

# 带均压槽的多孔集成节流静压气体轴承 静态性能分析\*

李 浩 卢志伟 刘锡尧 周昊洋 赵 康 张君安

(西安工业大学机电工程学院, 陕西 西安 710021)

**摘要:** 为了提升静压气体轴承的静态性能并探究其变化规律, 文章研究了一种带均压槽的多孔集成节流静压气体轴承。通过推导气体润滑控制方程建立数学模型, 并通过编程软件对离散化的控制方程进行求解计算, 分析不同节流孔数量、供气压力、均压槽槽宽和均压槽槽深对静压气体轴承静态性能的影响规律。结果表明: 与无均压槽多孔集成节流静压气体轴承相比, 带均压槽的静压气体轴承承载力和刚度有了明显的提高; 同时节流孔数量对带均压槽的多孔集成节流静压气体轴承的承载力影响显著, 但孔数增加到一定程度后承载力增速减缓; 均压槽槽宽对其承载力影响较小; 均压槽槽深和供气压力对静压气体轴承的静态性能有明显影响。

**关键词:** 静压气体轴承; 有限差分; 均压槽

**中图分类号:** TH133.36      **文献标识码:** A

**DOI:** 10.19287/j.mtmt.1005-2402.2024.05.009

## Static performance analysis of porous integrated throttle static pressure gas bearing with equalizing groove

LI Hao, LU Zhiwei, LIU Xiyao, ZHOU Haoyang, ZHAO Kang, ZHANG Jun'an

(School of Electrical and Mechanical Engineering, Xi'an Technological University, Xi'an 710021, CHN)

**Abstract:** To improve the static performance of the static pressure gas bearing and explore its change rule, a porous integrated throttle static pressure gas bearing with pressure equalizing groove is studied in this paper. A mathematical model was established by deducing the gas lubrication governing equation, and the discretized governing equation was solved and calculated by programming software. The effects of different orifice number, gas supply pressure, width and depth of equalizing groove on the static performance of the static pressure gas bearing were analyzed. The results show that the bearing capacity and stiffness of the gas bearing with pressure equalizing groove are improved compared with the porous integrated throttle gas bearing without pressure equalizing groove. At the same time, the number of throttling holes has a significant effect on the bearing capacity of the porous integrated throttling gas bearing with pressure equalizing groove. Still, the bearing capacity growth rate slows when the number of holes increases to a certain extent. The width of the equalizing groove has little effect on its bearing capacity. The depth of the equalizing groove and the gas supply pressure influence the static performance of the static-pressure gas bearing.

**Keywords:** static pressure gas bearing; finite difference; pressure groove

静压气体轴承以空气为润滑介质, 具有热稳定性好、无摩擦、高精度以及使用寿命长等优点, 被广泛应用于高速轻载的精密加工设备和测量平台<sup>[1-3]</sup>。

但静压气体轴承生成的气膜承载力和刚度较低, 因此, 行业对静压气体轴承的整体性能、刚度及稳定性等都提出了更高的要求<sup>[4-6]</sup>。探究影响静压气体

\* 国家自然科学基金项目(52301101); 陕西省科技厅项目(2024GX-YBXM-217); 陕西省教育厅项目(23JC040); 西安市科技局项目(21XJZZ0025); 西安市碑林区项目(GX2220)

轴承性能的因素, 并进行结构优化以提高整体性能成为关键问题<sup>[7]</sup>。

近年来, 为提高静压气体轴承的整体性能, 国内外的众多学者进行了大量与静压气体轴承设计参数、材料以及各种特性的实验。徐磊磊通过对开、闭式空气静压气体轴承的静态特性进行研究, 分析单排孔和双排孔对轴承的影响规律<sup>[8]</sup>。于贺春等采用 Fluent 对微孔气体静压止推轴承进行仿真模拟, 分析不同参数对轴承静特性的影响规律<sup>[9]</sup>。罗舒元等通过对不同参数下的微孔节流器静压气体止推轴承进行三维仿真模拟, 与环面节流仿真进行对比, 研究微孔节流模型下气膜间隙、供气压力和直径等参数对轴承静特性的影响作用<sup>[10]</sup>。刘晨帆等通过对小气膜间隙下环面节流孔出口处气旋大小和压力值与气膜间隙的关系进行数值分析, 研究气膜间隙内的压力分布状态<sup>[11]</sup>。程楼为静压气体轴承增加双 U 形均压槽大节流器和双 U 形均压槽小节流器, 并通过数值计算, 证明压力分布从节流孔出口处逐渐稳定过渡到均压槽处, 最后逐渐降低至大气压强<sup>[12]</sup>。王婷等在导轨的工作面上设计直线形、双弧形和 X 形三种均压槽结构, 建立轴承气膜三维模型, 通过 CFD 仿真模拟分析不同均压槽结构对轴承的承载性能影响作用<sup>[13]</sup>。

