

文章编号:1000-8055(2013)08-1865-11

箔片结构库伦摩擦效应对径向箔片轴承特性的影响

徐方程, 刘占生, 张广辉, 黄飞淋

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 基于有限元法建立波箔型气体径向轴承箔片结构的库伦摩擦模型, 通过改变平箔片与波纹箔片之间以及波纹箔片与轴承座之间的摩擦因数, 对比分析了在各种载荷分布条件下波纹箔片库伦摩擦模型与文献中线性弹簧模型的刚度特性, 研究了库伦摩擦效应对波纹箔片刚度特性的影响规律. 在此基础上, 运用有限单元法和有限差分法求解雷诺方程和气膜厚度方程, 研究了在两个工作转速下气体波箔片轴承中截面处最小气膜厚度随轴承承载力的变化规律以及承载力随偏心率的变化规律. 通过数值仿真对该模型、文献中线性弹簧模型和刚性表面气体轴承进行对比分析, 并把气膜厚度分布与文献结果进行了对比. 结果表明: 箔片的库伦摩擦力在一定程度上增大了波纹箔片的刚度, 并且随着摩擦因数的增大其刚度以及两端固定的波纹箔片个数也增加, 使得箔片轴承表面变“刚”, 因此轴承静特性更趋于刚性表面轴承, 此外当轴承承载力一定时, 箔片摩擦因数越大轴承的最小气膜厚度越小.

关 键 词: 径向箔片轴承; 库伦摩擦效应; 有限单元法; 波纹箔片刚度; 轴承承载力

中图分类号: V229+.2; TH133.37

文献标志码: A

Effects of Coulomb friction in foil structure on foil journal bearing performance

XU Fang-cheng, LIU Zhan-sheng, ZHANG Guang-hui, HUANG Fei-lin

(School of Energy Science and Engineering,
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: The Coulomb friction model of foil structure of bump foil journal bearing was developed by using finite element method. Through changing friction coefficients between top foil and bump foil, bump foil and bearing housing, the stiffness of foil structure of Coulomb friction model and linear spring model from literatures were compared under various load distributions, and the effects of Coulomb friction on stiffness of bump foil were studied. Then, by using finite element method and finite difference method, the compressible gas lubricated Reynolds equation and the film thickness equation were solved together. Predictions of the minimum gas film thickness on bearing mid-plane for increasing static loads and load capacity versus eccentricity ratio at two speeds were obtained. The numerical results of this finite element model were compared with those of linear spring model and rigid surface gas bearing, and the predicted film thickness was also compared with test data. The results indicate that Coulomb friction force can enhance the stiffness of bump foil. With the increase of friction coefficient, the stiffness of bump foil and number of bump foil with both

收稿日期:2012-07-28

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130802.1224.201308.1865_026.html

基金项目:国家自然科学基金(11176010);航空科学基金(20110377005)

作者简介:徐方程(1985—),男,浙江金华人,博士生,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.

ends fixed are also increased, so the surface of foil bearing is made to be hard, and static performance of bearing is similar to that of rigid bearing. Moreover, when the bearing load capacity is fixed, the minimum film thickness decreases with the increase of foil friction coefficient.

Key words: foil journal bearing; Coulomb friction effect; finite element method; stiffness of bump foil; bearing load capacity

波箔型气体径向轴承是一种以箔片为弹性表面的自作用式气体动压轴承,由于其具有高稳定性、低环境污染和极高工作转速等优点,被广泛应用于高速轻载的旋转机械中,如低温透平膨胀机和微型透平机械^[1-3].波箔型气体径向轴承的复杂结构以及轴承工作时涉及的气弹耦合问题和摩擦引起的热问题使得建立合理理论分析模型十分困难,目前的研究难点主要集中在如何建立更符合实际轴承工作情况的物理模型以及精确求解气体润滑雷诺方程和箔片变形方程的流固耦合问题上.

早在20世纪50年代Blok和Rossum^[4]就开始研究箔片轴承,但是直到最近20年箔片轴承才越来越受到关注.1975年,Walowit和Anno^[5]在假设忽略平箔片和波纹箔片之间的摩擦以及相邻两个波纹箔片的相互作用的基础上,根据波纹箔片和轴承壳之间不同摩擦因数和各种波纹拱形角度推导载荷挠度的关系式,最早给出了单个波纹箔片的刚度计算公式.1983年,Heshmat等^[6-7]在Walowit的波纹箔片刚度计算公式基础上,通过忽略两个相邻波纹箔片之间平箔片的"凹陷"效应和平箔片弯曲刚度建立了箔片结构等效弹性基础模型,利用有限差分法求解,仿真分析了波箔型气体径向轴承和气体推力轴承气膜压力等轴承静特性.该模型考虑了箔片径向变形,给出了轴承气膜厚度分布的解析表达式,能够直接代入雷诺方程求解轴承气膜压力分布,因此很多学者如Peng和Khonsari^[8-10]也基于该模型仿真研究了气体箔片轴承的承载能力和气膜厚度.1992年,Roger和Hashmat^[11]通过引入波纹箔片和平箔片之间以及波纹箔片和轴承壳体之间的摩擦分析了波纹箔片的刚度特性,并且研究了波纹箔片的几个参数对其刚度的影响,但他们并没有对轴承特性进行研究.1999年,Iordanoff^[12]通过引入箔片和平板间的库伦摩擦力建立了一端固定一端自由以及两端都自由的波纹箔片刚度计算公式,结果表明:有一端约束的波纹箔片刚度是两端自由的波纹箔片的两倍.虽然该公式计算简便,但除了固定端处的波纹箔片刚度较大之外,其余的波纹箔片刚度都一致,并没有体现波纹箔片复杂的刚度特性.

虽然将波纹箔片简化为线性弹簧能够给箔片轴承气动特性数值仿真带来便捷,但这并不能科学全面地体现波箔片轴承的特性,因此有必要引入波纹箔片和平箔片以及和轴承壳体之间的摩擦效应,建立更符合轴承实际物理特性的数学计算模型.本文基于有限元法,建立波箔型径向气体箔片轴承箔片结构的库伦摩擦模型,通过改变平箔片与波纹箔片之间以及波纹箔片与轴承座之间的摩擦因数,对比分析了在各种载荷分布条件下波纹箔片库伦摩擦模型与文献中线性弹簧模型的刚度特性,研究了库伦摩擦效应对波纹箔片刚度特性的影响规律.在此基础上,将气体润滑雷诺方程和气膜厚度方程通过有限元法(FEM)和有限差分法(FDM)耦合进行求解,对比分析了本文模型、文献中的线性弹簧模型以及刚性表面轴承特性.

