

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2023.01.013

柔性止推气体轴承波箔片排布的结构优化

原兆祥,马希直,蔡鹏程

(南京航空航天大学 直升机传动技术国防科技重点实验室,江苏 南京 210016)

摘要:针对高速空压机模型中的波箔推力轴承,以达到其最大承载力为目标进行优化,对刚性轴承下的承载力进行分析,针对不同的楔形间隙高度进行模拟,得到承载力随楔形间隙高度的变化规律;在考虑箔片之间接触摩擦和波箔之间的相互作用条件下,通过有限元法直接建立结构力学与薄膜流场的耦合模型,计算轴承的承载力;建立关于波箔排布方向角度的参数化模型,得到一定工况下不同波箔排布方向的承载力等相关参数的变化规律,通过数据处理得到最优承载力的波箔模型。

关键词:高速空压机;波箔轴承;流固耦合;接触摩擦;优化分析

中图分类号:TH133.3 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2023)01-0056-03

Foil Arrangement Structure Optimization of Flexible Thrust Gas Bearing

YUAN Zhaoxiang, MA Xizhi, CAI Pengcheng

(Helicopter Transmission Technology Key Laboratory, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: For the wave foil thrust bearing in the high-speed air compressor model, the optimization analysis is carried out with the aim at achieving its maximum load capacity. The load carrying capacity under rigid bearing is analyzed, and different wedge gap heights are simulated to obtain the variation law of load carrying capacity with wedge gap height. By finite element method, the coupled model of structural mechanics and thin film flow field is constructed directly and the bearing load capacity is calculated in consideration of the contact friction between foils and the interaction between wave foils. A parametric model about the angle of wave foil arrangement direction is established to obtain the variation law of bearing capacity and other related parameters for different wave foil arrangement directions under certain working conditions, and the wave foil model with optimal bearing capacity is gained through certain data processing.

Keywords: high-speed air compressor; bump foil bearing; fluid-structure coupling; contact friction; optimization analysis

0 引言

高速电机的发展要求其转子的转速不断提高,而滚动轴承难以在十万转以上的转速下工作,因此气体轴承的研发逐渐从高校走向企业。在轴承理论方面,国内外大量学者针对波箔动压气体轴承已经有了许多系统的研究。针对波箔轴承静特性的计算,HESHMAT H等^[1]利用有限差分法分析了轴承的静特性,提供了计算空气轴承承载力的方法。1999年 IORDANOFF I^[2]提出了考虑箔片摩擦的刚度模型,简化了波箔模型,将单个波纹所提供的支承刚度看作从固定端到自由端之间的线性函数。2007年 LE LEZ S等^[3]利用有限元商业软件建立模型,考虑了波箔之间的相互作用,研究了箔片轴承的性能。2014年 PAOURIS L I等^[4]使用CFD软件并引入了弹簧阻尼系统模型,最终计算收敛得到了轴承的承载能力。2020年 LATRAY N等^[5]针对涡轮增压机设计了外径38 mm气体箔片推力轴承,将顶部箔片模拟为纯弯曲状态下的2D薄板,计算了轴承的承载力并通过实验进行了验证,如图1所示为其设计的气体

箔片推力轴承。

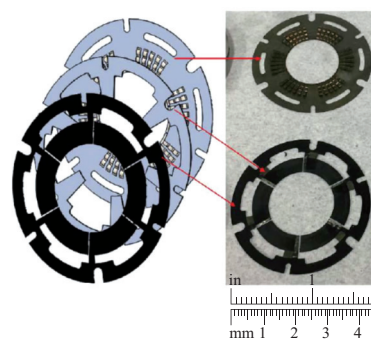


图1 外径38 mm的气体箔片推力轴承

国内学者也对止推波箔气体轴承有一些研究,2015年朱建军^[6]研究了气膜楔形间隙部分的侧截面形状对气膜压力分布的影响。2017年闫佳佳等^[7]研究了止推波箔轴承在止推盘发生一定倾斜后的静态特性,得到了承载力与倾斜角度之间的关系。2021年吴炎等^[8]对比了有限差分法与CFX仿真分析的结果,得到了CFX与有限差分法

