

平箔片楔形高度对气体止推箔片 轴承特性影响

徐方程¹, 张广辉¹, 孙 毅², 刘占生¹, 张 雯³

(1. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001;

2. 哈尔滨工业大学 航天学院, 哈尔滨 150001;

3. 中国航天科技集团公司 中国运载火箭技术研究院, 北京 100076)

摘 要: 针对波箔型气体止推箔片轴承, 建立了箔片结构二维薄板模型, 并通过有限差分法和有限元法耦合求解可压缩气体 Reynolds 方程和气膜厚度方程, 获得了给定轴承载荷条件下轴承气膜压力分布、气膜厚度分布、平箔片变形量和功率损耗等轴承特性。通过对比楔形高度分别为 25, 70, 100, 200, 300 μm 时的轴承特性仿真结果研究了楔形高度对轴承性能的影响。结果表明: 降低楔形高度使轴承气膜压力分布更均匀, 并降低了平箔片的局部集中载荷。但楔形高度存在一个最佳值, 使得达到相同轴承载荷所需的最小气膜厚度最大, 并且轴承具有最小功率损耗, 提高了轴承的工作效率。该结果为气体止推箔片轴承的结构设计提供的理论参考。

关 键 词: 气体止推箔片轴承; 楔形高度; 平箔片变形量; 最小气膜厚度; 功率损耗

中图分类号: V229⁺.2; TH133.37

文献标志码: A

Performance analysis of air foil thrust bearings with different top foil taper heights

XU Fang-cheng¹, ZHANG Guang-hui¹, SUN Yi²,

LIU Zhan-sheng¹, ZHANG Wen³

(1. School of Energy Science and Engineering,

Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;

2. School of Astronautics, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;

3. China Academy of Launch Vehicle Technology,

China Aerospace Science and Technology Corporation, Beijing 100076, China)

Abstract: The foil structural 2-D thin plate model of bump type air foil thrust bearing was created, finite difference method (FDM) and finite element method (FEM) were coupled together to solve the compressible air Reynolds equation and film thickness equation. The bearing performance such as pressure distribution, film thickness, top foil deformation and power loss were obtained in specific bearing load condition, and the effects of taper height on bearing performance were studied by comparing simulation results with 25, 70, 100, 200, 300 μm taper heights. The results show that reducing taper height can make pressure distribution more uniform and reduce the concentrated force on top foil. However, with an optimum value, the bearing can maximize the minimum film thickness for the required same load capacity. Also the bearing can realize the lowest power loss, and the bearing efficiency is improved. These results can be treated as a guideline of air foil thrust bearing design.

收稿日期: 2015-03-28

基金项目: 国家自然科学基金(11572098)

作者简介: 徐方程(1985—), 男, 浙江金华人, 副教授, 博士后, 主要研究方向为气体箔片轴承、挤压油膜阻尼器及转子动力学等。

Key words: air foil thrust bearing; taper height; top foil deformation; minimum film thickness; power loss

箔片轴承是一种表面弹性自润滑动压轴承,相对于油润滑轴承和滚动轴承,其自身的高可靠性和环境容忍能力使其在高速和高温环境下具有更好的应用前景,目前被应用在透平膨胀机和鼓风机等高速轻载旋转机械中^[1-2]。

由于承载方向不同,径向箔片轴承经过几十年的研究,目前已经相当成熟^[3-11],但随着止推箔片轴承的工业应用需求越来越强烈,近些年学者们将注意力转移到了止推箔片轴承的研究上。Heshmat 等^[12]忽略平箔片的局部变形建立起了波纹结构等效基础弹性模型,通过数值仿真对止推箔片轴承进行了静特性分析。Roger^[13]通过试验手段研究了波纹尺寸、平箔片表面涂层等轴承设计参数对其动刚度和阻尼特性的影响规律,为止推轴承提供了设计思路。Iordanoff^[14]第 1 次推导了考虑波纹结构摩擦因素的单个波纹箔片刚度计算公式,并利用该刚度公式得到的轴承承载力与试验结果吻合较好。Heshmat 等^[15]运用有限元和有限差分法耦合求解箔片变形和气体雷诺方程,仿真分析了止推箔片轴承气膜压力分布和承载力等轴承静特性。此后, Park 等^[16]也利用同样的方法研究了角不对中和滑流效应对止推箔片轴承动静特性的影响。Lee 等^[17]建立了极坐标系下的平箔片二维薄板模型,并利用有限差分法同时求解气体雷诺方程和薄板变形控制方程,研究了动静混合式气体止推箔片轴承的动力学特性系数。Gad 等^[18]将适用于径向的箔片轴承的考虑箔片摩擦效应的箔片结构模型应用到了止推箔片轴承。

国内西安交通大学的戚社苗、周权等^[19-20]也进行了相关方面的理论与试验研究,他们用给定的气膜间隙来求解轴承极限承载力,并以此为基础研究了轴承半径比、间隙比和节距比等结构参数对承载力的影响,给出了止推箔片轴承的优化设计方法,但是在轴承实际工作过程中,气膜厚度实际值并不能提前确定,而止推轴承所承受的轴向载荷是可以预先估算的,因此假设气膜厚度来求轴承极限承载力并以此给出轴承结构参数优化设计方法并不十分科学。