1 理论分析与建模

1.1 波箔型气体径向轴承结构描述

图1为第1代波箔型气体径向轴承结构简图,它由平箔片、波箔片以及轴承壳体组合而成,其中平箔片与波箔片的一端共同焊接在轴承壳体的细槽内,它们的另一端自由搭接.平箔片为轴颈提供润滑表面,位于平箔片下方的波箔片为轴承提供部分支承刚度和阻尼,同时波箔片在平箔片和轴承壳体之间的滑动为轴承提供了部分阻尼和刚度.

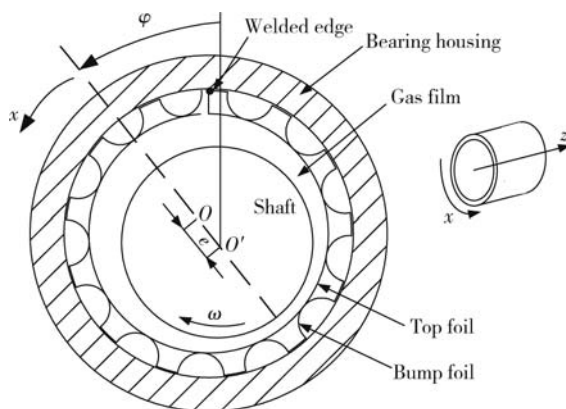


图1 第1代波箔型气体径向轴承结构简图

Fig. 1 Structure sketch of the first generation bump foil journal bearing

1.2 雷诺方程和气膜厚度方程

为了简化轴承狭小间隙中流体的复杂运动,做如下假设:

- 1) 忽略轴承气膜厚度方向上的气体压力梯度.
- 2) 忽略气体惯性力.
- 3) 气体在转子表面上的速度为 $R\omega$, 在轴承平箔片表面上的速度为 0.
- 4) 不考虑气体的黏温特性.

通过以上假设,气体的雷诺方程可写为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{ph^3}{\eta_g} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{ph^3}{\eta_g} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6R\omega \frac{\partial}{\partial x} (ph) \quad (1)$$

式中 x 为轴承圆周方向坐标(m); z 为轴承轴向长度坐标(m); R 为轴颈半径(m); h 为气膜厚度(m); p 为气膜压力(Pa); η_g 为气体动力黏度(Pa·s); ω 为轴颈转速(rad/s).

用式(2)进行参数的无量纲化

$$\begin{aligned} \bar{x} &= \frac{x}{0.5L} \\ \bar{z} &= \frac{z}{0.5L} \\ \bar{p} &= \frac{p}{p_0} \\ \bar{h} &= \frac{h}{0.002R} \end{aligned} \quad (2)$$

式中 L 为轴承长度(m); p_0 为环境大气压力(Pa).

把式(2)代入雷诺方程式(1),得到无量纲化后的雷诺方程

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \Lambda_x \frac{\partial}{\partial \bar{x}} (\bar{p}\bar{h}) \quad (3)$$

其中

$$\Lambda_x = \frac{6R\omega\eta L}{p_0(0.002R)^2} \quad (4)$$

箔片轴承的气膜厚度 h 为

$$h = C + e\cos(\theta - \varphi) + w_d \quad (5)$$

式中 C 和 e 分别为箔片轴承的半径间隙和轴颈的偏心距; θ 和 φ 分别为轴承圆周方向角度和偏位角; w_d 为箔片在轴承径向方向的变形量.

1.3 箔片结构摩擦模型

波箔型箔片轴承的箔片结构由平箔片和波纹箔片组成,由于轴承的曲度对轴承静特性影响不大^[13],本文模型中把波纹箔片和平箔片都简化为欧拉梁来进行组合建模,并且在箔片结构中考虑

了波纹箔片 and 轴承壳体之间以及波纹箔片和平箔片之间的摩擦力对整个箔片结构刚度以及轴承特性的影响. 波纹箔片结构如图2所示,图中 l 为波纹箔片半波纹长度, s 为波箔片单位长度, t_b 为波箔片厚度. 文中以下部分波纹箔片指的是平箔片下面整个箔片,而波纹箔片指的是波箔片上单个波纹个体.

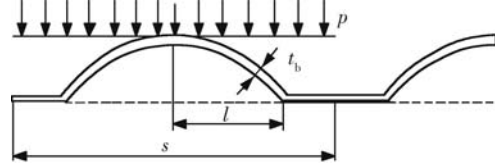


图2 波纹箔片几何结构示意图

Fig. 2 Geometric structure sketch of bump foil

图3是波纹箔片在载荷作用下的变形情况示意图. 波纹箔片的一端固定在轴承壳体上,另一端自由地搭在轴承内表面上,因此在受到竖直载荷作用时,自由端处箔片向右侧滑移.

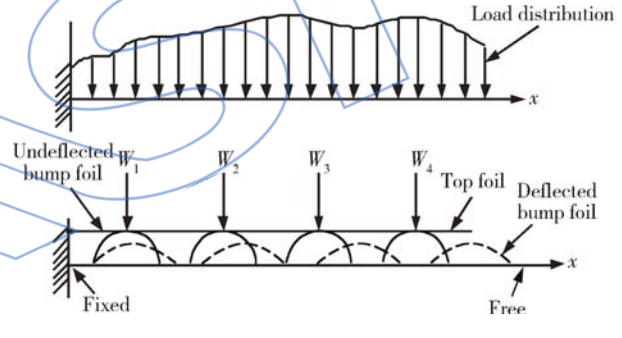


图3 波纹箔片在载荷作用下的变形

Fig. 3 Bump foil deflection under load

图4是箔片结构摩擦模型示意图,其中第 i 和 $i+1$ 个波纹箔片受到 W_i 和 W_{i+1} 的压力作用,

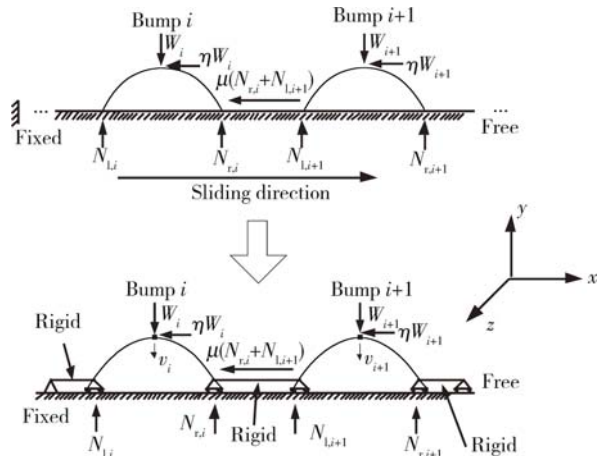


图4 箔片结构摩擦模型示意图

Fig. 4 Sketch of friction model of foil structure

并且在竖直方向 y 向使箔片产生 v_i 和 v_{i+1} 的位移, 单个波纹箔片左右两边的支反力分别用 N_l 和 N_r 表示, 有

$$\begin{aligned} N_{l,i} &= 0.5W_i(1 + \eta h_b/l) \\ N_{r,i} &= 0.5W_i(1 - \eta h_b/l) \end{aligned} \quad (6)$$

