

文章编号 1004-924X(2018)10-2446-09

变截面节流器对空气静压轴承承载性能的影响

赵晓龙, 张君安*, 董皓, 刘波, 陈登第
(西安工业大学机械工程学院, 陕西西安 710021)

摘要: 为了分析可变截面节流器对空气静压轴承性能的影响, 提出了变截面节流器的空气静压轴承模型, 通过轴承承载表面弹性薄板的挠度变形实现节流器截面形状的动态变化。建立固体薄板变形和气体润滑的耦合偏微分方程, 采用有限差分法和超松弛迭代法对耦合方程进行离散和数值求解。计算结果表明: 节流器的截面形状直接决定了数值计算过程中喷嘴系数的大小, 与刚性节流器的空气静压轴承相比, 变截面节流器的空气静压轴承刚度提高了 15%, 在较高承载力的情况下能够获得更大的刚度。实验测试结果和理论分析基本一致, 变截面节流器的设计方法能够有效提高空气静压轴承的静特性。

关键词: 空气静压轴承; 小孔节流; 承载特性; 气固耦合; 刚度

中图分类号: TH133.36 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20182610.2446

Influence of variable section throttle on performance of aerostatic bearings

ZHAO Xiao-long, ZHANG Jun-an*, DONG Hao, LIU Bo, CHEN Deng-di

(School of Mechatronic Engineering, Xi'an Technological University, Xi'an 710021, China)

* Corresponding author, E-mail: zjal28@163.com

Abstract: To analyze the effect of a variable section throttle on the performance of aerostatic bearings, an aerostatic bearing model with a variable section throttle was proposed. Furthermore, the dynamic change in the shape of the throttle cavity cross section was realized by deformation of the elastic plate of the bearing surface. First, the coupled partial differential equations of solid plate deformation and gas lubrication were established. Then, they were discretized and solved by the high-precision finite difference and over relaxation iteration methods. The results reveal that the shape of the throttle determines the value of the nozzle coefficient in the numerical calculation. Furthermore, the stiffness of aerostatic bearings with a variable section throttle is 15% higher than that of aerostatic bearings with a rigid throttle, indicating that a variable section throttle allows aerostatic bearings to achieve a greater stiffness under high bearing capacity. The results of the theoretical analysis are in good agreement with experimental results. Moreover, they indicate that a variable section throttle can effectively improve the static characteristics of aerostatic bearings.

Key words: aerostatic bearing; orifice; bearing characteristics; aero-structure interaction; stiffness

收稿日期: 2018-01-12; **修订日期:** 2018-02-15.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(No. 51705390); 中国博士后科学基金资助项目(No. 2016M602937XB); 西安市科技计划资助项目(No. 2012075CG/RC038(XAGY008)); 西安工业大学流体润滑科研创新团队建设计划资助项目

1 引言

空气静压轴承由于摩擦损失少、运动精度高常被用在各种精密检测设备上^[1-2]。由于空气具有可压缩的性质,空气静压轴承易受外界冲击的影响,很难获得较高的刚度^[3-4]。为了提高轴承刚度,研究人员通过在轴承的承载表面设置不同截面形式的节流器来增加轴承的承载性能,并开展了一定的研究。Gao S^[5]等通过 CFD 方法模拟了异形节流孔对空气静压轴承的影响,结果表明不同节流孔形状对空气静压轴承性能有很大的影响,使得轴承的承载特性差异很大。Li Y^[6]等针对单节流孔静压气体轴承建立了考虑刚度和动态稳定性的优化数学模型,并在给定载荷下进行了优化。Nishio U 等^[7]通过数值计算和实验对小孔节流空气静压轴承的动静态特性进行了研究。李一飞^[8]等讨论了小孔与气腔尺寸对轴承承载力与刚度的影响,采用正交试验设计的原理给出了小孔节流轴承优化的径向基神经网络模型。G. Belforte^[9]等通过实验的方式研究了不同类型节流器的喷嘴系数,给出了精确的喷嘴系数计算公式,增强了气体轴承数值模拟的准确性。崔海龙^[10]等采用数值模拟方法建立小孔节流空气静压轴承模型,获取了设计参数对承载力和刚度的影响规律,研究了微小气膜间隙下气体的冗余现象对空气静压轴承动态稳定性的影响。还有一些学者针对小孔节流空气静压轴承的性能做了研究^[11-14]。然而,以上文献均是从刚性节流器出发对轴承特性进行分析。高压气体通过刚性节流器作用在承载表面,节流器的截面形状不受外界负载和气压变化的影响,节流器的节流作用恒定不变,而未对变截面节流器的空气静压轴承性能进行机理分析。