针对静压气体轴承承载力小、刚度低及稳定性差的问题, 本文设计出一种带均压槽多孔集成节流静压气体轴承, 旨在实现增强静压气体轴承承载性能, 提高其稳定性的目的, 改善其应用的局限性, 为科技发展提供重要的理论与实践应用价值。

## 1 静压气体轴承模型建立

本文研究的带均压槽的多孔集成节流静压气体轴承是基于卢志伟等<sup>[14]</sup>设计的物理模型, 在轴承的承载面增加均压槽结构, 旨在提升轴承的整体性能, 其结构示意图如图 1 所示。这种静压气体轴承包括按照外形为长方形, 其外形尺寸为长、宽和高分别为  $L$ 、 $B$  和  $H$ 。在每个集成节流器上设置若干个直径为  $d$ 、长度为  $l$  的微小节流孔。

供气压力为  $p_s$  的高压气体通过气道进入多孔集成节流器, 利用节流孔进行第一次节流, 接着流入均压槽, 利用均压槽形成二次节流, 然后进入到轴承与工作面之间, 形成具有一定刚度的气膜, 最后流入外界环境。

节流器作为静压气体轴承中产生润滑效果的关键

组件, 它的主要功能在于对加压气体进行节流, 以形成具有良好刚度的气膜。本文设计了带均压槽的多孔集成节流静压气体轴承, 其节流孔数  $n$  分别设置为 1、5、9 和 13, 其示意图如图 2 所示。

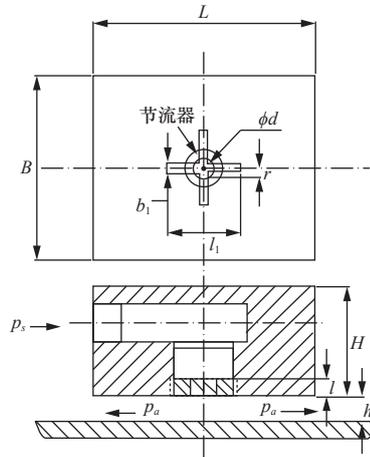


图 1 带均压槽多孔静压气体轴承结构示意图

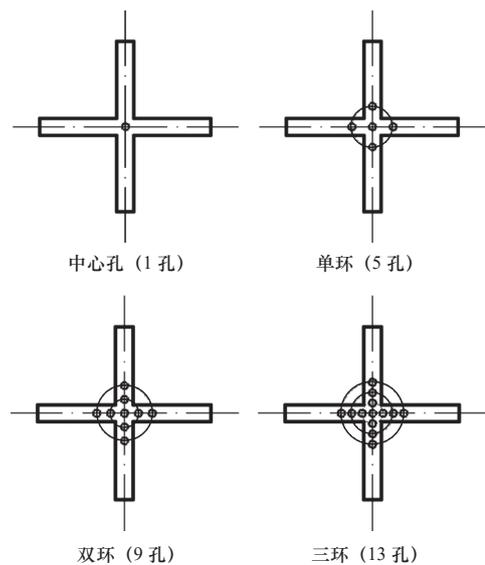


图 2 带均压槽的多孔集成节流器示意图

文中设计的环形多孔气体静压止推轴承的具体有关模型参数见表 1。

## 2 控制方程与网格划分

### 2.1 控制方程

将边界条件代入, 可以得到其在笛卡尔坐标系下的可压缩雷诺方程式<sup>[15]</sup>为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) + 6V \frac{\partial}{\partial y} (\rho h) + 12 \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) \quad (1)$$

式中： $x$ 为横坐标； $y$ 为纵坐标； $p$ 为气膜压力； $h$ 为气膜间隙； $\mu$ 为气膜粘度系数； $U$ 和 $V$ 为相对运动速度； $t$ 为时间； $\rho$ 为气体密度。

表1 带均压槽的多孔集成节流静压气体轴承模型参数

参数	数值
轴承边长 $L/\text{mm}$	30
轴承边长 $B/\text{mm}$	25
轴承高度 $H/\text{mm}$	15
节流孔直径 $d/\text{mm}$	0.2
均压槽宽度 $b_1/\text{mm}$	0.4~0.8
均压槽深度 $h_1/\text{mm}$	0.05~0.3
均压槽长度 $l_1/\text{mm}$	10
节流孔数量 $n$	1、5、9、13
气膜间隙 $h/\mu\text{m}$	5~30