式中 η 是平箔片和波纹箔片之间的摩擦因数, μ 是波纹箔片和轴承壳体之间的摩擦因数, h_b 是波纹箔片高度, l 是半波纹长度. 这里假设两个相邻波纹箔片

$$\mathbf{K}_{eb} = \begin{bmatrix} \frac{E_b A}{l} & 0 & 0 & -\frac{E_b A}{l} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12E_b I_z}{l_{eb}^3} & \frac{6E_b I_z}{l_{eb}^2} & 0 & -\frac{12E_b I_z}{l_{eb}^3} & \frac{6E_b I_z}{l_{eb}^2} \\ 0 & \frac{6E_b I_z}{l_{eb}^2} & \frac{4E_b I_z}{l_{eb}} & 0 & -\frac{6E_b I_z}{l_{eb}^2} & \frac{2E_b I_z}{l_{eb}} \\ -\frac{E_b A}{l} & 0 & 0 & \frac{E_b A}{l} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12E_b I_z}{l_{eb}^3} & -\frac{6E_b I_z}{l_{eb}^2} & 0 & \frac{12E_b I_z}{l_{eb}^3} & -\frac{6E_b I_z}{l_{eb}^2} \\ 0 & \frac{6E_b I_z}{l_{eb}^2} & \frac{2E_b I_z}{l_{eb}} & 0 & -\frac{6E_b I_z}{l_{eb}^2} & \frac{4E_b I_z}{l_{eb}} \end{bmatrix}$$

式中 E_b 为波纹箔片弹性模量, I_z 和 l_{eb} 分别为关于 z 轴截面的惯性矩和梁单元长度. 模型中每个单元节点具有 3 个自由度, 分别为沿 x 和 y 方向的位移 u 和 v , 沿 z 方向的转角 θ_z . 波纹箔片模型是二维模型, 因此需要对局部坐标系下的欧拉梁单元刚度矩阵 $\mathbf{K}_{eb}$ 进行坐标转换, 变成全局坐标系下的单元刚度矩阵 $\mathbf{K}'_{eb}$, 公式如下:

$$\mathbf{K}'_{eb} = \mathbf{T}^T \mathbf{K}_{eb} \mathbf{T}^i \quad (7)$$

式中 $\mathbf{T}^i$ 为坐标转换矩阵, 如式(8)所示

$$\mathbf{T}^i = \begin{bmatrix} \cos \psi & \cos \psi & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \cos \psi & \cos \psi & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中 ψ 是梁单元局部坐标系与全局坐标系的夹角. 在此基础上, 通过把各个单元的刚度矩阵组合在一起, 得到波纹箔片的整体刚度矩阵 $\mathbf{K}_b$. 由于该箔片结构摩擦模型是有限元模型, 结合波纹箔片的位移边界条件和力边界条件进行仿真分析, 计算得出每个波纹箔片顶点(平箔片和波纹箔片接触点)的竖直位移 v_i , 进而求得单个波纹箔片的刚度. 具体计算步骤和流程图(见图5)如下:

1) 假设一共有 N_{total} 个波纹箔片, 在每个波纹箔片顶端节点施加 y 方向的力 W_i , 开始时每个波

之间的部分为刚性, 即图4中第 i 个波纹箔片的右端和 $i+1$ 个波纹箔片的左端之间的距离恒定不变. 由于波纹箔片有向右滑动的可能性, 当波纹箔片发生滑移时, 作用在波纹箔片上的摩擦力方向向左, 平箔片和波纹箔片之间的摩擦力为 ηW_i , 波纹箔片和轴承壳体之间的摩擦力为 $\mu(N_{r,i} + N_{l,i+1})$.

为了便于把箔片结构转化为数学模型, 这里基于有限单元法对波纹箔片进行建模, 采用的单元为欧拉梁单元, 其单元刚度矩阵为

纹箔片都滑动, 即两端固定的箔片个数 $N_{fixed} = 0$, 因此对每个波纹箔片左右两端的节点施加滑动摩擦力 $-\mu N_{l,i}$ 和 $-\mu N_{r,i}$, 以及对顶端的节点施加摩擦力 $-\eta W_i$. 同时, 对波纹箔片和轴承壳体接触的节点的 y 方向位移和沿 z 方向的转角进行约束, 即 $v_i = 0$, $\theta_{z,i} = 0$.

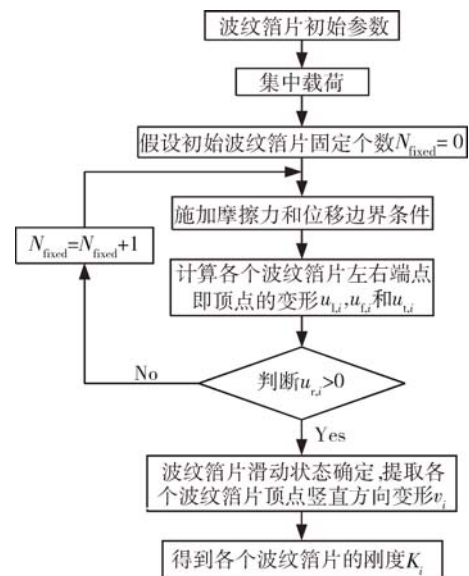


图5 波纹箔片刚度计算流程图

Fig. 5 Flowchart of bump foil stiffness analysis

2) 利用力平衡公式 $F = Kx$ 求得波纹箔片各个节点的位移, 若第1个波纹箔片(从固定端开始

计数)的右端点沿 x 向位移 $u_{r,1} < 0$, 则认为第 1 个波纹箔片两端都是固定的, 此时约束第 1 个波纹箔片的右端点和第 2 个波纹箔片的左端点沿 x 方向的位移自由度, 即 $u_{r,1} = u_{l,2} = 0$, 并且约束第 1 个波纹箔片顶端节点沿 x 方向的位移自由度, 即 $u_{t,1} = 0$. 此时 $N_{\text{fixed}} = 1$.

3) 重复步骤 2) 直到第 i 个波纹箔片的右端点位移 $u_{r,i} > 0$, 此时计算结束, $N_{\text{fixed}} = i$, 得到各个波纹箔片顶端节点在 y 方向上的位移 v .