由于目前并没有明确统一的止推箔片轴承结构设计优化方法,而且气体轴承工作间隙要求很小,因此对开始产生动压润滑的轴承表面楔形区域的设计显得尤为重要。本文针对波箔型气体止

推箔片轴承,建立了箔片结构二维薄板模型,通过有限差分法求解和有限元法耦合求解可压缩气体 Reynolds 方程和气膜厚度方程获得了轴承特性,在给定的轴承承载力前提下,通过对比楔形高度分别为 25, 70, 100, 200, 300 μm 时的轴承特性仿真结果重点研究了楔形高度对轴承性能的影响,该结果为气体止推箔片轴承的结构设计提供的理论参考。

1 理论分析

1.1 气体止推箔片轴承结构描述

图 1 为气体止推箔片轴承结构图,该轴承由 6 个等角度的扇形平箔片组成,每个扇形区域分由无波纹箔片支承的楔形区域和有成辐射状的波纹箔片支承的等高度区域组成,这样设计是因为传统的箔片止推轴承楔形区域处的波纹箔片是沿楔形等斜率逐渐增高的,因此加工精度要求很高,但实际中楔形处的平箔片往往难以与这部分波纹箔片完全贴合,因此为了加工方便,故去掉了这部分波纹,而剩下其余的波纹箔片是等高的。此外,条状波纹箔片之间留有冷却空气专用空隙。

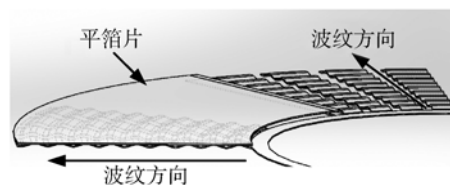


图 1 气体止推箔片轴承示意图

Fig. 1 Schematic of air foil thrust bearing

箔片结构如图 2 所示,轴承单个扇形区域覆盖角度为 β , b 为楔形区域角度比, h_{taper} 和 h_{bump} 分别为楔形高度和波纹箔片高度,单条波纹箔片角度和冷却通道角度分别由 θ_0 和 θ_c 表示, R_o 和 R_i 分别为扇形区域的轴承外径和内径, h_o 为轴承出口高度。最后该止推箔片轴承具体结构参数汇总于表 1。

1.2 气体雷诺方程和气膜厚度方程

首先设定轴承的无量纲参数如下:

$$\bar{h} = h/C \quad \bar{r} = r/R_o \quad \bar{p} = p/p_a$$

式中 C 为轴承名义间隙,那么二维圆柱坐标下的可压缩气体的无量纲雷诺方程可表示成

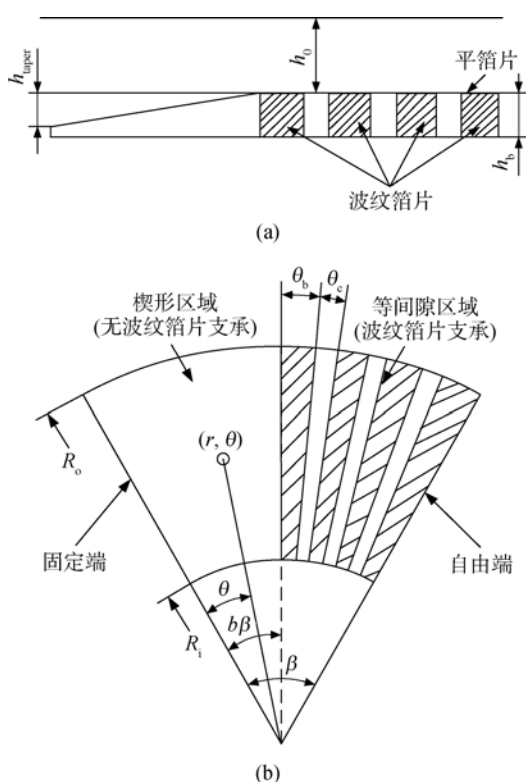


图2 箔片结构示意图

Fig. 2 Schematic of foil structure

表1 轴承结构参数表

Table 1 Bearing structural parameters

参数	数值
轴承名义间隙 $C/\mu\text{m}$	160
轴承外径 R_o/mm	55.12
轴承内径 R_i/mm	27.43
扇形区域覆盖角度 $\beta/(\circ)$	60
轴承扇形瓦片个数 N	6
楔形区域角度比 b	0.5
单条波纹箔片角度 $\theta_b/(\circ)$	5.45
冷却通道角度 $\theta_c/(\circ)$	2.72
单条箔片波纹数量 N_b	9
波纹箔片单位长度 s/mm	3.0
波箔片半波纹长度 l/mm	1.5
波纹箔片厚度 $t_{\text{hump}}/\text{mm}$	0.127
平箔片厚度 t_{top}/mm	0.127
波纹高度 h_b/mm	0.458
泊松比 ν	0.3
弹性模量 E/GPa	200
楔形高度 $h_{\text{taper}}/\mu\text{m}$	25, 70, 100, 200, 300

