar{r} = R/R_2$, $\bar{h} = h/h_3$, $\bar{p} = p/p_a$, $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$, $\bar{\mu} = \mu/\mu_0$ 和 $\Lambda = 6\omega\mu_0 R_2^2/p_a h_3^2$, 其中 h 为气

膜厚度, μ 为气体动力黏度, ρ 为气体的密度, p 为气膜压力, h_3 为轴承的楔形高度, R_2 为顶箔外半径, ω 为转子转速, p_a 为环境压力, μ_0 为空气动力黏度, ρ_0 为空气密度。

作用在固体域箔片上的真实气膜压力 p_r 与变量 ε 的平衡关系用虚功原理式(4)描述, 采用有限元法进行数值仿真分析。采用罚函数法分析箔片之间的接触关系, 采用非线性求解器 NASTRAN 求解顶箔和底箔大变形问题, 迭代计算节点变形量 ε 。

$$\int_V (\delta \varepsilon)^T \sigma dV = \int_A \int_{-0.5t}^{0.5t} z (\delta \chi)^T D z (\chi) dZ dA = \int_A (\delta \chi)^T D_b \chi dA = \int_A p_r (\delta w) dA \quad (4)$$

式中 $\sigma = z D \chi$; $D_b = t^3 D/12$; t 为箔片厚度; D 箔片的刚度矩阵; δw 为虚位移; $\delta \varepsilon$ 为虚应变; χ 为箔片曲率; z 为箔片厚度方向上的变量, 其范围为 $[-0.5t, 0.5t]$; A 为积分面积; V 为积分体积; $p_r = p - p_a$ 。无量纲气膜厚度 $\bar{h}$ 表达如式(5)所示。

$$\bar{h} = h_0/h_3 + \varepsilon(R, \theta)/h_3 \quad (5)$$

式中 h_0 为箔片未变形时的气膜厚度, 如图1所示, 其数值由顶箔网格与推力盘之间的距离决定。由箔片未变形时的无量纲气膜厚度方程与 Reynolds 方程联立求解得到 p_0 , 并计算得到作用于轴承箔片上的真实气膜压力 p_r , 采用有限元法求解获得箔片变形量 ε_0 。将箔片变形量带入式(5), 求得箔片变形后的无量纲气膜厚度, 则箔片推力轴承静态弹流润滑特性受力与变形协调如图2迭代过程实现^[20]。

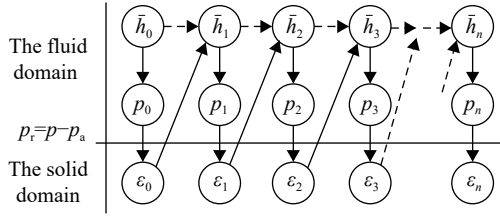


图 2 弹流润滑受力与变形迭代示意图

Fig. 2 Schematic view of elastohydrodynamic lubrication for stress and deformation

1.3 网格划分及边界条件

对流体域和固体域进行有限元网格划分并定义周期性边界条件如图 3 所示。

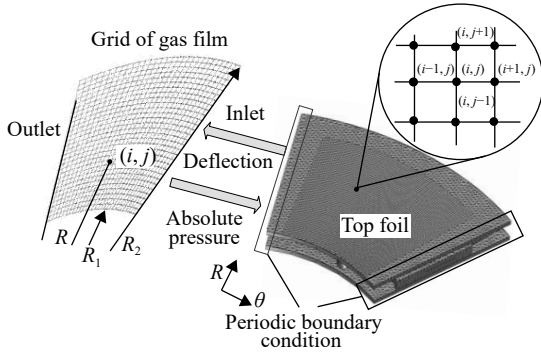


图 3 计算网格

Fig. 3 Computational grid

流体域边界条件可表达如下

$$\begin{cases} \bar{r} = 1, \bar{p} = 1 & \bar{r} = R_1/R_2, \bar{p} = 1 \\ \theta = 0, \bar{p} = 1 & \theta = \beta, \bar{p} = 1 \end{cases} \quad (6)$$

无量纲承载力 $\bar{W}$ 表示为

$$\bar{W} = n \int_0^\theta \int_{R_1/R_2}^1 (\bar{p} - 1) \bar{r} d\theta d\bar{r} \quad (7)$$

承载力 W 表示为

$$W = \bar{W} p_a R_2^2 \quad (8)$$

流体域气膜网格与流固耦合界面网格节点通过中心差分法交互数据。图 4 为箔片有限元模型网格无关性曲线。当各层箔片网格数量大于 10^4 , 网格总数量达到 4×10^4 后, 网格数量的增加对轴承箔片的变形影响可以忽略, 本文研究中网格总数量取 4×10^4 。

