

# 磨床电主轴动静压轴承静动特性的理论研究\*

王苗<sup>①②</sup> 门静<sup>①②</sup> 韩少燕<sup>①②</sup> 贾谦<sup>①②</sup> 李晓<sup>③</sup>

(①西安交通大学城市学院机械工程系, 陕西 西安 710018; ②机器人与智能制造陕西省高校工程研究中心, 陕西 西安 710018; ③西安景辉信息科技有限公司, 陕西 西安 710049)

**摘要:** 针对精密磨床电主轴的高精度设计需要, 采用动静压轴承作为支承轴承, 动静压轴承采用四油腔小孔节流结构。文章分析了动静压轴承的结构和使用工况, 给出了动静压轴承的静动特性的理论计算方法, 分析了节流孔径  $d$  和油腔面积  $A$  对静动特性的影响, 静特性包括承载力  $F$  和流量  $Q$ , 动特性包括刚度系数  $k$  和阻尼系数  $c$ 。研究表明: 随着  $d$  的增大,  $F$  先增大后减小, 在  $d$  为  $0.5\text{ mm}$  时达到最大值;  $Q$  随  $d$  的增大而增大, 且增大的趋势逐渐变缓;  $F$  随  $A$  的增大呈线性增大, 当  $A$  大于  $1\ 000\text{ mm}^2$  之后  $F$  开始减小。  $Q$  随着  $A$  增大而增大, 但增大趋势有递增迹象; 主刚度  $k_{xx}$  随着  $d$  的增大先增大后减小, 在  $d$  为  $0.5\text{ mm}$  时达到最大值,  $k_{yy}$  随着  $d$  增大而减小, 但在  $d$  为  $0.5\text{ mm}$  之后的减小趋势放缓; 随着  $A$  的增加, 两个方向主刚度  $k_{xx}$ 、 $k_{yy}$  均近似线性增大,  $k_{xx}$  在  $A$  大于  $1\ 000\text{ mm}^2$  时达到最大值, 交叉刚度  $k_{xy}$  随着  $A$  增大而递减, 但在递减趋势逐渐平缓。

**关键词:** 精密磨床; 电主轴; 动静压轴承; 静特性; 动特性

中图分类号: TH133.31 文献标识码: A

DOI: [10.19287/j.mtmt.1005-2402.2023.12.010](https://doi.org/10.19287/j.mtmt.1005-2402.2023.12.010)

## Theoretical study on the static and dynamic characteristics of hydrostatic and dynamic bearings for grinding machine electric spindle

WANG Miao<sup>①②</sup>, MEN Jing<sup>①②</sup>, HAN Shaoyan<sup>①②</sup>, JIA Qian<sup>①②</sup>, LI Xiao<sup>③</sup>

(① Department of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University City College, Xi'an 710018, CHN;

② Engineering Research Center of Robot and Intelligent Manufacturing, Universities of Shaanxi Province, Xi'an 710018, CHN; ③ Xi'an Jinghui Information Technology Co., Ltd., Xi'an 710049, CHN)

**Abstract:** In order to meet the need of high-precision design of electric spindle of precision grinding machine, static and static bearings are used as support bearings, and the structure of static and static bearings is small orifice restrictor with four oil cavities. The structure and operating conditions of the bearings are analyzed, the theoretical calculation method of the static and dynamic characteristics of the bearings is given, and the influence of the throttle aperture  $d$  and the oil cavity area  $A$  on the static and dynamic characteristics is analyzed. The static characteristics include the bearing capacity  $F$  and the flow rate  $Q$ , and the dynamic characteristics include the stiffness coefficient  $k$  and the damping coefficient  $c$ . The results show that with the increase of  $d$ ,  $F$  first increases and then decreases, and reaches the maximum value when  $d$  is  $0.5\text{ mm}$ .  $Q$  increases with the increase of  $d$ , and the increasing trend becomes slower.  $F$  increases linearly with the increase of  $A$ , and begins to decrease when  $A$  is greater than  $1\ 000\text{ mm}^2$ .  $Q$  increases with the increase of  $A$ , but the increasing trend shows an increasing sign. The principal stiffness  $k_{xx}$  firstly increases and then decreases with the increase of  $d$ , and reaches the maximum value when  $d$  is  $0.5\text{ mm}$ .  $k_{yy}$  decreases with the increase of diameter, but the decreasing trend slows down after  $d$  is  $0.5\text{ mm}$ . With the increase of  $A$ , the principal stiffness  $k_{xx}$  and  $k_{yy}$  in both directions increase approximately linearly, and  $k_{xx}$  reaches the maximum value when  $A$  is greater than  $1\ 000\text{ mm}^2$ . The cross-stiffness  $k_{xy}$  decreases with the increase of  $A$ , but the decreasing trend is gradually gradual.

