

考虑稀薄气体效应的止推箔片轴承 静特性分析

闫佳佳, 刘占生, 张广辉, 韦继勤

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 以波箔型气体止推箔片轴承为研究对象, 基于 1 阶滑移速度边界条件, 建立了考虑稀薄气体系数的修正雷诺方程. 结合 Newton-Raphson 迭代法和有限差分法, 耦合求解 Reynolds 方程和润滑膜厚度方程, 仿真获得了止推箔片轴承的轴向承载力、起飞转速等静态性能, 并研究了稀薄气体效应和轴承结构参数对止推箔片轴承静态特性的影响. 结果表明: 稀薄气体效应将使止推箔片轴承的轴向承载力减小, 起飞转速增大, 且稀薄气体效应的影响随轴承工作转速、箔片变形柔度系数的提高有所减弱; 止推箔片轴承的安装间隙小于 $10\mu\text{m}$ 时, 起飞转速随安装间隙的减小急剧增大, 因而在止推箔片轴承装配时须严格控制轴向间隙.

关 键 词: 气体止推箔片轴承; 克努森数; 稀薄气体; 轴向承载力; 起飞转速

中图分类号: V229⁺.2; TH133.37

文献标志码: A

Static characteristics analysis of foil thrust bearing considering the rarefield gas effect

YAN Jia-jia, LIU Zhan-sheng, ZHANG Guang-hui, WEI Ji-qin

(School of Energy Science and Engineering,

Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: A modified Reynolds equation considering the rarefield gas coefficient for the bump type gas foil thrust bearing was established based on the first-order slip velocity boundary condition. The coupled modified Reynolds and lubricating film thickness equations were solved using Newton-Raphson iterative method and finite difference method. The static characteristics including axial load capacity and lift-off speed were obtained. The effects of rarefied gas and bearing structural parameters on the static characteristics were analyzed and discussed. The results indicate that with the influence of rarefield gas, the axial load capacity decreases, and the lift-off speed increases. And the rarefield gas has a slighter effect under a higher operating speed and a larger foil compliance coefficient. When the assembled clearance is smaller than $10\mu\text{m}$, the lift-off speed increases rapidly with increasing of the assembled clearance of the foil thrust bearing. Therefore, the axial clearance should be controlled carefully in assembling the foil thrust bearing.

Key words: gas foil thrust bearing; Knudsen number; rarefied gas;
axial load capacity; lift-off speed

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, 包括径向箔片轴承和

止推箔片轴承两种结构形式. 几十年来, 国内外对
动压气体径向箔片轴承进行了大量的理论及实验

收稿日期: 2014-09-03

基金项目: 国家自然科学基金(11176010); 博士后科学基金(2012M510088)

作者简介: 闫佳佳(1987—), 男, 山西太原人, 博士生, 主要研究方向为气体箔片轴承及转子动力学等.

研究,并开发了多种结构形式.其中,波箔型箔片轴承应用最为广泛,随着其结构从第1代到第3代的改进,轴承的性能得到大幅度提高^[1].

与径向箔片轴承相比,止推箔片轴承的结构及载荷分布更复杂,导致其发展相对缓慢.1983年,Heshmat等^[2]基于Walowit等^[3]提出的线性波箔刚度模型研究了止推箔片轴承静特性.1999年,Iordanoff^[4]考虑箔片和平板间的接触摩擦作用,建立了一端固定一端自由以及两端都自由的波箔片刚度计算模型.2000年,Heshmat等^[5]结合有限元法和有限差分法,将箔片变形与流体动力学方程耦合求解,获得了箔片轴承静特性.2006—2007年,西安交通大学的虞烈课题组^[6-7]研究止推箔片轴承静特性时考虑了平箔片局部弹性变形的影响.2011年,Lee和Kim^[8]针对其提出的动静混合型气体止推箔片轴承,分析了轴承静特性,其中箔片变形量通过二维薄圆盘模型来描述.2013年,Conboy^[9]在分析止推箔片轴承承载力、功率损耗性能时,考虑了润滑流体湍流流动的影响,并对比研究了采用CO₂、空气不同润滑介质下的轴承性能.2014年,Gad和Kaneko^[10]提出了一种考虑箔片与轴承内表面分离因素的波箔片刚度模型,并分析了箔片轴承静特性.

上述研究主要基于传统的气体润滑 Reynolds 方程来分析止推箔片轴承性能.然而,箔片轴承尺寸较小,其润滑膜很薄,轴承处于稀薄气体润滑状态,采用传统的 Reynolds 方程分析将影响其准确性.特别是在箔片轴承临近起飞前,箔片与推力盘表面之间由接触摩擦状态逐渐过渡到气体动压润滑状态,润滑膜厚度由接触逐渐增大,此时稀薄气体效应的影响将更为显著.

过去50年来,相关学者在微尺度气体轴承的研究中就考虑了稀薄气体的影响.1959年,Burgdorfer^[11]基于1阶滑移速度边界修正的 Reynolds 方程,首次分析指出稀薄气体将使轴承的承载力有所减小.在后续研究中各国学者还提出了多种不同的滑移速度边界模型^[12-14].2007年,Park等^[15]在研究止推箔片轴承的静、动态特性时考虑了润滑稀薄气体效应的影响,但并未定量给出稀薄气体效应对止推箔片轴承起飞转速的影响.

本文基于1阶滑移速度边界,建立考虑稀薄气体系数的压力控制方程;结合 Newton-Raphson 迭代法和有限差分法,分析止推箔片轴承的压力分布及气膜厚度分布;研究止推箔片轴承的

轴向承载力及起飞转速,并系统分析稀薄气体效应对止推箔片轴承轴向承载力及起飞转速等静态特性的影响.