1.4 弹流润滑计算流程

图 5 为弹流润滑计算流程, 气膜压力和箔片变形的收敛迭代计算如图 2 所示。引入气膜压力、弹性变形量及承载力的相对收敛准则, 同时实现

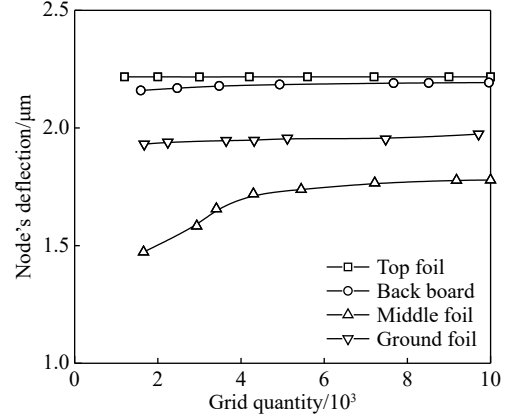


图 4 网格独立性验证: 箔片变形随网格数量的变化

Fig. 4 Grid independence: variation of foil deformation with the quantity of grids

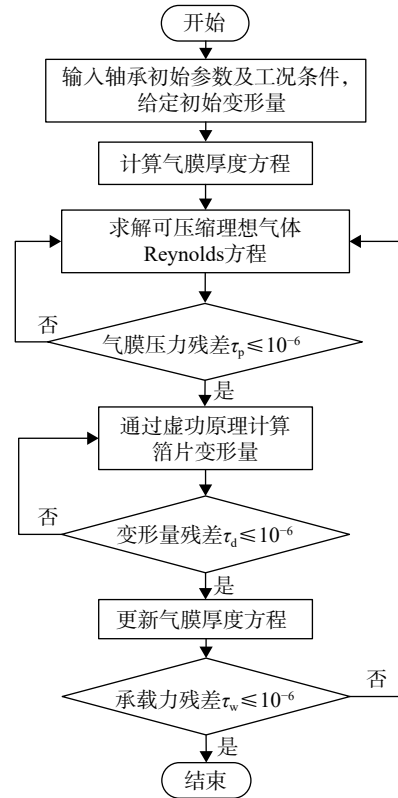


图 5 计算流程图

Fig. 5 Flow chat of calculation

计算残差小于 10^{-6} 时判定计算收敛。

压力残差 τ_p 、弹性变形量残差 τ_d 、承载力残差 τ_w 定义如下:

$$\tau_p = \frac{\sum_{i=2}^m \sum_{j=2}^n |p_{i,j}^{k+1} - p_{i,j}^k|}{\sum_{i=2}^m \sum_{j=2}^n |p_{i,j}^k|} \quad (9)$$

$$\tau_d = \frac{\sum_{i=2}^m \sum_{j=2}^n |\varepsilon_{i,j}^{k+1} - \varepsilon_{i,j}^k|}{\sum_{i=2}^m \sum_{j=2}^n |\varepsilon_{i,j}^k|} \quad (10)$$

$$\tau_w = \frac{W^{k+1} - W^k}{W^k} \quad (11)$$

式中下标 (i, j) 为节点坐标, 上标 k 表示第 k 次迭代求解。例如, $p_{i,j}^k$ 表示为第 k 次在 (i, j) 节点处求解的压力。

2 数值计算和结果分析

2.1 计算方法准确性验证

为验证数值计算方法的可靠性, 采用本文中数值分析数据, 分别与刘欢^[21]的叠层式箔片轴承及 Kim 等^[22]的波箔型箔片轴承的数据相对比。计算时采用与文献相同的模型参数, 对比结果如图 6 所示。本文最小气膜厚度随承载力的变化规律与文献 [21-22] 一致, 当转速 $\omega=5 \times 10^4$ r/min、无量纲承载力 $\bar{W}=0.77$ 时, 本文最小气膜厚度与文献 [21] 的结果误差最大约为 14.3%。当转速 $\omega=9 \times 10^4$ r/min, 无量纲承载力 $\bar{W}=0.55$ 时, 本文结果与文献 [22] 的误差最大约为 12.5%。模拟误差均在 15% 以内, 可认为本文计算方法有效。造成误差的主要原因是本文有限元模型中考虑了叠层式结构大变形和多箔片间接摩擦等因素。