第一作者简介:原兆祥(1996—),男,河南焦作人,硕士研究生,研究方向为流体动压润滑。

承载力的变化趋势一致,CFX 得到的承载力偏小的结论。

本文提出一种由平箔自由端弯曲产生楔形间隙的止推气体轴承,建立波箔轴承实体单元模型和轴承与推力盘之间的薄膜流场,并进行优化分析。在第 1 节主要说明轴承参数与工作原理;第 2 节主要介绍止推轴承静特性的分析方法,计算了不同楔形高度以及不同转速下的承载能力;第 3 节、第 4 节对波箔排布方向进行参数化建模,通过耦合模型,计算出不同排布方向下的承载力,并通过数据处理近似得到承载力最优排布角度。

1 推力轴承结构及参数

本文采用的波箔气体轴承结构如图 2 所示。该轴承的气流入口位于平箔自由端,出口位于固定端,并且平箔片在自由端处于无波箔支撑状态。当平箔自由端产生一定气膜压力之后,自由端便会向下弯曲,自发形成收敛间隙,产生动压效应。在这种结构下,波箔的作用不光是为系统提供刚度与阻尼,还影响楔形间隙的大小,因此有必要研究波箔的排布方向对轴承性能的影响。具体的轴承参数见表 1。

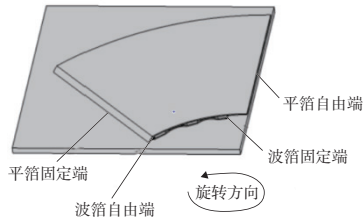


图 2 平箔波箔搭接结构示意图

表 1 轴承参数

参数	数值
平箔个数 N	6
波箔波纹半径 R_b/mm	1.6
箔片厚度 t_b/mm	0.1
半波纹长度 L_h/mm	0.93
推力轴承外径 R_1/mm	22
推力轴承内径 R_2/mm	10
摩擦系数 μ	0.15
出口气膜厚度 $h_1/\mu\text{m}$	10
入口气膜厚度 $h_2/\mu\text{m}$	30
平箔扇形角度 $\beta/(\circ)$	45
箔片(铍青铜)杨氏模量 E/GPa	130

2 不考虑箔片变形的静特性分析

定常理想气体无量纲雷诺方程:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\bar{p} \bar{h}^3 r \frac{\partial \bar{p}}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p} \bar{h}) \quad (1)$$

图 3 所示为初始条件下每个平箔与止推盘之间的气

膜间隙的示意图,其具体气膜分布表达式为

$$\bar{h} = \bar{h}_2 + g(\theta) \quad (2)$$

$$g(\theta) = \begin{cases} 1 - \theta / (b\beta), & 0 < \theta < b\beta \\ 0, & b\beta < \theta < \beta \end{cases} \quad (3)$$

式中 b 为楔形间隙占整个平箔张角的比例。

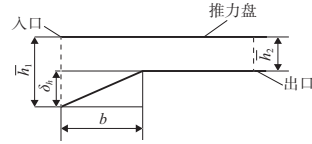


图 3 初始气膜间隙分布

由于该轴承的六瓣平箔相互之间并没有联接,因此所有边界均为环境边界条件,即

$$\begin{cases} \bar{r} = 1, \bar{p} = 1 \\ \bar{r} = R_2/R_1, \bar{p} = 1 \\ \theta = 0, \bar{p} = 1 \\ \theta = \beta, \bar{p} = 1 \end{cases} \quad (4)$$

通过对式(1)求解得到气膜压力分布,再通过以下积分便可获得无量纲的承载力与摩擦力矩:

$$\bar{W} = \int_0^\beta \int_{(1-LR_1)}^1 (\bar{p} - 1) \bar{r} d\bar{r} d\theta \quad (5)$$

$$\bar{T} = \int_0^\beta \int_{(1-LR_1)}^1 \left(\frac{\bar{h}}{2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \bar{r} + \frac{\Lambda}{6} \frac{\bar{r}^3}{\bar{h}} - 1 \right) d\bar{r} d\theta \quad (6)$$