\* 2022 年陕西省教育厅研究计划项目 (22JK0446)



**Keywords:** precision grinding machine; electric spindle; dynamic and static bearing; static characteristics; dynamic characteristic

制造业是国民经济的基础和基石，发展装备制造业已成为世界各国制造科技领域中抢占制高点的突破口<sup>[1]</sup>。研发先进制造设备对提升国家制造业水平有着非常重要的意义，随着社会的发展，数控机床作为制造业的基础，目前的发展趋势为高速化、智能化、高精化化和绿色化<sup>[2]</sup>。美国、德国和日本等国家在精密机床领域一直处于领先地位，且关键技术目前处于对外封锁状态，我国在机床技术的自主研究方面处于快速发展阶段<sup>[3]</sup>。电主轴在机床中是一整套组件，是由电主轴本身及其附件组成的系统工程<sup>[4]</sup>。高速电主轴可以获得特殊要求的加工精度和表面质量，在机械加工装备领域广泛应用，已成为金属切削的主要技术<sup>[5]</sup>。

针对电主轴的结构设计，刘洋等<sup>[6]</sup>利用优化设计理论，建立了机床主轴结构设计数学模型，获得了最优主轴结构设计方案，使得机床主轴在满足约束条件下，实现节省材料且提高刚度的目的。金翔等<sup>[7]</sup>构建了电主轴刚度计算方法，并设计了一种主轴动刚度测试方法，利用动刚度测试平台研究了高速电主轴支撑刚度的变化规律。贾谦等<sup>[8]</sup>针对精密铣磨床的电主轴的使用需求，分析了动静压轴承的基本结构和使用工况，建立了动静压轴承静动特性参数的计算模型，静特性参数包括温升、流量、承载力和功耗，动特性参数为刚度。熊万里等<sup>[9]</sup>阐述了气体悬浮电主轴的现状和问题，探讨了轴承类型、参数等对电主轴刚度的影响。范丽婷等<sup>[10]</sup>采用层次分析法确定电主轴运行状态各影响因素的权重，表征各因素的影响程度，并结合综合指数对电主轴运行状态进行定量评价。郭维祺等<sup>[11]</sup>提出以电主轴稳定性评价参数为优化目标，以电主轴尺寸为设计变量，来实现电主轴稳定性的优化设计。

本文针对精密机床电主轴，采用动静压滑动轴承作为径向支撑，通过研究从车身与底盘合装自动拧紧工艺效率的提升角度出发，引入超声检测技术进行车身底盘合装螺栓预紧力的超声检测技术研究静动特性分析。

## 1 电主轴动静压轴承的结构和使用工况

精密机床在航空航天领域中起着重要的作用，例如精密铣和磨床可高效、高精地加工航空薄壁

件、光学玻璃等结构件和精密观测仪器的配件。主轴系统的回转精度和刚度直接决定加工件的制造质量，因此电主轴支撑轴承的设计显得尤为重要。本文研究的精密机床加工精度在微米量级，图 1a 所示为电主轴的内部布局示意图，可以看出电主轴主要由转子、定子、前轴承、后轴承及壳体等组成。电主轴支撑轴承的静动特性对其使用精度有重要的影响，较大温升或较小的支撑刚度都会降低加工精度。电主轴的支撑轴承种类繁多，主要有滚动轴承、液体滑动轴承及气体滑动轴承，本文研究的电主轴采用动静压轴承作为支撑，动静压轴承润滑系统的布局如图 1b 所示。