2.2 静加载箔片刚度分析

首先, 模拟箔片法向受气膜压力状态, 在均布压力下分析箔片法向静刚度随载荷的变化特征, 为后续轴承的弹流润滑分析提供规律参考。叠层

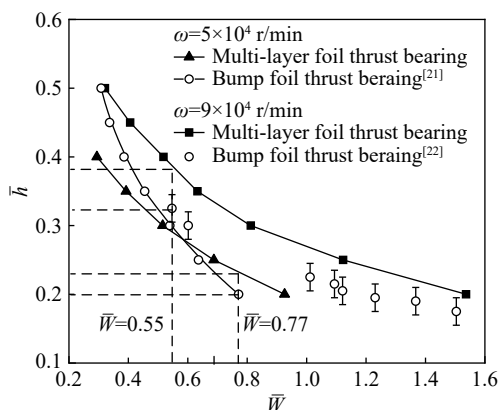


图 6 数值模拟结果与文献结果对比:

最小气膜厚度随承载力的变化规律

Fig. 6 Comparison of numerical results with literatures: variation of minimum film thickness with capacity

式箔片动压气体推力轴承法向刚度的计算方法是^[23]: 施加载荷 W , 推动各层箔片使之变形, 产生轴向位移 ΔZ , 则该结构刚度可表达为 $K=W/\Delta Z$; 周向刚度分布的计算方法是: 参考动压气体推力轴承轴向承载力范围, 在顶箔施加 $1 \sim 350$ kPa 的均布载荷, 选取顶箔中径沿周向 $\theta=10^\circ, 25^\circ, 35^\circ$ 三个节点, 计算对应节点位移为 $\Delta \bar{Z}$ 。节点刚度可表示为 $\bar{K} = p/\Delta \bar{Z}$ 。

图 7 为叠层式动压气体推力轴承刚度与载荷变化的关系。在小载荷下, 该结构刚度保持在较低水平, 载荷增大时, 刚度随之迅速增大。相较于波箔型动压气体推力轴承^[24], 叠层式箔片结构刚度的增幅呈现出先小后大的非线性变化特征。图 8 为中径位置周向各节点刚度随均布载荷的变化规律。 $p < 7$ kPa 时, 随着均布载荷增加, 中径上各节点刚度增幅很小, $p > 7$ kPa 时, 各节点刚度增幅升高。 $p < 175$ kPa 时, 中径上 $\theta=35^\circ$ 处刚度最大, $\theta=25^\circ$ 处刚度最小。 $p > 175$ kPa 时, $\theta=25^\circ$ 处刚度超过了 $\theta=10^\circ$ 处。当载荷持续增大时, $\theta=25^\circ$ 处刚度又超过了 $\theta=35^\circ$ 处刚度。周向上各节点刚度不均匀且随均布压力的增大而大小交替变化。

图 9 为均布载荷下叠层式箔片结构变形示意图。小载荷下叠层式结构主要应变位置是刚度较低的拱形顶箔和底箔突起舌片, 随着载荷增大, 底箔舌片被压平且顶箔与背板重合, 因此叠层式结构的刚度迅速升高。周向局部载荷较小时, 顶箔在 $\theta=25^\circ$ 处不受背板支承, 因而刚度明显低于周向两侧。随着载荷提高, 顶箔与背板重合, $\theta=25^\circ$ 处受中箔凸块和背板的支承作用, 而周向两侧为无支承状态(图 9(c)), 因此 $\theta=25^\circ$ 处刚度迅速上升, 且大于箔片周向两侧的刚度。由于 $\theta=35^\circ$ 位置靠近气膜间隙出口, 处于中箔凸块支承边缘,