1 气体止推箔片轴承结构

气体止推箔片轴承有多种结构形式,本文以波箔型气体止推箔片轴承为研究对象,其结构如图1所示,主要由3个部件组成:①波箔片,充当类似弹簧的作用,并产生一定结构阻尼;②平箔片,提供光滑表面用来形成润滑气膜,产生流体动压作用力;③轴承座,支承固定平箔片及波箔片.轴承由多个扇形瓦组成,每个扇形瓦前缘处的平箔片与止推盘之间呈一定角度,形成收敛楔以获得轴承承载能力,后缘部分平箔片与止推盘平行.这种结构不仅有利于冷却气体的吸入,降低箔片及止推盘温度,同时可增大轴承柔度,避免轴承和止推盘之间发生摩擦.

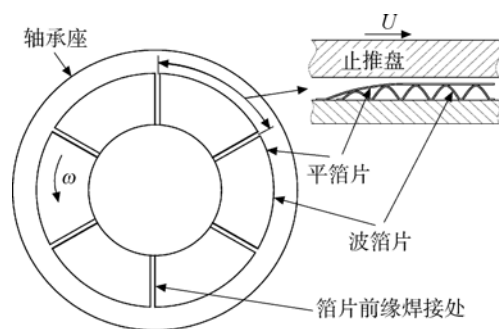


图1 波箔型气体止推箔片轴承结构

Fig. 1 Structure of bump type gas foil thrust bearing

2 考虑稀薄气体效应的压力控制方程

2.1 考虑稀薄气体效应的压力控制方程推导

箔片轴承润滑气体的稀薄程度可用克努森数 Knudsen (Kn)来描述,定义为气体分子的平均自由程和膜厚度的比值,即

$$Kn = \frac{\lambda}{h} \quad (1)$$

当克努森数在(10⁻³, 10⁻¹)范围内时,气体润滑为滑移流动润滑.常温(室温15℃)常压(101 kPa)下气体分子的平均自由程为λ=0.065 μm.气体止推箔片轴承中,气膜厚度通常在10~50 μm范围内.此时,1.3×10⁻³≤Kn≤6.5×10⁻³,稀薄气体效应将产生一定影响.

在10⁻³≤Kn≤10⁻¹范围内,气体的连续方程仍然满足.在图2所示柱坐标系下,连续方程为

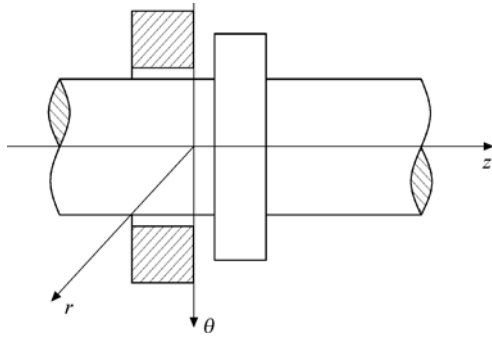


图2 止推箔片轴承坐标系描述

Fig. 2 Coordinate system of foil thrust bearing

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho r v_r)}{r \partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial(\rho v_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

式中 ρ 为润滑气体密度; v_r , v_θ , w 分别为润滑气体沿 r , θ 和 z 方向的速度。

润滑气体流动仍遵循 Navier-Stokes 方程, 忽略气膜压力沿厚度方向的变化以及气膜惯性力的影响, 且不考虑气体黏度随温度的变化, Navier-Stokes 方程可简化为

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial r} = \mu \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \\ \frac{\partial p}{\partial \theta} = r \mu \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} \end{cases} \quad (3)$$

式中 p 为润滑膜压力, μ 为润滑气体黏度。

考虑稀薄气体效应的影响, 采用 1 阶滑移速度边界条件

$$\begin{aligned} z=0, \quad v_r &= \lambda \frac{\partial v_r}{\partial z} \bigg|_{z=0}, \quad v_\theta = \lambda \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \bigg|_{z=0}, \\ w &= 0; \quad z=h, \quad v_r = -\lambda \frac{\partial v_r}{\partial z} \bigg|_{z=h}, \\ v_\theta &= \omega r - \lambda \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \bigg|_{z=h}, \quad w = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

其中 h 为润滑膜厚度, ω 为转子旋转角速度。

利用上述方程及边界条件, 可得到定常状态理想气体润滑的修正 Reynolds 方程为

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left[p h^3 r (1 + 6Kn) \frac{\partial p}{\partial r} \right] + \\ \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left[p h^3 (1 + 6Kn) \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] = \\ 6\mu\omega \frac{\partial(ph)}{\partial \theta} \end{aligned} \quad (5)$$

对于理想气体, 分子的平均自由程与气体的温度和压力有关^[16], 如下式所示:

$$\lambda = \frac{kT}{\sqrt{2}\pi\sigma^2 p} \quad (6)$$

式中 k 为玻尔兹曼常数, σ 为气体分子直径, 取 0.37 nm。

在恒定温度 300 K 下, 克努森数只与气膜压力及厚度有关。

$$Kn(p, h) = \frac{C_1}{ph} \quad (7)$$

其中 $C_1 = 6.8 \times 10^{-3}$ 。

定义如下无量纲参数, 各参数的物理意义见图 3:

$$\begin{aligned} \bar{h} &= \frac{h}{\delta_h}, \quad \bar{r} = \frac{r}{R_2}, \quad \bar{h}_2 = \frac{h_2}{\delta_h}, \\ h_1^* &= \frac{h_1}{h_2}, \quad \bar{p} = \frac{p}{p_a} \end{aligned} \quad (8)$$

