

DOI:10.11918/j.issn.0367-6234.201703024

平箔片厚度轴向变化的新型箔片轴承性能

闫佳佳¹, 刘占生¹, 张广辉¹, 李 豫¹, 徐 亮²

(1. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院 哈尔滨 150001; 2. 中航工业金城南京机电液压工程研究中心 南京 211102)

摘 要:为提高箔片轴承性能,提出一种新型的平箔片厚度轴向变化的波箔型箔片轴承.该新型箔片轴承的平箔片在轴承中间区域有一周向贯通的宽槽,凹槽深度在微米量级.考虑平箔片厚度的轴向变化,采用二维厚板有限元模型计算平箔片刚度.基于有限差分法和 Newton-Raphson 迭代法耦合求解压力控制方程及箔片变形方程,获得新型箔片轴承的气膜压力分布及承载力;基于小扰动法,计算轴承动力学特性系数.仿真研究平箔片宽槽深度对新型箔片轴承性能的影响.结果表明:与传统箔片轴承相比,平箔片厚度轴向变化的新型箔片轴承可有效减少润滑气体端泄,增大流体动压效果,提高轴承承载力并改善动力学特性;随着平箔片宽槽深度的增大,新型箔片轴承的承载力及主刚度进一步增大;平箔片宽槽深度为 8 μm 的新型箔片轴承,其承载力和主刚度分别增大约 11.8 %、12.1 %.

关键词:波箔型箔片轴承;平箔片;承载力;动力学特性;名义平均半径间隙;平箔片宽槽深度

中图分类号: V229;TH133.37 **文献标志码:** A **文章编号:** 0367-6234(2018)01-0059-09

Performance of a novel foil bearing with top foil thickness variation in axial direction

YAN Jiajia¹, LIU Zhansheng¹, ZHANG Guanghui¹, LI Yu¹, XU Liang²

(1. School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;

2. Nanjing Engineering Institute of Aircraft Systems, Jincheng Aviation Industry Corporation of China, Nanjing 211102, China)

Abstract: To improve the foil bearing performance, a novel foil journal bearing with top foil thickness variation in axial direction was proposed. A wide groove extending in circumferential direction, within micron magnitude, was manufactured in the mid-plane zone of top foil. To consider the top foil thickness variation, the 2D thick plate finite element model was employed to simulate the top foil deformation. Based on Newton-Raphson iterative method and finite difference method, the coupled pressure equation and foil deflection equation were solved, and the gas pressure distribution and load capacity of the novel foil bearing were obtained. The dynamic characteristics were solved using perturbation method and the influence of the wide groove depth on bearing performance was investigated theoretically. The results indicate that the novel foil bearing with top foil thickness variation axially can decrease the gas edge leakage and improve hydrodynamic pressure effectively, so the load capacity and dynamic characteristics are improved. Moreover, with the increment of the wide groove depth on top foil, the load capacity and direct stiffness are enhanced further. For the foil journal bearing with a wide groove depth of 8 μm , the load capacity and direct stiffness increase by about 11.8% and 12.1% respectively, compared with the traditional foil journal bearing.

Keywords: bump-type foil bearing; top foil; load capacity; dynamic characteristics; nominal average radial clearance; wide groove depth on top foil

弹性箔片动压气体轴承是以柔性表面为支承的自作用式动压挠性轴承.与传统油润滑轴承相比,气体箔片轴承无需供油系统,具有可靠性高、环境与温度适应性强、维修周期长、摩擦损失小、抗冲击、自适应好等诸多优点^[1]. 20 世纪 70 年代以来,随着航空航天、原子能、低温工程等技术的发展以及对箔片

轴承研究的不断深入,气体箔片轴承逐渐应用到了飞机空气循环机、低温透平膨胀机以及压缩机等高速轻载旋转机械中.与润滑油相比,润滑气体的黏度低,导致箔片轴承的承载力和动力学特性系数偏小^[2]. 自箔片轴承^[3]的概念诞生以来,为提高其承载力和动力学稳定性,各国学者提出了多种结构形式的气体箔片轴承.其中,多叶型箔片轴承和波箔型箔片轴承受到了广泛关注.

20 世纪 60 年代,美国的 Garrett AiResearch 公司(目前为 Honeywell)最早对多叶型箔片轴承进行了研究^[1]. 大量的理论及试验研究证明,多叶型箔片轴承

收稿日期: 2017-03-06
基金项目: 国家自然科学基金(11572098);航空科学基金(2015287008)
作者简介: 闫佳佳(1987—),男,博士研究生;
刘占生(1962—),男,教授,博士生导师
通信作者: 刘占生, lzs@hit.edu.cn

具有充足的承载力和阻尼特性;此外,弹簧支承型多叶箔片轴承的提出进一步增大了其承载力^[4-5].

与多叶型箔片轴承相比,波箔型箔片轴承的承载力相当,但阻尼略小. 它由平箔片和波箔片组成,波箔片产生弹性变形,平箔片提供光滑表面. 为提高轴承性能,国内外学者通过调整波箔片形式,提出了多种复杂结构的波箔型箔片轴承,包括双层波箔箔片轴承^[6]、波箔沿周向分隔的箔片轴承^[7]、可变节距的 3 瓦片箔片轴承^[8]、周向和轴向刚度均变化的波箔箔片轴承^[9]等. 从提高轴承预载的角度出发,又发明了多楔型波箔箔片轴承^[10]、加薄垫片的波箔箔片轴承^[11]等. 通过调整楔的型线或垫片厚度,轴承性能得到了提高.

在多叶型和波箔型箔片轴承的基础上,通过对柔性支承结构进行改进,提出了多种其他结构形式的箔片轴承. 以压缩弹簧代替波箔片的箔片轴承,可有效降低转子过临界时的振动峰值^[12]. 金属橡胶箔片轴承的提出,改善了箔片轴承的阻尼特性和稳定性^[13-14]. 西安交通大学的赖天伟等^[15]提出的多层鼓泡弹性支承箔片轴承在抑制转子不稳定涡动方面取得了显著的效果. 湖南大学的冯凯等^[16]发明的混合金属橡胶-波箔型箔片轴承,集成了金属橡胶箔片轴承和波箔型箔片轴承的优点.

针对不同结构形式的箔片轴承,根据轴承柔性支承结构的刚度是否沿轴向、周向、径向的单一或多个方向变化, Dellacorte 和 Valco 将箔片轴承划分为 3 代^[17]. 随着箔片轴承由第 1 代向第 3 代发展,其性能有显著的提高. 分析其原因,周向或径向刚度变化的柔性支承结构可优化箔片轴承的收敛楔,而轴向刚度的变化可减少润滑气体的端泄,有助于增大气体动压效果,从而提高轴承承载力及动力学特性等性能.