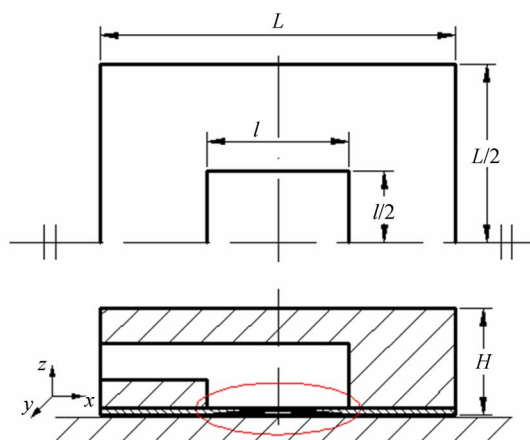
本文提出变截面节流器的轴承物理模型,在轴承承载表面设置弹性可变薄板。轴承在承载时,弹性薄板受供气压力 P_s 和气膜承载压力 p 的共同作用,随着外界载荷改变,薄板受到的压力差随之变化,致使薄板发生变形,动态改变承载面与弹性薄板形成的节流器截面形状,从而提高轴承刚度。通过建立薄板弹性变形控制方程和雷诺方程气固耦合的数学模型,分析了变截面节流器的动态挠度变形协调机理,研究了变截面节流器

对空气静压轴承承载特性的影响,同时通过数值计算对比了矩形节流器和变截面节流器轴承的承载特点,最后通过实验加以验证。

2 工作原理和数学模型

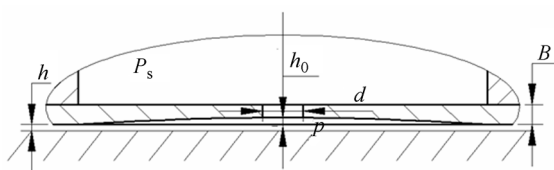
2.1 工作原理

图 1 为变截面节流器空气轴承的模型,轴承宽度为 L ,高度为 H ,在轴承中央设置变截面气腔区域,气腔宽度为 l ,可变弹性薄板的厚度为 B ,高压气体通过进气孔流入轴承内部,供气压力为 P_s ,节流孔的直径为 d ,气膜间隙为 h ,节流孔出口压力为 P_0 ,轴承承载表面压力为 p ,初始弹性节流器通过预先充气研磨得到 h_0 。在较大承载力下,变截面节流器属于环面节流形式,节流孔的环面节流面积 $A = \pi d(h + h_0)$,弹性薄板受到的压力差为 $\Delta p = P_s - p$ 。随着外界载荷的变化,节流器截面积发生改变。当气膜间隙较小时, p 略小于 P_s ,薄板受到的压力差 Δp 很小,弹性薄板变形量 Δh 很小,变截面节流器的深度约等于初始弹性节流器的深度,初始弹性节流器的截面积几乎不变;当外界载荷减小时,气膜间隙 h 增大,轴承承载表面压力 p 减小,薄板受到的压力差 Δp 增大,弹性薄板变形量 Δh 增大。此时,变截面节流器的深度等于 $h_0 - \Delta h$,此时节流器的截面积减小,导致节流器的封气能力降低,从而使轴承承载力降幅产生剧烈变化,因此承载力的变化量和气膜变化量的比值增大,即轴承的刚度提高。



(a) 变截面节流器的空气轴承物理模型

(a) Physical model of air bearing



(b) 变截面节流器放大图

(b) Enlarged view of variable section throttle

图 1 变截面节流器空气轴承的物理模型

Fig. 1 Physical model of air bearing with variable section throttle

2.2 数学模型

由于变截面节流器由薄板变形后研磨得到,薄板的变形量 h_0 相比薄板厚度 B 是一个很微小的量,两者相差 1 个数量级。为了便于计算,在建模中将薄板简化为理想平板进行建模。根据理想平板变形理论可得薄板变形协调微分方程^[15]:

$$\begin{cases} N_x = \frac{\partial M_x}{\partial x} + \frac{\partial M_{xy}}{\partial y} \\ N_y = \frac{\partial M_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial M_y}{\partial y} \\ \frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_y}{\partial y} + q(x, z) = 0 \end{cases}, \quad (1)$$

其中:

$$\begin{aligned} M_x &= \int_{-B/2}^{B/2} \sigma_x z dz = -D \left[\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right], \\ M_y &= \int_{-B/2}^{B/2} \sigma_y z dz = -D \left[\frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} \right], \\ M_{xy} &= \int_{-B/2}^{B/2} \tau_{xy} z dz = -D(1-\nu) \frac{\partial^2 \omega}{\partial x \partial y}, \\ N_x &= \int_{-B/2}^{B/2} \tau_{xz} dz = -D \frac{\partial}{\partial x} \nabla^2 \omega, \\ N_y &= \int_{-B/2}^{B/2} \tau_{yz} dz = -D \frac{\partial}{\partial y} \nabla^2 \omega, \\ D &= \frac{EB^3}{12(1-\nu^2)}, \end{aligned}$$

式中: M_x , M_{xy} , M_y 和 N_x , N_y 分别为弯矩和扭矩; E 为杨氏模量; D 为弯曲刚度; ν 为泊松比; ω 为薄板挠度变形; σ_x , σ_y , τ_{xy} , τ_{xz} , τ_{yz} 为应力分量; $q(x, z)$ 为薄板在 z 方向上的受力, B 为弹性薄板的厚度。