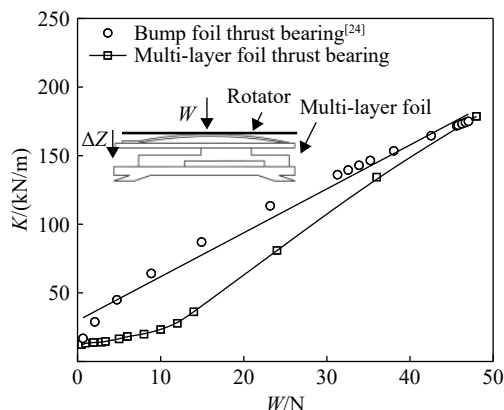


图 7 刚度随载荷增大的变化规律

Fig. 7 Variation of stiffness with enhanced load

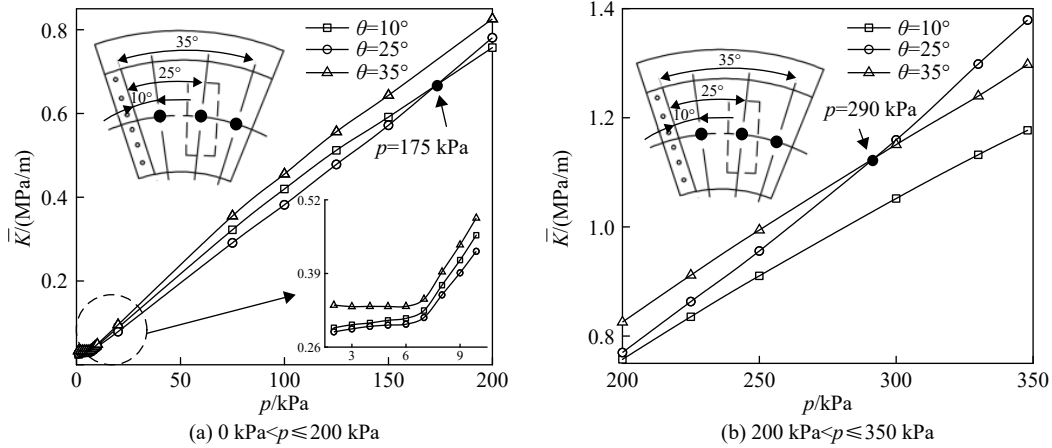


图 8 周向节点刚度随承载力的变化规律

Fig. 8 Variation of circumferential joint stiffness with capacity

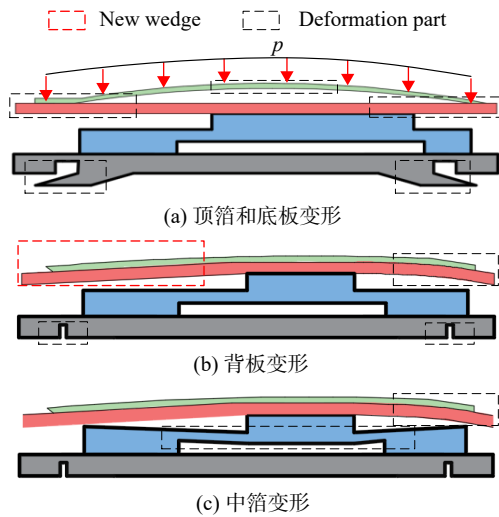


图 9 均布载荷下箔片变形示意图

Fig. 9 Schematic diagram of foil deformation under uniform load

因此刚度高于 $\theta=10^\circ$ 处。下文将对这种刚度分布特征对轴承承载特性的影响展开分析。

2.3 弹流润滑分析

图 10 为 $\omega=7.5 \times 10^4$ r/min 时, 叠层式箔片动压气体推力轴承顶箔中径截面高度(H)随承载力的变化规律。承载力 $W=0$ N 时, 顶箔中径截面呈拱状, 其高度为 $45 \mu\text{m}$ 。低承载力时(如 $W=15$ N), 顶箔中径截面高度沿着周向角度呈现先增大后减小的分布规律, 中径截面高度在 $\theta=30^\circ$ 位置处最大。随着承载力增大, 顶箔由拱形状逐渐变为斜坡-平直段形状, 截面高度在 $17.5^\circ < \theta < 32.5^\circ$ 位置处几乎保持不变。 W 提高到 75 N 时, 楔形高度降至 $16 \mu\text{m}$ 附近, 楔形转折点出现的周向角度从 $\theta=30^\circ$ 逐渐降低到 $\theta=17.5^\circ$ 。

图 11、图 12 分别采用楔形高度 h_3 和节距比

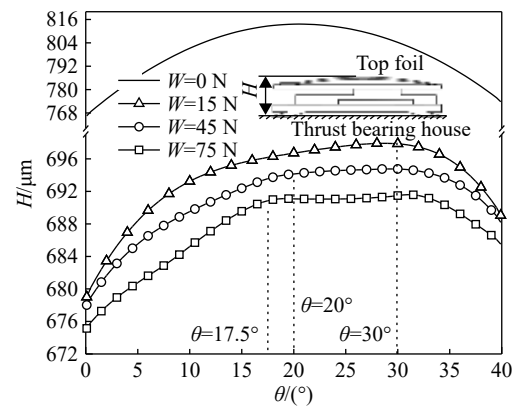
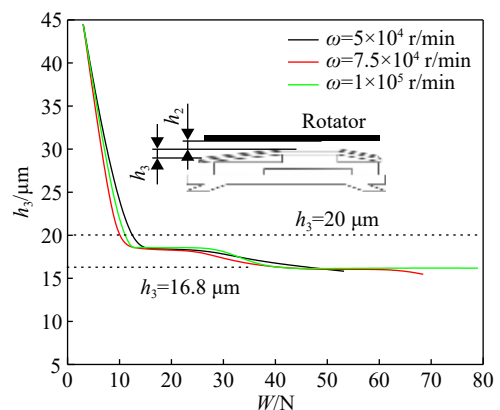
图 10 顶箔中径截面高度在周向上的变化规律
($\omega=7.5 \times 10^4$ r/min)Fig. 10 Variation of top foil height on 1/2 radius plane in circumferential direction ($\omega=7.5 \times 10^4$ r/min)