为提高箔片轴承性能,本文从减少润滑气体端泄的角度出发,提出了一种平箔片厚度轴向变化的波箔型动压气体箔片轴承,并仿真研究了轴承的静、动态性能. 其中,通过有限差分法和 Newton-Raphson 迭代法耦合求解获得轴承的气膜压力分布、承载力,采用小扰动法获得动力学特性系数. 为考虑平箔片厚度的轴向变化,平箔片刚度采用考虑剪切变形的二维厚板有限元模型计算. 系统分析了平箔片厚度轴向变化剧烈程度对新型箔片轴承静、动态性能的影响规律.

1 平箔片厚度轴向变化的波箔型箔片轴承结构

图 1 为平箔片厚度轴向变化的波箔型箔片轴承结构示意图,主要由波箔片、平箔片和轴承座组成. 波

箔片充当类似弹簧的作用,在气体动压作用下产生弹性变形. 轴承座上开有轴向狭槽用来插入平箔片. 平箔片和波箔片均采用焊接的方式固定到轴承座上.

该新型箔片轴承与传统箔片轴承的显著区别是平箔片厚度沿轴向有所变化. 如图 1 所示,平箔片中间区域有一宽槽,位于转子一侧,宽槽深度在微米量级. 得益于表面微加工技术的发展,对该平箔片表面宽槽的加工可采用激光表面加工技术、化学侵蚀、机械磨削等实现. 该新型箔片轴承保留了第一代波箔型箔片轴承的优点. 同时,平箔片表面的宽槽使得中间区域气膜厚度增大,两端气膜厚度减小,减少了润滑气体端泄,有效提高气体动压,改善了轴承性能.

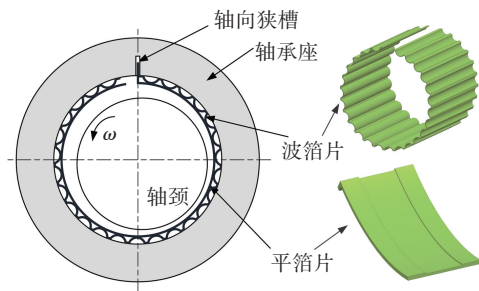


图 1 平箔片厚度轴向变化的波箔型箔片轴承结构

Fig.1 Schematic of the gas foil bearing with top foil thickness variation in axial direction

2 理论分析

2.1 平箔片二维厚板模型

本文采用文献[18]的二维厚板模型来分析平箔片变形,其单元结构及自由度如图 2 所示,图中 u 、 v 、 w 为单元内任一点沿 x 、 y 、 z 方向的位移, θ_x 、 θ_y 为绕 x 、 y 方向的转角.

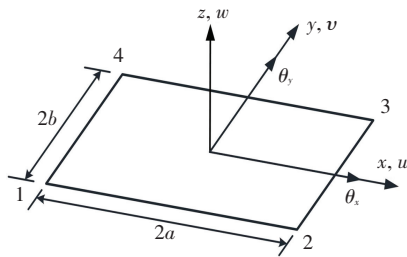


图 2 二维厚板单元的结构

Fig.2 Geometry of a rectangular element for 2D thick plate

该模型考虑了平箔片的弯曲变形及剪切变形,其剪切应变 γ_{xz} 、 γ_{yz} 与位移的关系如下:

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}, \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}.$$

其中:

$$u(x, y, z) = z\theta_y(x, y),$$

$$v(x, y, z) = -z\theta_x(x, y).$$

厚板单元的总应变能表示为弯曲变形能和剪切变形能的总和:

$$U_e = \frac{1}{2} \int_A \frac{h_p^3}{12} \{\chi\}^T \mathbf{D} \{\chi\} dA + \frac{1}{2} \int_A \kappa h_p \{\gamma\}^T \mathbf{D}^s \{\gamma\} dA. \quad (1)$$

式中: h_p 为单元厚度, A 为单元面积, κ 为剪切系数.

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} \frac{E}{(1-v^2)} & \frac{Ev}{(1-v^2)} & 0 \\ \frac{Ev}{(1-v^2)} & \frac{E}{(1-v^2)} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{E}{2(1-v)} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{D}^s = \frac{E}{2(1+v)} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$\{\chi\} = \begin{bmatrix} -\partial\theta_y/\partial x \\ \partial\theta_x/\partial y \\ \partial\theta_x/\partial x - \partial\theta_y/\partial y \end{bmatrix}, \quad \{\gamma\} = \begin{bmatrix} \theta_y + \partial w/\partial x \\ -\theta_x + \partial w/\partial y \end{bmatrix}. \quad (2)$$

式中: E 、 v 分别为平箔片材料的弹性模量、泊松比.

单元内任一点的位移可由节点位移和形函数计算得到:

$$\begin{bmatrix} w \\ \theta_x \\ \theta_y \end{bmatrix} = \mathbf{N} \{\mathbf{w}\}_e. \quad (3)$$

式中: $\{\mathbf{w}\}_e$ 为节点位移向量, $\mathbf{N}$ 为形函数矩阵, 可表示为

$$\{\mathbf{w}\}_e^T = \{w_1 \ \theta_{x1} \ \theta_{y1} \ \cdots \ w_4 \ \theta_{x4} \ \theta_{y4}\},$$

$$\mathbf{N} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & \cdots & N_4 & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & \cdots & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & \cdots & 0 & 0 & N_4 \end{bmatrix}.$$

将节点 j 的量纲一的坐标记为 (ξ_j, η_j) , 则形函数 N_j 可表示为

$$N_j = \frac{1}{4} (1 + \xi_j \xi) (1 + \eta_j \eta).$$

其中:

$$\xi = x/a, \quad \eta = y/b.$$

将方程(3)代入方程(1)和(2)中, 得

$$U_e = \frac{1}{2} \{\mathbf{w}\}_e^T \mathbf{k}_e \{\mathbf{w}\}_e.$$

式中: $\mathbf{k}_e$ 为平箔片厚板单元的刚度矩阵, 可写为

$$\mathbf{k}_e = \mathbf{k}^f + \mathbf{k}^s.$$

其中, $\mathbf{k}^f$ 和 $\mathbf{k}^s$ 分别对应弯曲刚度矩阵和剪切刚度矩阵.

当平箔片材料各向同性时, $\mathbf{k}^f$ 和 $\mathbf{k}^s$ 表示为

$$\mathbf{k}^f = \frac{Eh_p^3}{48ab(1-v)^2} \begin{bmatrix} \mathbf{k}_{11}^f & & & \text{对称} \\ \mathbf{k}_{21}^f & \mathbf{k}_{22}^f & & \\ \mathbf{k}_{31}^f & \mathbf{k}_{32}^f & \mathbf{k}_{33}^f & \\ \mathbf{k}_{41}^f & \mathbf{k}_{42}^f & \mathbf{k}_{43}^f & \mathbf{k}_{44}^f \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{k}^s = \frac{Eh_p^3}{48ab\beta_s} \begin{bmatrix} \mathbf{k}_{11}^s & & & \text{对称} \\ \mathbf{k}_{21}^s & \mathbf{k}_{22}^s & & \\ \mathbf{k}_{31}^s & \mathbf{k}_{32}^s & \mathbf{k}_{33}^s & \\ \mathbf{k}_{41}^s & \mathbf{k}_{42}^s & \mathbf{k}_{43}^s & \mathbf{k}_{44}^s \end{bmatrix}.$$

式中: $\beta_s = Eh_p^2/12\kappa Gb^2$ 为剪切因子, G 为剪切模量. 矩阵中各元素的表达式见文献[18].