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

式中轴承可压缩系数可表示为

$$L = (6\mu\omega/p_a)(R_o/C^2) \quad (2)$$

式中 ω 为转速(单位:rad/s)。

轴承的无量纲气膜间隙由推力盘和未变形的平箔片之间的间隙以及箔片本身的变形量两部分组成。

$$\bar{h} = \bar{h}_0 + \bar{g}(\bar{r}, \theta) + \bar{u}(\bar{r}, \theta) \quad (3)$$

式中 $\bar{g} = g/C$ 为无量纲楔形高度, $\bar{u} = u/C$ 为无量纲箔片变形量, $\bar{h}_0 = h_0/C$ 为无量纲轴承出口厚度, 且

$$g(\bar{r}, \theta) = \begin{cases} h_{\text{taper}} \left[1 - \frac{\theta}{b\beta} \right] & 0 \leq \theta \leq b\beta \\ 0 & b\beta \leq \theta \leq \beta \end{cases} \quad (4)$$

1.3 箔片结构模型

在求解箔片变形时,应同时考虑平箔片和波纹箔片。本文将平箔片模型简化为二维薄板模型,波纹箔片为等刚度弹簧,其刚度值基于之前的静刚度测试试验,单条波纹箔片刚度值为 $2.87 \times 10^7 \text{ N/m}$ 。在气体压力作用下,平箔片随波纹箔片而发生变形,并且在相邻的两个波纹箔片之间其自身也会发生“凹陷”变形。此外忽略平箔片楔形区域的折角,认为整个扇形区域的平箔片都是平的。

假设平箔片变形属于小变形并且为线性,因此在圆柱坐标系下平箔片的二维薄板单元的控制方程可写为^[21]

$$\frac{\partial^4 u}{\partial r^4} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r^3} \cdot \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{2}{r^2} \cdot \frac{\partial^4 u}{\partial r^2 \partial \theta^2} - \frac{2}{r^3} \cdot \frac{\partial^3 u}{\partial r \partial \theta^2} + \frac{4}{r^4} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r^4} \cdot \frac{\partial^4 u}{\partial \theta^4} = \frac{q}{D} \quad (5)$$

式中 $D = Et_{\text{top}}/[12(1-\nu^2)]$ 为薄板的抗弯刚度, q 为作用在平箔片单位面积上的总作用力

$$q = p - k_b u - c_b \dot{u} \quad (6)$$

式中 k_b , c_b 分别为波纹箔片的支承刚度、阻尼系数。由于求解轴承气膜压力和气膜厚度属于轴承稳态特性,因此假设波纹箔片的阻尼系数 c_b 为 0。

2 数值求解流程

本文采用有限差分法求解气体雷诺方程式(式(1))^[17-18],并联合平箔片变形控制方程(式(5)),迭代求解轴承气膜压力 $\bar{p}$ 和气膜厚度 $\bar{h}$,并

通过控制残差 $\max[|(p_{i,j}^{n+1} - p_{i,j}^n)/p_{i,j}^n|]$ 的大小来控制收敛速度. 最后将计算得到的作用在轴承单位表面作用力进行积分求得轴承的承载力

$$W = N \int_{R_i}^{R_o} \int_0^\beta (p - p_a) r d\theta dr \quad (7)$$

根据摩擦力矩求得轴承功率损耗

$$T = \omega N \int_{R_i}^{R_o} \int_0^\beta \left[\frac{\bar{h}}{2} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{\omega r^2}{h} \right] r d\theta dr \quad (8)$$

由于在实际工作过程中止推轴承承受的推力载荷是已知的,因此本文在计算止推轴承特性时,首先给定目标载荷数值,在给定初始轴承出口间隙 h_2 条件下求解气体雷诺方程和气膜厚度方程,通过迭代多次得到收敛后的气膜压力,通过压力对面积的积分后获得轴承载荷 W' ,并与目标载荷 W 进行比较从而调成轴承出口间隙 h_2 ,经过循环迭代后当轴承达到目标载荷时程序终止,此时输出气膜压力和气膜厚度等轴承特性. 为了表述明确,将程序流程以框图的形式表示如图 3 所示.