以雷诺方程作为气体润滑的控制方程。雷诺方程求解的气膜压力分布作用于弹性薄板上使之发生挠度变形,因此气膜的压力分布 p 等于薄板在 z 方向上的受力,即: $p = q(x, z)$ 。整理方程(1)并联立简化后的雷诺方程,可得气固耦合控制

方程:

$$\begin{cases} \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \omega}{\partial y^4} = \frac{p}{D} \\ \frac{\partial}{\partial x} (ph^3 \frac{\partial p}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (ph^3 \frac{\partial p}{\partial y}) = 0 \end{cases}. \quad (2)$$

在数值计算中,同时应该满足气体流量平衡方程:

$$Q_n = Q_{out}, \quad (3)$$

其中:

$$\begin{cases} Q_n = AC_0 \Psi \frac{P_s}{\sqrt{\mathcal{R} T_0}} \\ Q_{out} = \frac{\gamma_a h^3}{12\mu} \int_0^z \frac{\partial p}{\partial x} dz \end{cases},$$

$$\begin{cases} \Psi = \left\{ 2g \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_0}{P_s} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_0}{P_s} \right)^{k-1/k} \right] \right\}^{1/2}, \frac{P_0}{P_s} \geq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k-1} \\ \Psi = \left[2g \frac{k}{k-1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{2/(k-1)} \right]^{1/2}, \frac{P_0}{P_s} < \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k-1} \end{cases},$$

其中: Q_n 为流进轴承的质量流量, Q_{out} 为流出轴承的质量流量, A 为节流孔环面节流面积, C_0 为喷嘴流量系数, Ψ 为喷嘴流速系数, \mathcal{R} 为标准气体常数, T_0 为温度, μ 为动力黏度, h 为气膜间隙的高度, k 为绝热指数, P_s 为供气压力, γ_a 为密度。

采用 4 阶精度的有限差分方法对气固耦合控制方程(2)进行离散,同时建立超松弛迭代(SLOR)公式进行耦合求解。

薄板变形控制方程的迭代公式为:

$$\omega_{i,j}^{(k+1)} = \omega_{i,j}^{(k)} + \alpha \left\{ \frac{1}{B} \left[\frac{p(i,j)}{D} \right] - (A_1(i,j) + A_2(i,j) + A_3(i,j)) \omega_{i,j}^{(k)} \right\}, \quad (4)$$

其中:

$$\begin{aligned} B &= \frac{6}{\Delta x^4} + \frac{8}{\Delta x^2 \Delta y^2} + \frac{6}{\Delta y^4}, \\ D &= \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}, \end{aligned}$$

$$A_1(i,j) = \frac{\omega(i+2,j) - 4\omega(i+1,j) + \omega(i-1,j) + \omega(i-2,j)}{\Delta x^4},$$

$$A_2(i,j) = \frac{\omega(i,j+2) - 4\omega(i,j+1) + \omega(i,j-1) + \omega(i,j-2)}{\Delta y^4},$$

$$A_3(i,j) = 2 \frac{\omega(i+1,j+1) + \omega(i+1,j-1) + \omega(i-1,j+1) + \omega(i-1,j-1) - 2(\omega(i,j+1) + \omega(i,j-1) + \omega(i+1,j) + \omega(i-1,j))}{\Delta x^2 \Delta y^2},$$

$$\Delta x, \Delta y \text{ 为单位网格长度, } \omega(i, j) \text{ 为不同网格点上的挠度值, } \alpha \text{ 为收敛系数, 一般取 } 0 < \alpha < 1.$$

为计算方便,将方程(2)中简化雷诺方程的压

为计算方便,将方程(2)中简化雷诺方程的压

力 p 的平方设为 $f = p^2$, 则气体润滑控制方程的迭代公式为:

$$f_{i,j}^{(k+1)} = f_{i,j}^{(k)} + \beta(A_{i,j} - f_{i,j}^{(k)}), \quad (5)$$

其中:

$$A_{i,j} = \frac{1}{T_{i,j}} \left(\frac{f_{i+1,j} + f_{i-1,j}}{\Delta x^2} + \frac{1}{x_i^2} \frac{f_{i,j+1} + f_{i,j-1}}{\Delta y^2} + \sigma_{i,j} \frac{f_{i+1,j} + f_{i-1,j}}{2\Delta x} + \tau_{i,j} \frac{f_{i,j+1} + f_{i,j-1}}{2\Delta y} \right),$$

$$T_{i,j} = \frac{2}{\Delta x^2} + \frac{2}{\Delta y^2},$$

$$\sigma_{i,j} = \frac{3}{2} \frac{h_{i+1,j} - h_{i-1,j}}{h_{i,j}} \frac{1}{\Delta x},$$

$$\tau_{i,j} = \frac{3}{2} \frac{h_{i,j+1} - h_{i,j-1}}{h_{i,j}} \frac{1}{\Delta y},$$

$\Delta x, \Delta y$ 为单位网格长度, $h(i, j)$ 为不同网格点上的气膜厚度, β 为收敛系数, 一般取 $0 < \beta < 1$ 。