4) 最后通过公式 $K_i = W_i / v_i$ 求得各个波纹箔片的刚度.

在得到各个波纹箔片刚度的基础上, 通过把平箔片简化为一维直梁模型, 利用已经得到的波纹箔片刚度 K_i 直接加到平箔片和波纹箔片接触的节点上, 得到整个箔片结构的有限元模型刚度矩阵 $\mathbf{K}_{\text{whole}}$, 箔片结构有限元模型如图 6 所示.

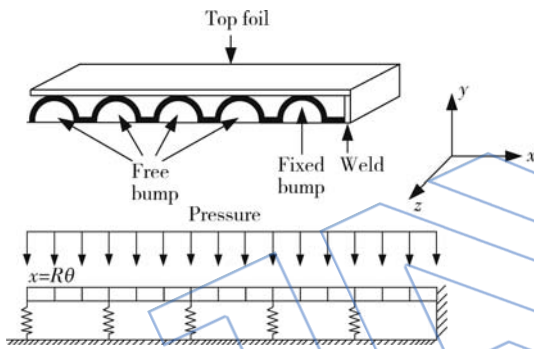


图 6 箔片结构有限元模型简图

Fig. 6 Sketch of finite element model of foil structure

平箔片的固定端焊接于轴承座上, 因此该边界处 $v = \theta_z = 0$, 箔片模型的变形可由力平衡方程求得

$$\mathbf{K}_{\text{whole}} \mathbf{U}_{\text{whole}} = \mathbf{F}_{\text{whole}} \quad (9)$$

式中 $\mathbf{U}_{\text{whole}}$ 是箔片结构的整体位移向量, $\mathbf{F}_{\text{whole}}$ 是作用在平箔片表面的整体气膜压力向量. $\mathbf{U}_{\text{whole}}$ 和 $\mathbf{F}_{\text{whole}}$ 表示为

$$\mathbf{U}_{\text{whole}} = \{v_1 \quad \theta_{z1} \quad v_2 \quad \theta_{z2} \quad \dots\}^T \quad (10)$$

$$\mathbf{F}_{\text{whole}} = \{p_1 \quad 0 \quad p_2 \quad 0 \quad \dots\}^T \quad (11)$$

由式(9)求得的箔片结构有限元单元 y 轴方向的位移等于平箔片的沿轴承径向方向的变形, 即

$$v = w_d \quad (12)$$

1.4 波纹箔片线性弹簧对比模型

本文的重点是建立考虑箔片摩擦效应的结构模型, 同时与现有文献中的波纹箔片线性弹簧模型进行对比分析. 对比的文献模型如下:

1) Heshmat 公式^[6-7]

$$K_s = \frac{E_b t_b^3}{2s(1-\nu^2)l^3} \quad (13)$$

2) Iordanoff 公式^[12]

$$K_s^{\text{fw}} = \frac{E_b t_b^3 \sin^3 \left(\frac{\alpha}{2} \right)}{12l^3 s J(\mu, \alpha) (1-\nu^2)}$$

$$K_s^{\text{ff}} = \frac{E_b t_b^3 \sin^3 \left(\frac{\alpha}{2} \right)}{6l^3 s I(\mu, \alpha) (1-\nu^2)} \quad (14)$$

式(14)中的 K_s^{fw} 和 K_s^{ff} 分别代表一端固定一端自由和两端都固定的波纹箔片的刚度, 函数 I 和 J 的具体形式见附录. 这里要说明的是式(13)和式(14)都是单位面积上的箔片刚度, 其单位为 N/m^3 .

2 数值分析

2.1 有限差分法求解雷诺方程

对公式(3)运用 Newton-Raphson 迭代方法, 得到如下公式:

$$2 \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{h}^3 \delta \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \bar{h}^3 \bar{p} \frac{\partial \delta}{\partial x} \right) \right] +$$

$$2 \left[\frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{h}^3 \delta \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \bar{h}^3 \bar{p} \frac{\partial \delta}{\partial z} \right) \right] - \Lambda_x \left[\bar{h} \frac{\partial \delta}{\partial x} + \delta \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} \right] =$$

$$- \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial z} \right) - \Lambda_x \frac{\partial (\bar{p} \bar{h})}{\partial x} \right] \quad (15)$$

式(15)左边和右边展开式分别为

$$\text{左边} = \delta \left[3\bar{h}^2 \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \bar{h}^3 \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial x^2} + \right.$$

$$3\bar{h}^2 \frac{\partial \bar{h}}{\partial z} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \bar{h}^3 \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial z^2} \left. + \right.$$

$$\frac{\partial \delta}{\partial x} \left(2\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + 3\bar{h}^2 \bar{p} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} \right) +$$

$$\frac{\partial \delta}{\partial z} \left(2\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + 3\bar{h}^2 \bar{p} \frac{\partial \bar{h}}{\partial z} \right) +$$

$$\bar{h}^3 \bar{p} \left[\frac{\partial^2 \delta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \delta}{\partial z^2} \right] - \frac{\Lambda_x}{2} \left[\delta \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} + \bar{h} \frac{\partial \delta}{\partial x} \right] \quad (16)$$

$$\text{右边} = -\bar{h}^3 \left[\left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right)^2 \right] -$$

$$\bar{h}^3 \bar{p} \left[\frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial z^2} \right] -$$

$$3\bar{h}^2 \bar{p} \left[\frac{\partial \bar{h}}{\partial x} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}}{\partial z} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right] +$$

$$\frac{\Lambda_x}{2} \left[\bar{h} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \bar{p} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} \right] \quad (17)$$

运用有限差分格式, 将 1 阶中心差分法和 2 阶中心差分法表达式分别代入式(16)和式(17), 整理归类最终得到如下系数矩阵表达式:

$$\mathbf{a}_{i,j} \delta_{i-1,j} + \mathbf{b}_{i,j} \delta_{i+1,j} + \mathbf{c}_{i,j} \delta_{i,j} +$$

$$\mathbf{d}_{i,j} \delta_{i,j-1} + \mathbf{e}_{i,j} \delta_{i,j+1} = -\mathbf{s}_{i,j} \quad (18)$$

式中 $a_{i,j}$, $b_{i,j}$, $c_{i,j}$, $d_{i,j}$, $e_{i,j}$ 和 $s_{i,j}$ 分别为系数矩阵。

2.2 网格划分

轴承内表面的计算域网格如图7所示。由于轴承气膜厚度和压力分布关于轴承长度方向的中截面对称,为了减少计算量,这里只对半轴承长度进行分析。图7中对轴承圆周方向“ x ”进行“ n_x ”等分,对“ z ”向半轴承长度进行“ n_z ”等分,因此在圆周方向“ x ”有“ n_x+1 ”个节点,在半轴承长度方向“ z ”有“ n_z+1 ”个节点。轴承的求解域为 $(1:n_x+1, 1:n_z+1)$ 。

