

文章编号: 1000-8055(2006) 03-0569-06

有大预紧效应的多叶径向箔片轴承的分析

耿海鹏, 戚社苗, 虞烈

(西安交通大学 机械电子及信息系统研究所, 陕西 西安 710049)

摘要: 针对有大预紧效应多叶径向箔片轴承的结构特点, 通过引入辅助分析部件建立箔片轴承的非线性接触有限元仿真模型。在分析过程中通过改变作为刚性体的辅助部件和作为柔性体轴承部件之间的几何位置来模拟大预紧多叶箔片径向轴承的装配过程并最终求得箔片轴承中接触应力应变。将处理轴承间隙压力分布的控制方程-雷诺方程和非线性的接触求解过程耦合起来迭代求解, 第一次对有大预紧效应的多叶箔片径向轴承进行了完全气弹耦合数值分析。

关键词: 航空、航天推进系统; 多叶箔片轴承; 雷诺方程; 接触有限元; 大预紧

中图分类号: V 233. 4

文献标识码: A

Analysis of the Multileaf Foil Journal Bearings with Large Preload Effect

GENG Hai-peng, QI She-miao, YU Lie

(Institute of Mechatronics and Information Systems,
Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: According to the structure characteristics of the multileaf foil journal bearing with large preload effect, the nonlinear Finite Element contact model of the foil bearings was established through introducing the assistant parts. The performance of the foil bearings were investigated using Finite Element Method. The assistant parts were used to help form the last contact relationship of foil bearings in the numerical simulation process. These assistant parts were dealt with as rigid bodies without strain. Through modifying the moving contact relationship between the foil bearing parts, the large preload effect of foil bearing was dealt with using the nonlinear contact Finite Element analysis between rigid bodies and flexible bodies. Solution of the governing hydrodynamic equation dealing with compressible fluid was coupled with the structure resiliency of the foil bearing surfaces. In this paper, a typical five leaves foil bearing with large preload effect was analyzed as a successful case to prove the analysis feasibility and accuracy.

Key words: aerospace propulsion system; multileaf foil bearing; Reynolds equation; contact finite element; large preload

收稿日期: 2005- 04- 22; 修订日期: 2005- 08- 29

基金项目: 国家自然科学基金资助(50275116); 国家863重大项目资助(2002A A 503020; 2002A A 414060);

西安交通大学博士学位论文基金资助(DT - XJT U 2002- 3)

作者简介: 耿海鹏(1973-), 男, 陕西长安人, 西安交通大学机械电子及信息系统研究所博士生, 主要从事无油润滑技术的研究。

最近弹性箔片空气动压轴承、耐高温固体润滑涂层、转子动力学和机械系统建模和分析等方面的突破使得弹性箔片空气动压轴承在以高速微型燃气轮机为代表的新一代集成式高性能透平发动机中有着广阔的应用前景。具有优异转子动力学性能的新一代的弹性箔片空气动压轴承完全可以满足新型的 60 000 r/min 以上的高速无油润滑微型燃气轮机的对支承系统的要求。自从Bolk 和 Van Rossum 第一次发表关于箔片轴承论文以来,有许多人对箔片轴承数值仿真、设计和实验进行了研究^[1~8]。Oh K P 和Heshmat 等人虽然采用了很多方法分析弹性箔片空气动压轴承的性能,但他们对于箔片变形处理都是基于很多简化处理的,在 NASA 的相关研究报告中,弹性箔片变形对轴承性能的影响是用一个经验系数估算的^[9~11]。这些方法对于有大预紧和弹性支撑的多叶径向弹性箔片空气动压轴承是不适用的。

本文根据有大预紧效应的多叶箔片轴承的结构特点,在数值分析过程中通过引入辅助分析部件来分析大预紧多叶箔片轴承的最终接触状态,通过改变轴承部件和辅助分析部件间在分析过程中的运动和接触关系,用刚性体和柔性体的非线性有限元接触算法分析箔片轴承的大预紧轴承中复杂的接触状态。将雷诺方程和非线性的接触求解过程迭代起来求解多叶径向箔片轴承的性能。首次利用完全数值求解方法解决了有大预紧的多叶径向箔片轴承的性能。本文以典型的有大预紧效应的五叶径向箔片轴承为例验证了这种方法的可行性,计算结果和实际的情况一致。