由于静压气体轴承的两个相对运动支承平面在二维低速度状态下工作，两运动支承平面之间相对滑动速度与气体压力产生的流速相比很小，则润滑流体可认为是二维定常可压缩的流体。故将式(1)化简为

$$\frac{\partial^2 p^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p^2}{\partial y^2} + \frac{3}{h} \frac{\partial h}{\partial x} \frac{\partial p^2}{\partial x} + \frac{3}{h} \frac{\partial h}{\partial y} \frac{\partial p^2}{\partial y} = 0 \quad (2)$$

对控制方程式(2)进行有限差分方法离散，采用二阶有限差分数值精度进行求解计算。直角坐标系下节点的 $x$ 方向用 $i$ 表示， $y$ 方向用 $j$ 表示，所以每个节点可以由 $(i,j)$ 表示。令 $F = p^2$ ，则对式(2)采用二阶中心差分进行离散化并进行整理合并得到式(3)。

$$F_{i,j} = \frac{1}{B_{i,j}} \left( \frac{f_{i+1,j} + f_{i-1,j}}{(\Delta x)^2} + \frac{f_{i,j+1} + f_{i,j-1}}{(\Delta y)^2} + \frac{3}{h_{i,j}} \frac{h_{i+1,j} - h_{i-1,j}}{2\Delta x} \times \frac{f_{i+1,j} - f_{i-1,j}}{2\Delta x} + \frac{3}{h_{i,j}} \frac{h_{i,j+1} - h_{i,j-1}}{2\Delta y} \frac{f_{i,j+1} - f_{i,j-1}}{2\Delta y} \right) \quad (3)$$

式中： $B_{i,j} = \frac{2}{(\Delta x)^2} + \frac{2}{(\Delta y)^2}$ ； $\Delta x$ 是 $x$ 方向的网格间隔距离； $\Delta y$ 是 $y$ 方向的网格间隔距离。

根据流体润滑理论可以得到在计算过程中轴承气膜间隙中流体流量与轴承各节流孔的出口流体流量应保持平衡，需满足流量平衡方程式(4)。

$$Q_{in} = Q_{out} \quad (4)$$

式中： $Q_{in}$ 为经节流孔流入气膜间隙的流量，其表

达式为

$$Q_{in} = nAC_0\Psi \frac{p_s}{\sqrt{RT_0}} \quad (5)$$

式中： $n$ 为节流器的节流孔数量； $C_0$ 为节流孔喷嘴流量系数； $A$ 为节流孔节流面积； $p_s$ 为节流器外部供气压力； $T_0$ 为气体温度； $R$ 为气体常数； $\Psi$ 的取值为

$$\Psi = \begin{cases} \left( \frac{2k}{k-1} \left( \left( \frac{p_0}{p_s} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_0}{p_s} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right) \right)^{\frac{1}{2}}, & \frac{p_0}{p_s} \geq \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \\ \left( \frac{2k}{k+1} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} \right)^{\frac{1}{2}}, & \frac{p_0}{p_s} < \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \end{cases} \quad (6)$$

式中： $p_0$ 为节流孔出口压力； $k$ 为气体的绝热系数。 $Q_{out}$ 为轴承流出流量之和，其各边界积分表达式为

$$Q_{out} = \frac{h^3 \rho}{12\mu} \int_0^L \left\{ \left. \frac{\partial p}{\partial y} \right|_{y=0} + \left. \frac{\partial p}{\partial y} \right|_{y=B} \right\} dx \gamma_a + \frac{h^3 \rho}{12\mu} \int_0^B \left\{ \left. \frac{\partial p}{\partial x} \right|_{x=0} + \left. \frac{\partial p}{\partial x} \right|_{x=L} \right\} dy \gamma_a \quad (7)$$

根据气体润滑控制方程(3)和流量平衡方程(4)联合求解气膜内的压力分布，通过压力分布在整个承载面上对承载力和刚度进行数值计算，承载力和刚度计算公式见式(8)和式(9)。