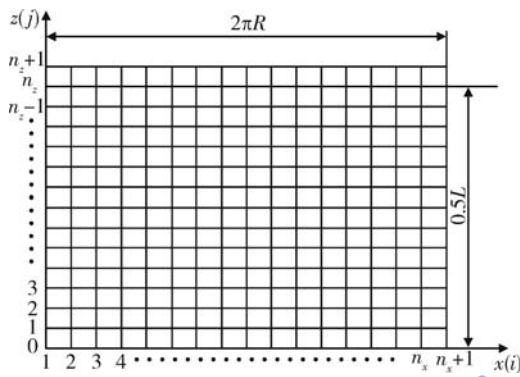


图7 计算域网格示意图

Fig. 7 Grid schematic diagram of computational area

2.3 边界条件

在计算过程中有两种边界条件,一种是环境压力边界条件,另一种是对称边界条件。

由于箔片轴承平箔片卷成圆柱状时其首尾并不相连,即图1轴承结构简图中平箔片的固定端和自由端没有搭接上,而平箔片下方由波纹箔片支撑着,平箔片首尾处与外界环境相连,并且轴承两侧也与大气接触,则环境压力边界条件为

$$\bar{p}(1:n_x+1,0) = 1 \quad (19)$$

$$\bar{p}(1,0:n_z+1) = \bar{p}(n_x+1,0:n_z+1) = 1 \quad (20)$$

对称边界条件为

$$\bar{p}(1:n_x+1,n_z-1) = \bar{p}(1:n_x+1,n_z+1) \quad (21)$$

$$\frac{\partial \bar{p}_{i,j}}{\partial \bar{z}} = 0 \quad i = 1:n_x+1, j = n_z \quad (22)$$

2.4 收敛判断

本文采用了有限元法和有限差分耦合求解雷诺方程,因此在判断气膜压力收敛后,还需判断气膜厚度是否收敛,收敛公式如图8流程图中所示。

2.5 承载力

在迭代计算结果收敛后,获得稳态下求解域

内所有节点的气膜压力和气膜厚度。通过对轴承表面的求解域进行压力积分得到垂直和水平方向的无量纲承载力 $\bar{W}_1$ 和 $\bar{W}_2$, 其公式如下:

$$\bar{W}_1 = 2 \int_0^{2\pi R} \int_0^{L/2} (\bar{p} - 1) \sin\left(\frac{x}{R}\right) dx dz \quad (23)$$

$$\bar{W}_2 = 2 \int_0^{2\pi R} \int_0^{L/2} (\bar{p} - 1) \cos\left(\frac{x}{R}\right) dx dz \quad (24)$$

$$\bar{W} = \sqrt{(\bar{W}_1)^2 + (\bar{W}_2)^2} \quad (25)$$

最后得到轴承承载力

$$W = \bar{W} p_0 \quad (26)$$

2.6 耦合求解程序流程图

在求解轴承特性过程中,首先输入轴承结构参数,并且给定初始气膜压力分布,然后通过力学方法求解波纹箔片刚度,继而通过耦合箔片变形方程和雷诺方程求解轴承压力分布以及气膜厚度,最后当压力分布和箔片变形量同时收敛后确定轴承承载力等结果,整个计算过程如图8所示。

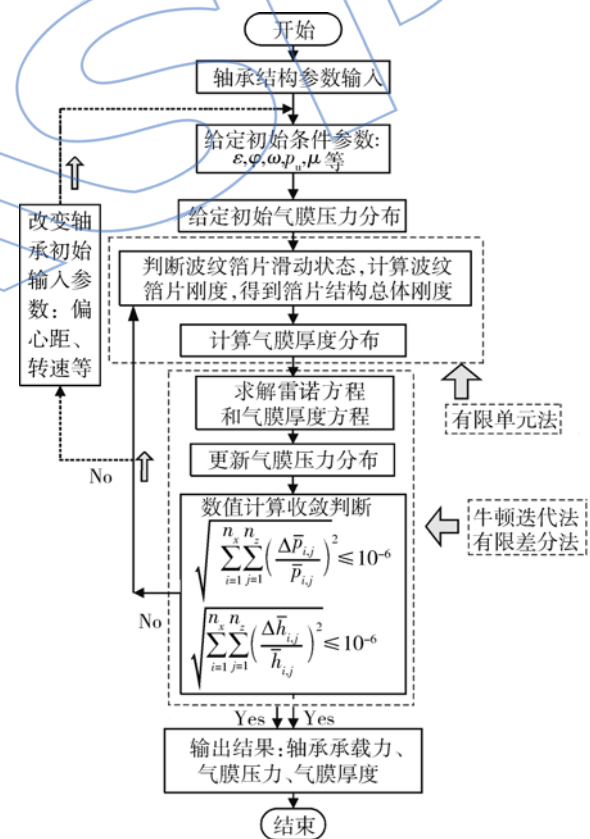


图8 整体分析流程图

Fig. 8 Overall analysis flowchart

3 仿真结果及分析

3.1 仿真轴承参数

本文对具有不同摩擦因数的箔片结构模型和

文献模型(Heshmat 公式和 Iordanoff 公式)进行了刚度对比分析,并在此基础上对各种模型下箔片轴承的静力学特性仿真结果以及实验结果进行对比分析.文献[14]中实验测试用的第 1 代波箔片轴承参数如表 1 所示,第 1 代波箔片轴承的结构关于轴承中截面对称,因此本文中的气膜厚度压力分布和气膜厚度分布结果都是只取轴承的一半.网格节点的划分:轴承圆周方向为 78 个单元,半轴承长度方向为 10 个单元,波箔片单个波纹划分为 10 个单元,平箔片的弹性模量计算公式为

$$E_t = E_b S_{fc} \quad (27)$$

式中 S_{fc} 为平箔片周向刚性加强因子, E_b 和 E_t 分别是波箔片和平箔片的弹性模量.在文献[15]中, $S_{fc} = 4$, 所以平箔片的弹性模量 $E_t = 856 \text{ GPa}$.