1 有大预紧效应的多叶径向箔片轴承的结构

图 1(a) 是有大预紧效应的多叶弹性箔片径

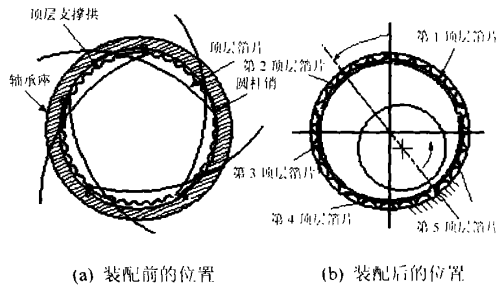


图 1 五叶径向箔片轴承结构图

Fig. 1 Five leaves foil bearing schematic

向轴承装配前轴承部件间的相对几何位置关系,在装配前轴承的顶层箔片和底层支撑拱箔的成形半径的远大于轴承座的内径,顶层箔片的几何位置是互相干涉的。在装配后顶层箔片沿轴承座内壁顺序而均匀重叠排列呈鱼鳞状,箔片一端用圆柱销和轴承座连接中,另一端相邻箔片搭接,使轴承与轴颈之间形成多个楔形间隙,当轴颈高速旋转时,生成承载气膜将轴颈浮起(图 1(b))。箔片轴承在起动和停机时和轴颈接触的接触方式为干摩擦,因此顶层箔片和轴颈相对的表面涂有由类金刚石和减磨树脂组成的复合涂层,帮助机组起动和停机时减少轴颈与箔片之间的摩擦和提高轴承的耐磨损性。

2 箔片轴承中的流体动压分析方法

在构建箔片轴承的弹流润滑问题的软件求解环境时,首先要对气体雷诺方程进行数学处理,然后才能方便地用现有的商业软件包进行分析。在气体轴承中,作为润滑剂的气体被认为是等温的理想气体。对于定常状态,在轴承和轴颈构成的楔形空间中,其压力分布服从圆柱坐标系下气体 Reynolds 方程^[12, 13]:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{Ph^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{Ph^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right] = 6U \frac{\partial}{\partial \varphi} (Ph) \tag{1}$$

式中: φ 为轴承沿周向展开的角度坐标, z 为轴承沿轴向的长度坐标, P 为流体动压力, h 为气膜厚度, U 为两个相对运动表面的相对速度, μ 为气体润滑剂的粘度。

引入无量纲参考量:

$$\varphi = \Phi, \quad Z = \frac{z}{R}, \quad p = \frac{P}{P_a}, \quad \Lambda = \frac{6\mu\omega}{P_a} \left(\frac{R}{C} \right)^2$$

式中: ω 为角速度, 轴承的名义间隙为, 偏心率为 ϵ , 环境压力为 P_a 。

无量纲雷诺方程为:

$$\frac{\partial}{\partial \Phi} \left[p H^3 \frac{\partial p}{\partial \Phi} \right] + \frac{\partial}{\partial Z} \left[p H^3 \frac{\partial p}{\partial Z} \right] = \Lambda \frac{\partial}{\partial \Phi} (p H) \tag{2}$$

令:

$$s = p H \quad , \quad \Pi = p^2 H^2$$

公式(2) 可化为:

$$\begin{aligned} & - \left(\frac{\partial^2 \Pi}{\partial \Phi^2} + \frac{\partial^2 \Pi}{\partial Z^2} \right) + \frac{1}{H} \left(\frac{\partial^2 H}{\partial \Phi^2} + \frac{\partial^2 H}{\partial Z^2} \right) \Pi = \\ & - \frac{1}{H} \left(\frac{\partial H}{\partial \Phi} \frac{\partial \Pi}{\partial \Phi} + \frac{\partial H}{\partial Z} \frac{\partial \Pi}{\partial Z} \right) - 2\Lambda \frac{1}{H} \frac{\partial s}{\partial \Phi} \end{aligned} \tag{3}$$