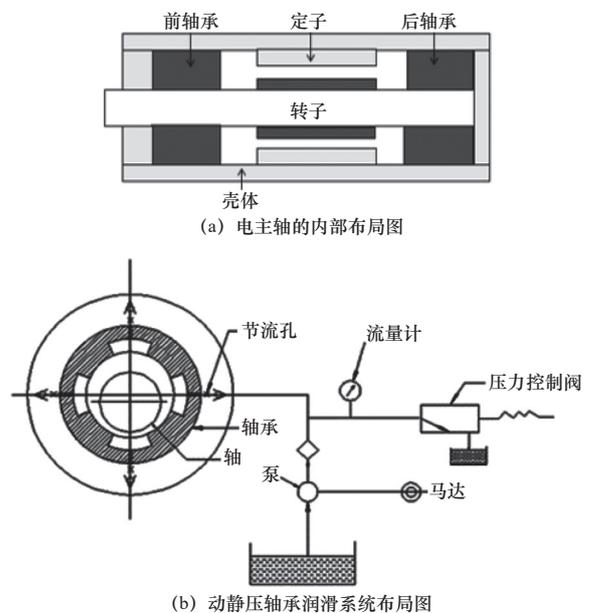


图 1 电主轴的内部布局

本文研究的高速高精磨床电主轴基本参数指标见表 1，可以看出因为是磨床使用的，所以该电主轴的功率不算很高，但对转速和回转精度要求较高。

本文采用的动静压轴承在结构设计上结合了动压轴承和静压轴承的优点，从其结构上看是在动压滑动轴承的基体上添加了 4 个静压油腔和 4 个节流孔。动静压轴承的结构如图 2 所示。动静压轴承所具有的特点包括支撑精度高、刚度大、吸振抗震性能好等。将动静压轴承应用于精密机床主轴有望增加机床在高速切削或磨削下的主轴回转精度。动静压轴承的主要结构参数件见表 2。

表 1 磨床电主轴基本参数指标

参数名称/单位	数值
最大功率 $P$ / kW	30
最大转速 $n$ / (m / min)	15 000
径向刚度 $k$ / m	$>8.0 \times 10^7$
径向跳动 $\zeta$ / $\mu\text{m}$	$\leq 6$

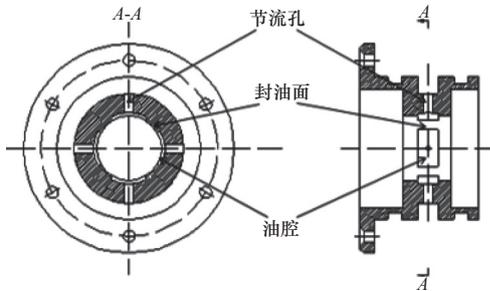


图 2 动静压轴承的结构示意图

表 2 动静压轴承的结构参数

参数名称/单位	数值	参数名称/单位	数值
外径 $D$ / mm	150	油腔数 $N$	4
内径 $d$ / mm	80	回油槽宽度 $b_1$ / mm	4
宽度 $B$ / mm	95	半径间隙 $h_0$ / mm	0.04
封油面长度 $L$ / mm	8	节流比 $\beta$	1.7
封油面宽度 $l_1$ / mm	8	润滑油牌号	2#主轴油

## 2 动静压轴承静动特性的理论计算方法

动静压轴承的二维模型如图 3 所示， $e$  表示偏心量， $h$  表示油膜间隙， $\theta$  为以竖直方向为轴，偏心线所对应的角度，即偏位角， $\varphi$  为自连心线算起的位置角。