其中 R_2 为箔片扇形瓦外径, p_a 为环境气体压力。

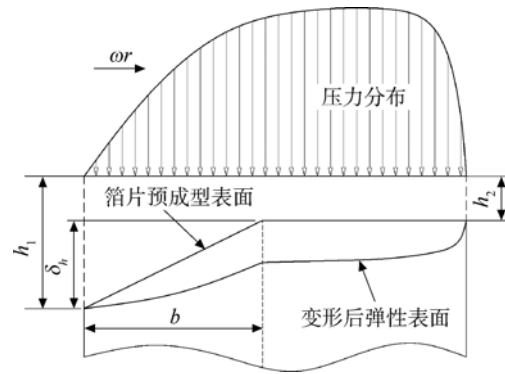


图3 止推箔片轴承结构参数

Fig. 3 Structural parameters of foil thrust bearing

则无量纲的修正压力控制 Reynolds 方程为

$$\begin{aligned} \frac{1}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left[\bar{p} h^3 \bar{r} (1 + 6Kn) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right] + \\ \frac{1}{\bar{r}^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{\theta}} \left[\bar{p} h^3 (1 + 6Kn) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\theta}} \right] = \\ \Lambda \frac{\partial(\bar{p}h)}{\partial \bar{\theta}} \end{aligned} \quad (9)$$

式中 Λ 为轴承数。

$$\Lambda = \frac{6\mu\omega}{p_a} \left(\frac{R_2}{\delta_h} \right)^2 \quad (10)$$

$$Kn(p, h) = \frac{C_1}{ph} = \frac{C_1}{p_a \delta_h} \cdot \frac{1}{\bar{p} \bar{h}} \quad (11)$$

2.2 润滑气膜厚度方程

考虑转子止推盘与轴承座平行的情况, 每个扇形瓦块内润滑气膜的厚度分布相同, 表达为

$$h = h_2 + g(\theta) + u(r, \theta) \quad (12)$$

$$g(\theta) = \begin{cases} \delta_h (1 - \theta/b\beta) & 0 < \theta < b\beta \\ 0 & b\beta \leq \theta \leq \beta \end{cases} \quad (13)$$

其中 β 为扇形瓦张角, b 为倾斜面部分占扇形瓦

的比例,简称节距比, $u(r, \theta)$ 为箔片变形量.

$$(p - p_a) = \frac{k_b}{s} u \quad (14)$$

单位横向刚度 $k_b^{[17]}$

$$k_b = \frac{Et^3}{2l^3(1-\nu^2)} \quad (15)$$

其中 t 为波箔片厚度, l 为波箔片半波纹长度, s 为波箔单元长度, E, ν 分别为波箔片材料的弹性模量、泊松比.

进行无量纲化,得到无量纲气膜厚度为

$$\bar{h} = \bar{h}_2 + \bar{g}(\theta) + \alpha(\bar{p} - 1) \quad (16)$$

$$\bar{g}(\theta) = \begin{cases} (1 - \theta/b\beta) & 0 < \theta < b\beta \\ 0 & b\beta \leq \theta \leq \beta \end{cases} \quad (17)$$

式中 $\bar{g} = g/\delta_h$, α 为箔片变形柔度系数, $\alpha=0$ 即为刚性表面止推轴承.

$$\alpha = \frac{p_a s}{k_b \delta_h} \quad (18)$$

2.3 边界条件

止推轴承在运行时,扇形瓦的每个边界都与环境接触,因此各边界都为环境边界条件,其无量纲边界条件表达式为

$$\begin{cases} \bar{r} = 1, \bar{p} = 1 & \bar{r} = \frac{R_1}{R_2}, \bar{p} = 1 \\ \theta = 0, \bar{p} = 1 & \theta = \beta, \bar{p} = 1 \end{cases} \quad (19)$$

3 控制方程数值求解

压力控制 Reynolds 方程式(9)为非线性方程,无法求解其精确解.本文结合 Newton-Raphson 迭代法和有限差分法对其进行数值求解.首先,定义关于 $\bar{p}$ 的非线性函数 $F(\bar{p})$ 如下:

$$F(\bar{p}) = \frac{1}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left[\bar{p} \bar{h}^3 \bar{r} (1 + 6Kn) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right] + \frac{1}{\bar{r}^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\bar{p} \bar{h}^3 (1 + 6Kn) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right] - \Lambda \frac{\partial(\bar{p} \bar{h})}{\partial \theta} \quad (20)$$

由 Newton-Raphson 迭代法可知

$$F(\bar{p}^n) + F'(\bar{p}^n) \delta = 0$$

$$(\delta = \bar{p}^{n+1} - \bar{p}^n, n = 0, 1, 2, \dots) \quad (21)$$

函数 $F(\bar{p} + \beta\delta)$ 可展开为如下 Taylor 级数:

$$F(\bar{p} + \beta\delta) =$$

$$F(\bar{p}) + \beta\delta F'(\bar{p}) + \frac{(\beta\delta)^2}{2!} F''(\bar{p}) + \dots \quad (22)$$

将函数 $F(\bar{p} + \beta\delta)$ 对 β 求 1 阶导数,并令 $\beta=0$, 则

$$\frac{d}{d\beta} F(\bar{p} + \beta\delta) \Big|_{\beta=0} = F'(\bar{p}) \delta = -F(\bar{p}) \quad (23)$$