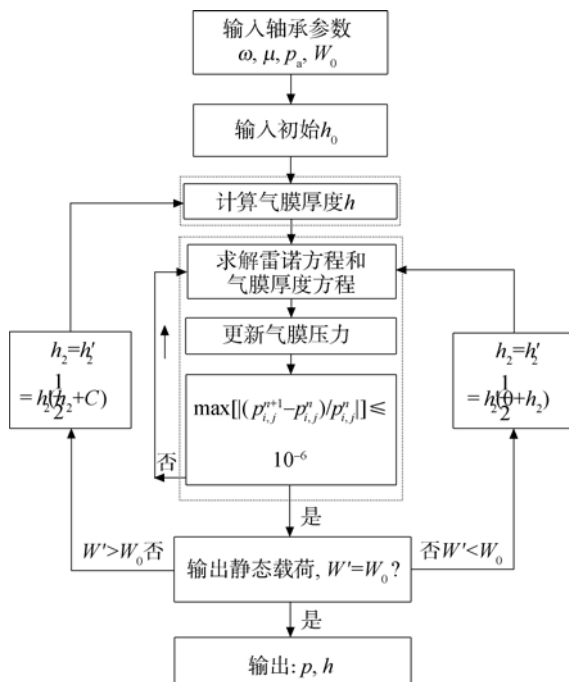


图 3 计算流程图

Fig. 3 Program flow chart

3 仿真结果及分析

鉴于本文气体止推箔片轴承具有 6 个等形状的呈周向均匀分布的扇形工作区,因此在数值仿真时,只针对其中一个进行分析. 鉴于轴承的实际尺寸,由于楔形区域角度比 $b=0.5$,单条波纹箔

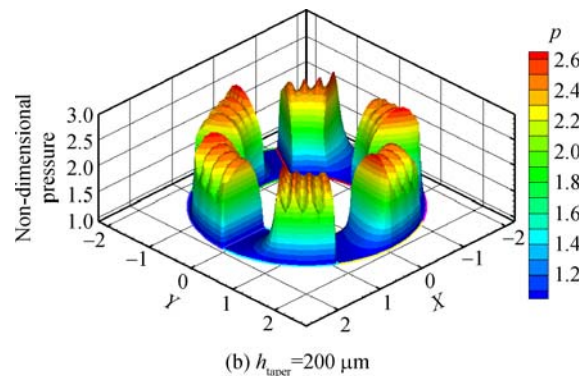
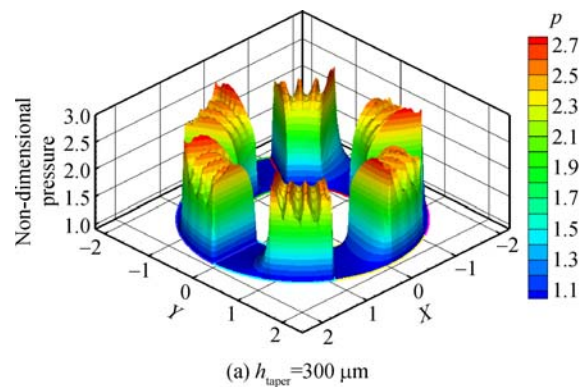
片的角度是冷却通道角度的 2 倍,因此划分计算区域网格时,在圆周方向将单条波纹箔片等分 4 个单元,冷却通道圆周方向等分为 2 个单元,因此计算区域圆周方向网格数 $m=44$,径向网格数 $n=18$. 由于止推箔片轴承的各个平箔片是紧密相接的,因此在设置数值计算边界条件时,前一个平箔片的出口压力等于后一个箔片入口压力,即

$$\begin{cases} p_{1,j} = p_{m+1,j} = p_a & j = 1, m+1 \\ p_{i,1} = p_{i,m+1} = p_a & i = 1, n+1 \end{cases} \quad (9)$$

仿真采用楔形高度 25, 70, 100, 200, 300 μm , 结果如下.

3.1 轴承气膜压力分布

图 4 为在转速为 60 000 r/min, 载荷为 500 N 时,轴承无量纲气膜压力分布结果,其中图 4(a)~图 4(e)分别对应的楔形高度 h_{taper} 为 300, 200, 100, 70, 25 μm ,可以很明显看出,楔形高度越大,气膜压力最高值也越大,并且波纹箔片支承处和冷却通道处压力差也越来越明显,即呈现出气膜压力“凹陷”. 分析其原因是因为动压润滑气膜的产生需要特定的楔形结构,楔形高度过大会使得动压产生区域由轴承入口区向出口区移动,这点由图 5 轴承单个工作区气膜压力分布二维图显示的结果很容易证明.