$$W = \int_0^B \int_0^L (p - p_a) dx dy \quad (8)$$

$$K = \frac{dW}{dh} \quad (9)$$

## 2.2 边界条件及计算流程

由于计算的静压气体轴承是矩形多孔集成节流静压气体轴承，轴承四周与大气相通且该轴承具有对称性，因此取轴承的1/2作研究对象，则其边界条件为

(1) 入口边界条件是节流器出口压力，节流器中心孔位置为 $x = L/2$ ， $y = B/2$ ，设定节流器处出口压力均为 $p = p_0$ 。

(2)  $x = 0$ 时， $p = p_a$ ； $x = B$ 时， $p = p_a$ 。

(3)  $y = 0$ 时， $p = p_a$ ； $y = L$ 时， $p = p_a$ 。

具体计算流程图如图3所示。

静压气体轴承气膜流场压力的数值迭代计算结束条件通过式(10)进行判断。

$$\frac{\sum_{j=1}^M \sum_{i=1}^N |p_{i,j}^{(n+1)} - p_{i,j}^{(n)}|}{\sum_{j=1}^M \sum_{i=1}^N |p_{i,j}^{(n)}|} \leq \delta \quad (10)$$

式中：收敛误差值 $\delta$ 为 $1 \times 10^{-6}$ 。

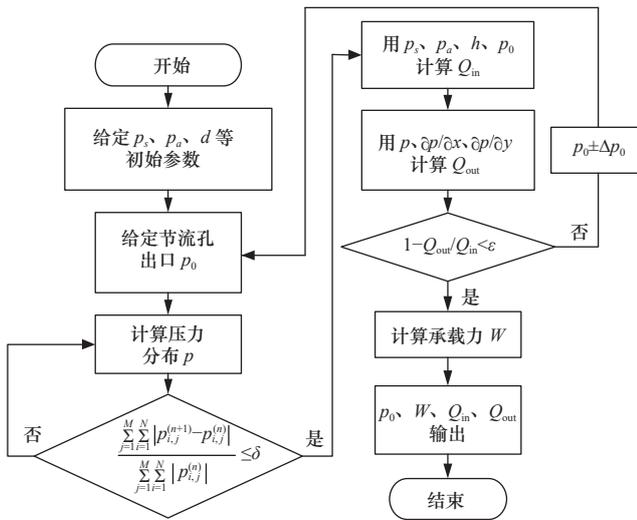


图3 静压气体轴承性能计算流程图

### 2.3 网格划分

由于轴承承载面存在均压槽结构，直接进行计算求解会导致计算精度不够，甚至结果无法收敛。因此，进行网格处理是提高计算精度和收敛性的关键步骤。为解决这个问题，需要对均压槽结构处的网格进行处理，使均压槽网格处压力值计算可以得到收敛。同时，为了避免计算量过大，采取网格加密的方法，既保障计算精度，又避免网格数过多导致计算量过大。

根据轴承的对称性，节流孔中心孔位于轴承中心处，令轴承长度方向为 $X$ 轴，宽度方向为 $Y$ 轴。加密部分由两部分组成，第一部分从边界到均压槽的边界处，第二部分从 $X$ 方向均压槽边界到 $Y$ 方向均压槽边界处，中间部分根据均压槽宽度变化。划分后的气膜内网格如图4所示。

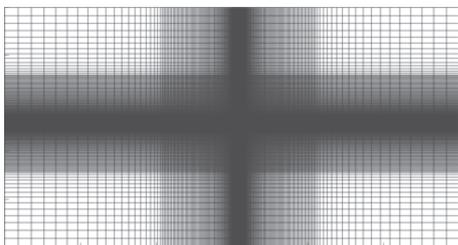


图4 带均压槽静压气体轴承网格划分

由于均压槽在 $Z$ 轴方向快速递增，需要对均压槽边界进行 $Z$ 方向局部加密，故本文采用线性增减的网格加密方法，计算公式为

$$S_n = m \times \frac{a_1 + a_n}{2} \quad (11)$$

式中： $S_n$ 为加密总长； $m$ 为加密网格数； $a_1$ 为第一个加密网格节点； $a_n$ 为加密边界网格节点。

$$y = ax + b \quad (12)$$

通过将 $a_1$ 和 $a_n$ 代入式(12)，完成 $Z$ 轴方向网格加密。

## 3 结果与分析

### 3.1 无槽与有槽多孔集成节流静压气体轴承结果分析

根据控制方程以及静压气体轴承承载性能的计算公式，对无槽和有槽的多孔集成节流静压气体轴承进行数值求解计算。选取节流孔数 $n=5$ ，槽宽 $b_1=0.4$  mm，槽深 $h_1=0.2$  mm和供气压力 $p_s=0.5$  MPa下的静压气体轴承，根据不同气膜间隙下气膜内压力分布变化的特征，列出气膜间隙 $h$ 为 $10 \sim 20$   $\mu\text{m}$ 气膜内压力分布图，如图5所示。