上述刚度矩阵中计入了平箔片单元厚度 h_p 的影响. 考虑平箔片中间区域宽槽对单元厚度的影响, 将单元刚度矩阵集成, 得到平箔片的总体刚度矩阵 $\mathbf{K}_T$.

2.2 箔片结构变形方程

波箔片的刚度矩阵 $\mathbf{K}_B$ 采用 Iordanoff 公式^[19] 计算, 针对一端固定一端自由和两端自由的波箔给出了不同的刚度计算表达式. 综合波箔片刚度矩阵和平箔片刚度矩阵, 最终得到箔片结构整体刚度矩阵 $\mathbf{K}_G$ 为

$$\mathbf{K}_G = \mathbf{K}_T + \mathbf{K}_B.$$

图3给出了箔片结构相互作用关系, 分析时认为轴承座是完全刚性的. 波箔片线性弹簧的一端固定到轴承座内表面上, 另一端连接到平箔片对应网格节点. 平箔片一端固定到轴承座内表面. 对于该固定端, 有位移边界条件 $w = \theta_x = \theta_y = 0$. 平箔片其余节点均可自由横向变形及转动.

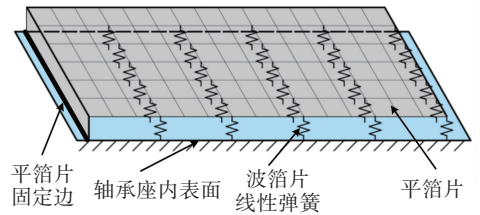


图3 箔片结构及轴承座间的相互作用

Fig.3 Interaction between foil structures and bearing housing

结合上述边界条件, 箔片结构的位移可由式(4)计算得到:

$$\mathbf{K}_G \{\mathbf{U}\}_G = \{\mathbf{F}\}_G. \quad (4)$$

式中: $\{\mathbf{U}\}_G$ 为箔片结构节点位移矢量, $\{\mathbf{F}\}_G$ 为作用在平箔片表面的气膜压力矢量, 表达式分别为

$$\{\mathbf{U}\}_G^T = \{w_1 \ \theta_{x1} \ \theta_{y1} \ w_2 \ \theta_{x2} \ \theta_{y2} \ \cdots\},$$

$$\{\mathbf{F}\}_G^T = \{p_1 \ 0 \ 0 \ p_2 \ 0 \ \cdots\}.$$

其中: $p_1, p_2, \dots$ 为各节点处气膜压力.

提取所有节点的横向位移 w , 得到箔片结构的

径向变形为

$$\{\mathbf{U}_R\}^T = \{w_1 \quad w_2 \quad \cdots\}.$$

2.3 气膜厚度表达式

图4给出了该新型箔片轴承的纵剖图.从图4中可以看出轴承气膜厚度的分布规律.

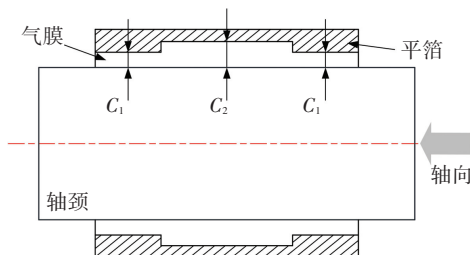


图4 新型箔片轴承纵剖图

Fig.4 Longitudinal section of the novel gas foil bearing

定义轴承名义平均半径间隙为 C , 轴承中间区域平箔片宽槽深度为 T_d , 则新型箔片轴承两端区域和中间区域的间隙分别为

$$C_1 = C - T_d/2,$$

$$C_2 = C + T_d/2.$$

考虑箔片结构径向变形 U_R 及转子的偏心, 得到如下气膜厚度表达式:

$$h = \begin{cases} C_1 + e \cos(\theta - \varphi) + U_R, & \text{两端区域;} \\ C_2 + e \cos(\theta - \varphi) + U_R, & \text{中间区域.} \end{cases}$$

式中: e 为偏心距, φ 为偏位角, θ 为轴承周向坐标, 如图5所示.

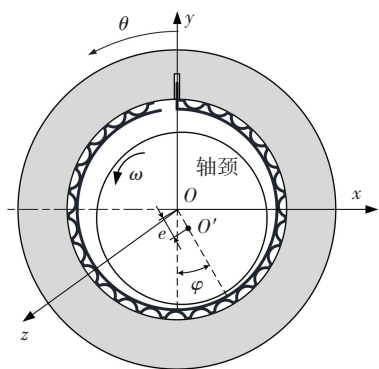


图5 新型箔片轴承坐标系

Fig.5 Coordinate system of the journal bearing

箔片轴承量纲一的气膜厚度表示如下:

$$\bar{h} = \begin{cases} C_1/C + \varepsilon \cos(\theta - \varphi) + \bar{U}_R, & \text{两端区域;} \\ C_2/C + \varepsilon \cos(\theta - \varphi) + \bar{U}_R, & \text{中间区域.} \end{cases}$$

其中:

$$\varepsilon = e/C, \quad \bar{U}_R = U_R/C.$$

2.4 压力控制方程

对于小尺寸箔片轴承, 分析时可作如下假设:

1) 由于 $h/L \ll 1$, 则 y 方向的 Navier-Stokes 方程可简化为 $\partial p / \partial y = 0$. 即压力沿气膜厚度方向的变化可以忽略.

2) 对于标准大气压下的小尺寸轴承, 雷诺数通常 < 0.05 , 由量纲分析可知气体惯性力可以忽略.

3) 气体流动遵循无滑移边界条件.

4) 气体流动近似为等温过程.

根据上述假设, 可得到如下理想气体的雷诺方程:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(p h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(p h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu\omega \frac{\partial}{\partial \theta} (ph) + 12\mu \frac{\partial}{\partial t} (ph).$$

式中: p 为气膜压力, Pa; R 为轴颈半径, m; L 为轴承轴向长度, m; μ 为气体动力黏度, Pa · s; ω 为轴颈转速, rad · s⁻¹; z 为轴承轴向坐标, m; t 为时间, s.