在刚性表面的推力轴承静特性分析中,计算了如表 1 中所示参数的推力轴承的承载力,并计算了不同楔形高度 h_2 与不同转速下的承载力的变化,如图 4 所示。

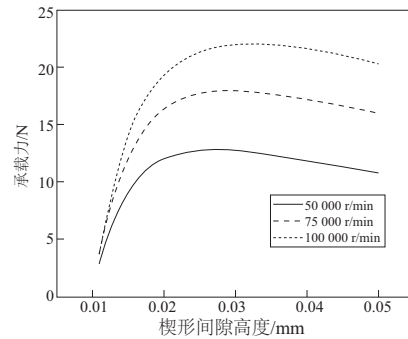


图 4 不同转速与不同楔形间隙高度的承载力变化

通过该分析可以看出,在 h_1 保持恒定的条件下,轴承的承载力随楔形高度的增加呈先增加后减小的趋势,这与实际情况也比较符合,并且随着转速的升高,最大承载力对应的楔形间隙高度也在不断地提升。

3 有限元耦合求解

建立轴承实体如图 1 所示。通过静力学与流体力学耦合进行计算,首先根据初始间隙高度求得气膜压力分布,然后将气膜压力分布带入静力学模块,考虑箔片之间的摩擦计算箔片变形,再将求得的变形量作为气膜厚度增量施加到流场中,此时有

$$\bar{h} = \bar{h}_2 + \omega(\theta, \bar{r}) \quad (7)$$

式中 $\omega(\theta, \bar{r})$ 为静力学代入气膜压力后计算得到的平箔顶部变形量。建立循环不断迭代,最后根据收敛精度判断是否达到收敛要求。

图 5、图 6 分别为计算得到的在工作转速为 10^5 r/min, $h_1 = 10 \mu\text{m}$ 时考虑箔片变形的气膜压力与气膜厚度分布。

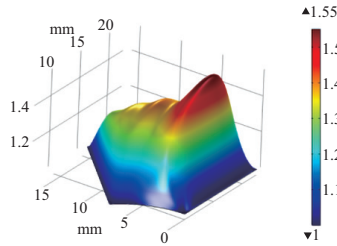


图 5 考虑箔片变形的气膜压力分布

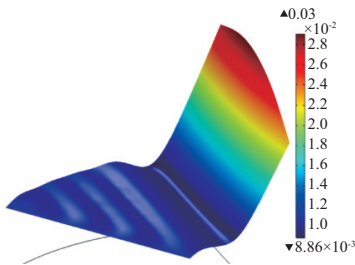


图 6 考虑箔片变形的气膜厚度分布

通过该方法可以得到该波箔轴承自发产生的楔形间隙高度为 0.03 mm ,求得气膜压力分布,并通过式(5)计算出轴承的承载力为 25.04 N 。

4 波箔排布方向参数化仿真分析

波箔的排布方向主要影响的是楔形间隙的形状,在建立轴承实体模型时,将波箔与平箔自由边界夹角的正切值定义为参数 α ,对结构进行参数化建模。图 7(a)、图 7(b) 分别表示 $\alpha=0$ 以及 $\alpha=0.1$ 时箔片排布方向不同的几何模型。

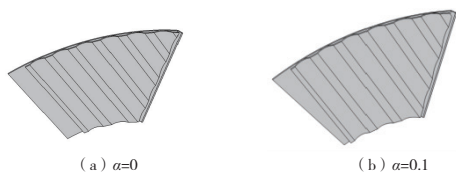


图 7 不同 α 箔片的几何模型

图 8 为一定工作转速和 h_2 条件下, α 分别为 $-0.2, -0.1, 0, 0.1, 0.2, 0.3$ 时对应的单个平箔的变形云图。

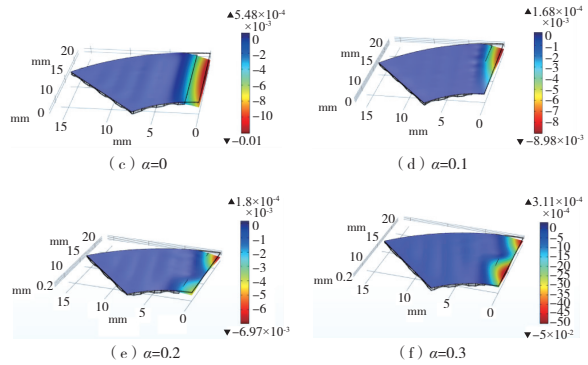
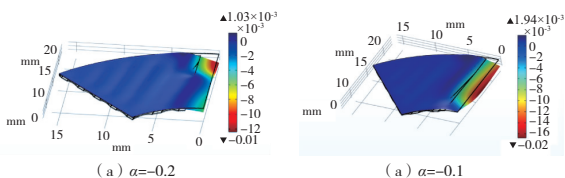