图 11 楔形高度与承载力的变化规律

Fig. 11 Variation of wedge height with capacity

b 表征叠层式箔片结构楔形间隙特征参数的变化规律。计算中通过控制最小气膜厚度 h_2 改变承载力大小, 获得了不同转速下 h_3 和 b 随承载力 W 的变化趋势。由图可知, 随着承载力增大, 叠层

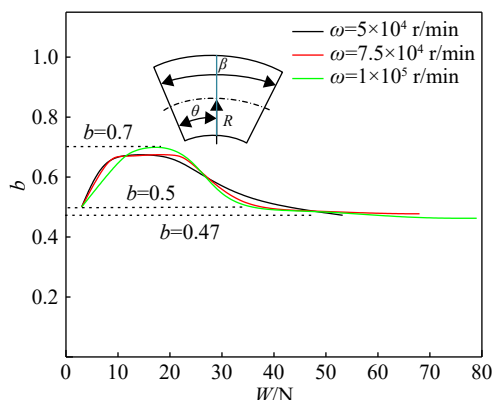


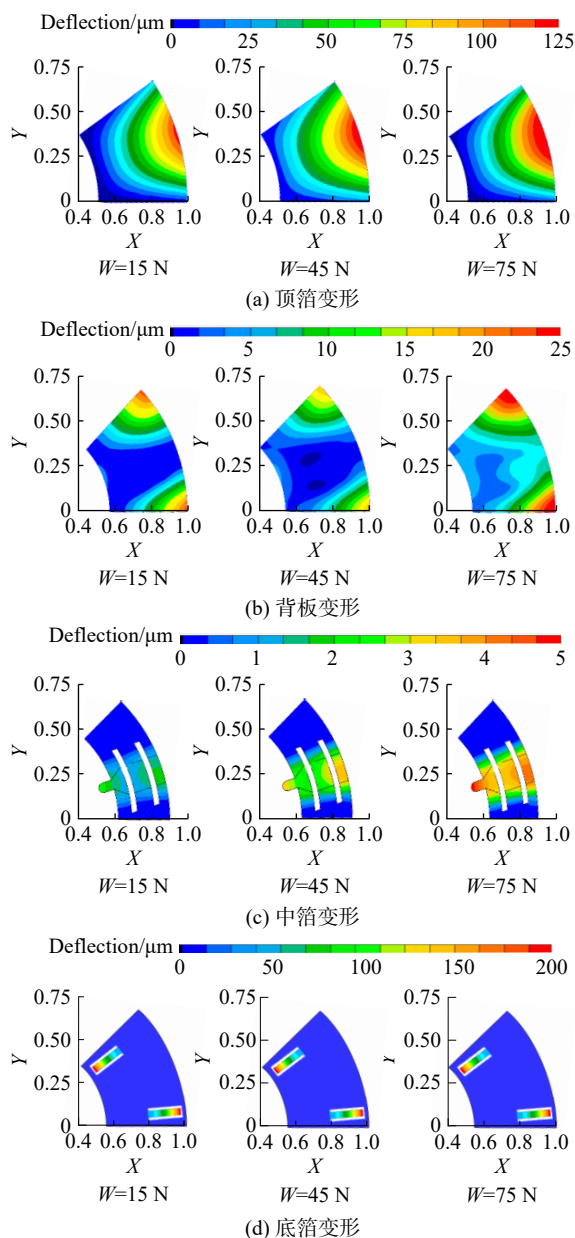
图12 节距比与承载力的变化规律

Fig. 12 Variation of pitch with capacity

式箔片动压气体推力轴承的 h_3 由 $45\text{ }\mu\text{m}$ 迅速降低, 且 $W > 10\text{ N}$ 时, h_3 处于 $16.8 \sim 20\text{ }\mu\text{m}$ 范围内; b 从 0.5 增至 0.7 且又降为 0.47 并稳定于此值。