将式(20)代入式(23),得到 Newton 迭代

方程

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left[\delta \bar{h}^3 \bar{r} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} + \bar{p} \bar{h}^3 \bar{r} (1 + 6Kn) \frac{\partial \delta}{\partial \bar{r}} \right] + \\ & \frac{1}{\bar{r}^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\delta \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} + \bar{p} \bar{h}^3 (1 + 6Kn) \frac{\partial \delta}{\partial \theta} \right] - \\ & \Lambda \frac{\partial(\delta \bar{h})}{\partial \theta} = -\frac{1}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left[\bar{p} \bar{h}^3 \bar{r} (1 + 6Kn) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right] - \\ & \frac{1}{\bar{r}^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\bar{p} \bar{h}^3 (1 + 6Kn) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right] + \Lambda \frac{\partial(\bar{p} \bar{h})}{\partial \theta} \end{aligned} \quad (24)$$

式(24)将关于 $\bar{p}$ 的非线性函数转化为关于 δ 的线性偏微分方程,有效简化了求解.基于有限差分法,将式(24)的各项展开,并定义各偏微分项的中心差分格式如下:

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{r}} = \frac{\bar{h}_{i,j+1} - \bar{h}_{i,j-1}}{2\Delta \bar{r}}; \\ \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} = \frac{\bar{h}_{i+1,j} - \bar{h}_{i-1,j}}{2\Delta \theta}; \\ \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} = \frac{\bar{p}_{i,j+1} - \bar{p}_{i,j-1}}{2\Delta \bar{r}}; \\ \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} = \frac{\bar{p}_{i+1,j} - \bar{p}_{i-1,j}}{2\Delta \theta}; \\ \frac{\partial \delta}{\partial \bar{r}} = \frac{\delta_{i,j+1} - \delta_{i,j-1}}{2\Delta \bar{r}}; \\ \frac{\partial \delta}{\partial \theta} = \frac{\delta_{i+1,j} - \delta_{i-1,j}}{2\Delta \theta}; \\ \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{r}^2} = \frac{\bar{p}_{i,j+1} - 2\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i,j-1}}{\Delta \bar{r}^2}; \\ \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \theta^2} = \frac{\bar{p}_{i+1,j} - 2\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i-1,j}}{\Delta \theta^2}; \\ \frac{\partial^2 \delta}{\partial \bar{r}^2} = \frac{\delta_{i,j+1} - 2\delta_{i,j} + \delta_{i,j-1}}{\Delta \bar{r}^2}; \\ \frac{\partial^2 \delta}{\partial \theta^2} = \frac{\delta_{i+1,j} - 2\delta_{i,j} + \delta_{i-1,j}}{\Delta \theta^2}; \end{cases} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(Kn)}{\partial \bar{r}} &= -\frac{C_1}{p_a \delta_h} \cdot \frac{1}{\bar{p} \bar{h}} \left(\frac{1}{\bar{p}} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} + \frac{1}{\bar{h}} \cdot \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{r}} \right) \\ \frac{\partial(Kn)}{\partial \theta} &= -\frac{C_1}{p_a \delta_h} \cdot \frac{1}{\bar{p} \bar{h}} \left(\frac{1}{\bar{p}} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} + \frac{1}{\bar{h}} \cdot \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} \right) \end{aligned} \quad (26)$$

将式(25)、式(26)代入式(24)并归并整理得到

$$\begin{aligned} & \mathbf{a}_{i,j} \delta_{i-1,j} + \mathbf{b}_{i,j} \delta_{i+1,j} + \mathbf{c}_{i,j} \delta_{i,j} + \\ & \mathbf{d}_{i,j} \delta_{i,j-1} + \mathbf{e}_{i,j} \delta_{i,j+1} = -\mathbf{S}_{i,j} \end{aligned} \quad (27)$$

式中 i, j 分别为网格节点沿周向、轴向的节点编号, $\mathbf{a}_{i,j}, \mathbf{b}_{i,j}, \mathbf{c}_{i,j}, \mathbf{d}_{i,j}, \mathbf{e}_{i,j}, \mathbf{S}_{i,j}$ 为系数矩阵.

式(27)为离散后的矩阵方程组,给定压力和气膜厚度的初值,通过迭代求解可求得压力和气膜厚度的数值解.程序计算流程图如图4所示.

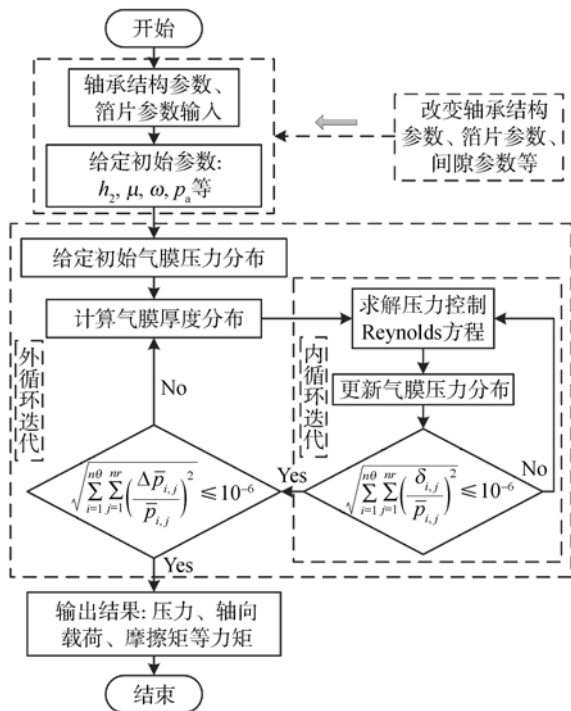


图4 数值求解流程图

Fig. 4 Flow chart of numerical computation

上述在外循环迭代计算气膜厚度分布时采用超松弛迭代法,即

$$\bar{h}_{i,j}^{n'} = \bar{h}_{i,j}^n + \omega(\bar{h}_{i,j}^{n-1} - \bar{h}_{i,j}^n) \quad (28)$$