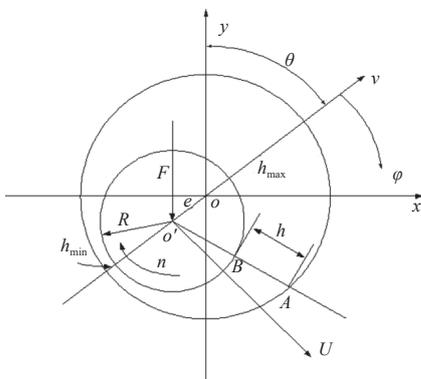


图 3 动静压轴承的二维模型图

本文在动静压轴承结构设计和性能的计算中，采用无限宽和无限窄轴承理论来对实际轴承形式进行简化，纳维-斯托克斯方程表示惯性力、压力和

摩擦力黏滞力之间的平衡关系，是研究黏滞流体运动的基本方程，但无法求得通解，因此在工程中须进行简化假设：（1）计算时假设液体为层流，不考虑紊流等流态。与黏性力相比，质量力忽略不计；与剪切力相比流体的惯性力可省略。（2）与其他尺寸相比，假设流体膜厚度是小量，可不计流体膜的曲率，并把转动速度用平均速度替代。在流体膜的任何位置上，沿膜厚方向的黏度、压力和密度不变。（3）假设轴承表面无相对滑动，流体膜流动时，仅沿膜厚方向的压力是大量，其余均可忽略不计。（4）对于本文研究的动静压轴承，又做了不考虑转轴挠曲影响的假设。

由流动的连续性条件，得 Reynolds 方程的一般形式为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 6\rho h \frac{\partial}{\partial x} (U_1 + U_2) + 12\rho(V_2 - V_1) \quad (1)$$

式（1）右边的三项依次代表楔形间隙、切向速度的变化和表面的法向接近对油膜压力承载所起的作用。对于具有不可压缩流体和稳态载荷的动静压轴承，如果不考虑温度对粘度和密度的影响，表示压力分布的二维流动雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U\eta \frac{\partial h}{\partial x} \quad (2)$$

求轴承阻尼系数时使用的动态 Reynolds 方程如下：

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U\eta \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta(\dot{x} \sin \phi + \dot{y} \cos \phi) \quad (3)$$

Reynolds 方程的边界条件为

$$\begin{cases} p(\varphi, \pm B/2) = p(\varphi_{out}, z) = P_a \\ p(\varphi_{in}, z) = P_s \\ \left. \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right|_{out} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

式中： $U$  为轴颈的线速度； $\eta$  为润滑介质动力粘度； $\varphi_{in}$  为轴承的进液边界； $\varphi_{out}$  是出液边界； $P_a$  为环境压力，这里取 0 MPa； $P_s$  为轴承供油压力，这里表示轴承的内外压力差； $B$  为轴承的宽度。

对于圆柱轴承，油膜厚度  $h$  沿圆周方向变化，如图 3 所示，其间隙函数可表示为

$$h = h_0 + e \cos \varphi \quad (5)$$

式中： $h_0$  为轴承半径间隙； $\varphi$  为自连心线算起的位置角。

根据流量连续性原理，从轴承的一个油腔向轴向和周向流出的润滑油的流量等于从这个油腔处的节流器流进的润滑油的流量。以一个油腔为例，如图4所示，由于该轴承结构和尺寸的对称性，只需取半个液腔的流量进行研究。根据流量连续方程，得单位时间内流经控制体的体积流量增量为

$$\Delta Q = q_{\varphi c} - q_{\varphi u} - 2q_{zl} \quad (6)$$

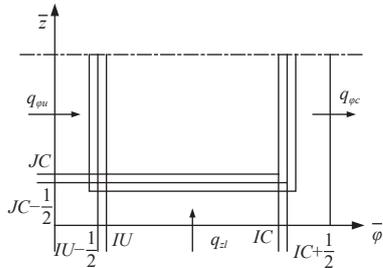


图4 轴承油腔流量示意图

沿方向  $\varphi$  和  $z$  单位宽度的体积流量分别为

$$q_{\varphi} = \frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\eta R} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \quad (7)$$

$$q_z = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (8)$$

本文的动静压轴承选用的是毛细管节流方式，采用毛细管节流器时，经节流器流入控制体的体积流量为

$$Q_{in1} = q_c \left(1 - \frac{p_0}{p_s}\right) \quad (9)$$

式中： $q_c = \frac{\pi d_c^4}{128\eta l_c} \times p_s$ ， $d_c$  和  $l_c$  分别为毛细管节流器的直径和长度。

对于本文所研究的动静压轴承，取图3所示的坐标系来研究。轴颈旋转时液膜在微弧  $Rd\varphi$  上作用的压力为  $p$ ，其沿坐标轴  $x$  和  $y$  的分量分别为  $pR\sin\varphi d\varphi$  和  $pR\cos\varphi d\varphi$ ，沿压力作用区积分，可得两方向承载力分量：

$$F_x = 2 \int_0^{\frac{B}{2}} \int_0^{2\pi} pR\cos\varphi d\varphi dz \quad (10)$$

$$F_y = 2 \int_0^{\frac{B}{2}} \int_0^{2\pi} pR\sin\varphi d\varphi dz \quad (11)$$