当 $W > 30\text{ N}$ 时, 叠层式箔片动压气体推力轴承的 h_3 和 b 与传统波箔型气体推力轴承承载力最大对应的 h_3 和 b 一致^[10,12], 这表明在气膜压力作用下, 叠层式箔片结构的变形具有适应承载力变化的特征, 即随着承载力增大, 楔形高度和节距比逐渐向最佳值靠近。此外, 流体动压促使拱形顶箔沿周向变形, 通过增大节距比的方式降低楔形高度(图 10 中 $W=15\text{ N}$ 工况), 这与图 11、图 12 中 $W=20\text{ N}$ 附近时, 节距比 b 增至 0.7、楔形高度从 $45\text{ }\mu\text{m}$ 降低到 $18\text{ }\mu\text{m}$ 对应。

图 13 为 $\omega = 7.5 \times 10^4\text{ r/min}$ 时, 各层箔片在不同承载力下的变形云图, 图中坐标 X 、 Y 分别为径向和周向坐标。气膜压力作用下, 顶箔的主要变形区域为拱形中部区域(图 13(a))。随着承载力的增大, 施加在顶箔上的载荷沿着拱形切线作用到背板的周向两端, 在中箔凸块支承作用下, 背板周向两端出现明显变形(图 13(b))。此过程中, 顶箔由初始拱形逐渐被压平, 背板由平直状逐渐被压弯。顶箔与背板协同作用下形成了新的楔形结构。由于楔形高度存在极大值使承载力最大, 当楔形高度大于或小于最佳值时, 承载力都会减小。因此叠层式箔片结构的顶箔处于最佳楔形高度时, 载荷增大并不会使楔形高度持续降低, 而是保持在极大值附近。承载力继续增大时, 中箔凸块通过下凹变形从而使箔片受力平衡, 并且承载力越大, 中箔凸块的变形越明显; 因此承载力从 45 N 增大到 75 N 时, 顶箔整体高度降低而相对变形量并无明显变化(图 10、图 13(a))。底箔片作为支承箔片, 在预紧和起飞阶段发生变形,

图13 各箔片变形云图($\omega = 7.5 \times 10^4\text{ r/min}$)Fig. 13 Contours of foils deformation ($\omega = 7.5 \times 10^4\text{ r/min}$)

这为小气膜压力下形成连续的气膜间隙提供了条件, 底箔被完全压平后, 其变形基本一致(图 13(d))。

图 14、图 15 为相同承载力下, 叠层式箔片动压气体推力轴承与罗铁欣^[25]研究的波箔型推力轴承无量纲气膜压力($\bar{p}$)和气膜厚度的对比。计算中初始楔形高度 $h_3 = 45\text{ }\mu\text{m}$, 转速 $\omega = 7.5 \times 10^4\text{ r/min}$ 。由图 14 可知, 与波箔型推力轴承相比, 叠层式箔片动压气体推力轴承气膜压力高压区主要分布在顶箔中部, 这与图 13(a)中顶箔的主要变形区域一致, 而波箔型轴承主要分布在平直段; 大承载力时, 叠层式箔片动压气体推力轴承气膜压力分布呈现双峰状。其原因是中箔凸块在气膜压力作