轴承承载力计算公式为:

$$W = \int_0^x \int_0^y (p - P_a) dx dy, \quad (6)$$

其中 P_a 为标准大气压。

刚度计算公式为:

$$K = \frac{dW}{dh}. \quad (7)$$

3 算例求解

建立的空气静压轴承数值计算模型如图 1 所示, 对应的数值计算网格如图 2 所示(彩图见期刊电子版), 采用网格点重叠法计算。其中, 蓝色区域为矩形空气静压轴承承载面, 红色区域为变截面节流器位置, 变截面节流器的四个边为固定边界, 固定边界上的点应满足: $\omega = 0, \partial \omega / \partial x = 0, \partial \omega / \partial y = 0$ 。采用 MATLAB 编程求解所建立的数

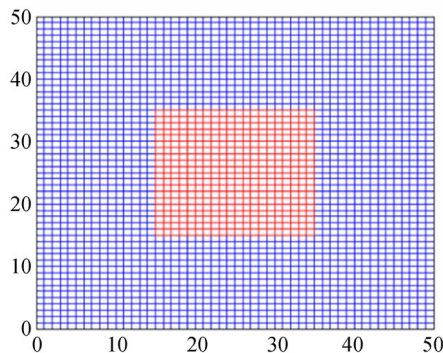


图 2 数值计算网格模型

Fig. 2 Numerical computational grids

学模型。计算流程如图 3 所示, 以变截面节流器研磨加工的深度为计算初值, 联立耦合求解薄板变形协调控制方程和气体润滑方程。在满足气体流量平衡的条件下, 判断前后两次节流器的相对变形量是否小于预设收敛精度, 若收敛, 则计算当前气膜间隙下轴承的承载力和刚度; 若不收敛, 则返回继续推进求解, 直到满足收敛精度。

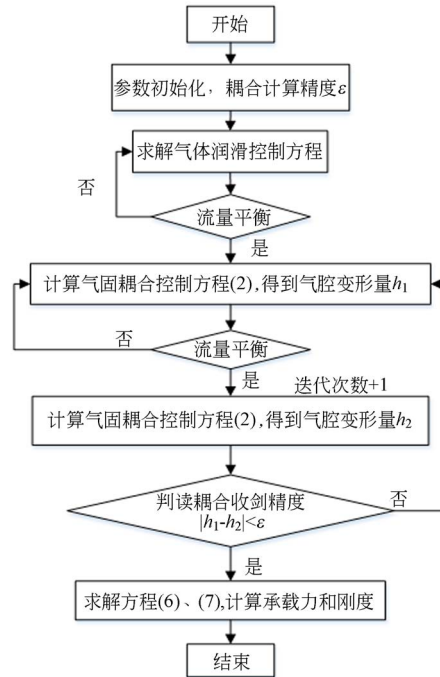


图 3 空气静压轴承数值计算流程图

Fig. 3 Flow chart of numerical calculation of aerostatic bearings

本文计算的变截面节流器的空气静压轴承参数如表 1 所示。变截面节流器初始值 h_0 如图 4

表 1 空气静压轴承计算参数

Tab. 1 Calculation parameters of aerostatic bearings

参数	数值
L/mm	50
l/mm	20
B/mm	0.3
C_0	$C_0 = 0.85 \times (1 - e^{-8.2(\omega+h)})^{[9]}$
E/GPa	1.12
H/mm	15
d/mm	0.3
$\mu/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	1.883×10^{-5}
k	1.4
\mathcal{R}	29.27
T_0/K	300
P_s/MPa	0.45
P_a/MPa	0.1
$\gamma_a/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	1.226

所示。由文献[9]可知,带有节流器的空气静压轴承喷嘴系数 C_0 与节流器的深度 h_0 和气膜厚度 h 有关。由于本文建立的是变截面节流器模型,节流器的深度等于薄板的变形挠度 ω ,并且节流器深度随气膜间隙的变化而变化,因此喷嘴系数 C_0

不是一个定值,随着耦合计算实时改变。

图 5 表示为不同气膜间隙下节流器的深度等值线和轴承压力分布图。为便于分析,以变截面节流器的最大深度 $h_0(i, j)|_{i=0, j=0}$ 和节流孔出口处的最大气压 $p(i, j)|_{i=0, j=0}$ 进行比较。气膜间隙 h 等于 $5 \mu\text{m}$ 时,变截面节流器的最大深度为 $19 \mu\text{m}$,基本等于轴承初始加工的节流器的最大深度值,轴承节流孔出口处的最大气压为 0.41 MPa ;气膜间隙 h 等于 $10 \mu\text{m}$ 时,变截面节流器的最大深度为 $11 \mu\text{m}$,轴承节流孔出口处的最大气压为 0.32 MPa ;气膜间隙 h 等于 $15 \mu\text{m}$ 时,变截面节流器的最大深度为 $3 \mu\text{m}$,轴承节流孔出口处的最大气压为 0.24 MPa ;气膜间隙 h 等于 $20 \mu\text{m}$ 时,变截面节流器的最大深度为 $0.5 \mu\text{m}$,轴承节流孔出口处的最大气压为 0.21 MPa 。