令:

$$a(\Phi, Z) = \frac{2}{H} \left(\frac{\partial^2 H}{\partial \Phi^2} + \frac{\partial^2 H}{\partial Z^2} \right)$$
$$f(\Phi, Z) = - \frac{1}{H} \left(\frac{\partial H}{\partial \Phi} \frac{\partial \Pi}{\partial \Phi} + \frac{\partial H}{\partial Z} \frac{\partial \Pi}{\partial Z} \right) - 2\Lambda \frac{1}{H} \frac{\partial s}{\partial \Phi}$$

公式(3) 化为可以标准椭圆形偏微分方程:

$$-\nabla \cdot (\nabla \Pi) + a\Pi = f \tag{4}$$

将偏微分方程离散为有限元矩阵形式:

$$[K][\Pi] = [F] \tag{5}$$

式中: $[\Pi]$ 是 $p^2 h^2$ 离散后的有限元向量, $[K]$ 是节点关于 $p^2 h^2$ 的总装阵; $[F]$ 为流体方程右端项离散的矩阵。雷诺方程就可以通过利用有限元方法编程求解。

3 箔片轴承中的接触预紧效应的分析方法

图1 所示的轴承箔片最后的工作位置是通过预紧装配实现的, 这种实际的装配关系相当复杂无法直接用现有的仿真计算方法直接分析。如果采用 D Sudheer Kumar Reddy 等人的方法, 假设顶层箔片在自由端和下一个拱发生接触, 接触形式为线接触, 预紧后轴承顶层箔片变形由于大变形壳单元计算的不稳定性将会发生扭曲。因此, 在大预紧多叶径向箔片轴承的箔片间的接触关系是不能作简单假设处理的。本文通过引入辅助部件建立等效分析模型和利用刚性体和柔性体之间多步非线性有限元接触算法来分析有大预紧效应的多叶径向箔片轴承。这个等效分析模型由顶层箔片、底层支撑拱箔、第1 类辅助部件、第2 类辅助部件、轴承座的等效部件和轴颈等6 类部件共26 个分析部件组成(图2)。

3.1 刚性体和柔性体接触算法

在箔片轴承分析的过程中, 主要关心的是顶层箔片和底层支撑拱箔的变形, 而轴承座和轴颈的变形可以忽略不计。为了减小计算量, 在分析的过程中将顶层箔片和底层支撑拱箔作为可以剖分网格的柔性体分析, 将轴承座、轴颈和辅助部件作为不考虑变形的刚性体分析, 利用柔性体和刚性

体的接触算法来计算顶层箔片和底层支撑拱箔的受力和变形。刚性体和柔性体之间的接触是通过上下盒形算法来检测要分析的节点是否位于某接触段/ 片附近。如果节点落入盒内, 再用更为复杂的技术确定节点离其最近的接触段/ 片的准确位置。在接触时节点恰好位于某个接触段/ 片, 但在数值仿真的过程中, 精确的描述节点恰好在一个接触段/ 片上是困难的。因此, 用接触段/ 片上的接触距离容限来解决这个问题。如果某一节点的空间位置位于接触距离容限内, 它就被当成接触段/ 片相接触。在多叶箔片轴承中, 不是所有的部件之间都发生接触, 在多步接触分析的过程中需要改变不同载荷步中接触体间的接触关系来实现大预紧非线性接触分析^[14]。

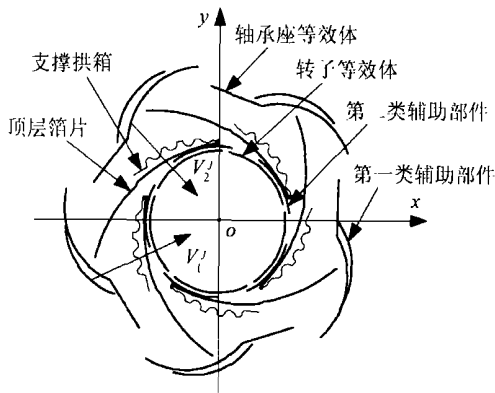


图2 多叶径向箔片轴承的等效分析模型示意图
Fig. 2 The equivalent analysis model of multileaf foil bearing