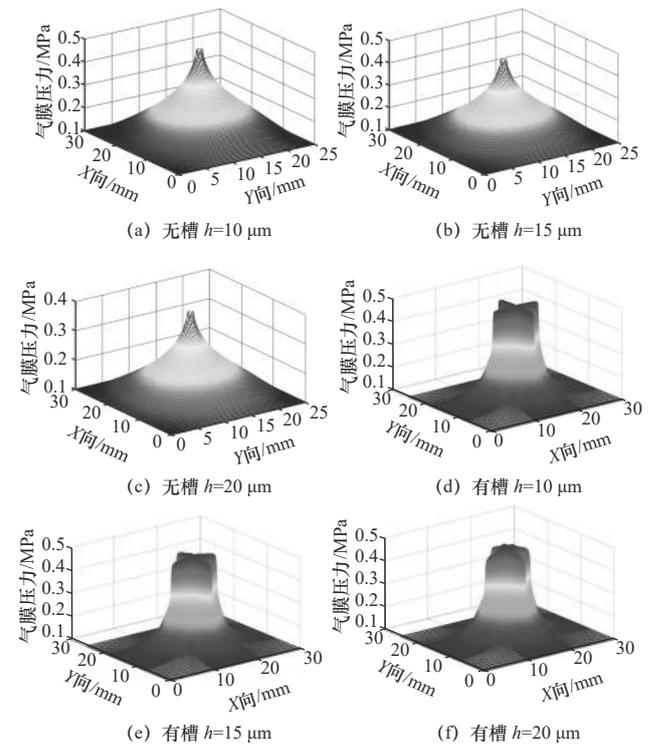


图5 无槽与有槽多孔集成节流静压气体轴承压力分布对比图

从图5可以看出：静压气体轴承供气孔处出口压力随着气膜间隙的增大而逐渐减小；同时可以明显地观察到从供气孔出口处到均压槽边界处压力变化缓慢，之后再逐渐降低至边界处，但随着气膜间隙的增加，均压槽边界处下降速度加快。

图6所示为无槽与有槽多孔集成节流静压气体轴承承载力对比图，可以分析出，在一定气膜间隙下，与无槽多孔集成节流静压气体轴承相比，

带均压槽的多孔集成节流静压气体轴承承载力明显提高。

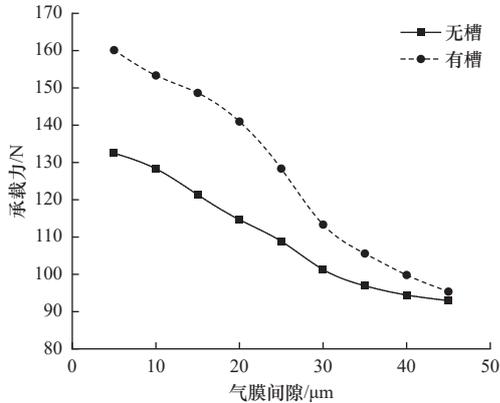


图6 无槽与有槽多孔集成节流静压气体轴承承载力对比图

### 3.2 节流孔数量对轴承静特性影响规律

为了研究节流孔数量对带均压槽的多孔集成节流静压气体轴承静态性能的影响，选取节流孔数  $n$  分别为1、5、9和13的轴承模型，设定供气压力为  $p_s=0.5\text{ MPa}$ ，槽宽为  $b_1=0.4\text{ mm}$ ，槽深为  $h_1=0.15\text{ mm}$ 。通过数值计算，得到静压气体轴承静态性能的数值结果，如图7和图8所示。