定义量纲一的参数如下:

$$\bar{z} = \frac{z}{0.5L}, \quad \bar{h} = \frac{h}{C}, \quad \bar{p} = \frac{p}{p_a}, \quad \bar{t} = \tau t.$$

式中: $\bar{z}$ 为量纲一轴向坐标; $\bar{p}$ 为量纲一气膜压力; p_a 为环境压力, Pa; $\bar{t}$ 为量纲一时间; τ 为涡动转速, rad · s⁻¹.

最终, 可得到量纲一的雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{2R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \zeta \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p} \bar{h}) + 2\gamma \zeta \frac{\partial}{\partial \bar{t}} (\bar{p} \bar{h}). \quad (5)$$

式中: ζ 为轴承数, γ 为涡动频率比, 且

$$\zeta = \frac{6R^2\mu\omega}{p_a C^2}, \quad \gamma = \frac{\tau}{\omega}.$$

3 数值求解

箔片轴承的压力控制方程(5)为非线性方程, 无法求其精确解. 本文采用 Newton-Raphson 迭代法和有限差分法相结合的方法求解其静特性. 首先, 定义关于 $\bar{p}$ 的非线性函数为

$$F(\bar{p}) = \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{2R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) - \zeta \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p} \bar{h}).$$

由 Newton-Raphson 迭代法可知

$$F(\bar{p}^n) + F'(\bar{p}^n) \delta^n = 0 \quad (\delta^n = \bar{p}^{n+1} - \bar{p}^n, n = 0, 1, 2, \cdots).$$

对 $F(\bar{p} + \beta \delta)$ 进行 Taylor 级数展开, 进而对 β 求一阶导数. 令 $\beta = 0$, 得

$$\frac{d}{d\beta} F(\bar{p} + \beta \delta) |_{\beta=0} = F'(\bar{p}) \delta = -F(\bar{p}). \quad (6)$$

式(6)将关于 $\bar{p}$ 的非线性函数转化成了关于压力增量 δ 的线性偏微分方程, 有效简化了求解. 基于

有限差分法, 将各偏微分项表示为中心差分格式, 最终可得到如下求解方程组:

$a_{i,j}\delta_{i-1,j} + b_{i,j}\delta_{i+1,j} + c_{i,j}\delta_{i,j} + d_{i,j}\delta_{i,j-1} + e_{i,j}\delta_{i,j+1} = -S_{i,j}$.

式中: i, j 分别表示周向和轴向的节点序号, $a_{i,j}, b_{i,j}, c_{i,j}, d_{i,j}, e_{i,j}, S_{i,j}$ 为系数矩阵对应各元素.

给定初始气膜厚度及压力, 通过迭代求解可获得压力和气膜厚度的数值解, 进而计算得到该新型箔片轴承的承载力等静态性能:

$$\bar{W}_x = 2 \int_0^1 \int_0^{2\pi} (\bar{p} - 1) \sin \theta d\theta d\bar{z},$$
$$\bar{W}_y = 2 \int_0^1 \int_0^{2\pi} (\bar{p} - 1) \cos \theta d\theta d\bar{z},$$
$$\bar{W} = \sqrt{(\bar{W}_x)^2 + (\bar{W}_y)^2}, \quad W = 0.5LRp_a \bar{W},$$
$$\tan \varphi = -\bar{W}_x / \bar{W}_y.$$

式中: $\bar{W}_x, \bar{W}_y$ 分别为 x, y 方向量纲一的承载力, $\bar{W}$ 为轴承总的量纲一的承载力, W 为轴承总承载力.

采用小扰动法求解新型箔片轴承的动力学特性系数^[20]. 给定量纲一的小扰动位移 $(\Delta X, \Delta Y)$ 和小扰动速度 $(\Delta \dot{X}, \Delta \dot{Y})$, 并对压力、气膜厚度、箔片变形进行 Taylor 级数展开:

$$\begin{cases} \bar{p} = \bar{p}_0 + \bar{p}_x \Delta X + \bar{p}_x' \Delta \dot{X} + \bar{p}_y \Delta Y + \bar{p}_y' \Delta \dot{Y}, \\ \bar{h} = \bar{h}_0 + \bar{h}_x \Delta X + \bar{h}_x' \Delta \dot{X} + \bar{h}_y \Delta Y + \bar{h}_y' \Delta \dot{Y}, \\ \bar{U}_R = \bar{U}_{R0} + \bar{U}_{Rx} \Delta X + \bar{U}_{Rx}' \Delta \dot{X} + \bar{U}_{Ry} \Delta Y + \bar{U}_{Ry}' \Delta \dot{Y}. \end{cases} \quad (7)$$

将方程(7)代入压力控制雷诺方程、箔片变形方程, 联立求解各扰动方程, 得到新型箔片轴承的刚度、阻尼系数:

$$\begin{Bmatrix} \bar{K}_{xx} & \bar{K}_{xy} \\ \bar{K}_{yx} & \bar{K}_{yy} \end{Bmatrix} = -2 \int_0^1 \int_0^{2\pi} \begin{Bmatrix} \bar{p}_x \sin \theta & \bar{p}_y \sin \theta \\ -\bar{p}_x \cos \theta & -\bar{p}_y \cos \theta \end{Bmatrix} d\theta d\bar{z},$$
$$\begin{Bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{Bmatrix} = \frac{0.5LRp_a}{C} \begin{Bmatrix} \bar{K}_{xx} & \bar{K}_{xy} \\ \bar{K}_{yx} & \bar{K}_{yy} \end{Bmatrix},$$
$$\begin{Bmatrix} \bar{C}_{xx} & \bar{C}_{xy} \\ \bar{C}_{yx} & \bar{C}_{yy} \end{Bmatrix} = -2 \int_0^1 \int_0^{2\pi} \begin{Bmatrix} \bar{p}_x' \sin \theta & \bar{p}_y' \sin \theta \\ -\bar{p}_x' \cos \theta & -\bar{p}_y' \cos \theta \end{Bmatrix} d\theta d\bar{z},$$

表 1 新型箔片轴承结构参数

轴承长度 /		轴颈直径 /	表面宽槽轴向长度 /	名义平均半径间隙 /	箔片材料	箔片弹性模量 /	箔片泊松比
mm		mm	mm	μm		GPa	
16		16.96	8	12	Inconel 718	214	0.29
转速 /	波箔高度 /	平箔、波箔厚度 /	波箔片单元长度 /	波箔片半波纹长度 /	气体黏度 /	环境压力 /	
(r · min ⁻¹)	mm	mm	mm	mm	(Pa · s)	Pa	
50 000	0.5	0.101 6	4.2	1.75	1.932×10 ⁻⁵	101 325	

$$\begin{Bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{Bmatrix} = \frac{0.5LRp_a}{C\tau} \begin{Bmatrix} \bar{C}_{xx} & \bar{C}_{xy} \\ \bar{C}_{yx} & \bar{C}_{yy} \end{Bmatrix}.$$

式中: $\bar{K}_{ij}, \bar{C}_{ij}$ 分别为箔片轴承量纲一的刚度、阻尼系数, K_{ij}, C_{ij} 分别为箔片轴承刚度、阻尼系数.