3.2 等效的分析模型

在箔片轴承分析的过程中, 必须对实际的模型进行处理以适应分析过程的需要。顶层箔片等效为由过渡直面光滑连接的圆柱曲面的结构, 而底层支撑拱箔等效为带波浪的曲面。转子等效为不考虑变形的刚性圆柱面; 轴承座和第一类辅助

部件分别等效为 5 个由一个直面和圆柱面经过光滑连接形成的曲面来模拟大预紧箔片轴承的装配过程; 第二类辅助等效为 5 片由一整圆柱面均匀切分形成的部分圆柱面。在等效的轴承分析模型中, 顶层箔片和底层支撑拱箔的两种等效体在分析中处理为可进行网格剖分的柔性体, 而其它部件处理为不考虑变形只传递运动关系的刚性体。在分析的过程中采用 8 节点的非线性圆柱壳单元对作为柔性体处理的顶层箔片和底层箔片进行网格剖分。

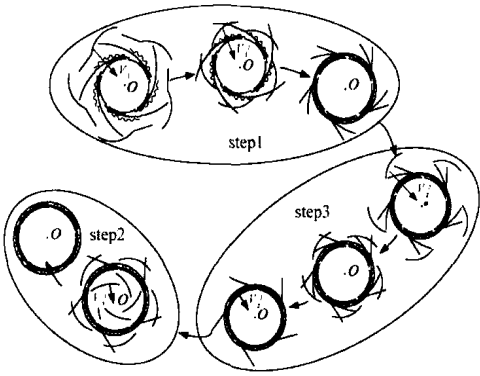


图3 箔片轴承的等效分析模型示意图

Fig. 3 Contact relationship change flowchart of foil bearing in the different analysis step

3. 3 预紧接触分析步骤

箔片轴承的预紧分析过程是具有 3 个载荷步和 4 种接触关系表的刚性体和柔性体的接触分析过程。在不同的载荷步中接触关系是变化的, 图 3 是在非线性有限元接触分析过程中各不同分析部件接触关系变化过程。

3. 4 弹性箔片轴承气弹耦合求解过程

弹性箔片空气动压轴承的气弹耦合求解过程是一个复杂的迭代求解过程:

- (1) 建立轴承结构有限元模型, 利用网格影射关系, 将轴承内表面的网格属性(包括: 节点号码、节点所属的单元、节点的坐标)导出;
- (2) 用导出的节点和单元信息构建有限元模型和流体润滑求解单元之间的网格影射关系;
- (3) 给定初始的气隙, 求解雷诺方程;
- (4) 将流体动压力施加到有限元模型上, 计算弹性变形;
- (5) 通过计入弹性变形影响修改轴承间隙, 求解雷诺方程;
- (6) 将(4)和(5)两步迭代求解, 直到压力收敛为止。

4 数值仿真和结果分析

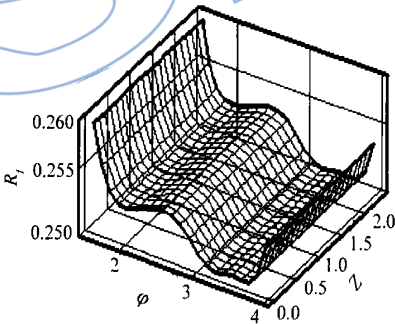
利用本文的分析方法计对参数如表 1 的五叶径向箔片轴承的性能进行了分析。

表 1 顶层箔片的设计参数

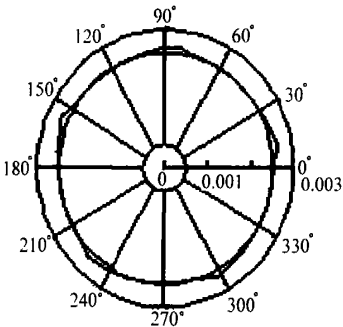
Table 1 Parameters of the multileaf foil journal bearing top foil