式中 ω 为超松弛迭代系数,上标 n 为数值计算迭代次数.在求解轴承 Reynolds 方程问题时, $0 < \omega < 1$ ^[18] 在一定程度上可使不收敛的问题得到收敛,本文取 $\omega = 0.9$.

4 轴承静特性

根据气膜压力分布和厚度分布结果,可得到单个止推箔片轴承轴向承载力的计算公式

$$\bar{W} = \int_0^{\beta} \int_{1-(L/R_2)}^1 (\bar{p} - 1) \bar{r} d\bar{r} d\theta \quad (29)$$

$$W = p_a R_2^2 \bar{W} \quad (30)$$

分析图5所示安装间隙 h_{asm} (安装间隙 h_{asm} : 箔片未变形前,转子止推盘两侧止推箔片轴承最小气膜厚度之和,即 $h_{asm} = h_2^{(1)} + h_2^{(2)}$.) 下止推箔片轴承-转子系统的工作特点,在轴向载荷 P_0 作用下,转子止推盘将与左侧止推轴承的箔片接触.随着转速增大,止推轴承的气体动压效应逐渐加强,承载力逐渐增大.当承载力增大到足够抵消轴向载荷 P_0 时,箔片表面与止推盘分离,即止推箔片轴承的起飞转速.因此,可通过如下方法计算止推箔片轴承起飞转速:

1) 给定止推箔片轴承的安装间隙 h_{asm} .

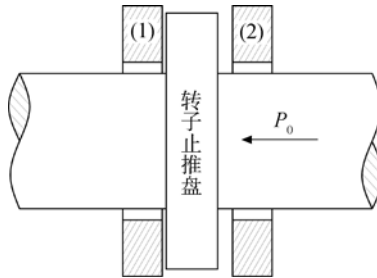


图5 止推箔片轴承-转子系统结构

Fig. 5 Foil thrust bearing-rotor system

2) 假定起飞前处于接触状态的左侧止推箔片轴承与转子止推盘间最小间隙为 h_0 .

3) 计算每个止推箔片轴承随转速变化的轴向承载力,进而获得止推箔片轴承-转子系统的总承载力 W .

4) 与转子轴向载荷 P_0 比较,当 $W = P_0$ 时,对应转速即为止推箔片轴承的起飞转速.

5 仿真结果及分析

本文仿真研究用的波箔型气体止推箔片轴承结构参数如表1所示,箔片选用 Inconel 718 材料,取其室温下的材料属性值.表1中也给出了平箔与波箔片的相应参数.

表1 气体止推箔片轴承计算参数

Table 1 Calculating parameters of gas foil thrust bearing

名称	数值
轴承外径 R_2 /mm	22
轴承内径 R_1 /mm	11
扇形瓦张角 $\beta/(\circ)$	90
节距比 b	0.5
最小气膜厚度 h_2 /mm	0.8×10^{-2}
倾斜面高度 δ_h /mm	3.2×10^{-2}
润滑气体黏度 $\mu/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	1.932×10^{-5}
周围环境大气压力/Pa	1.01325×10^5
转速/(r/min)	30000
平箔片厚度/mm	0.16
波箔片厚度/mm	0.16
波箔片单元长度 s /mm	4.2
波箔片半波长长度 l /mm	1.75
波箔片高度/mm	0.50
波箔片材料弹性模量 E/GPa	214
波箔片材料泊松比 ν	0.29

5.1 程序验证分析

本文首先验证本文计算方法的准确性,通过与文献[2]无量纲承载力的仿真结果对比来验证.令克努森数 $Kn=0$,从而可计算得到不考虑稀薄气体效应下的止推箔片轴承无量纲承载力.文献[2]中所用止推箔片轴承的无量纲结构参数和润滑气体参数如表 2 所示.

表 2 止推箔片轴承的无量纲参数^[2]

Table 2 Dimensionless parameters of foil thrust bearing^[2]

名称	数值
轴承座外径内径比 R_1/R_2	0.5
扇形瓦块张角 $\beta/(\circ)$	45
节距比 b	0.5
周围环境大气压力/ 10^5 Pa	1.013 25
气膜间隙比 h_1^*	2~10
轴承数 Λ	0.1~40
箔片变形柔度系数 α	0~4

表 3 中给出了单个扇形瓦块无量纲轴向承载力的对比结果.对比可知,当轴承数、箔片变形柔

度系数以及气膜间隙比在较大范围内变化时,本文计算结果与文献[2]结果的偏差均在 2.5% 以内,吻合度较高.可见,本文所用计算方法具有一定的准确性和有效性.

5.2 轴向承载力结果

表 4 为考虑稀薄气体效应前后不同转速下止推箔片轴承的轴向承载力.随着转速增大,润滑气体的动压作用增强,使得压力水平有所提高,轴向承载力增大.同一转速下,考虑稀薄气体效应后,由于滑移速度边界的影响,使得气体的压力水平有所降低,止推箔片轴承的轴向承载力有所减小.但随着转速增大,气体的压力水平升高,克努森数减小,从而使得稀薄气体效应的影响减弱.