最终, 得到新型箔片轴承静、动态性能的仿真分析流程如图 6 所示.

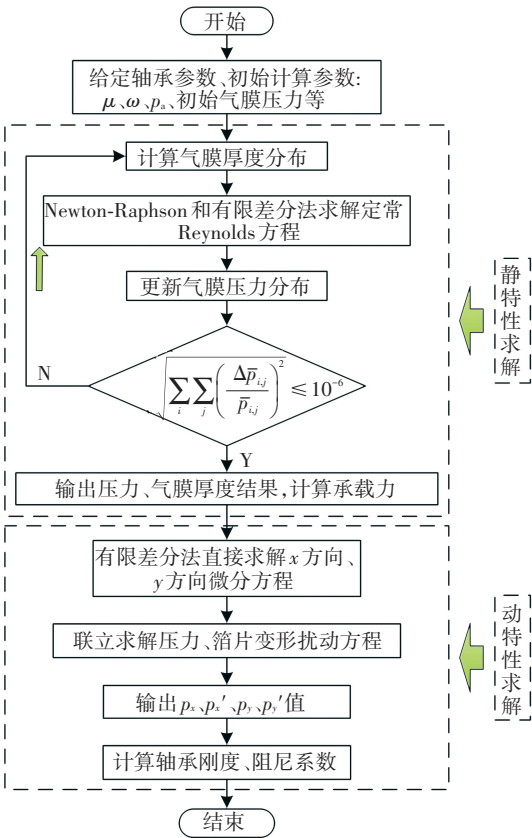


图 6 数值求解流程

Fig.6 Flow chart of numerical computation

4 仿真结果及分析

表 1 列出了本文新型波箔型箔片轴承的结构参数. 对于波箔型箔片轴承, 波箔片的局部变形将使波箔片与平箔片的接触面积增大, 进而导致平箔片的刚度也有所增大. 文献[21]中通过引入平箔片沿周向方向的刚化系数来进行修正. 令该系数为 4, 则平箔片沿周向方向的弹性模量修正为 856 GPa.

考虑到该新型箔片轴承关于轴承中截面对称,因而在求解其静、动态特性时只取轴承轴向的一半. 同时,对平箔片二维厚板刚度和雷诺方程的求解采用相同的网格划分,周向和轴向的单元数为72×14.

4.1 承载力分析

图 7 给出了不同偏心距下新型箔片轴承承载力与平箔片中间区域宽槽深度 T_d 的关系曲线. 轴承工作转速为 $50\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$. 可以看出,随着平箔片宽槽深度 T_d 增大,轴承的承载力有显著增大,且偏心率越大,轴承承载力的增大效果越显著. 对于偏心距 $16\text{ }\mu\text{m}$ 、平箔片宽槽深度 $8\text{ }\mu\text{m}$ 的新型箔片轴承,其承载力比传统箔片轴承增大大约 11.8 %.

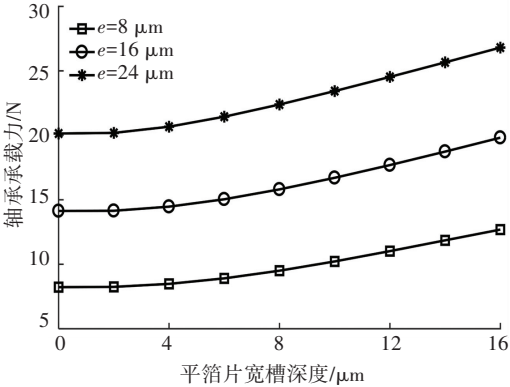


图 7 轴承承载力-平箔片宽槽深度曲线

Fig.7 Load capacity versus wide groove depth of top foil

为研究该新型箔片轴承承载力增大的机理,图 8~11 对比分析了新型箔片轴承和传统箔片轴承气膜厚度分布及压力分布结果. 其中,轴承偏心距为 $16\text{ }\mu\text{m}$,新型箔片轴承的平箔片宽槽深度为 $8\text{ }\mu\text{m}$,工作转速均为 $50\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$. 对于传统箔片轴承,其气膜厚度沿轴向方向基本为一定值. 而新型箔片轴承,由于平箔片中间区域宽槽的影响,导致轴承中间区域的气膜厚度有所增大,而两端区域的气膜厚度减小. 该结构特点有利于润滑气体在中间区域聚集,减少气体端泄,从而提高润滑气体压力,提高轴承承载力. 由图 10 可以看出,新型箔片轴承在中间区域的气膜压力均处于较高的水平. 另一方面,该区域气膜压力的增大又会反作用于箔片结构,使得平箔片在相邻波箔之间“下凹”变形更加明显,导致局部的气体动压效果更为突出,从而增大润滑气体局部压力,提高轴承承载力水平.

箔片轴承润滑气体的端泄流量可根据润滑气体沿轴向方向速度分布积分得到,即

$$Q_{\text{leak}} = 2 \int_0^{\theta_{\text{cr}}} \left(R \int_0^h v_z \Big|_{z=0.5L} dy \right) d\theta = - 2 \int_0^{\theta_{\text{cr}}} \left(\frac{Rh^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \Big|_{z=0.5L} \right) d\theta. \tag{8}$$

式中 θ_{cr} 为润滑气体压力变为负压的临界值.

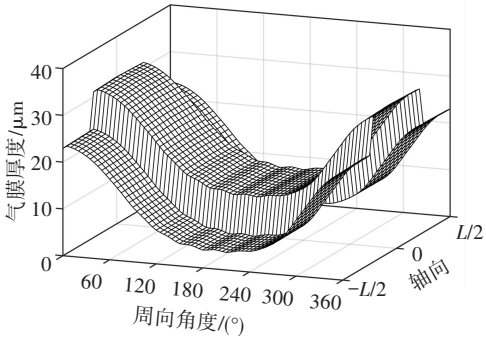


图 8 平箔片厚度轴向变化的箔片轴承气膜厚度分布 ($T_d=8\text{ }\mu\text{m}$, $e=16\text{ }\mu\text{m}$)

Fig.8 Film thickness distribution of the novel foil bearing with top foil thickness variation ($T_d=8\text{ }\mu\text{m}$, $e=16\text{ }\mu\text{m}$)

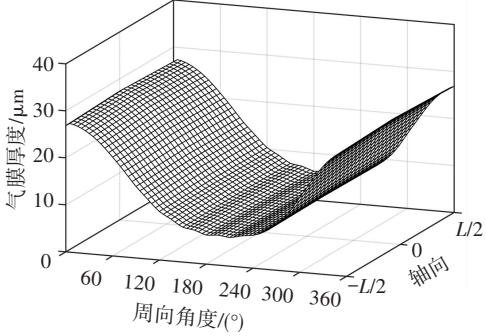


图 9 传统箔片轴承气膜厚度分布 ($T_d=0\text{ }\mu\text{m}$, $e=16\text{ }\mu\text{m}$)