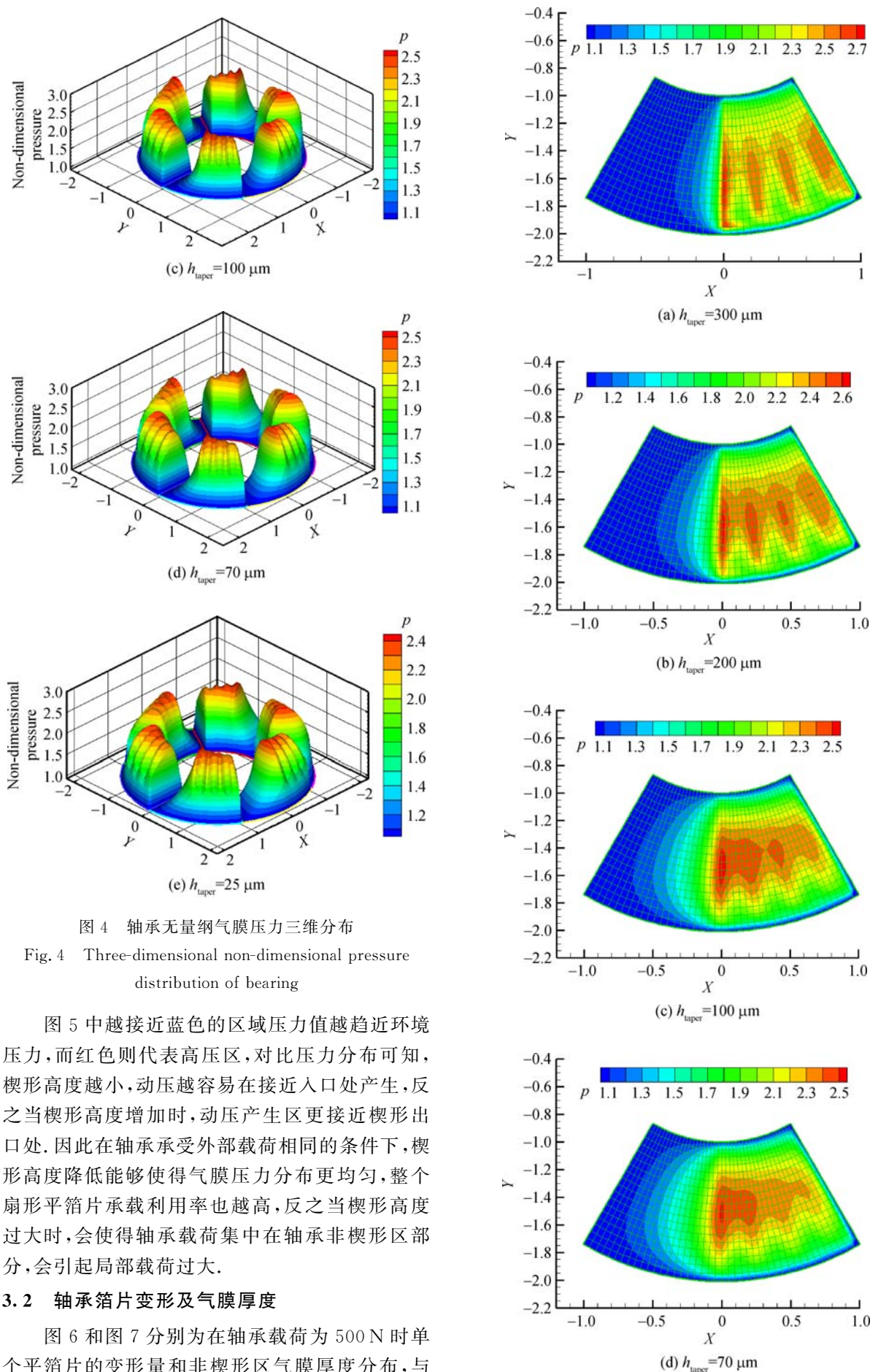


图4 轴承无量纲气膜压力三维分布

Fig. 4 Three-dimensional non-dimensional pressure distribution of bearing

图5中越接近蓝色的区域压力值越趋近环境压力,而红色则代表高压区,对比压力分布可知,楔形高度越小,动压越容易在接近入口处产生,反之当楔形高度增加时,动压产生区更接近楔形出口处.因此在轴承承受外部载荷相同的条件下,楔形高度降低能够使得气膜压力分布更均匀,整个扇形平箔片承载利用率也越高,反之当楔形高度过大时,会使得轴承载荷集中在轴承非楔形区部分,会引起局部载荷过大.

3.2 轴承箔片变形及气膜厚度

图6和图7分别为在轴承载荷为500 N时单个平箔片的变形量和非楔形区气膜厚度分布,与

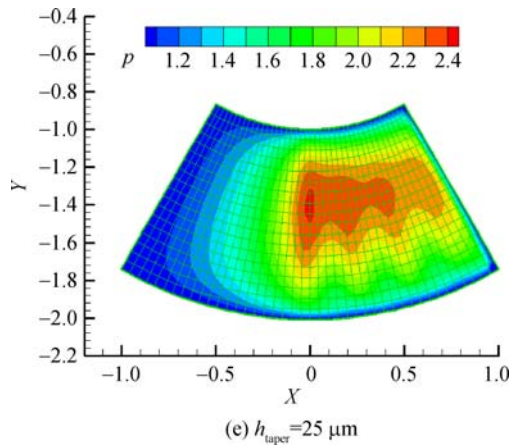


图 5 轴承无量纲气膜压力二维分布

Fig. 5 Two-dimensional non-dimensional pressure distribution of bearing

图 4 和图 5 所示的气膜压力分布相对应的,楔形高度 $300 \mu\text{m}$ 时楔形区平箔片几乎没有变形,而其几乎承受所有载荷的非楔形区平箔片变形量最大,当楔形高度降低到 $25 \mu\text{m}$ 时,气膜压力分布相对均匀使得非楔形区域平箔片变形量并没有那么剧烈。

图 7 中非楔形区域气膜厚度分布结果表明:

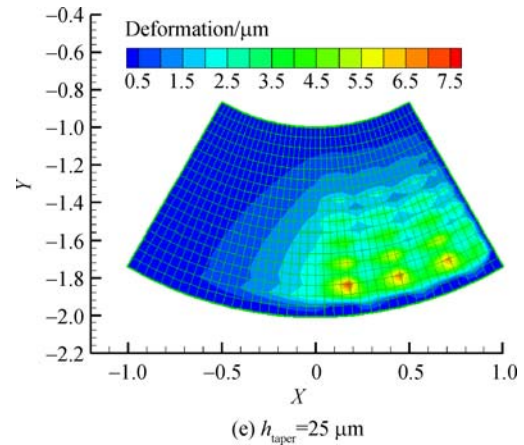
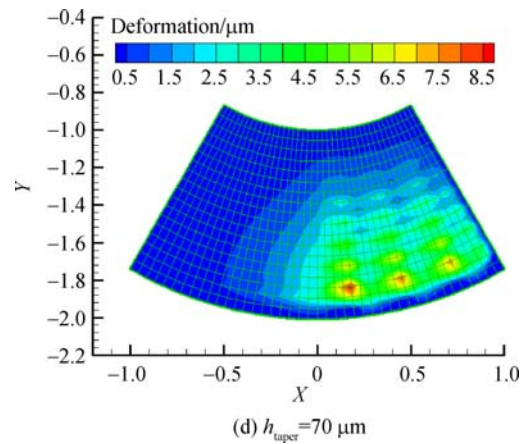
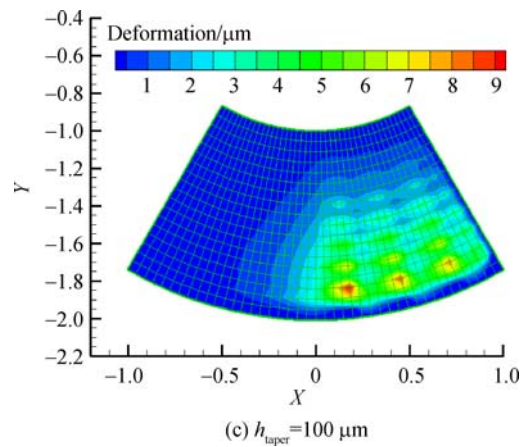
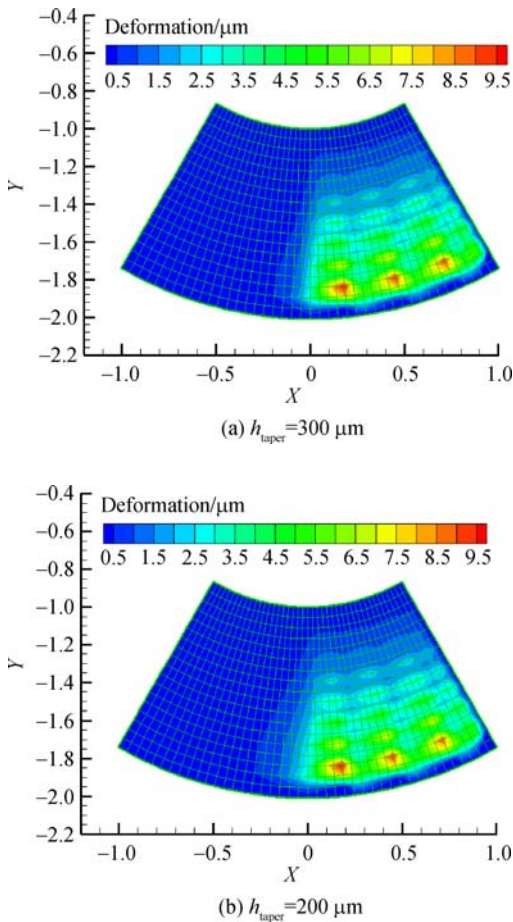


图 6 单个平箔片变形量

Fig. 6 Deformation of single top foil pad

楔形高度的增加使得推力盘需要与止推箔片轴承平箔片表面保持更近的距离才能产生相同的推力载荷,从而使得最小气膜厚度越来越小(图 8 所示),在止推箔片轴承实际工作时,这种情况会使得推力盘和止推轴承距离过近,增加了轴承磨损的风险,但是当楔形高度从 $70 \mu\text{m}$ 降低到 $25 \mu\text{m}$ 时,最小气膜厚度反而降低了,这是因为此类滑动轴承工作前提是入口具有一定的楔形形状,当楔