图 8 部分 α 对应平箔变形云图

通过对比不同 α 情况下的平箔变形云图,可以看出波箔排布方向主要影响的是平箔片的弯曲程度,即楔形区域的形状。随着波箔与气流入口夹角的增大,由于波箔的支承导致平箔片自由端产生局部的应力刚化,从而使楔形间隙的面积在不断地缩小,同时楔形区域的最大高度也有所降低,不易产生较好的收敛间隙。通过分析可以得到当 α 在 $-0.1 \sim 0.1$ 范围内,波箔的支承对平箔自由端的影响较小。因此在该范围内进行仿真分析,最终得到无量纲承载力、无量纲气膜压力和无量纲气膜厚度随 α 的变化如图 9 和图 10。

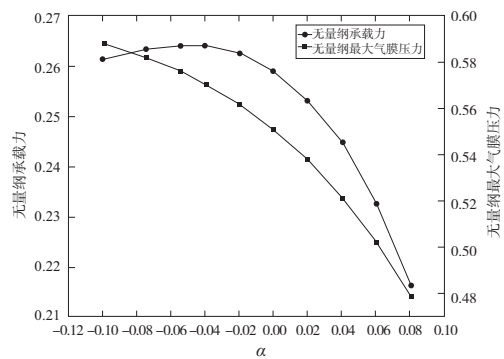


图 9 无量纲承载力与无量纲最大气膜压力随 α 变化

从图 9 中可以看出,最大气膜压力的值随着 α 的增大逐渐减小,轴承承载力随 α 的增大先增大后减小。当承载力达到最大时,对应 α 在 $-0.06 \sim -0.04$ 之间,此时对应的楔形间隙高度为 $33 \sim 35 \mu\text{m}$,与图 5 中 10^5 r/min 时最大承载力对应楔形间隙高度基本一致。

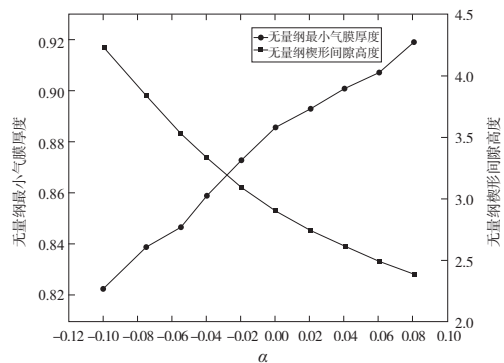


图 10 气膜厚度随 α 变化

(下转第 79 页)

其偏差特征与插板深度有较高的相关度,却尚未见明显的规律性。在多数情况下,周向分布较少的测点亦能够正确地反映高压区定性分布特征,但当具有较小局部压力分布特征区域时,过少的测点会描绘出错误的图谱分布特征。

为了保证畸变测量结果的准确性,并减少探针等测量受杆部结构对原有流动的干扰,可以基于数值仿真,在总压变化平缓区域(如本文模拟器模型后的低总压区)布置相对较少的测点,仅在范围较小的局部特征区域布置多的测点(如本文模拟器模型后的高总压区),从而获得较优的测量布局方案。

参考文献:

- [1] SMITH R E. Marrying airframes and engines in ground test facilities—an evolutionary revolution [J]. *Journal of Aircraft*, 1996, 33(4): 649-679.
- [2] STEVENS C H, SPONG E D, HAMMOCK M S. F-15 inlet engine test techniques and distortion methodologies studies [J]. *Stability audits*, 1978, 9: 123-132.
- [3] O'BRIEN W F, BAILEY J. The influence of duct development distance on screen-generated total pressure distortion profiles [C]//49th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference. San Jose, CA. Reston, Virginia: AIAA, 2013: 3602.
- [4] BEALE D, CRAMER K, KING P. Development of improved methods for simulating aircraft inlet distortion in turbine engine ground tests (invited) [C]//22nd AIAA Aerodynamic Measurement Technology and Ground Testing Conference. St. Louis, Missouri. Reston, Virginia: AIAA, 2002: 3045.
- [5] ANDERSON R. Aircraft engine inlet pressure distortion testing in a ground test facility [C]//19th Joint Propulsion Conference. Seattle, WA. Reston, Virginia: AIAA, 1983: 1233.