Fig.9 Film thickness distribution of the traditional gas foil bearing ($T_d=0\text{ }\mu\text{m}$, $e=16\text{ }\mu\text{m}$)

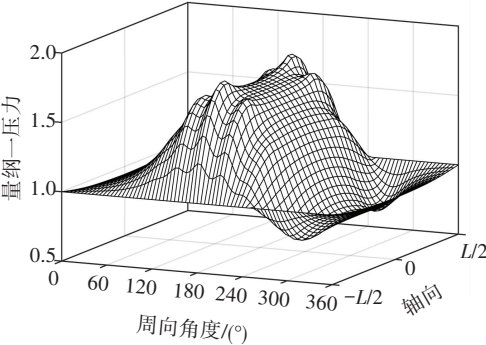


图 10 平箔片厚度轴向变化的箔片轴承压力分布 ($T_d=8\text{ }\mu\text{m}$, $e=16\text{ }\mu\text{m}$)

Fig.10 Pressure distribution of the novel foil bearing with top foil thickness variation ($T_d=8\text{ }\mu\text{m}$, $e=16\text{ }\mu\text{m}$)

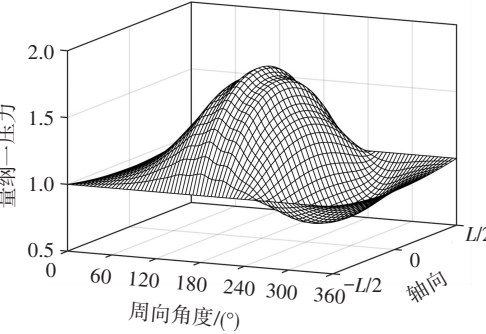


图 11 传统箔片轴承压力分布 ($T_d=0\text{ }\mu\text{m}$, $e=16\text{ }\mu\text{m}$)

Fig.11 Pressure distribution of the traditional gas foil bearing ($T_d=0\text{ }\mu\text{m}$, $e=16\text{ }\mu\text{m}$)

利用公式(8)可计算得到不同平箔片宽槽深度 T_d 下新型箔片轴承的气体端泄流量,轴承偏心距为 $16\text{ }\mu\text{m}$,结果见表 2. 分析可知,虽然平箔片宽槽深度 T_d 的增大会使轴承压力增大,压力沿轴向的梯度 $\partial p/\partial z$ 也随之增大,但此时轴承两端边缘处润滑气膜厚度的减小起主导作用. 因此,导致新型箔片轴承气体的端泄量随宽槽深度 T_d 的增大逐渐减小,从而进一步验证了该新型箔片轴承承载力增大的机理.

表 2 新型箔片轴承气体端泄量($e=16\text{ }\mu\text{m}$)
Tab.2 Side leakage flow of the novel foil bearing ($e=16\text{ }\mu\text{m}$)

宽槽深度 / μm	气体端泄流量 / ($10^{-4}\text{ m}^3\cdot\text{min}^{-1}$)
0	2.62
2	2.25
4	1.99
6	1.82
8	1.68
10	1.56
12	1.46
14	1.36
16	1.27

图 12 给出了不同平箔片宽槽深度 T_d 下轴承最大压力沿轴向方向的变化曲线,图中箭头方向表示平箔片中间区域宽槽深度 T_d 在增大. 对于传统箔片轴承,轴承最大压力在中间截面处达到最大,由中间向两端逐渐减小,并在轴承两端面减小到环境压力. 随着平箔片宽槽深度 T_d 的增大,轴承最大压力在平箔片的宽槽边界附近急剧增大. 这主要是由于气膜厚度在该边界处的突变造成的,气膜厚度的变化越剧烈,轴承压力就增大得越为明显.

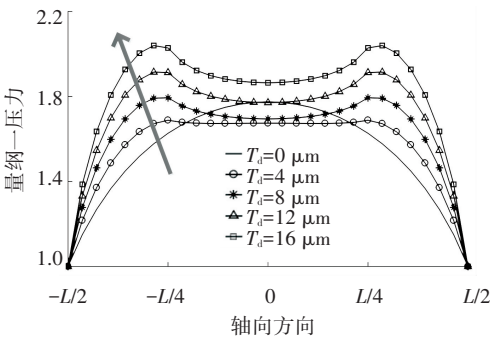


图 12 轴承最大压力沿轴向方向分布($e=16\text{ }\mu\text{m}$)
Fig.12 Pressure at line of maximum pressure along bearing length direction ($e=16\text{ }\mu\text{m}$)

4.2 动力学特性

基于小扰动法,计算得到新型箔片轴承刚度系数随平箔片宽槽深度 T_d 的关系如图 13 所示,其中轴承静态载荷为 16 N ,转速 $50\text{ }000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$,涡动频率比取为 1. 可以看出,与主刚度相比,新型箔片轴承的交叉刚度约低 1 个数量级,且两个方向的交叉刚度正负号相反. 同时,随着平箔片宽槽深度 T_d 增大,轴承的气膜压力水平提高,导致其主刚度系数也逐渐增大,而交叉刚度的绝对值逐渐减小,这意味着

轴承的稳定性有所提高. 对于静态载荷为 16 N 、平箔片宽槽深度为 $8\text{ }\mu\text{m}$ 的新型箔片轴承,其 y 方向的主刚度系数比传统箔片轴承增大约 12.1% .

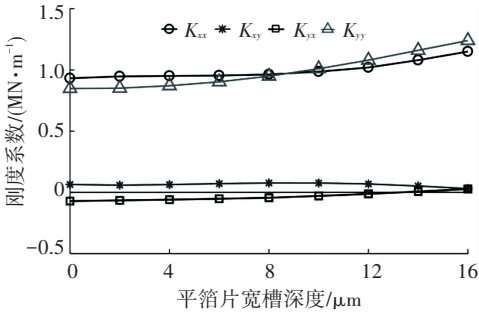


图 13 刚度系数-平箔片宽槽深度曲线(轴承静载: 16 N)
Fig.13 Stiffness coefficients versus groove depth of top foil (Static load: 16 N)

轴承阻尼系数随平箔片宽槽深度变化见图 14. 新型箔片轴承的交叉阻尼也小于主阻尼,且两个方向交叉阻尼正负号相反. 随着平箔片宽槽深度 T_d 增大,轴承 x 方向的主阻尼呈增大趋势,而 y 方向的主阻尼逐渐减小. 当平箔片宽槽深度 T_d 在 $0\sim16\text{ }\mu\text{m}$ 变化时,两个方向交叉阻尼的变化均很小. 对于静态载荷为 16 N 、平箔片宽槽深度为 $8\text{ }\mu\text{m}$ 的新型箔片轴承,其主阻尼系数比传统箔片轴承增大约 11.0% .