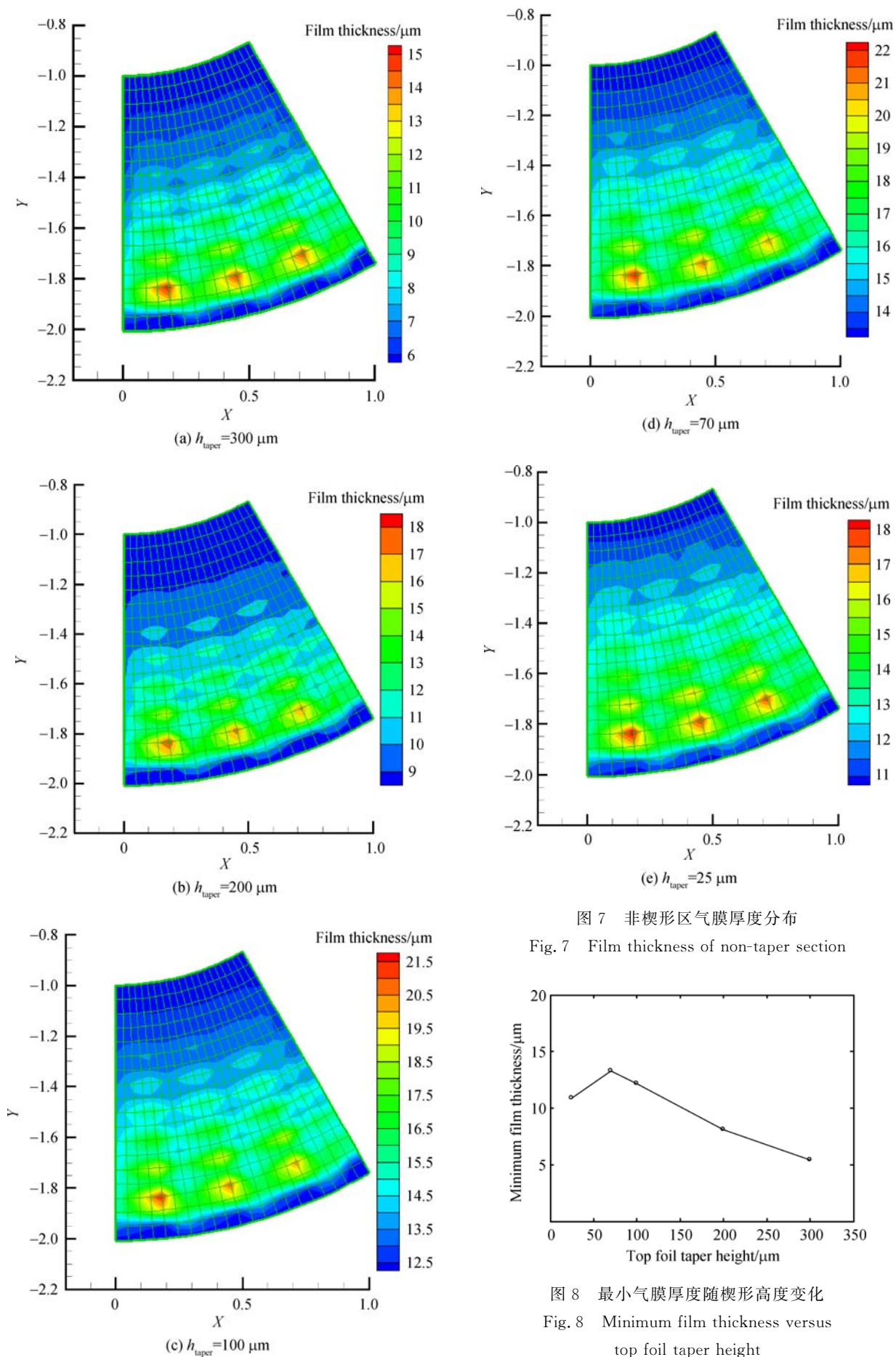


图7 非楔形区气膜厚度分布

Fig. 7 Film thickness of non-taper section

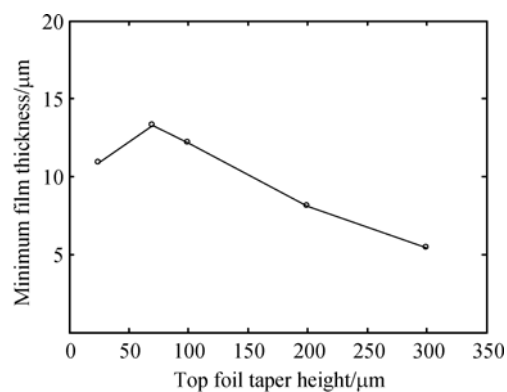


图8 最小气膜厚度随楔形高度变化

Fig. 8 Minimum film thickness versus top foil taper height

形高度降低到一定值时,轴承入口处的楔形形状特征已经减弱,所以只能通过降低气膜间隙才能维持原有的承载力,所以不难发现,止推轴承楔形高度具有最佳值,并不是越低越好。

最后不同轴承载荷下功率损耗随楔形高度变化的结果如图9所示,当轴承载荷一定时,随着楔形区域高度的降低,功率损耗有减小趋势,并且这种减小趋势随着轴承载荷的增加而越来越显著,但随着楔形高度的进一步降低,功率损耗反而增大了,因此从轴承功率损耗也可以得出:轴承入口楔形区域有最佳高度。

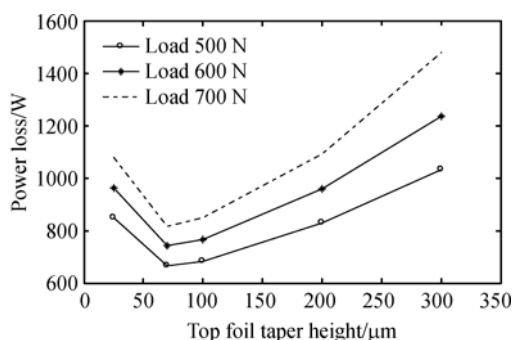


图9 不同轴承载荷下功率损耗随楔形高度变化
Fig. 9 Power loss versus top foil taper height in different bearing load cases