在上述研究的基础上,改变弹性箔片结构参数,分析不同箔片变形柔度下稀薄气体对止推箔片轴承轴向承载力的影响,如表 5 所示.随着箔片变形柔度系数 α 的增大,气体止推箔片轴承的轴向承载力逐渐减小,且 α 越大,轴向承载力减小得越缓慢.另一方面,稀薄气体效应的影响也随着箔片变形柔度系数 α 的增大逐渐减弱.这是因为,箔片越趋于柔软,其变形越大,平均气膜间隙越大,克努森数越小,稀薄气体效应的影响也减弱.

表 3 单个扇形瓦块无量纲承载力的本文计算结果与文献[2]仿真结果对比

Table 3 Comparison of dimensionless axial load capacities of single pad with numerical results in Ref. [2]

气膜 间隙比 h_1^*	轴承数 Λ	$\alpha=0$			$\alpha=1$			$\alpha=4$		
		$\bar{W}/10^{-2}$		偏差/%	$\bar{W}/10^{-2}$		偏差/%	$\bar{W}/10^{-2}$		偏差/%
		本文结果	文献结果		本文结果	文献结果		本文结果	文献结果	
2	0.1	0.0141	0.014	0.71	0.014	0.014	0	0.014	0.014	0
	1	0.144	0.144	0	0.145	0.145	0	0.147	0.147	0
	10	1.615	1.612	0.19	1.524	1.520	0.26	1.218	1.214	0.33
	20	3.339	3.33	0.27	2.745	2.736	0.33	1.839	1.828	0.60
	40	6.265	6.246	0.30	4.260	4.239	0.50	2.426	2.406	0.83
5	0.1	0.191	0.192	-0.52	0.203	0.204	-0.49	0.206	0.206	0
	1	2.341	2.343	-0.09	1.841	1.833	0.44	1.172	1.164	0.69
	10	22.358	22.2	0.71	6.705	6.633	1.09	2.724	2.697	1.00
	20	34.973	34.66	0.90	8.250	8.135	1.41	3.421	3.362	1.75
	40	46.985	46.4	1.26	9.396	9.231	1.79	3.691	3.612	2.19
10	0.1	0.659	0.66	-0.15	0.663	0.661	0.30	0.467	0.464	0.65
	1	8.901	8.818	0.94	3.203	3.170	1.04	1.637	1.619	1.11
	10	61.501	60.38	1.86	8.302	8.109	2.38	3.382	3.323	1.78
	20	88.643	86.84	2.08	9.640	9.457	1.94	3.706	3.627	2.18

表 4 不同转速下考虑稀薄气体效应前后轴向承载力结果

Table 4 Axial load capacities under different rotating speeds with and without rarefied gas considered

转速/ (r/min)	轴向承载力/N		考虑稀薄气体 效应轴承载 力百分比/%
	不计稀薄 气体效应	考虑稀薄 气体效应	
1000	0.414	0.402	97.08
10000	5.078	4.911	96.70
20000	10.760	10.455	97.17
30000	15.987	15.603	97.60
40000	20.643	20.213	97.92
50000	24.793	24.335	98.15
60000	28.517	28.041	98.33
70000	31.882	31.396	98.47
80000	34.945	34.452	98.59
90000	37.749	37.254	98.69
100000	40.331	39.834	98.77

表 5 不同箔片变形柔度系数下考虑稀薄气体效应前后轴向承载力结果

Table 5 Axial load capacities under different foil compliance coefficients with and without rarefied gas considered

箔片变形 柔度系数 α	轴向承载力/N		考虑稀薄气体 效应轴承载 力百分比/%
	不计稀薄 气体效应	考虑稀薄 气体效应	
0	17.81	17.26	96.93
0.14895	15.99	15.60	97.60
0.5	13.00	12.77	98.23
1	10.64	10.49	98.58
1.5	9.206	9.092	98.76
2	8.206	8.114	98.88
3	6.867	6.800	99.03
4	5.985	5.932	99.12
6	4.857	4.820	99.24
8	4.144	4.115	99.32

图 6~图 8 给出了表 1 止推箔片轴承单个扇形瓦块内的压力分布、气膜厚度分布、Knudsen 数分布图。轴承润滑膜的 Knudsen 数均在 $10^{-3} \sim 9 \times 10^{-3}$ 范围内,此时稀薄气体效应的影响是存在

的。在扇形瓦块倾斜面部分,由于气膜收敛楔的影响,压力沿止推盘旋转方向逐渐增大,在收敛楔末端附近达到最大;进入到水平面部分,压力变化趋于平缓,在出口位置急剧减小到环境压力;由于扇形瓦块四周均为环境边界条件,压力沿径向方向也呈现先增大后减小的趋势。与压力水平对应,箔片在水平面部分的变形大于倾斜面部分的变形,在水平面与倾斜面过渡区域的变化也趋于平缓。

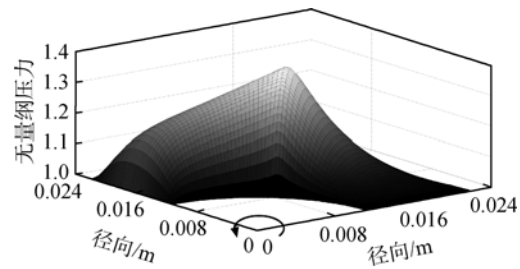


图 6 原始参数下止推箔片轴承压力分布图

Fig. 6 Pressure distribution for the foil thrust bearing under original parameters