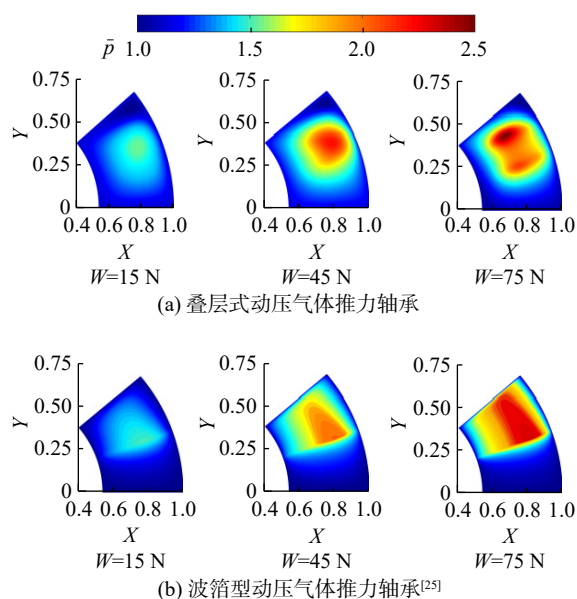


图14 无量纲气膜压力对比

Fig. 14 Comparison of dimensionless film pressure

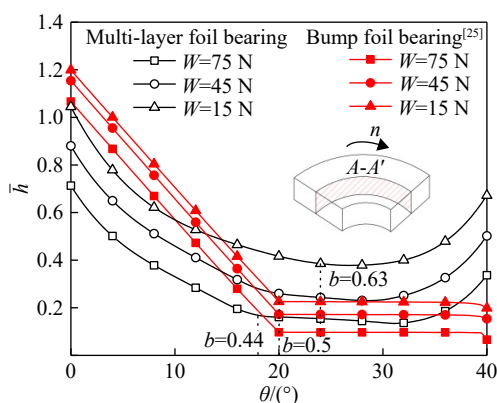


图15 无量纲气膜厚度对比

Fig. 15 Comparison of dimensionless film thickness

用下出现凹陷,形成了二次楔形效应。

由图15可知,相同承载力条件下,叠层式箔片动压气体推力轴承的最小气膜厚度明显大于波箔型推力轴承,在小承载力(15 N)条件下其最小气膜厚度比波箔型推力轴承提高约50%,在大承载力条件下(75 N)也比波箔型推力轴承提高约35%,且其气膜厚度分布呈均匀过渡的曲线型,这与波箔型推力轴承呈现的折线型气膜厚度分布不同。这主要是因为叠层式箔片动压气体推力轴承的刚度变化特征以及各层箔片协同变形使其根据承载力变化可以自适应变形形成较优的气膜流动楔形间隙特征参数,从而显著地增大了最小气膜间隙尺度和极限承载能力,降低了相同负载条件下转静子间的碰磨概率。

3 结论

本文以叠层式箔片动压气体推力轴承为研究对象,建立了弹流润滑数值计算方法,分析了叠层式箔片结构刚度及其随均布载荷的变化规律,探索了流固耦合下该类型轴承箔片变形规律和楔形气膜间隙特征参数演化机制,在本文研究的参数范围内得到如下结论:

1) 叠层式箔片动压气体推力轴承箔片刚度随载荷增大呈非线性递增,周向上刚度分布呈大小交替变化。

2) 轴承气膜与箔片弹流润滑作用下,各层箔片协同变形,气膜间隙楔形高度可从45 μm 变为16.8 μm ,节距比先减小后增大,该结构具有自适应承载力变化从而形成优化楔形气膜间隙特征参数的能力。

3) 与传统波箔型推力轴承相比,叠层式箔片动压气体推力轴承在大承载力下会出现强化承载的气膜压力双峰值。且在相同承载力下其气膜厚度分布呈均匀过渡的曲线型,最小气膜厚度比波箔型推力轴承至少高35%,显著降低了转静子间的碰磨概率。

参考文献:

- [1] BENSOUILAH H, LAHMAR M. Elasto-aerodynamic lubrication analysis of a self-acting air foil journal bearing[J]. *Lubrication Science*, 2012, 24(3): 95-128.
- [2] 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.
- [3] 张镜洋, 赵晓荣, 常海萍, 等. 边界滑移对波箔型动压气体轴承静特性的影响[J]. *推进技术*, 2018, 39(2): 388-395. ZHANG Jingyang, ZHAO Xiaorong, CHANG Haiping, et al. Effects of sliding boundary on static characteristics of aerodynamic compliant foil bearing[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(2): 388-395. (in Chinese)
- [4] ANDRES L, KIM T H. Analysis of gas foil bearings integrating FE top foil models[J]. *Tribology International*, 2009, 42(1): 111-120.
- [5] LEHN A, MAHNER M, SCHWEIZER B. Elasto-gasdynamic modeling of air foil thrust bearings with a two dimensional shell model for top and bump foil[J]. *Tribology International*, 2016, 100: 48-59.
- [6] IORDANOFF I. Analysis of an aerodynamic compliant foil thrust bearing: method for a rapid design[J]. *Journal of Tribology*, 1999, 121(4): 816-822.
- [7] DYKAS B. Factors influencing the performance of oil foil gas thrust bearings for oil-free turbomachinery applications[D]. Cleveland, US: Case Western Reserve University, 2006.
- [8] 侯安平, 林蓬成, 王锐, 等. 气体动压推力轴承性能及实验[J]. *航空动力学报*, 2018, 33(6): 1510-1518. HOU Anping, LIN Pengcheng, WANG Rui, et al. Performance of air-dynamic lubrication thrust bearing and experiment[J]. *Journal of Aerospace power*, 2018, 33(6): 1510-1518. (in Chinese)