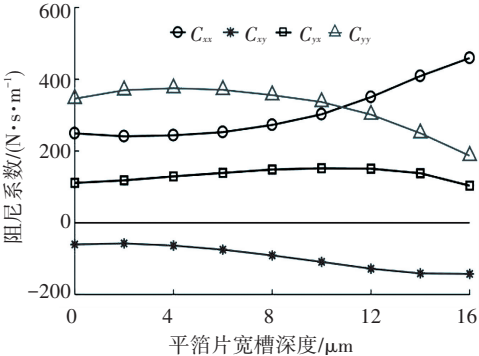


图 14 阻尼系数-平箔片宽槽深度曲线(轴承静载: 16 N)
Fig.14 Damping coefficients versus groove depth of top foil (Static load: 16 N)

图 15 给出了不同平箔片宽槽深度 T_d 下新型箔片轴承各刚度系数随转速的变化曲线. 轴承静态载荷取为 16 N ,涡动频率比为 1. 可以看出,随着转速增大,轴承的主刚度系数均显著增大,而交叉刚度系数明显减小. 在 $0\sim120\text{ }000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 转速内,平箔片宽槽深度 T_d 越大,轴承的主刚度系数也越大,同时随转速变化得也更加剧烈.

不同转速下的新型箔片轴承阻尼系数如图 16 所示. 轴承运行参数与图 15 相同. 随着转速增大, x 方向的主阻尼呈现先增大后减小的趋势,而 y 方向的主阻尼逐渐减小. 与轴承刚度系数的变化规律类似,平箔片宽槽深度 T_d 越大,轴承的主阻尼系数也越大,同时随转速变化得也更加剧烈.

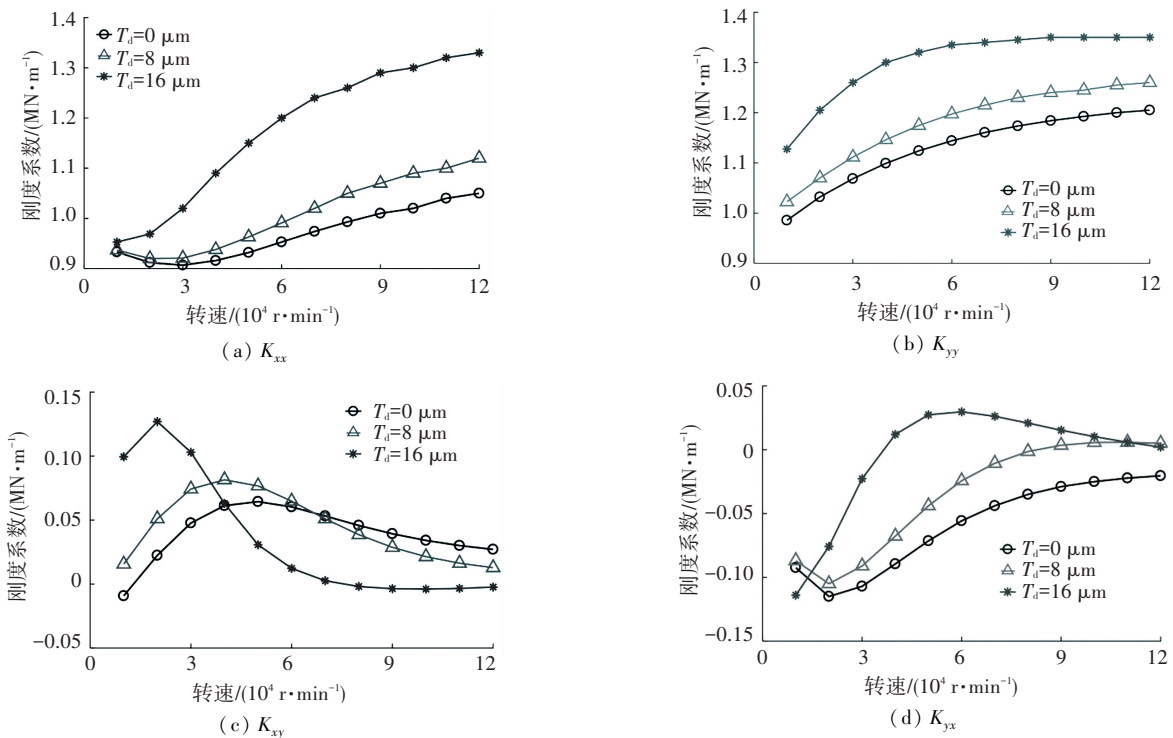


图 15 轴承刚度系数-转速曲线(轴承静载:16 N)

Fig.15 Stiffness coefficients versus rotating speed(Static load: 16 N)

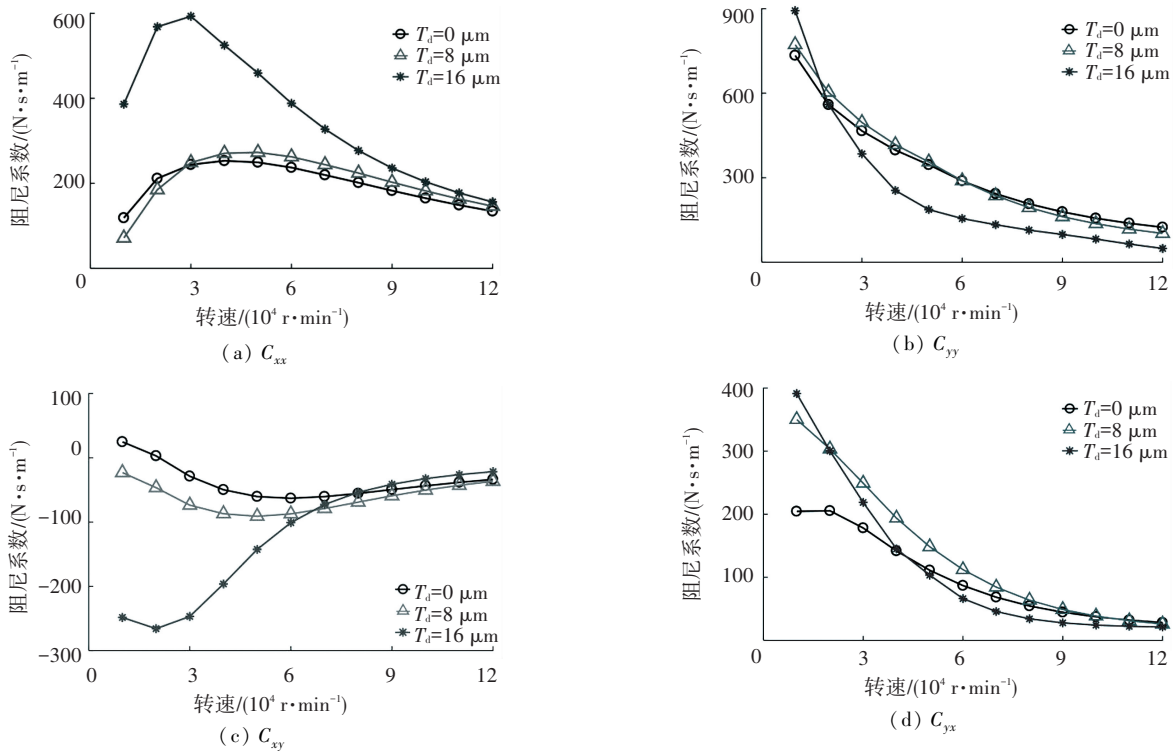


图 16 轴承阻尼系数-转速曲线(轴承静载:16 N)