设计参数	参数值
顶层箔片的宽度 w / mm	60
顶层箔片靠近自由端的半径 R_1 / mm	50
顶层箔片靠近自由端的半径 R_2 / mm	50
顶层箔片前后段过渡处的角度 / (°)	0.017 453
顶层箔片的厚度 t_1 / (mm)	0.2
轴颈半径 r / mm	25
轴承座的内径 R / mm	25.8

底层支撑拱箔采用的是等高等节距弹性箔片, 拱高 $h_b = 0.28$ mm, 箔片的轮廓半径为 $R_b = 50$ mm, 拱间距 $l_b = 2.0$ mm 和拱节距 $w_b = 2.0$ mm



(a) 第 1 个顶层箔片在预紧后的空间位置



(b) 预紧后的轴承内表面的轮廓线

图 4 预紧后轴承的轮廓线的形状

Fig. 4 The profile of five leaves foil bearings after assembly

mm。在分析中,用 8 节点双线性薄壳单元对顶层箔片和底层支撑拱箔进行网格剖分,然后用刚性体和柔性体接触算法与空气流体动压润滑作用迭代求解,成功地求得了大预紧径向箔片轴承的性能。在计算中,轴承的名义间隙 C 取 $20\text{ }\mu\text{m}$,转速 $n=60\text{ }000\text{ r/min}$ 。图4是预紧后的轴承单块箔片的三维变形图和轴承承载面的轮廓线。图4中 φ 为轴承的无量纲周向坐标, Z 为无量纲轴向坐标, R_t 为变形后顶层拱的名义半径。由图4可知,采用有大预紧多叶弹性箔片径向轴承由于箔片变形的自适应性,使得预紧后的在约占顶层箔片二分之一的范围内和轴颈表面发生接触,相邻两个顶层箔片搭接处箔片和轴颈不发生接触并形成相对较大的空间,在转子运行时预紧效应和空气动压的综合作用形成的收敛性气膜,有利于提高箔片轴承的承载能力。

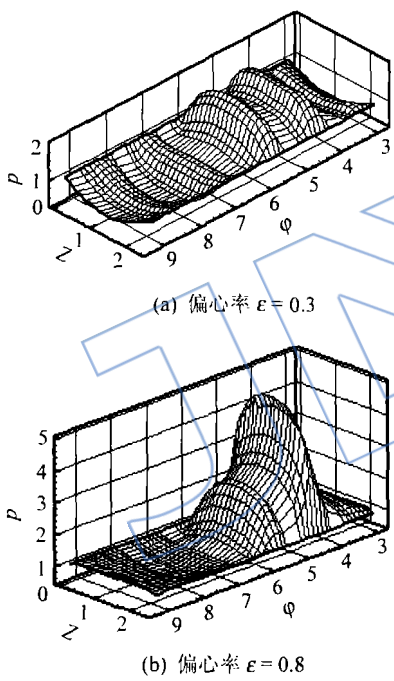


图5 气膜压力分布 ($\epsilon=0.3$ 和 $\epsilon=0.8$)
Fig. 5 Gas pressure distribution
($\epsilon=0.3$ and $\epsilon=0.8$)

由图4可知,利用辅助部件和多步非线性分析很好地解决了大变形薄壳在复杂载荷作用下的计算问题,避免了计算过程中的出现不符合实际情况的扭曲问题。由图4可知,顶层箔片于预紧变形后的空间位置正好处于由轴颈和轴承座构成的宽度只有 0.8 mm 的实际三维空间中,箔片变形实际情况相符合,证明了这种预紧算法的准确性。图5中 φ 为轴承的无量纲周向坐标, Z 为无量纲轴

向坐标, p 为无量纲压力。由图5可知,偏心率增加,气膜压力增大,气膜压力分布更为平滑,顶层箔片间的搭接效应对气膜压力分布的影响程度将减弱,流体动压和箔片弹性变形的综合作用将会使每个顶层箔片上的压力分布和弹性变形更加平滑。

表2给出了在转速为 $60\text{ }000\text{ r/min}$ 时的这种多叶径向箔片轴承的承载能力、偏位角与偏心率之间的关系。

表2 $60\text{ }000\text{ r/min}$ 时的轴承的偏心率和承载能力、偏位角之间的关系

Table 2 Relationship between the eccentricity ratio and load capacity, eccentricity angle
(Shaft rotational speed $n=60\text{ }000\text{ r/min}$)