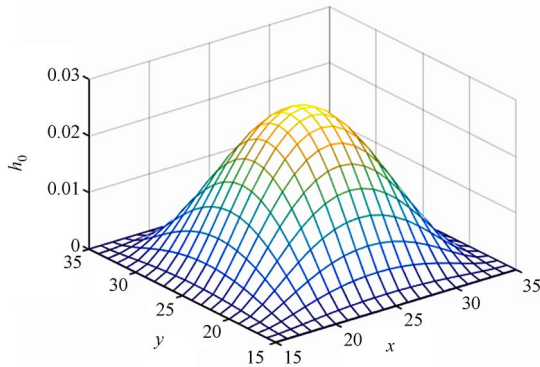
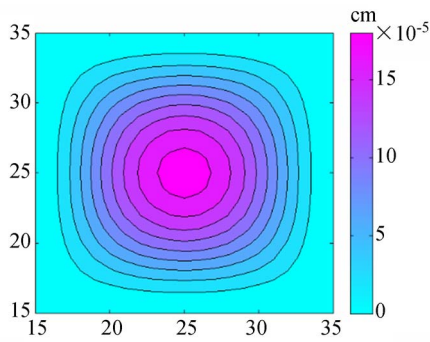


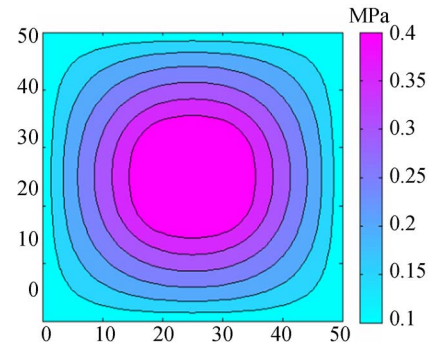
图 4 变截面节流器初始值 h_0

Fig. 4 Initial value of a variable cross-section throttle h_0



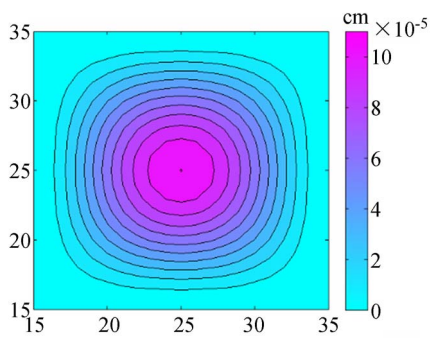
(a) 节流器深度等值线图 ($h=5 \mu\text{m}$)

(a) Contour map of gas cavity depth ($h=5 \mu\text{m}$)



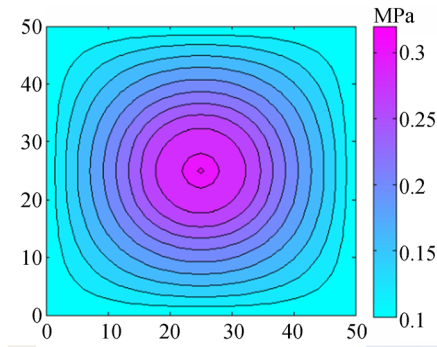
(b) 压力分布图 ($h=5 \mu\text{m}$)

(b) Pressure distribution ($h=5 \mu\text{m}$)



(c) 节流器深度等值线图 ($h=10 \mu\text{m}$)

(c) Contour map of gas cavity depth ($h=10 \mu\text{m}$)



(d) 压力分布图 ($h=10 \mu\text{m}$)

(d) Pressure distribution ($h=10 \mu\text{m}$)