则总的承载量为

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (12)$$

载荷角为

$$\psi = \tan^{-1} \frac{F_x}{F_y} \quad (13)$$

在轴承受到小扰动时，油膜力的增量与轴和轴承之间相对运动的关系可表示为

$$\begin{cases} F_x \\ F_y \end{cases} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ M_{yx} & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \dots \quad (14)$$

矩阵对角线上的动特性系数分别称为主刚度、主阻尼和正质量系数，非对角线上的系数则被称作交叉刚度、交叉阻尼和交叉质量系数。工程中，可以用4个刚度系数和4个阻尼系数表示轴承液膜力的扰动的线性模型，即：

$$\begin{cases} \Delta F_x = k_{xx} \cdot \Delta x + k_{xy} \cdot \Delta y + c_{xx} \cdot \Delta \dot{x} + c_{xy} \cdot \Delta \dot{y} \\ \Delta F_y = k_{yx} \cdot \Delta x + k_{yy} \cdot \Delta y + c_{yx} \cdot \Delta \dot{x} + c_{yy} \cdot \Delta \dot{y} \end{cases} \quad (15)$$

式中：

$$k_{xx} = \frac{\partial F_x}{\partial x}, k_{xy} = \frac{\partial F_x}{\partial y}, c_{xx} = \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}}, c_{xy} = \frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}}$$

$$k_{yx} = \frac{\partial F_y}{\partial x}, k_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial y}, c_{yx} = \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}}, c_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} \quad (16)$$

本文动静压轴承静动特性的计算流程如图5所示。

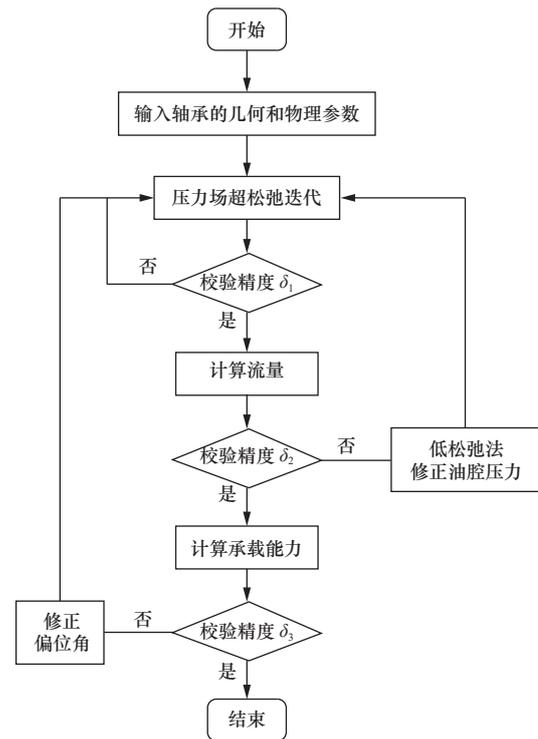


图5 轴承静动特性的计算流程图

### 3 动静压轴承静动态性能的计算结果分析

#### 3.1 静态性能的计算结果分析

改变动静压轴承毛细管节流器的节流孔径  $d$ ，供油压力  $p_s$  为 5 MPa、转速  $n$  为 10 000 r/min、偏心率  $\varepsilon$  为 0.4，润滑油为 2# 主轴油，利用图5中的计算流程对动静压轴承的静、动特性进行了计算，计

算结果如图6所示。图6a所示为轴承承载力 $F$ 随 $d$ 的变化情况,可以看出,随着 $d$ 的增大, $F$ 先增大后减小,在 $d$ 为0.5 mm时达到最大值,可见 $d$ 为0.5 mm时静压作用明显,且与动压效应叠加获得最大承载力,当 $d$ 继续增大时静压效应减弱,承载力下降。图6b所示为轴承流量 $Q$ 随 $d$ 的变化曲线,可以看出 $Q$ 随 $d$ 的大而增大,且增大的趋势逐渐变缓。 $Q$ 增大趋势变缓的原因在于动压效应大于静压效应,轴承的膜厚等参数受 $d$ 的影响越来越小。