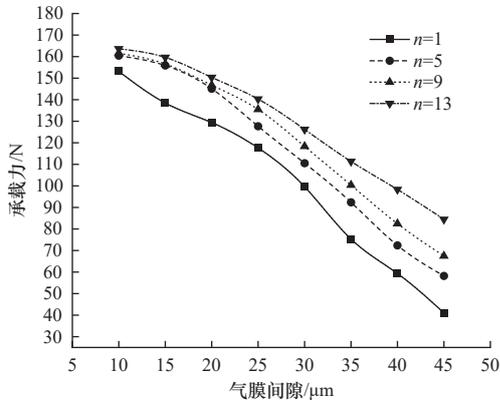


图7 节流孔数量与承载力关系图

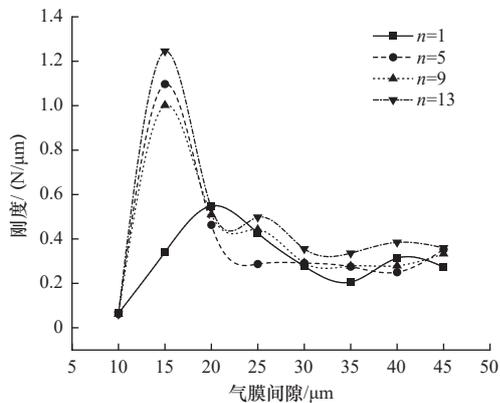


图8 节流孔数量与刚度关系图

根据图7和图8结果分析出，当节流孔数量相同的情况下，静压气体轴承的承载力随着气膜间隙的增加呈减小趋势，气膜刚度随着气膜间隙的增加呈先增高后下降并趋于平缓的趋势；在气膜间隙一定时，承载力随着节流孔数量的增加而呈现出趋势逐渐放缓的递增。由图8可知，节流孔数量  $n$  为1、5、9和13时，轴承最佳气膜刚度的气膜间隙  $h$  分别为  $20\ \mu\text{m}$ 、 $15\ \mu\text{m}$ 、 $15\ \mu\text{m}$ 和  $15\ \mu\text{m}$ 。静压气体轴承内压力随着节流孔数的增加，有效节流面积随之增加，使均压槽边界处压强逐渐升高。

### 3.3 供气压力对轴承静特性影响规律

设定节流器孔数  $n=5$ 、槽深  $h_1=0.15\text{ mm}$ 、槽宽  $b_1=0.5\text{ mm}$ 的轴承模型，通过供气压力  $p_s$  为  $0.3\sim 0.6\text{ MPa}$  的计算结果，探究其对带均压槽的多孔集成节流静压气体轴承静态性能的影响，得到计算结果如图9和图10所示。

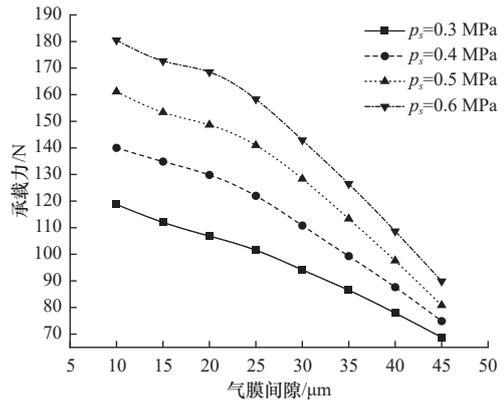


图9 供气压力与承载力关系图

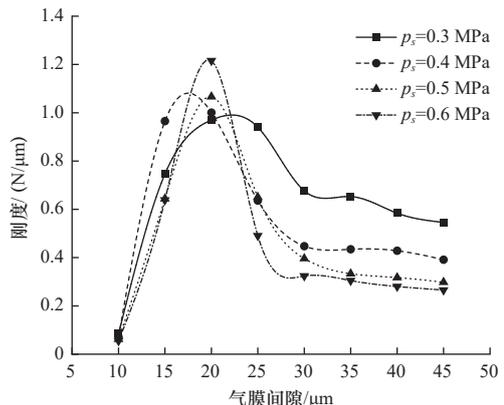


图10 供气压力与刚度关系图

由图9、图10可以看出，当供气压力不变，随着气膜间隙的增加，轴承承载力呈逐渐减小趋势，而气膜刚度呈现出先增大后减小的趋势；在气膜间隙一定时，承载力随着供气压力的增加而递增，气

膜刚度随着供气压力的增加而增加；由图10可知，当气膜间隙 $h$ 为15  $\mu\text{m}$ 、供气压力 $p_s$ 为0.3 MPa时对应的最佳气膜刚度值最大。

### 3.4 均压槽槽宽对轴承静特性影响规律

为了研究均压槽槽宽对带均压槽的多孔集成节流静压气体轴承静态性能的影响，设定节流器孔数 $n=5$ 、槽深 $h_1=0.15$  mm、供气压力 $p_s=0.5$  MPa的轴承模型，计算槽宽 $b_1=0.4\sim 0.8$  mm时静压气体轴承静态性能，具体计算结果如图11和图12所示。

