

文章编号: 1000-8055(2023)05-1270-11

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20210545

结构和工况参数对电主轴动静压轴承性能的影响

贾 谦^{1,2}, 林 铿³, 杨 帅⁴, 杨建晨⁴, 王建磊⁴, 胡文文¹

- (1. 西安交通大学 城市学院 机械工程系, 西安 710018;
2. 西安交通大学 城市学院 机械系统控制与机器人应用研究所, 西安 710018;
3. 中国船舶重工集团有限公司 上海船舶设备研究所, 上海 200031;
4. 西安理工大学 机械与精密仪器工程学院, 西安 710048)

摘 要: 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。计算分析了结构参数半径间隙、节流孔径、宽径比和工况参数供油压力和工作转速对动静压轴承静动特性参数的影响, 并将计算结果与层流模型结果和试验结果进行了对比。研究表明: 半径间隙是一个较为敏感的变量, 对温升的影响较大, 使温升降低了约 77.6%, 和节流孔径、宽径比相比半径间隙对动静压轴承性能的影响程度最大; 转速对动静压轴承的静动特性均有较为明显的影响, 特别是对温升和功耗的影响幅度较大, 分别增长了初值的 17.8 倍和 18.1 倍, 电主轴在高速工况下需有较好的降温措施。

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: V229^{+.2}; TH133.31

文献标志码: A

Influence of structure and working condition parameters on performance of motorized spindle's hybrid bearings

JIA Qian^{1,2}, LIN Keng³, YANG Shuai⁴, YANG Jianchen⁴, WANG Jianlei⁴, HU Wenwen¹

- (1. Department of mechanical engineering,
City College of Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710018, China;
2. Institute of mechanical system control and robot application,
City College of Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710018, China;
3. Shanghai Marine Equipment Research Institute,
China Shipbuilding Industry Group Company Limited, Shanghai 200031, China;
4. School of Mechanical and Precision Instrument Engineering,
Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract: In view of the demand for the use of the motorized spindle of the precision grinder, the basic structure and operating conditions of hydrodynamic bearing were analyzed, and the calculation model of the static and dynamic characteristics of the hybrid bearing was established. The static characteristics included temperature rise, flow rate, load bearing force and power consumption, the dynamic characteristic parameter included a stiffness. The influences of structural parameters, radius clearance, throttle aperture, width-to-diameter ratio, working condition parameters oil supply pressure and rotate speed on the static and dynamic characteristics of hydrodynamic bearing were calculated and

收稿日期: 2021-09-26

基金项目: 科技部创新方法工作专项(2019IMO10200); 西安交通大学城市学院校级项目(2020Y12)

作者简介: 贾谦(1981—), 男, 讲师, 博士, 主要从事现代机械设计、现代测试技术研究。E-mail: qianjia@mail.xjtu.edu.cn

引用格式: 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. JIA Qian, LIN Keng, YANG Shuai, et al. Influence of structure and working condition parameters on performance of motorized spindle's hybrid bearings[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(5): 1270-1280.

analyzed, then the calculated results were compared with the results of the laminar flow model and the test results. Research showed that: radius clearance was a more sensitive variable, which had a significant impact on temperature rise, reducing it by about 77.6%. Compared with throttle aperture and width-to-diameter ratio, radius clearance had the greatest impact on the performance of hydrodynamic bearing; rotating speed had a greater impact on the static and dynamic characteristics of hydrodynamic bearing. Obviously, the impact on temperature rise and power consumption was relatively large, increasing by 17.8 times and 18.1 times of the initial value respectively; the motorized spindle required for better cooling measures under high-speed working conditions.

Keywords: precision grinder; motorized spindle; hydrodynamic bearing; static characteristics; dynamic characteristic

精密铣磨床是航空航天制造领域的主打设备,以其自动化、集成化和精准化实现各类复杂结构零件的加工,尤其在航空薄壁件、光学玻璃和飞机起落架等核心部件的加工,减少了传统加工方式依靠操作者经验和水平带来的不可靠性^[1]。在航空薄壁件加工时不仅要保证足够的加工精度还要保证较高的加工效率,而精密铣磨床的加工精度在一定程度上由电主轴的支撑轴承等功能部件决定,轴承的设计研发技术就成为了制约铣磨床加工精度的关键所在^[2-3]。动静压轴承支撑主轴的电主轴可以实现高速精密加工的功能,具有高转速、高刚度及高精度等显著特征,特别对于超高速磨削可以保证线速度达到 150 m/s、回转精度达到 50 nm^[4-5]。丁海兵等基于动静压轴承的润滑条件,建立了动静压轴承润滑理论模型,并针对某厂机床的动静压轴承进行了基本性能计算^[6]。郭力对层流状态下的液体动静压的流固耦合模型进行了数值仿真,根据温度分布分析了轴承的热变形^[7]。Andres 等研究了低温动静压轴承,分析了油腔边缘的惯性流动对紊流效应的影响,通过试验进行了验证,并针对精密铣磨床转台轴承性能仿真数据与其回转精度实测数据不一致的问题,提出了强健化设计方法^[8-9]。刘豪杰、张绍林等计算研究了深浅腔动静压轴承的油膜三维压力场分布和静特性参数,为进一步研究动静压轴承的其他性能提供了帮助^[10-11]。Scharrer 等针对小孔节流液氢润滑动静压轴承,研究了轴承表面磨损对其性能的影响^[12]。杜雄将对称三油腔动静压轴承的设计分为静压腔设计和动压面设计,并建立了油膜压力的模型^[13]。戴攀等采用 Fluent 建立了高速水润滑动静压轴承环面节流器的有限元模型,分析了环面节流器的流场^[14]。杨建玺等基于 Fluent 对液体动静压轴承压力场的分布进行了数值计算,分析了承载能力与油腔深度的关系^[15]。岑少起等建立了有限元优化迭代的计算模型,对动