表 1 波箔片轴承参数^[14]

Table 1 Parameters of bump foil bearing^[14]

参数	数值
轴颈半径 R/mm	19.05
轴承长度 L/mm	38.1
半径间隙 $C/10^{-2} \text{ mm}$	3.18
平箔片厚度 t_f/mm	0.1016
波箔片厚度 t_b/mm	0.1016
波箔片弹性模量 $E_b/10^{11} \text{ Pa}$	2.14
波箔片泊松比 ν	0.29
波箔片半波纹长度 l/mm	1.778
波纹箔片单位长度 s/mm	4.572
波箔片高度 h_b/mm	0.508
波箔片半径 R_b/mm	3.365
单个箔片弧形角度 $\theta_b/(\circ)$	63.8
平箔片圆周长度 l_x/mm	120
波箔片波纹个数 N_b	26

3.2 波纹箔片刚度特性

图 9 为在不同形式的载荷作用下波纹箔片库伦摩擦模型与文献中线性弹簧模型(Heshmat 公式和 Iordanoff 公式,摩擦因数为 0.2)刚度对比图.为计算方便,这里选取具有 10 个波纹的波箔片进行分析,载荷形式为均布载荷、递减载荷、递增载荷以及先递增后递减载荷,作用在单位面积波箔片上的压力为 10^5 Pa .从图中可以看出,Heshmat 公式计算刚度与载荷形式以及波纹片个数无关,Iordanoff 公式由于区分了固定端和非固定

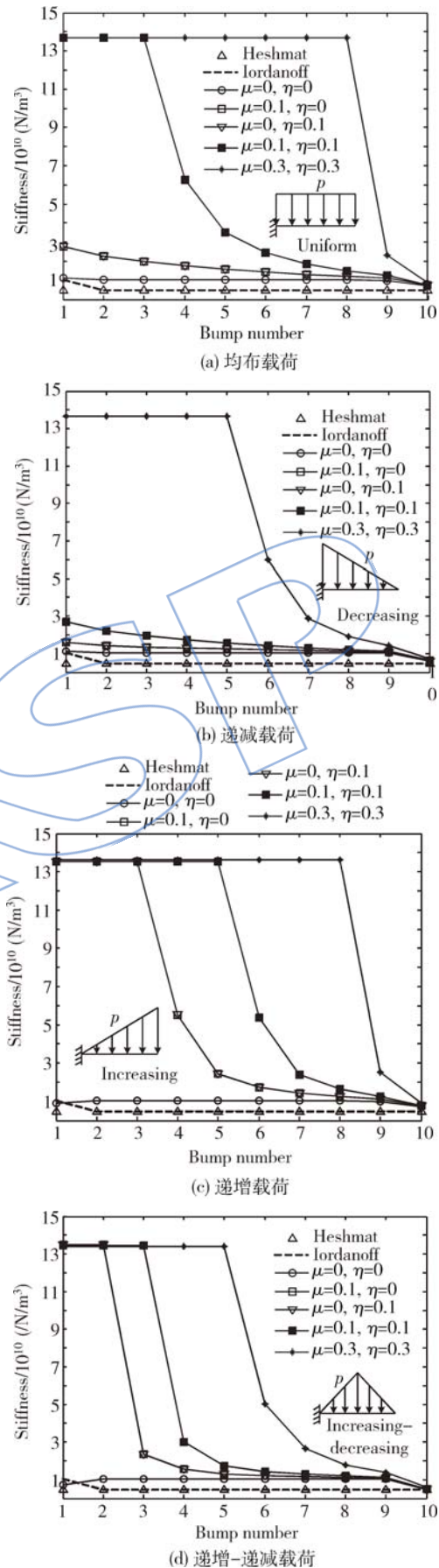


图 9 在各种载荷分布作用下的箔片刚度
Fig. 9 Bump stiffness of various load distributions

端波纹箔片的边界约束形式以及简单地加入了箔片摩擦,根据计算公式得到的刚度与 Heshmat 公式结果有所区别,而本文提出的箔片结构摩擦模型充分考虑了箔片之间的摩擦效应,其刚度计算值与线性弹簧模型存在较大差别,随着箔片间摩擦因数的增大,波纹箔片与轴承壳以及与平箔片之间的滑移显得越来越困难,因此两端固定的波纹箔片的数目也增多,并且两端固定的波纹箔片刚度要比有滑动的波纹箔片刚度大 1 倍以上.这里要说明的是:在四种载荷分布形式中先递增后递减的分布最符合轴承实际工作情况,同时四种载荷作用下自由端的波纹箔片刚度几乎相等.

3.3 轴承静特性

图 10 显示了工作在转速为 30 000 r/min 和 45 000 r/min 下轴承中截面最小气膜厚度随轴承承载力变化曲线,其中星号线、圆圈、点划线和实线分别代表摩擦因数为 0, 0.1, 0.3 和 0.5 条件下的仿真结果.从图中可以看出: Heshmat 和 Iordanoff 公式计算得到的单个箔片刚度几乎相同,因此两者的轴承最小气膜厚度随轴承载荷变化曲线几乎重合,而摩擦因数为 0 时的波纹箔片梁模型的单个波纹箔片刚度只比 Heshmat 和 Iordanoff 公式的箔片刚度大 1 倍,因此在相同最小气膜厚度下,轴承载荷与线性弹簧公式相差不明显.当平箔片和波纹箔片之间的摩擦因数为 $\eta=0.1$ 以及波纹箔片和轴承壳体之间的摩擦因数为 $\mu=0.1$ 时,从箔片固定端开始的单个波纹箔片刚度突然增大,比摩擦因数为 0 以及两个线性弹簧公式计算结果大 1 个数量级,但靠近自由端的波纹箔片刚度逐渐与摩擦因数为 0 的模型计算刚度结果接近,同时气膜压力的作用形式类似于递增-递减载荷类型,且主要分布在最小气膜厚度附近(介于波纹箔片的固定端和自由端之间),因此摩擦因数为 0.1 时只有靠近固定端的几个波纹箔片的刚度比较大,剩下的箔片刚度与摩擦因数为 0 时的基本一致,则图 10 中摩擦因数为 0 和 0.1 的两条曲线基本重合.随着摩擦因数的不断增加,两端固定的波纹箔片数目也随之增加,整个箔片的刚度也相应增大,因此当轴承载荷增大到一定数值以上时,不同箔片摩擦因数之间的最小气膜厚度差别比较明显.从总体上看, Heshmat 公式和 Iordanoff 公式的结果曲线与小摩擦因数下的仿真结果曲线差别不大,但当摩擦因数较大时,其仿真结果与线性弹簧模型结果差别较大.