Fig.16 Damping coefficients versus rotating speed(Static load: 16 N)

5 结 论

本文提出了一种新型的平箔片厚度轴向变化的波箔型箔片轴承,为考虑平箔片厚度的轴向变化,

采用二维厚板有限元模型计算平箔片刚度.仿真计算了新型箔片轴承承载力、动力学特性等性能,研究了平箔片中间区域宽槽深度对新型箔片轴承静、动态性能的影响规律.主要结论如下:

1)与传统箔片轴承相比,平箔片厚度轴向变化的箔片轴承承载力有所增大,且平箔片宽槽深度越大,轴承承载力增加越显著。这是由于平箔片中间区域存在凹槽,导致新型箔片轴承的中间区域气膜厚度增大,而两端气膜厚度减小,有利于润滑气体的聚集,减小气体端泄,从而增大流体动压水平,提高承载力。

2)在0~120 000 r/min 的转速范围内,平箔片厚度轴向变化的箔片轴承主刚度和主阻尼比传统箔片轴承要大。同时,平箔片宽槽深度越大,主刚度和主阻尼增加越显著,从而箔片轴承的稳定性得以提高。

3)在较低转速范围内增大转速时,箔片轴承的主刚度和主阻尼有所增大,交叉刚度逐渐减小,说明在一定的转速范围内,增大转速有利于转子稳定性的提高。

4)对于平箔片宽槽深度为8 μm 的新型箔片轴承,其承载力比传统箔片轴承增大约11.8%,主刚度增大约12.1%。

参考文献

- [1] AGRAWAL G L. Foil air/gas bearing technology – an overview [C]// ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. Orlando: International Gas Turbine Institute, 1997: V001T04A006. DOI: 10.1115/97-GT-347.
- [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] BLOK H, Van ROSSUM J J. The foil bearing—a new departure in hydrodynamic lubrication [J]. ASLE Journal of Lubrication Engineering, 1953, 9(6):316–320.
- [4] HESHMAT C A, HESHMAT H. An analysis of gas-lubricated, multileaf foil journal bearings with backing springs[J]. ASME Journal of Tribology, 1995, 117(7):437–443. DOI:10.1115/1.2831272.
- [5] ARAKERE N K. Analysis of foil journal bearings with backing springs[J]. Tribology Transactions, 1996, 39(1):208–214. DOI: 10.1080/10402009608983522.
- [6] HESHMAT H. Multi-stage support element for compliant hydrodynamic bearings; US 4300806[P]. 1981–11–17.
- [7] GRAY S, BHUSHAN B. Support element for compliant hydrodynamic journal bearings; US 4274683[P]. 1981–06–23.
- [8] HESHMAT H, SHAPIRO W, GRAY S. Development of foil journal bearings for high load capacity and high speed whirl stability[J]. Journal of Lubrication Technology, 1982, 104(2):149–156. DOI: 10.1115/1.3253173.
- [9] HESHMAT H. High load capacity compliant foil hydrodynamic journal bearing; US 5902049[P]. 1999–05–11.
- [10] SIM K, LEE Y B, KIM T H. Rotordynamic analysis of an oil-free

turbocharger supported on lobed gas foil bearings—predictions versus test data[J]. Tribology Transactions, 2014, 57(6): 1086–1095. DOI: 10.1080/10402004.2014. 937885.

- [11] SIM K, LEE J, LEE Y B, et al. Rotordynamic performance of shimmed gas foil bearings for oil-free turbocompressors [J]. ASME Journal of Tribology, 2012, 134(3):31102. DOI: 10.1115/1.4005892.
- [12] SONG J, KIM D. Foil gas bearing with compression springs: analyses and experiments[J]. ASME Journal of Tribology, 2007, 129(3):628–639. DOI: 10.1115/1.2736455.
- [13] SAN ANDRES L, CHIRATHADAM T A. A metal mesh foil bearing and a bump-type foil bearing: comparison of performance for two similar size gas bearings [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(10):102501. DOI: 10.1115/1.4007061.
- [14] SAN ANDRES L, CHIRATHADAM T A. Performance characteristics of metal mesh foil bearings: predictions versus measurements [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2013, 135(12):122503. DOI: 10.1115/1.4025146.
- [15] 赖天伟, 郑越青, 陈双涛, 等. 多层鼓泡弹性支承箔片动压气体轴承的实验研究[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2014, 35(3):415–418.
LAI Tianwei, ZHENG Yueqing, CHEN Shuangtao, et al. Experimental study on the performance of multi-decked elastic support protuberant foil gas bearing[J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2014, 35(3): 415–418.
- [16] FENG K, LIU Y, ZHAO X, et al. Experimental evaluation of the structure characterization of a novel hybrid bump-metal mesh foil bearing[J]. ASME Journal of Tribology, 2016, 138(2):21702. DOI: 10.1115/1.4031496.
- [17] DELLACORTE C, VALCO M J. Load capacity estimation of foil air journal bearings for oil-free turbomachinery applications[J]. Tribology Transactions, 2000, 43(4):795–801. DOI: 10.1080/10402000008982410.
- [18] 刘占生, 徐方程, 张广辉, 等. 基于二维厚板模型的波箔片轴承静特性[J]. 航空动力学报, 2012, 27(6):1405–1415.
LIU Zhansheng, XU Fangcheng, ZHANG Guanghui, et al. Static characterization of bump-type gas foil bearing: integration of top foil 2-D thick plate model[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(6):1405–1415.
- [19] IORDANOFF I. Analysis of an aerodynamic compliant foil thrust bearing: Method for a rapid design[J]. ASME Journal of Tribology, 1999, 121(4):816–822. DOI: 10.1115/1.2834140.
- [20] PENG J P, CARPINO M. Calculation of stiffness and damping coefficients for elastically supported gas foil bearings[J]. ASME Journal of Tribology, 1993, 115(1):20–27. DOI: 10.1115/1.2920982.
- [21] SAN ANDRES L, KIM T H. Improvements to the analysis of gas foil bearings: integration of top foil 1D and 2D structural models [C]// ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air. Montreal: International Gas Turbine Institute, 2007: 779–789. DOI: 10.1115/GT2007-27249.

(编辑 杨波)