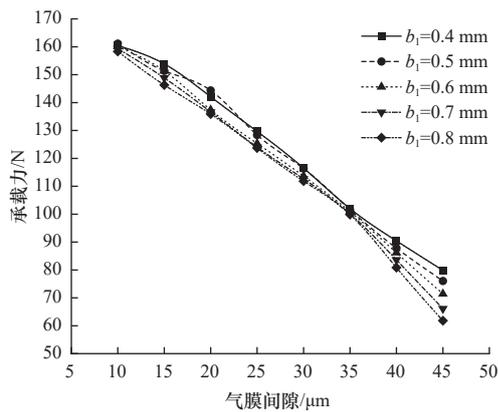


图11 均压槽槽宽与承载力关系图

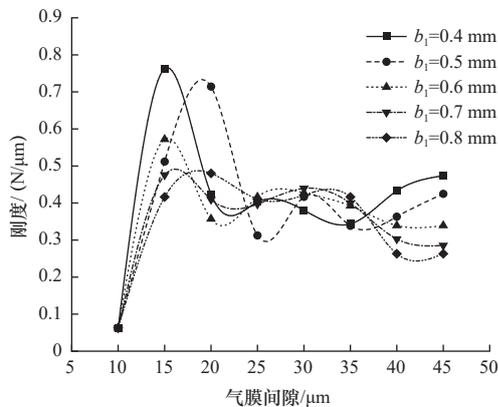


图12 均压槽槽宽与刚度关系图

由图11和图12分析得到，在均压槽槽宽一定时，静压气体轴承的承载力会随气膜间隙的增加而递减，而气膜刚度表现为先增大后减小的趋势；在气膜间隙一定时，轴承的承载力随着均压槽槽宽的增加整体呈减小的趋势。

### 3.5 均压槽槽深对轴承静特性影响规律

为研究均压槽槽深对带均压槽的多孔集成节流静压气体轴承静态性能的影响，设定节流器孔数 $n=5$ 、槽宽 $b_1=0.5$  mm、供气压力 $p_s=0.5$  MPa的轴承模型，选取槽深 $h_1=0.05\sim 0.3$  mm时静压气体轴承进行数值计算，结果如图13和图14所示。

由图13和图14可以看出，在均压槽槽深保持一定时，随着气膜间隙的增加，静压气体轴承的承载力呈递减趋势，而表现为先增大后减小，最终再次增大并逐渐趋于平缓；在气膜间隙一定时，承载力随着均压槽槽深的增加而递增并逐渐减缓，气膜刚度随着均压槽槽深的增加而增大。由图14可知，当气膜间隙 $h$ 为20  $\mu\text{m}$ 、均压槽深度 $h_1$ 为0.3 mm时对应的最佳气膜刚度值最大。

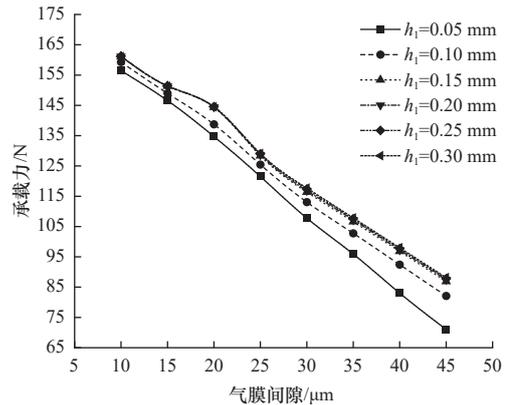


图13 均压槽槽深与承载力关系图

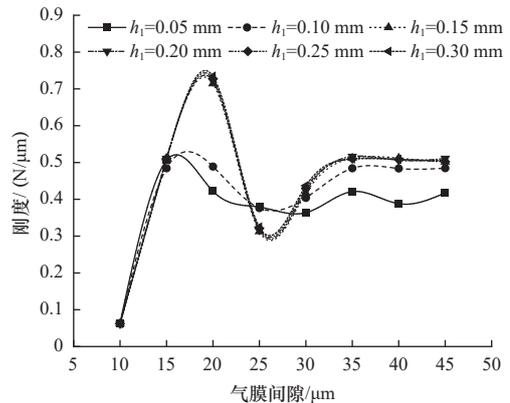


图14 均压槽槽深与刚度关系图

## 4 结语

通过采用 Matlab 软件对带均压槽的多孔集成节流静压气体轴承进行数值求解，分析研究了不同参数对轴承静态特性的影响，得到以下结论：

(1) 带均压槽的多孔集成节流静压气体轴承与无槽多孔集成节流静压气体轴承相比，承载力提升了20%。

(2) 节流孔数量和供气压力对带均压槽的多孔集成节流静压气体轴承的静态性能影响明显，随着节流孔数量和供气压力的增加，可以明显看到均压槽边界处压力不断升高，说明有效节流面积不断变大。

(3) 通过改变均压槽的槽宽和槽深，发现随

着均压槽槽宽的增加，轴承静态性能变化幅度小；随着均压槽槽深的增加，轴承静态性能随之增加，且达到一定槽深后，增幅趋于平缓。

参 考 文 献

[1] 冯慧成, 侯予, 陈汝刚, 等. 国内静压气体润滑技术研究进展 [J]. 润滑与密封, 2011, 36(4): 108-113, 107.