图 11 显示了转速为 30 000 r/min 和 45 000

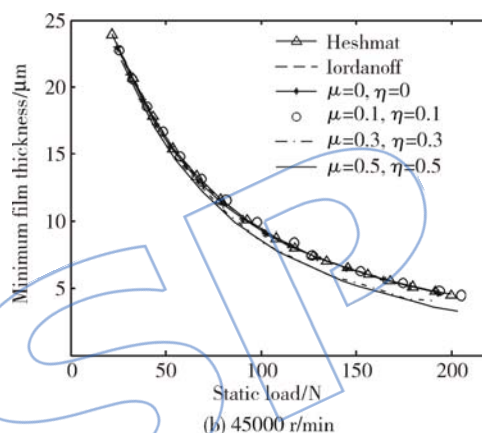
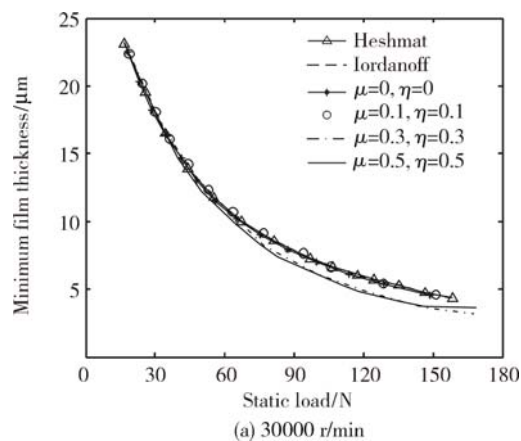


图 10 在转速为 30 000 r/min 和 45 000 r/min 下轴承中截面最小气膜厚度随轴承载力变化曲线

Fig. 10 Curves of minimum film thickness on bearing mid-plane varying with static load at shaft speeds of 30 000 r/min and 45 000 r/min

r/min 下具有不同摩擦因数的箔片结构摩擦模型与文献中线性弹簧模型以及刚性表面轴承载力随偏心率变化曲线.刚性表面轴承的承载力通过略去箔片变形,直接求解雷诺方程和气膜厚度方程得到.其中线性弹簧模型由于其箔片结构的刚度最小,需要更大的偏心率才能产生足够大的气膜压力,从而达到与刚性表面气体轴承相同的承载力.当采用箔片结构摩擦模型时,即使摩擦因数为 0,其波纹箔片的刚度比文献中线性弹簧刚度大 1 倍(如图 9 所示),因此摩擦因数为 0 的结果曲线介于线性弹簧和刚性表面轴承计算曲线之间,但随着波纹箔片与轴承壳体之间以及波纹箔片和平箔片之间的摩擦因数不断增大,波纹箔片的刚度不断增大,相当于箔片轴承表面不断地变“刚”,因此仿真结果曲线越来越靠近刚性表面轴承曲线.

当转速为 30 000 r/min,并且轴承载力为

134.1 N 时无量纲气膜压力分布以及与之对应的摩擦因数为 0.1 时箔片结构摩擦模型平箔片变形

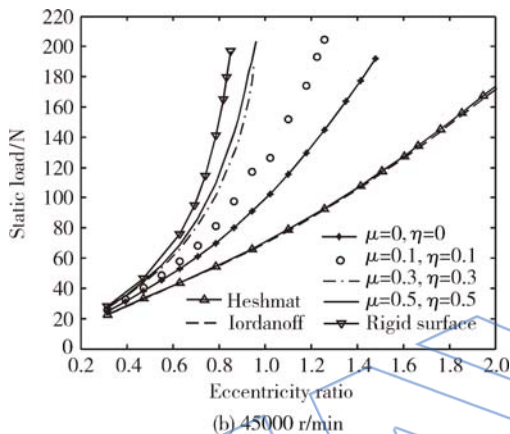
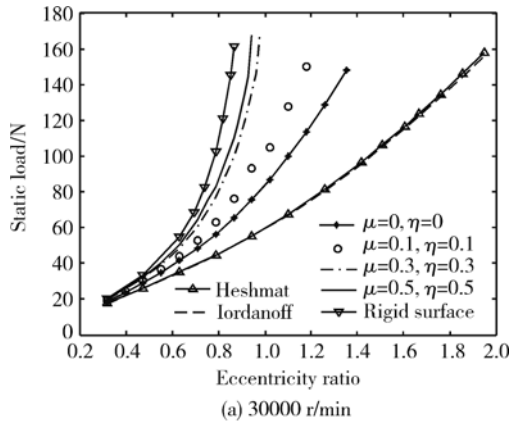


图 11 在转速为 30000 r/min 和 45000 r/min 下轴承承载力随偏心率变化曲线

Fig. 11 Curves of bearing static load varying with eccentricity ratio at shaft speeds of 30000 r/min and 45000 r/min

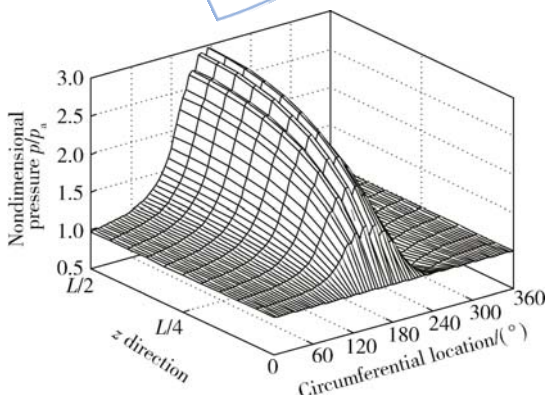


图 12 转速为 30000 r/min, 轴承承载力为 134.1 N, 摩擦因数 $\mu=0.1$, $\eta=0.1$ 时箔片轴承无量纲气膜压力分布

Fig. 12 Predicted dimensionless film pressure distribution on foil bearing with static load of 134.1 N and shaft speed of 30000 r/min, $\mu=0.1$, $\eta=0.1$

量分别如图 12 和图 13 所示, 其中无量纲气膜压力从轴承中截面处(坐标刻度为 $L/2$)的最大值沿轴承长度方向减小, 并在轴承边缘处(坐标刻度为 0)等于无量纲环境压力 1. 此外, 箔片结构中平箔片和波纹箔片接触的地方刚度要比不接触的地方大, 因此在气膜压力较大的地方平箔片的变形呈“锯齿状”, 对应的气膜压力也有类似的形状. 文献[14]中的实验结果也有类似的现象.