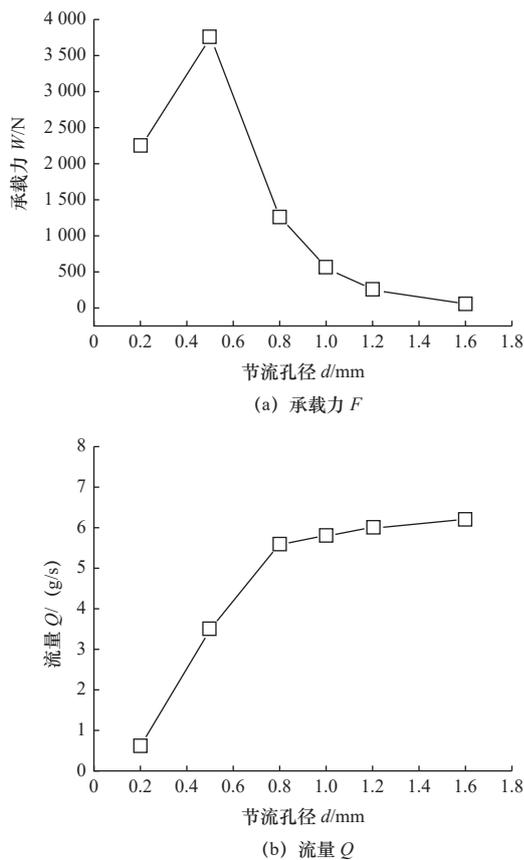


图6 轴承静态特性随节流孔径变化图

油腔的存在使得动静压轴承兼具了动压和静压效应。油腔的面积减为零,动静压轴承则蜕变为动压轴承。反之,当油腔面积参数等于整个表面积,轴承则变为了静压轴承。所以,油腔面积参数对动静压轴承的性能有直接影响。这里改变油腔面积 $A$ ,观察轴承承载能力和动特性系数相应的变化,以对油腔面积参数的选取进行指导。轴承节流孔径 $d$ 为0.5 mm、供油压力 $p_s$ 为5 MPa、转速 $n$ 为10 000 r/min、偏心率 $\varepsilon$ 为0.4,润滑油为2#主轴油,计算结果如图7所示。图7a和图7b是轴承静特性随油腔面积 $A$ 的变化曲线。从图7a可以看出,承载力 $F$ 随着 $A$ 的增加呈线性增加,当 $A$ 大于1 000 mm<sup>2</sup>之后 $F$ 开

始减小,因为过大的油腔面积会破坏动压油膜的完成性,所以降低了轴承的承载力。从图7b可以看出,流量 $Q$ 随着 $A$ 增大而增大,但增大趋势有递增迹象。因为油腔面积越大进入封油面的润滑油越多,所以随着 $A$ 增大会增加 $Q$ 值。可知,在增大 $Q$ 的前提下,适当增加 $A$ 有利于提高承载能力 $F$ 。