[2] 卢志伟, 刘锡尧, 鹿茵, 等. 二维运动平台气浮静压导轨承载性能计算与研究 [J]. 机械工程学报, 2022, 58(23): 240-250.

[3] Zhang J B, Zou D L, Ta N, et al. Numerical research of pressure depression in aerostatic thrust bearing with inherent orifice [J]. Tribology International, 2018, 123: 385-396.

[4] Ding W Y, Cheng H B, Yuan K C. Influence of orifices on stability of rotor-aerostatic bearing system [J]. Tribology International, 2009, 42: 1206-1219.

[5] Li Y F, Yin Y H, 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.

[6] 朱思达, 卢志伟, 刘波, 等. 基于方箱的气浮工作台控制系统稳定性分析 [J]. 制造技术与机床, 2022(8): 178-184.

[7] 龙威, 王继尧, 李法社, 等. 空气静压止推轴承自激微振动数值分析及实验研究 [J]. 振动与冲击, 2019, 38(16): 224-232.

[8] 徐磊磊. 双排均布孔静压止推气体轴承参数仿真研究 [J]. 机械研究与应用, 2023, 36(3): 23-26.

[9] 于贺春, 王广洲, 王文博, 等. 基于 Fluent 的微孔节流气体静压止推轴承的参数设计与研究 [J]. 机床与液压, 2018, 46(13): 130-133.

[10] 罗舒元, 刘波, 赵晓龙, 等. 微孔节流器静压气体止推轴承性能分析 [J]. 润滑与密封, 2021, 46(6): 52-57.

[11] 刘晨帆, 刘波, 卢志伟, 等. 空气静压止推轴承环面节流孔出口流场数值分析 [J]. 轴承, 2017(4): 31-34.

[12] 程楼. 气体静压节流器润滑气膜流场参数分布实验研究 [D]. 杭州: 中国计量大学, 2023.

[13] 王婷, 张浩, 杨佳成, 等. 均压槽气体静压轴承承载性能研究 [J]. 组合机床与自动化加工技术, 2021(7): 5-10.

[14] 卢志伟, 刘晨帆, 刘波, 等. 多孔集成节流器空气静压轴承承载性能计算与分析 [J]. 润滑与密封, 2020, 45(10): 42-46, 74.

[15] 卢志伟, 张君安, 刘波. 多孔集成节流空气静压轴承数值计算与性能研究 [J]. 兵工学报, 2019, 40(10): 2151-2160.

第一作者: 李浩, 男, 1997 年生, 硕士研究生, 研究方向为带均压槽的多孔集成节流静压气体轴承性能研究。E-mail: 1306623851@qq.com

通信作者: 卢志伟, 男, 1979 年生, 博士, 副教授, 博士生导师, 研究方向为流体润滑及空气静压导轨技术、精密与超精密制造技术及精密机械设计与产品开发。E-mail: luzhiwei@xatu.edu.cn

(编辑 高扬)

(收修改稿日期: 2023-11-01)

文章编号: 20240513

如果您想发表对本文的看法, 请将文章编号填入读者意见调查表中的相应位置。

论文推荐

梁雄, 杜平, 高党寻, 李双寿. Ti6Al4V/WC-Co 干摩擦性能研究 [J]. 制造技术与机床, 2022, (1): 98-102.



扫码获取全文

Ti6Al4V/WC-Co 干摩擦性能研究

梁雄<sup>①②</sup> 杜平<sup>①</sup> 高党寻<sup>①</sup> 李双寿<sup>①</sup>

- ①清华大学基础工业训练中心
- ②清华大学摩擦学国家重点实验室

**摘要** 利用 Optimal SRV 高温摩擦磨损试验机, 研究干摩擦条件下钛合金(Ti6Al4V)对硬质合金(WC-Co)的摩擦学性能。研究了载荷、温度与滑动速度对摩擦过程的影响, 通过磨损区微观形貌表征分析了磨损机理。结果表明: Ti6Al4V 与 WC-Co 的摩擦系数波动剧烈, 产生了严重的黏滑摩擦, 且随着载荷、温度与滑动速度的增加, 黏滑现象愈加剧烈。相比而言, 滑动速度对摩擦系数的影响更为显著。微观形貌分析表明钛合金的磨损形式主要为黏着磨损, 但同时伴有犁沟效应导致的沟槽, 而硬质合金由于硬度较高, 主要表现为一定程度的黏着磨损。

**关键词** 钛合金; 硬质合金; 干摩擦; 磨损机制