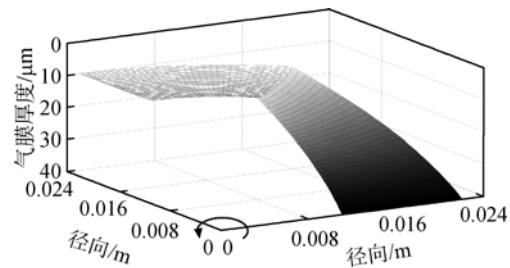


图 7 原始参数下止推箔片轴承气膜厚度分布图

Fig. 7 Film thickness distribution for the foil thrust bearing under original parameters

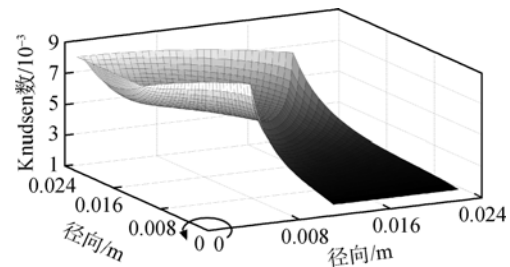


图 8 原始参数下止推箔片轴承 Knudsen 数分布图

Fig. 8 Knudsen number distribution for the foil thrust bearing under original parameters

图 9 描述了不同最小气膜厚度下止推箔片轴承轴向承载力与扇形瓦倾斜面高度的关系。可以看出,最小气膜厚度增大,止推箔片轴承的轴向承载力明显降低,此时润滑气体的动压效果明显减

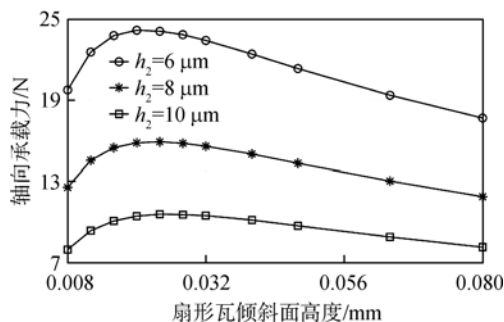


图9 扇形瓦倾斜面高度-轴向承载力曲线

Fig. 9 Axial load capacity versus the height of the sector ramp

弱;随着倾斜面高度增大,轴向承载力呈现先增大后减小的趋势,因而存在使轴向承载力达到最大的最优倾斜面高度;但最优倾斜面高度并不是一个定值,随最小气膜厚度的增大也有所增大。

5.3 起飞转速结果

给定止推箔片轴承的安装间隙 $h_{asm} = 20 \mu\text{m}$, 转子轴向载荷 P_0 为 25 N, 计算止推箔片轴承的起飞转速。假设起飞前止推箔片轴承与转子止推盘间的最小间隙 h_0 为 $1 \mu\text{m}$, 计算转速的最小间隔为 10 r/min。

表 6 为不同箔片变形柔度系数下考虑稀薄气体效应前后止推箔片轴承的起飞转速。随着箔片变形柔度系数增大,止推箔片轴承的轴向承载力减小,起飞转速增大,且箔片变形柔度系数越大,

表 6 不同箔片变形柔度系数下考虑稀薄气体效应前后
起飞转速结果

Table 6 Lift-off speeds under different foil compliance coefficients with and without rarefied gas considered

箔片变形 柔度系数 α	起飞转速/(r/min)		起飞转速 增大的 百分比/%
	不计稀薄 气体效应	考虑稀薄 气体效应	
0	1380	1620	17.39
0.1	3750	4040	7.73
0.14895	5040	5350	6.15
0.2	6490	6850	5.55
0.3	9800	10250	4.59
0.4	13870	14430	4.04
0.5	19030	19740	3.73
0.6	25880	26770	3.44
0.7	35690	36890	3.36
0.8	52040	53850	3.48

起飞转速增长的速度越快。与表 5 轴向承载力结果对比指出,箔片变形柔度系数对起飞转速的影响更加显著,当箔片柔度系数大于 0.8 时,起飞转速高于 50 000 r/min。另一方面,稀薄气体作用下,止推箔片轴承的起飞转速将升高,其增大的百分比随箔片变形柔度系数的增大有所减小。在表 1 止推箔片轴承下,考虑稀薄气体效应后,止推箔片轴承的起飞转速增大 6.15%。

图 10 给出了止推箔片轴承起飞转速随扇形瓦倾斜面高度变化的曲线。不同扇形瓦倾斜面高度下,考虑稀薄气体效应,止推箔片轴承的起飞转速有明显提高。止推箔片轴承起飞转速随扇形瓦倾斜面高度的增大而增大,且基本呈线性关系。分析其原因如下:在起飞转速附近,止推箔片轴承的最小气膜厚度很小,当倾斜面高度在 0.008 ~ 0.08 mm 范围内逐渐增大时,轴向承载力呈现单调递减的趋势,从而导致起飞转速单调增大。