图 14 是在相同工况下轴承中截面气膜厚度分布与实验结果对比, 仿真结果与实验测试结果

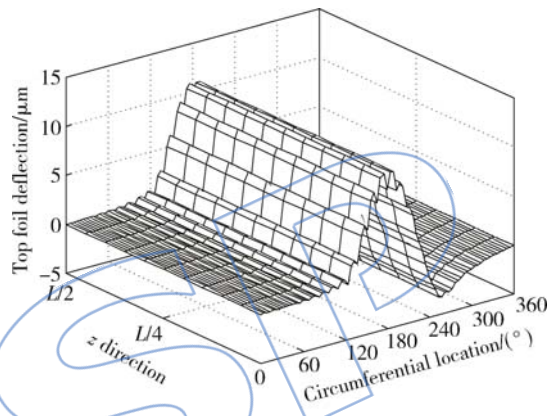


图 13 转速为 30000 r/min, 轴承承载力为 134.1 N, 摩擦因数 $\mu=0.1$, $\eta=0.1$ 时箔片结构摩擦模型平箔片变形量

Fig. 13 Predicted top foil deflection of foil structure friction model with static load of 134.1 N and shaft speed of 30000 r/min, $\mu=0.1$, $\eta=0.1$

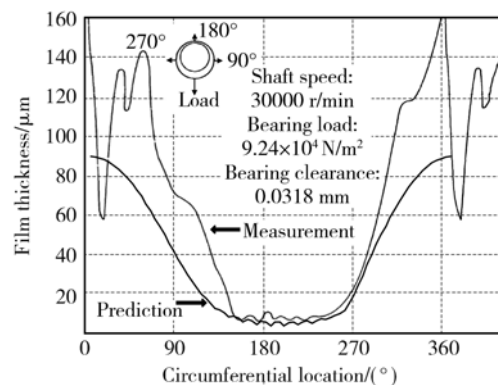


图 14 转速为 30000 r/min, 轴承承载力为 134.1 N, 摩擦因数 $\mu=0.1$, $\eta=0.1$ 时箔片结构摩擦模型中截面气膜厚度分布与实验结果对比

Fig. 14 Comparison of film thickness of foil structure friction model and test data on bearing mid-plane with static load of 134.1 N and shaft speed of 30000 r/min, $\mu=0.1$, $\eta=0.1$

在最小气膜厚度区域符合得较好,在一定程度上验证了本文模型的准确性。

4 结 论

基于有限元法建立了波箔型径向气体箔片轴承箔片结构的库伦摩擦模型,研究了平箔片与波纹箔片之间以及波纹箔片和轴承壳体之间的摩擦效应对波箔片刚度特性的影响规律,并结合气体润滑雷诺方程和气膜厚度方程,研究了轴承中截面最小气膜厚度随轴承承载力变化规律以及承载力随偏心率变化规律。结合具体轴承结构参数,通过数值仿真对比分析了箔片结构库伦摩擦模型与线性弹簧模型和刚性表面轴承的特性,结果表明:箔片结构的库伦摩擦效应在一定程度上增大了波纹箔片的刚度,并且随着摩擦因数的增大其刚度以及两端固定的波纹箔片个数也增加,使得箔片轴承表面变“刚”,因此轴承静特性更趋于刚性表面轴承,此外当轴承承载力一定时,箔片摩擦因数越大轴承的最小气膜厚度越小。最后通过对比气膜厚度仿真结果与实验测试结果在一定程度上证明了箔片库伦摩擦模型的准确性。

参考文献:

- [1] Agrawal G L. Foil air/gas bearing technology: an overview [R]. ASME Paper 1997-GT-347, 1997.
- [2] 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.
- [3] 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.
- [4] Blok H, Rossum J J. The foil bearing: a new departure in hydrodynamic lubrication [J]. Lubrication Engineering, 1953, 9(6): 316-320.
- [5] Walowit J A, Anno J N. Modern developments in lubrication mechanics [M]. London: Applied Science Publishers Ltd, 1975.
- [6] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings [J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 647-655.
- [7] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of gas-lubricated compliant thrust bearings [J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 638-646.
- [8] 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.
- [9] Peng Z C, Khonsari M M. On the limiting load-carrying capacity of foil bearings [J]. Journal of Tribology, 2004, 126(4): 817-818.
- [10] Peng Z C, Khonsari M M. A thermohydrodynamic analysis of foil journal bearings [J]. Transactions of the ASME, 2006, 128(3): 534-541.
- [11] 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.
- [12] Iordanoff I. Analysis of an aerodynamic compliant foil thrust bearing: method for a rapid design [J]. Journal of Tribology, 1999, 121(4): 816-822.
- [13] XU Fangcheng, LIU Zhansheng, ZHANG Guanghui, et al. Hydrodynamic analysis of compliant foil bearings with modified top foil model [R]. ASME Paper 2011-GT-46018, 2011.
- [14] 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.
- [15] Andrés L S, Kim T H. Improvements to the analysis of gas foil bearings integrating of top foil 1D and 2D structural models [R]. ASME Paper 2007-GT-27249, 2007.

附录: Iordanoff 波纹箔片刚度计算公式^[12]

Iordanoff 波纹箔片刚度计算公式适用于一端固定一端自由和两端都自由的箔片结构形式,两种约束形式下的箔片刚度公式如下:

1) 一端固定一端约束形式

$$K_s^{fw} = \frac{E_b t_b^3 \sin^3 \left\{ \frac{\alpha}{2} \right\}}{12 l^3 s J(\mu, \alpha) (1 - \nu^2)} \quad (\text{A. 1})$$

其中

$$J = y_a \left[\left(\cos \frac{\alpha}{2} - 1 \right) \left(\sin \frac{\alpha}{2} + \mu_t \cos \frac{\alpha}{2} \right) + \frac{\mu_t (1 - \cos \alpha)}{4} \right] + (1 - y_a) \left[\frac{\alpha}{4} - \frac{\sin \alpha}{4} \right]$$

$$y_a = \frac{-\left[\frac{3\sin\alpha}{4} - \frac{\alpha}{4} - \sin\frac{\alpha}{2}\right]}{\alpha\sin\frac{\alpha}{2}\left[\sin\frac{\alpha}{2} + \mu_t\cos\frac{\alpha}{2}\right] - 2\mu_t\sin^2\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \frac{\alpha}{2} - \frac{\sin\alpha}{2}}$$

2) 两端自由的约束形式

$$K_s^{\text{ff}} = \frac{E_b t_b^3 \sin^3\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{6l^3 sI(\mu, \alpha)(1 - \nu^2)} \quad (\text{A.2})$$

其中

$$I = \left[A^2 + \frac{1 + \mu_t^2}{2}\right] \frac{\alpha}{2} - \frac{(1 - \mu_t^2)\sin\alpha}{4} - \frac{\mu_t(\cos\alpha - 1)}{2} - 2A\left[1 - \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \mu_t\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right]$$

$$A = \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \mu_t\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)$$

式中 α 为单个波纹箔片弧形角度; l 为半波纹长度; μ_t 为摩擦因数.