- [6] ARP1420C. Gas Turbine Engine Inlet Flow Distortion Guidelines [S].
- [7] AIR1419C. Inlet Total-Pressure-Distortion Considerations for Gas-Turbine Engines [S].
- [8] BEALE D, WIELAND S, REED J, et al. Demonstration of a transient total pressure distortion generator for simulating aircraft inlet distortion in turbine engine ground tests [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air, Montreal, Canada; 2009: 39-50.
- [9] 桑增产,江勇,孔卫东,等. 某型涡喷发动机进气总压畸变的试验研究 [J]. *航空动力学报*, 2000, 15(4): 423-426.
- [10] 张韬,赵英,赵伟,等. 可调压力畸变模拟器的设计与研究 [J]. *推进技术*, 2017, 38(12): 2706-2715.
- [11] GJB/Z 64A—2004 航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机进口总压畸变评定指南 [S].
- [12] 江勇,张发启,张百灵,等. 基于实验的插板式进气畸变稳态压力场估计 [J]. *空军工程大学学报(自然科学版)*, 2007, 8(2): 1-3.
- [13] BION J. Steady and unsteady distorted inlet flow simulation for engine ground tests [C]//20th Joint Propulsion Conference. Cincinnati, OH, USA. Reston, Virginia: AIAA, 1984.
- [14] 刘大响,叶培梁. 俄罗斯的发动机进口流场畸变评定指南 [J]. *燃气涡轮试验与研究*, 1994, 7(3): 1-10.
- [15] AIR5686. A Methodology for Assessing Inlet Swirl Distortion [S].
- [16] 朱爱迪,钟易成. 基于进气道总压畸变试验的插板数值模拟研究 [J]. *机械制造与自动化*, 2015, 44(3): 143-145, 157.
- [17] 李亮,胡骏,王志强,等. 多种形式插板的压气机进气总压畸变实验 [J]. *航空动力学报*, 2009, 24(4): 925-930.

收稿日期:2021-10-08

(上接第58页)

图10中楔形间隙高度随 α 的增大而减小,最小气膜厚度随 α 的增大而增大。当承载力达到最大值时,最小气膜厚度在 $8.5\ \mu\text{m}$ ~ $8.6\ \mu\text{m}$ 之间。

通过参数化设计的方法,最终进行拟合分析得到,当 α 为 -0.051 时,承载力达到最大值,最小气膜厚度为 $8.51\ \mu\text{m}$ 。

5 结语

1)通过对刚性推力轴承的静特性分析,得到了承载力在不同转速下随楔形间隙高度呈先增大后减小的规律,并且最大承载力对应的楔形间隙高度也在不断地提升。

2)波箔的排布方向变化可能导致平箔片的自由端产生局部应力刚化,不利于产生楔形间隙,因此导致承载力降低。

3)通过对仿真数据的回归拟合可以得到,当波箔的排布方向与平箔自由端之间的夹角的正切值为 -0.051 时,轴承的承载能力达到最大值,后期还需要实验进行验证。

参考文献:

- [1] HESHMAT H, WALOWIT J A, PINKUS O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings [J]. *Journal of Lubrication*

Technology, 1983, 105(4): 647-655.

- [2] IORDANOFF I. Analysis of an aerodynamic compliant foil thrust bearing: Method for a rapid design [J]. *Journal of Tribology*, 1999, 121(4): 816-822.
- [3] LE LEZ S, ARGHIR M, FRENE J. A new bump-type foil bearing structure analytical model [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2007, 129(4): 1047-1057.
- [4] PAOURIS L I, BOMPOS D A, NIKOLAKOPOULOS P G. Simulation of static performance of air foil bearings using coupled finite element and computational fluid dynamics techniques [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2014, 136(2): 022503.
- [5] LATRAY N, KIM D. Design of novel gas foil thrust bearings and test validation in a high-speed test rig [J]. *Journal of Tribology*, 2020, 142(7): 18-21.
- [6] 朱建军. 弹性薄片动压气体轴承的理论和试验研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015.
- [7] 闫佳佳,刘占生,王铮,等. 基于Newton-Raphson迭代的动压气体止推箔片轴承特性研究 [J]. *汽轮机技术*, 2017, 59(2): 116-120, 124.
- [8] 吴炎,谢振宇,陈李成,等. 基于MATLAB与CFX的动压气体轴承计算对比 [J]. *机械制造与自动化*, 2021, 50(2): 151-153, 158.

收稿日期:2021-10-08