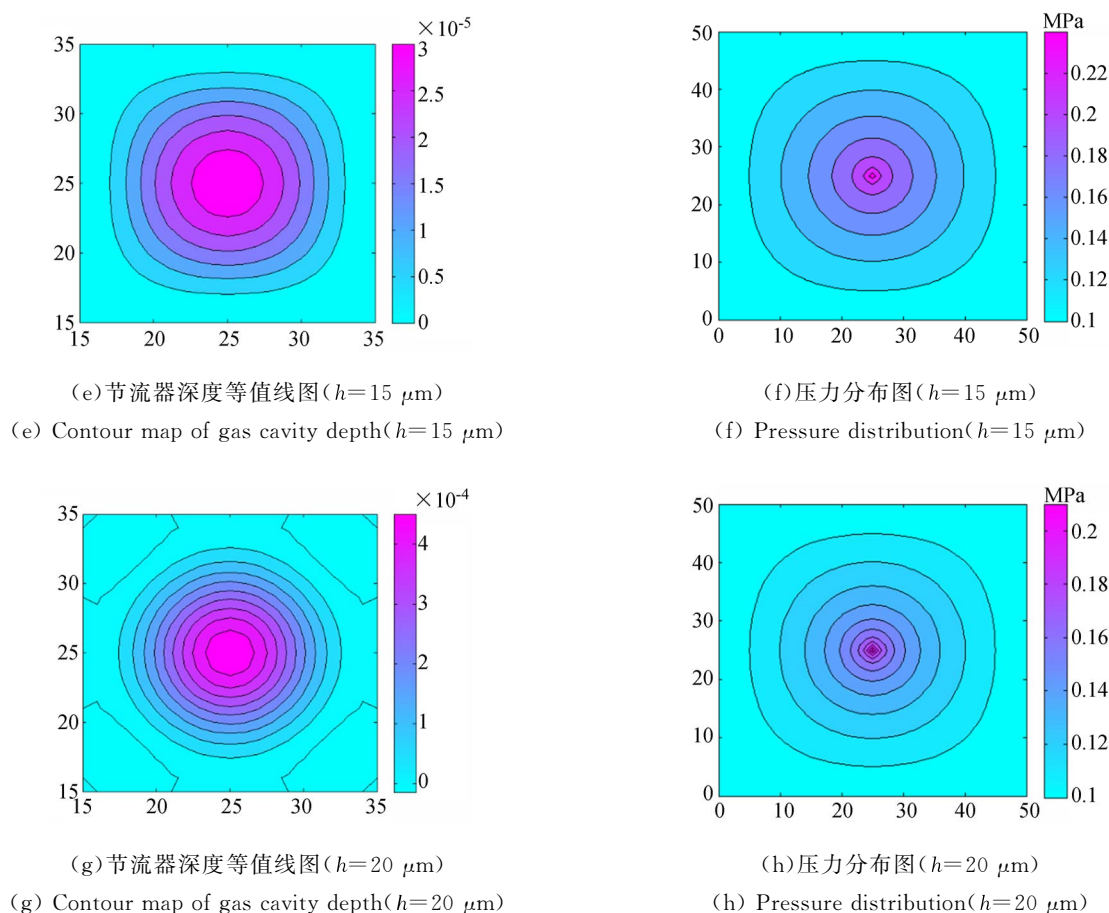


图 5 不同气膜间隙下变截面节流器的深度变形图和轴承压力分布图

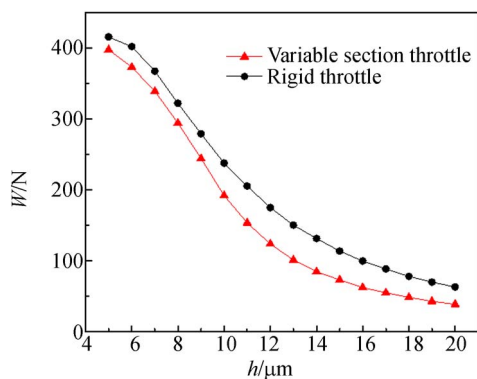
Fig. 5 Contour map of depth deformation and bearing pressure distribution of a variable section throttle with different gas film gaps

由图 5 可以看出:节流器的截面及轴承表面的压力分布均随着气膜间隙的增大而减小。当气膜间隙较小时,节流器的深度最大,即截面积越大,此时节流器的封气能力越强,轴承承载表面的压力分布越大。随着气膜间隙增大,承载面压力分布减小,弹性薄板受到的压力差增大,弹性薄板变形量 Δh 增大,变截面节流器的深度 $h_0 - \Delta h$ 减小,即节流器的截面积减小,使得节流器的封气能力减弱,轴承承载表面的压力分布随之降低。

计算参数保持不变,对矩形节流器空气静压轴承的承载特性进行数值计算。由于矩形节流器是刚性的,节流器的深度为定值,不用考虑节流器变形,因此仅联立方程(2)中的气体润滑控制方程和方程(3)进行求解。

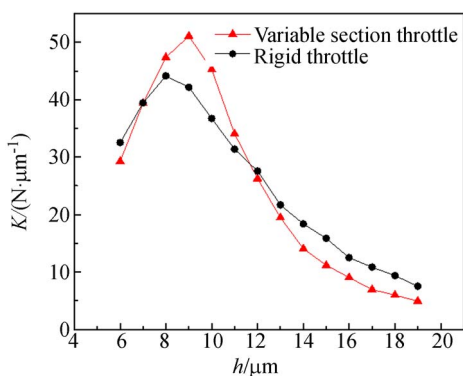
由式(6)和式(7)计算变截面节流器和矩形节流器空气静压轴承的承载力和刚度,计算结果对比如图 6 所示。

由图 6(a)可知,随着气膜间隙的增加,轴承的承载力持续减小。在气膜间隙等于 $5 \mu\text{m}$ 时,变截面节流器的最大承载力为 397.5 N ,矩形节流器的最大承载力为 415.8 N ,变截面节流器轴承的承载力略小于矩形节流器轴承的承载力。由图 6(b)可知,随着气膜间隙的增大,轴承的刚度先增大后减小;变截面节流器轴承的最大刚度为 $51.07 \text{ N}/\mu\text{m}$,矩形节流器轴承的最大刚度为 $44.16 \text{ N}/\mu\text{m}$,相比矩形节流器,变截面节流器的轴承刚度提高了 15.6% 。在相同的承载力下,当轴承的承载力在 $180 \sim 320 \text{ N}$ (或气膜间隙 $h=7 \sim 11 \mu\text{m}$)时,变截面轴承的刚度大于矩形节流器的轴承刚度,当承载力等于 275 N (或 $h=9 \mu\text{m}$)时,变截面节流器的轴承刚度最大。综上所述,变截面节流器轴承在获得较高承载力的同时能够获得更大的刚度。