4 结 论

在给定的轴承承载力前提下,通过有限差分法和有限元法耦合求解可压缩气体 Reynolds 方程和气膜厚度方程获得了气体止推箔片轴承特性,通过对比楔形高度分别为 25, 70, 100, 200, 300 μm 时的仿真结果研究了楔形高度对轴承性能的影响。结果表明:降低楔形高度使轴承气膜压力分布更均匀,并降低了平箔片的局部集中载荷,同时能够增大达到相同轴承载荷所需的最小气膜厚度,降低了止推盘和轴承平箔片表面接触的风险,并且轴承功率损耗也相应的降低。但当楔形高度降低到一定值后,最小气膜厚度反而增大,因此存在一个最佳楔形高度,使得轴承具有最佳工作效率。

鉴于以上原因,在设计气体止推箔片轴承时,不易将楔形高度设计过大或者过小,过大会造成轴承承载面积的损失,并且会增大轴承功率损耗,同时其较小的气膜间隙承载特性也会增加轴承磨损的风险。而楔形区域入口间隙过小也会降低轴承的工作效率。

参考文献:

- [1] Agrawal G L. Foil air or gas bearing technology: an overview[R]. ASME Paper GT1997-347, 1997.
- [2] Feng K, Kaneko S. Analytical model of bump-type foil bearings using a link-spring structure and a finite-element shell model[J]. Journal of Tribology, 2010, 132(2): 021706. 1-021706. 11.
- [3] Kim D J, Andron C, Chang S S, et al. Mesoscale foil gas bearings for palm-sized turbomachinery: design, manufacturing, and modeling[J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2009, 131(4): 042502. 1-042502. 10.
- [4] Blok H, Rossum J J. The foil bearing: a new departure in hydrodynamic lubrication[J]. Lubrication Engineering, 1953, 9(6): 316-320.
- [5] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 647-655.
- [6] Peng Z C, Khonsari M M. Hydrodynamic analysis of compliant foil bearings with compressible air flow[J]. Transactions of the ASME, 2004, 126(3): 542-546.
- [7] Peng Z C, Khonsari M M. On the limiting load-carrying capacity of foil bearings[J]. Journal of Tribology, 2004, 126(4): 817-818.
- [8] Peng Z C, Khonsari M M. A thermohydrodynamic analysis of foil journal bearings[J]. Journal of Tribology, 2006, 128(3): 534-541.
- [9] Roger K C P, Heshmat H. Compliant foil bearing structural stiffness analysis: Part I: theoretical model including strip and variable bump foil[J]. Journal of Tribology, 1992, 114(2): 394-400.
- [10] Ruscitto D, McCormick J, Gray S. Hydrodynamic air lubricated compliant surface bearing for an automotive gas turbine engine I: journal bearing performance[R]. NASA CR-135368, 1978.
- [11] Andrés L S, Kim T H. Improvements to the analysis of gas foil bearings: integration of top foil 1D and 2D structural models[R]. ASME Paper GT2007-27249, 2007.
- [12] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of gas-lubricated compliant thrust bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 638-646.
- [13] Roger C P. Dynamic structural properties of compliant foil thrust bearings: comparison between experimental and theoretical results[J]. Journal of Tribology, 1994, 116(1): 70-75.
- [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] Heshmat C A, Xu D S, Heshmat H. Analysis of gas lubricated foil thrust bearings using coupled finite element and finite difference methods[J]. Journal of Tribology, 1999, 122(1): 199-204.
- [16] Park D J, Kim C H, Jang G H, et al. Theoretical considera-

- tion of static and dynamic characteristics of air foil thrust bearing with tilt and slip flow[J]. Tribology International, 2008, 41(4): 282-295.
- [17] Lee D, Kim D J. Design and performance prediction of hybrid air foil thrust bearings[J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2010, 133(4): 042501.1-042501.13.
- [18] Gad A, Asme A, 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): 041701.1-041701.13.
- [19] 戚社苗, 耿海鹏, 郭海刚, 等. 弹性箔片动压气体推力轴承承载性能研究[J]. 润滑与密封, 2006, 31(5): 1-4.
- QI Shemiao, GENG Haipeng, GUO Haigang, et al. Theoretical research on the load performance of aerodynamic compliant foil thrust bearings[J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(5): 1-4. (in Chinese)
- [20] 周权, 赵祥雄, 陈汝刚, 等. 基于有限差分法的动压气体止推轴承静态特性分析[J]. 润滑与密封, 2009, 34(8): 6-9.
- ZHOU Quan, ZHAO Xiangxiong, CHEN Rugang, et al. Static characteristic analysis of aerodynamic gas thrust bearing based on finite difference method[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(8): 6-9. (in Chinese)
- [21] Ventsel E, Krauthammer T. Thin plates and shells; theory, analysis, and applications[J]. Applied Mechanics Reviews, 2002, 55(4): 1813-1831.

(编辑: 叶 青)