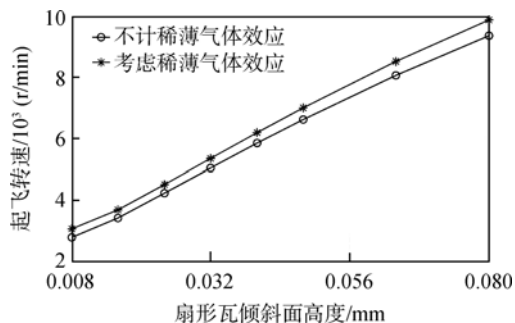


图10 扇形瓦倾斜面高度-起飞转速曲线

Fig. 10 Lift-off speed versus the height of the sector ramp

图 11 给出了安装间隙 h_{asm} 对止推箔片轴承起飞转速的影响。当 $h_{asm} < 10 \mu\text{m}$ 时,止推箔片轴承的起飞转速随 h_{asm} 的减小急剧增大;而当 $h_{asm} > 20 \mu\text{m}$ 时,增大 h_{asm} ,起飞转速略有减小,但减小的幅度很小。这是因为,安装间隙 h_{asm} 较大时,图 5

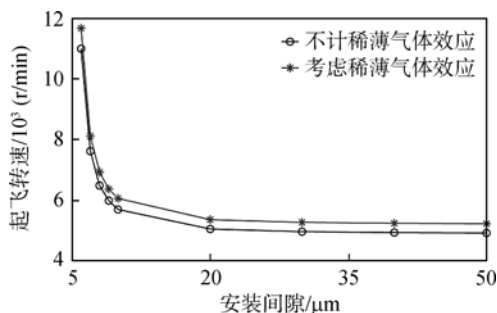


图11 安装间隙-起飞转速曲线

Fig. 11 Lift-off speed versus assembled clearance

所示右侧止推轴承对轴向承载力的贡献很小,而左侧止推轴承产生的轴向承载力没有变化,导致起飞转速基本没有变化。

6 结 论

针对波箔型气体止推箔片轴承结构,引入描述稀薄气体程度的克努森数 Kn ,采用1阶滑移速度边界条件,推导获得了考虑稀薄气体效应的修正雷诺方程。将 Newton-Raphson 迭代法和有限差分法相结合,耦合求解了修正 Reynolds 方程和润滑膜厚度方程,获得了止推箔片轴承的轴向承载力、起飞转速等静态性能。给出了稀薄气体效应及轴承结构参数对止推箔片轴承静态特性的影响。主要研究结论如下:

1) 稀薄气体效应将使止推箔片轴承的轴向承载力减小,起飞转速升高;随着轴承工作转速增大,润滑气体的压力水平提高,克努森数减小,导致稀薄气体效应的影响有所减弱;箔片变形柔度系数增大,稀薄气体的影响减弱。

2) 当止推箔片轴承的安装间隙小于 $10\text{ }\mu\text{m}$ 时,起飞转速随安装间隙的减小急剧增大,而当安装间隙大于 $20\text{ }\mu\text{m}$ 时,增大安装间隙,起飞转速基本不变。可见,在止推箔片轴承装配时,轴向间隙的控制尤为重要。

3) 参数研究给出了止推箔片轴承轴向承载力、起飞转速等静态特性随轴承结构参数的变化规律,为止推箔片轴承的优化设计提供指导。

参考文献:

- [1] 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.
- [2] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of gas lubricated compliant thrust bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 638-646.
- [3] Walowit J A, Murray S F, McCabe J T, et al. Gas lubricated foil bearing technology development for propulsion and power systems[R]. Air Force Aero Propulsion Laboratory, AFAPL-TR-73-92, 1973.
- [4] Iordanoff I. Analysis of an aerodynamic compliant foil thrust bearing: method for a rapid design[J]. Journal of Tribology, 1999, 121(4): 816-822.
- [5] 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, 2000, 122(1): 199-204.
- [6] 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(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(5): 1-4. (in Chinese)
- [7] YANG Lihua, SHI Jianhua, LIU Heng, et al. Study on lift-up speed of aerodynamic compliant foil thrust bearings[J]. Academic Journal of Xi'an Jiaotong University: English Edition, 2007, 19(1): 63-66.
- [8] Lee D, Kim D. Design and performance prediction of hybrid air foil thrust bearings[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133(4): 042501. 1-042501. 13.
- [9] Conboy T M. Real-gas effects in foil thrust bearings operating in the turbulent regime[J]. Journal of Tribology, 2013, 135(3): 031703. 1-031703. 12.
- [10] Gad A M, 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.
- [11] Burgdorfer A. The influence of the molecular mean free path on the performance of hydrodynamic gas lubricated bearings[J]. Journal of Basic Engineering, 1959, 81(1): 94-100.
- [12] Hsia Y T, Domoto G A. An experimental investigation of molecular rarefaction effects in gas lubricated bearings at ultra-low clearances[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(1): 120-129.
- [13] Mitsuya Y. Modified Reynolds equation for ultra-thin film gas lubrication using 1.5-order slip-flow model and considering surface accommodation coefficient[J]. Journal of Tribology, 1993, 115(2): 289-294.
- [14] Wu L, Bogy D B. New first and second order slip models for the compressible Reynolds equation[J]. Journal of Tribology, 2003, 125(3): 558-561.
- [15] Park D, Lee Y, Kim C, et al. Static and dynamic characteristics of air foil thrust bearing considering tilting pad condition[R]. ASME Paper GT2007-27814, 2007.
- [16] Gad-el-Hak M. The fluid mechanics of microdevices-the freeman scholar lecture[J]. Journal of Fluids Engineering, 1999, 121(1): 5-33.
- [17] Walowit J A, Anno J N. Modern developments in lubrication mechanics[M]. London: Applied Science Publishers, 1975.
- [18] Wang N, Chang C. An application of Newton's method to the lubrication analysis of air-lubricated bearings[J]. Tribology Transactions, 1999, 42(2): 419-424.

(编辑:秦理曼)