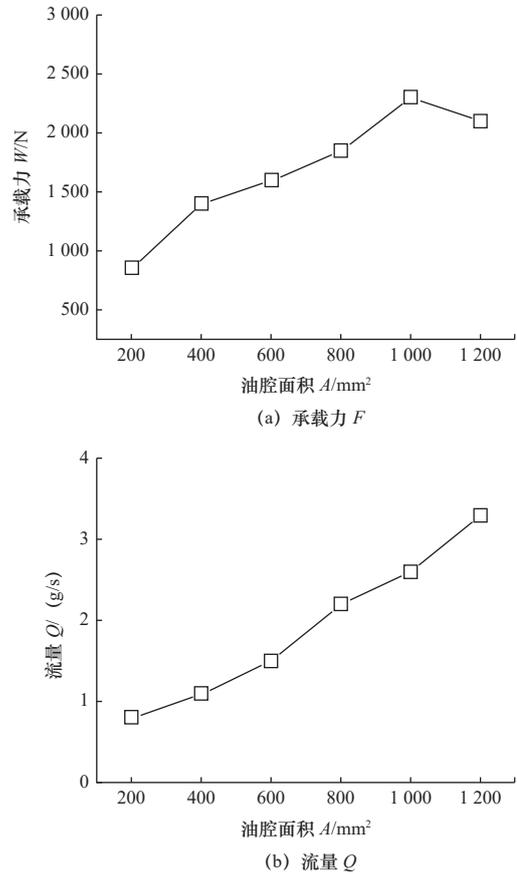


图7 轴承静态特性随油腔面积变化图

### 3.2 动态特性的计算结果分析

图8a和图8b是轴承刚度、阻尼系数随着节流孔径 $d$ 的变化曲线。从图8a中可以看出,主刚度 $k_{xx}$ 先增大后减小,也在 $d$ 为0.5 mm时达到最大值。 $k_{yy}$ 随着直径增大而减小,但在 $d$ 为0.5 mm之后的减小趋势放缓,主刚度的 $k_{xx}$ 、 $k_{yy}$ 变化规律与轴承承载力变化规律一致。交叉刚度 $k_{xy}$ 为负值,但其绝对值大小也随着 $d$ 增大而减小,且最终趋于一个最小值。交叉刚度 $k_{yx}$ 随 $d$ 着增大而减小,但减小趋势逐渐变缓。图8b中可以看出,主阻尼 $c_{xx}$ 和 $c_{yy}$ 均逐渐减小,最终趋于平缓,变化规律与轴承承载力变化规律一致。而交叉阻尼 $c_{xy}$ 、 $c_{yx}$ 很小,变化幅度平缓,可以忽略。

图9a和图9b是刚度和阻尼系数随 $A$ 的变化曲线。如图9a所示,随着 $A$ 的增加,主刚度 $k_{xx}$ 、 $k_{yy}$ 均近似线性增大, $k_{xx}$ 在 $A$ 大于1 000 mm<sup>2</sup>时达到最