(a) 承载力-气膜曲线

(a) Bearing capacity as a function of gas film gap



(b) 刚度-气膜曲线

(b) Stiffness as a function of gas film gap

图 6 轴承性能对比

Fig. 6 Comparison of bearing performance

4 实验与结果

为了验证理论模型的正确性,搭建空气静压轴承刚度测试实验台,对轴承刚度进行测试,如图 7 所示。该实验台由千斤顶输出压力,通过测力传感器和传力杆将千斤顶的压力传送到被测轴承上,被测轴承的工作气膜间隙由微位移传感器输出。为了保证试件气浮表面和承载面的平行度,轴承的气浮表面和承载面的研磨精度控制在 $1 \mu\text{m}$ 以下,同时在承载板背部设计有球形止推球窝,由钢珠压紧。在加载测试过程中,依靠钢珠在球窝的自动调整功能,自适应地调节轴承气浮面和承载面的平行度始终在合理范围内。最后,通过式(7)对数据进行处理分析,得到轴承的静刚度特性。该试验台的最大输出压力为 $5\ 000 \text{ N}$,微位移传感器的最小分辨率为 $0.1 \mu\text{m}$,实验压力 P_s 为 0.45 MPa 。

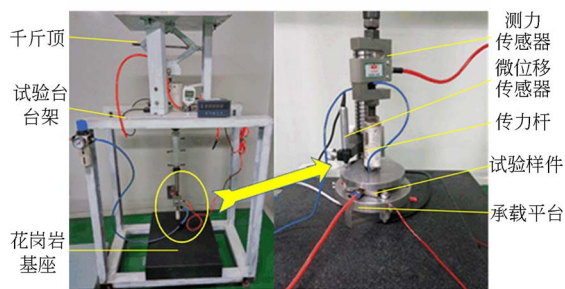
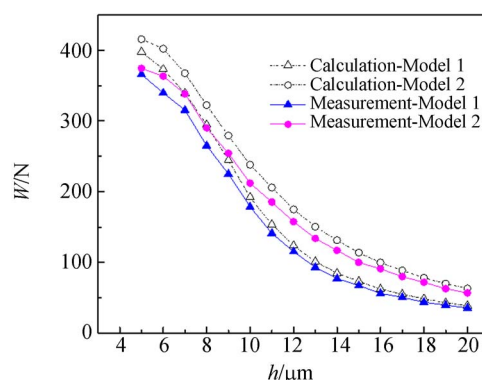


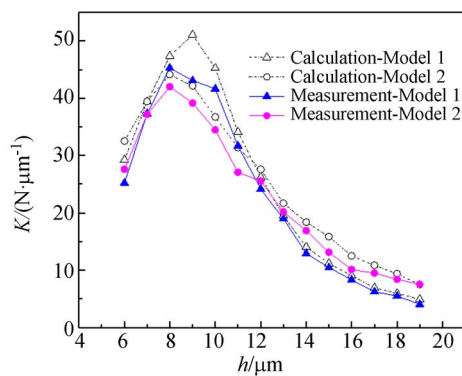
图 7 空气静压轴承刚度测试实验台

Fig. 7 Test platform for stiffness of aerostatic bearing



(a) 承载力-气膜曲线

(a) Bearing capacity as a function of gas film gap



(b) 刚度-气膜曲线

(b) Stiffness as a function of gas film gap

图 8 实验验证曲线

Fig. 8 Experimental curves

图 8 为实验测试数据和理论计算数据对比,其中模型 1、模型 2 分别为矩形节流器模型和变截面节流器模型。由图 8(a)可知,在气膜间隙等于 $5 \mu\text{m}$ 时,变截面节流器的最大承载力为 365.7 N ,矩形节流器的最大承载力为 347.2 N 。由图 8(b)可知:实验测试的变截面节流器轴承的最

大刚度为 $46.6 \text{ N}/\mu\text{m}$, 矩形节流器轴承的最大刚度为 $42.02 \text{ N}/\mu\text{m}$, 变截面节流器相比矩形节流器的轴承刚度提高了 10.9% 。轴承承载力等于 224 N (或气膜间隙 $h=8 \mu\text{m}$)时, 变截面节流器轴承刚度最大。实验测试结果和理论计算有比较好的一致性, 由于轴承加工精度和实验误差等因素的影响, 实验测试值略小于数值计算结果, 但趋势基本一致, 有效地验证了数值计算的准确性。

5 结 论

本文通过建立变截面节流器模型, 研究了变

截面节流器对空气静压轴承承载性能的影响。通过理论和实验分析得到, 基于薄板变形理论建立的气固耦合轴承分析模型是正确的, 这种变截面节流器的设计为提高空气静压轴承的刚度提供了一种新方法。节流器的截面形状对轴承的性能有重要影响, 变截面节流器轴承的承载力略小于刚性节流器(矩形)轴承的承载力。在较高的承载力范围内, 变截面节流器轴承相比刚性节流器(矩形)轴承能够获得更大的刚度, 相比刚性节流器(矩形)的轴承至少提高 15% 。气膜间隙对空气静压轴承的刚度也有重要影响, 变截面节流器的空气静压轴承的最优工作气膜间隙为 $7\sim 11 \mu\text{m}$ 。