名义偏心率 ϵ	承载能力 W/N	偏心角 $\theta/(^\circ)$
0.1	35.6194 57	57.2746 80
0.2	30.8986 30	41.7412 83
0.3	58.9625 42	36.1679 96
0.4	90.1354 44	32.6807 78
0.5	126.621 89	29.8742 42
0.6	171.610 10	27.3390 75
0.7	230.504 26	24.9468 01
0.8	313.985 48	22.6711 65
0.9	448.609 43	20.5251 69

5 结 论

本文通过引入辅助分析部件和利用刚性体和柔性体间的多步非线性接触算法求解大预紧多叶径向箔片轴承中的箔片的预紧变形和非线性接触行为,这种方法具有很好的收敛性并很好地解决了弹性箔片的非线性大变形的扭曲和复杂载荷情况下的预紧问题。在此基础上将流体动压润滑作用和大预紧箔片轴承的接触效应通过气弹迭代耦合起来,第一次对具有大预紧效应的多叶径向箔片轴承进行了精确建模和计算,并计算了大预紧效应的多叶箔片轴承静态承载性能,对于进一步优化设计箔片轴承具有重要意义。

参考文献:

[1] Bolk H, Van Rossum. The Foil Bearing- A New Departure in Hydrodynamic Lubrication [J]. *ASLE J. Lubr. Eng.*,

- 1953, 9: 316~330.
- [2] Christopher DellaCorte, Antonio R Zaldana. A Systems Approach to the Solid Lubrication of Foil Air Bearings for Oil-Free Turbomachinery[J]. *ASME Journal of Tribology*, 2004, 126(2): 200~207.
- [3] Ma J T S. An Investigation of Self-Acting Foil Bearings [J]. *ASME J. Basic Eng.*, 1965, 87: 837~846.
- [4] Gross W A. Gas Film Lubrication[M]. *John Wiley and Sons, Inc*, 1962.
- [5] Heshmat H, Shapiro W, Gray S. Development of Foil Journal Bearings for High Load Capacity and High Speed Whirl Stability [J]. *ASME J. Lubr. Technol.*, 1982, 104 (2): 149~156.
- [6] Lei J F. Advances in Thin Film Sensor Technologies for Engine Applications[R]. *ASME Paper No. 1997, 97- GT - 458*.
- [7] Yu Lie. Solution of Elasto-Aerodynamic Lubrication for Complicant Foil Bearings[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2004, 38(3): 327~330.
- [8] Oh K P, Rohde S M. A Theoretical Investigation of the Multileaf Journal Bearing[J]. *ASME Journal of Applied Mechanics*, 1976, 7: 237~242.
- [9] Heshmat C A, Heshmat H. An Analysis of Gas Lubricated Multileaf Foil Bearings with Backing Springs[J]. *ASME Journal of Tribology*, 1995, 117(7): 437~443.
- [10] Sudheer Kumar Reddy D, Swarnamani S, Prabhu B S. Analysis of Aerodynamic Multileaf Foil Journal Bearings [J]. *WEAR*, 1997, 209: 115~122.
- [11] Crystal A Heshmat, David S Xu, Hooshang Heshmat. Analysis of Gas Lubricated Foil Thrust Bearings using Coupled Finite Element and Finite Difference Methods [J]. *ASME Journal of Tribology*, 2000, 122(1): 199~204.
- [12] 十合晋一. 气体轴承设计、制造与应用[M]. 韩焕臣译. 北京: 宇航出版社, 1988: 21~22.
- [13] 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, 35(7): 746~760.
- Yu lie, Qi Shemiao, Geng Haipeng. A Generalized Solution of Elasto-Aerodynamic Lubrication for Aerodynamic Compliant Foil Bearings [J]. *Science in China Ser. E Engineering and Materials Science*, 2005, 48(4): 441~429.
- [14] 陈火红. MSC Marc/Mentat 2003 基础与应用实例[M]. 北京: 科学出版社, 2004: 232~267.