- [9] 徐方程, 张广辉, 孙毅, 等. 平箔片楔形高度对气体推力箔片轴承特性影响[J]. 航空动力学报, 2016, 31(12): 3064-3072. XU Fangcheng, ZHANG Guanghui, SUN Yi, et al. Effect of flat foil wedge height on characteristics of gas thrust foil bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(12): 3064-3072. (in Chinese)
- [10] 徐方程, 侯留凯, 吴斌, 等. 楔形入口高度对气体推力箔片轴承性能仿真和试验研究[J]. 机械工程学报, 2021, 57(9): 51-60. XU Fangcheng, HOU Liukai, WU Bin, et al. Performance analysis of air foil thrust bearings with different top foil taper heights[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(9): 51-60. (in Chinese)
- [11] LEHN A, MAHNER M, SCHWEIZER B. Characterization of static air foil thrust bearing performance: an elasto-gasdynamic analysis for aligned, distorted and misaligned operating conditions[J]. Archive of Applied Mechanics, 2018, 88(5): 705-728.
- [12] 胡小强, 吕鹏, 冯凯, 等. 叠片式箔片气体动压推力轴承的静动态特性[J]. 航空动力学报, 2018, 33(1): 3022-3031. HU Xiaoqiang, LÜ Peng, FENG Kai, et al. Static and dynamic characteristics of laminated gas foil thrust bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(1): 3022-3031. (in Chinese)
- [13] 卢攀, 周权, 陈汝刚. 鼓泡型箔片动压止推轴承结构变形的数值研究[J]. 润滑与密封, 2017, 42(7): 91-96. LU Pan, ZHOU Quan, CHEN Rugang, et al. Numerical study of structural deformation of foil hydrodynamic thrust gas bearing with hemispherical convex dots[J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(7): 91-96. (in Chinese)
- [14] LAI T, GUO Y, WANG W, et al. Experimental study on multi-decked protuberant foil thrust bearing with different number of thrust pads[J]. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 2016, 10(9): 0106.1-0106.9.
- [15] GAD A M, KANEKO S. A new structural stiffness model for bump-type foil bearings: application to generation II gas lubricated foil thrust bearing[J]. Journal of Tribology, 2014, 136(4): 216-223.
- [16] HU H, FENG M, REN T. Study on the performance of gas foil thrust bearings with stacked bump foils[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2020, 72(6): 761-769.
- [17] LI C, DU J, YAO Y. Modeling of a multi-layer foil gas thrust bearing and its load carrying mechanism study[J]. Tribology International, 2017, 114: 172-185.
- [18] ZHENG Y Q, LAI T W, CHENG S T, et al. Static characteristics of six pads multilayer protuberant foil thrust bearings[J]. Journal of Engineering Tribology, 2017, 231(2): 158-164.
- [19] 卢攀, 周权, 赖天伟, 等. 推力轴承中多层鼓泡箔片支承结构弹性变形的数值研究[J]. 润滑与密封, 2018, 43(7): 67-71. LU Pan, ZHOU Quan, LAI Tianwei, et al. Numerical study on elastic deformation of multilayer Protuberant foil support structure in thrust bearings[J]. Lubrication Engineering, 2018, 43(7): 67-71. (in Chinese)
- [20] ZHANG C B, AO H R, LIANG H R. Static and dynamic bearing performances of hybrid gas dynamic bearings[J]. Tribology International, 2021, 160: 107036.1-107036.14.
- [21] 刘欢. 基于接触力学的箔片气体动压推力轴承承载特性的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2017. LIU Huan. Research on loading carrying characteristics of foil gas thrust bearing based on contact mechanics[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017. (in Chinese)
- [22] KIM D, LATRAY N. Design of novel gas foil thrust bearings and test validation in a high-speed test rig[J]. Journal of Tribology, 2020, 142(7): 071803.1-071803.10.
- [23] KIM T H, PARK M, LEE T W. Design optimization of gas foil thrust bearings for maximum load capacity[J]. Journal of Tribology, 2017, 139(3): 031705.1-031705.11.
- [24] LEE Y B, KIM T Y, KIM C H, et al. Thrust bump air foil bearings with variable axial load: theoretical predictions and experiments[J]. Tribology Transactions, 2011, 54(6): 902-910.
- [25] 罗轶欣. 箔片型动压气体推力轴承静特性及气动热研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018. LUO Yixin. Research on static characteristics and aerothermal of foil gas thrust bearings [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2018. (in Chinese)

(编辑: 陈越)