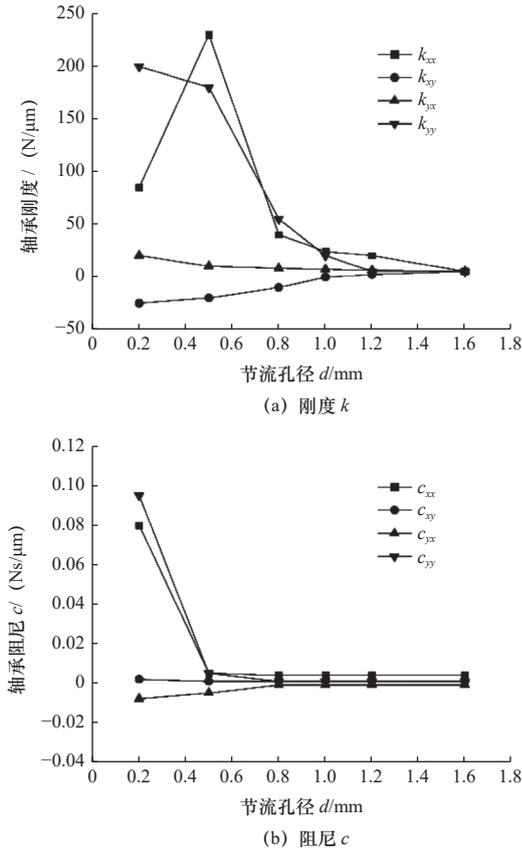


图 8 轴承动态特性随节流孔径变化图

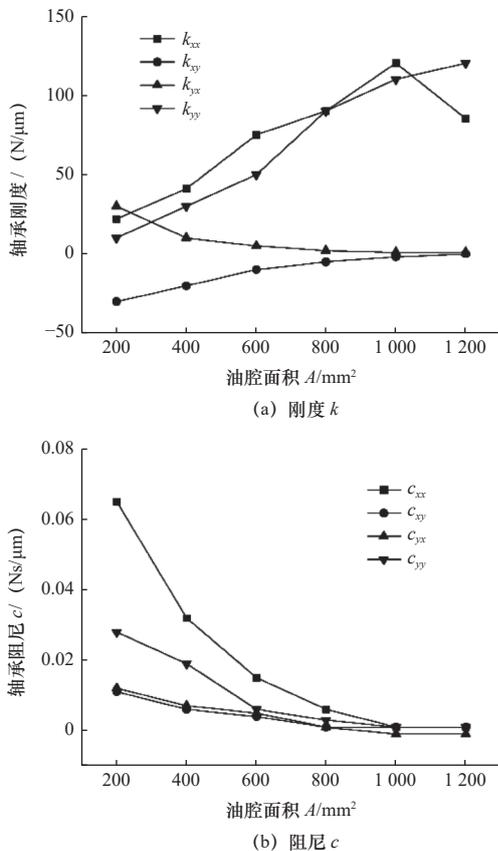


图 9 轴承动态特性随油腔面积变化图

大值。交叉刚度  $k_{xy}$  随  $A$  增加而递减，但在递减趋势逐渐平缓。 $k_{yy}$  一直是负数，但其幅值保持递减趋势，几乎与  $k_{xy}$  关于  $x$  轴对称。图 9b 是阻尼系数的变化曲线，可以看出随着  $A$  增大，主阻尼和交叉阻尼都呈现递减趋势，油腔面积参数增大，轴承静压性质逐渐占主导地位，对轴承的稳定性有好的作用。

#### 4 结语

(1) 根据精密磨床的使用要求，采用动静压轴承作为支承轴承，分析了动静压轴承的结构和使用工况。

(2) 建立了动静压轴承静动特性的理论分析模型和求解方法，计算了轴承的承载力  $F$ 、流量  $Q$ 、刚度系数  $k$  和阻尼系数  $c$ 。

(3) 随着  $d$  或  $A$  的增大， $F$  先增大后减小， $Q$  增大。 $k_{xx}$  随着  $d$  的增大先增大后减小， $k_{yy}$  随着  $d$  增大而减小。随着  $A$  的增加， $k_{xx}$ 、 $k_{yy}$  均增大。

#### 参 考 文 献

- [1] 周晶, 王建磊, 张帮宁, 等. 高速精密电主轴静压滑动轴承设计及性能分析 [J]. 制造技术与机床, 2023(6): 88-93.
- [2] 延育东. 机床电主轴静压轴承的设计及试验 [D]. 西安: 西安理工大学, 2017.
- [3] 陈润霖. 精密机床主轴动静压轴承的性能调控原理和技术研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2016.
- [4] Jia Q, Li B, Wei Y Y, et al. Axiomatic design method for the hydrostatic spindle with multisource coupled information [C]. Procedia CIRP, 2016, 53: 252-260.
- [5] 王建磊, 王云龙, 门川皓, 等. 精密磨床转台静压轴承的强健化设计 [J]. 中国机械工程, 2020, 31(10): 1155-1161, 1168.
- [6] 刘洋, 张险峰. 机床主轴结构的优化和改良技术 [J]. 科技传播, 2012, 58(1): 145.
- [7] 金翔, 李蓓智. 高速电主轴刚度的计算与测试方法 [J]. 现代制造工程, 2016(5): 40-45, 68.
- [8] 贾谦, 林铿, 杨帅, 等. 结构和工况参数对电主轴动静压轴承性能的影响 [J]. 航空动力学报, 2023, 38(5): 1270-1280.
- [9] 熊万里, 侯志泉, 吕浪, 等. 气体悬浮电主轴动态特性研究进展 [J]. 机械工程学报, 2011, 47(5): 40-58.
- [10] 范丽婷, 陈加凯, 张丽秀, 等. 高速电主轴运行状态评价指标体系的建立与分析 [J]. 制造技术与机床, 2018(1): 90-95.
- [11] 郭维祺, 刘桂萍, 毛文贵. 高速静压内置式电主轴系统稳定性分析及优化 [J]. 振动与冲击, 2015, 34(6): 101-105.

第一作者: 王苗, 女, 1988 年生, 工学硕士, 讲师, 研究方向为现代测试技术。E-mail: [xjtu\\_wangmiao@163.com](mailto:xjtu_wangmiao@163.com)

通信作者: 贾谦, 男, 1981 年生, 工学博士, 讲师, 研究方向为流体润滑理论、现代测试技术。E-mail: [qianjia@mail.xjtu.edu.cn](mailto:qianjia@mail.xjtu.edu.cn)

(编辑 高扬)

(收修改稿日期: 2023-07-30)

文章编号: 20231211

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。