参考文献:

- [1] 周健斌, 孟光, 张文明. 微机系统径向气体轴承特性研究[J]. 振动与冲击, 2007, 26(9):30-33.
ZHOU J B, MENG G, ZHANG W M. Characteristics of micro gas journal bearing[J]. *Journal of Vibration & Shock*, 2007, 26(9):30-33. (in Chinese)
- [2] 陈琦, 陈斌, 蔡黎明. 均压槽对空气静压轴承微振动的影响[J]. 光学精密工程, 2014, 22(12): 3354-3359.
CHEN Q, CHEN B, CAI L M. Effect of equalizing groove on small vibration of aerostatic bearings[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2014, 22(12): 3354-3359. (in Chinese)
- [3] RAPARELLI T, VIKTOROV V, COLOMBO F, et al.. Aerostatic thrust bearings active compensation: Critical review[J]. *Precision Engineering*, 2016, 44:1-12.
- [4] 夏毅敏, 杨添任, 张刚强, 等. Nanosys-1000 机床静压止推轴承流场分布规律及承载特性[J]. 光学精密工程, 2013, 21(1):144-150.
XIA Y M, YANG T R, ZHANG G Q, et al.. Flow field distribution and bearing characteristics of hydrostatic thrust bearing in Nanosys-1000 machine [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2013, 21(1):144-150. (in Chinese)
- [5] GAO S, CHENG K, CHEN S, et al.. CFD based investigation on influence of orifice chamber shapes for the design of aerostatic thrust bearings at ultra-high speed spindles[J]. *Tribology International*, 2015, 92:211-221.
- [6] LI Y, YIN Y, YANG H, et al.. Modeling for optimization of circular flat pad aerostatic bearing with a single central orifice-type restrictor based on CFD simulation [J]. *Tribology International*, 2017, 109:206-216.
- [7] NISHIO U, SOMAYA K, YOSHIMOTO S. Numerical calculation and experimental verification of static and dynamic characteristics of aerostatic thrust bearings with small feedholes[J]. *Tribology International*, 2011, 44(12):1790-1795.
- [8] 李一飞, 尹益辉. 小孔节流静压支承轴承力学性能的数值建模[J]. 光学精密工程, 2017, 25(2):417-424.
LI Y F, YIN Y H. Numerical modeling of mechanical performances of aerostatic bearing with orifice-type restrictor[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2017, 25(2):417-424. (in Chinese)
- [9] BELFORTE G, RAPARELLI T, VIKTOROV V. Discharge coefficients of orifice-type restrictor for aerostatic bearings [J]. *Tribology International*, 2007, 40(3):512-521.
- [10] 崔海龙, 岳晓斌, 张连新, 等. 基于数值模拟的小孔节流空气静压轴承静态特性研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(9):116-121.
CUI H L, YUE X B, ZHANG L X, et al.. Static and dynamic characteristics of aerostatic bearing based on numerical simulation[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(9):116-121. (in Chinese)
- [11] 冯凯, 张俊, 王法义. 径向间隙及加工工艺对气体箔片轴承性能的影响[J]. 航空动力学报, 2016, 31(11):2773-2780.
FENG K, ZHANG J, WANG F Y. Influence of radial clearance and processing technology on

- structural properties of gas foil bearing[J]. *Journal of Aeronautical Power*, 2016, 31(11):2773-2780. (in Chinese)
- [12] ZHAO X L, ZHANG J A, DONG H, *et al.*. Numerical simulation and experimental study on the gas-solid coupling of the aerostatic thrust bearing with elastic equalizing pressure groove[J]. *Shock and Vibration*, 2017:1-11.
- [13] CHEN Y S, CHIU C C, CHENG Y D. Influences of operational conditions and geometric parameters on the stiffness of aerostatic journal bearings[J]. *Precision Engineering*, 2010, 34(4):722-734.
- [14] 赵晓龙, 董皓, 方舟, 等. 小孔节流空气静压止推轴承节流孔出口流场特性研究[J]. *润滑与密封*, 2016, 41(12):37-40.
- ZHAO X L, DONG H, FANG ZH, *et al.*. Research on orifice exit flow field characteristics of aerostatic bearings with small hole throttle[J]. *Lubrication Engineering*, 2016, 41(12):37-40. (in Chinese)
- [15] NAGHDI P M. The theory of shells and plates [J]. *Mechanics of Solids*, 1973:425-640.

作者简介:



赵晓龙(1988—),男,陕西宝鸡人,博士研究生,2011年、2014年于西安工业大学分别获得学士、硕士学位,主要从事计算流体力学、气体润滑理论的研究。E-mail:403872309@163.com

导师简介:



张君安(1956—),男,教授,博士生导师,主要从事气体润滑理论、精密机械设计等研究。E-mail: zja128@163.com