静压轴承的节流形式进行了优化^[16]。轴承的变形和润滑介质黏度的变化会影响轴承的动特性参数,Kumar 通过对毛细管节流器参数进行优化设计,得到最优的轴承刚度和动特性系数^[17]。Chen 等把节流器、轴承、转子作为一个完整的系统,研究了不同偏心率下节流器样式、节流器参数、轴承轴向封油边长度比和油腔深度等参数对轴承-转子系统稳定性的影响^[18]。Singh 等研究了毛细管节流下,不同油腔形状对轴承性能的影响,指出三角形油腔动静压轴承能提供最好的稳定性^[19]。

上述研究者分别对动静压轴承的结构和工况参数进行了单独的静动特性研究,但并没有结合两种参数对轴承性能进行系统的研究。本文将从高档数控铣磨床电主轴动静压轴承的设计出发,着重于研究结构和工况参数两者结合起来对电主轴动静压轴承性能的影响,研究结果可为后期典型动静压轴承的设计优化提供理论依据,目的主要是提高轴承的服役刚度和改善动静压轴承减摩层的制造技术,为提升高档磨床电主轴工作时的刚度和可靠性提供应用理论和制造技术支持。

1 动静压轴承的结构和使用工况

1.1 动静压轴承的结构

动静压轴承从结构上看是在动压轴承的基础之上开了一定数量和大小的静压腔,因此其在上设计中结合了动压轴承和静压轴承的优点。动静压轴承精度高、刚度大且吸振抗震性能好,因此主要被应用于精密机械加工及高精密机床的主轴。本文研究的动静压轴承如图 1 所示,该轴承采用无回油槽、深浅腔混合的四腔结构,供油采用小孔节流的方式,图 1(a)中 l_c 、 d_c 分别为节流器的小孔长度和小孔直径, p_s 为供油压力, p_{t0} 为油腔压力。表 1 为轴承的主要结构参数,表中一共给出 10 个基本参数,其中外径、内径、宽度、半径

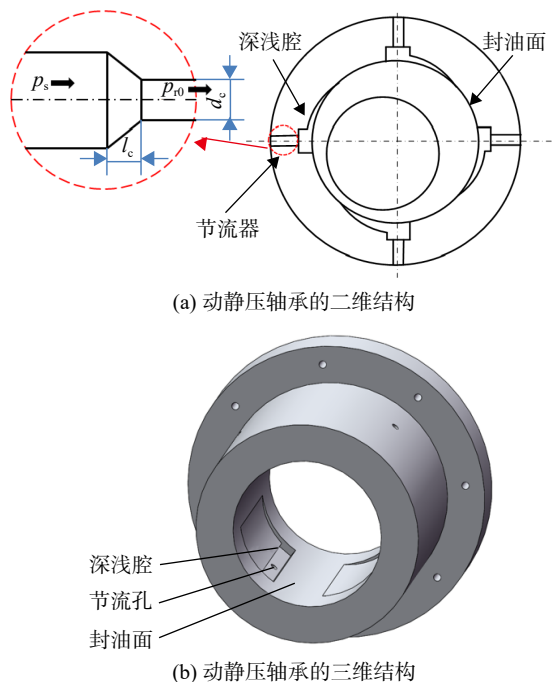


图 1 动静压轴承的二维和三维结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the two-dimensional and three-dimensional structure of hydrodynamic bearing

表 1 动静压轴承的结构参数

Table 1 Structural parameters of hydrodynamic bearing

参数	数值	参数	数值
外径/mm	180	半径间隙 $h_0/\mu\text{m}$	30
内径/mm	100	油腔宽度/mm	76
宽度/mm	100	深腔深度/mm	1.5
浅腔包角/(°)	70	浅腔深度/mm	0.05
深腔包角/(°)	11	节流孔径/mm	1.0

间隙和节流孔径为重要研究对象。

当主轴停止运转或转速较低时,动静压轴承通过供油系统使得静压腔之间产生压差,使得主轴悬浮于油膜之上并承受外载荷,则轴承完全处于全膜润滑状态,防止了在启停以及低速运转时轴颈与轴承之间发生干摩擦或半干摩擦,减小了轴承磨损和主轴扭矩。当轴承在运转时,由于油楔效应,轴承会产生动压力来实现动压承载。当油膜的动压力无法支撑轴承负载时,则可采用动静压混合作用实现对主轴的支撑,即在供应动压油的同时,开启静压系统,向静压腔提供足够的压力,实现静压效应与动压效应共同作用,提高了滑动轴承的承载能力。

1.2 动静压轴承的使用工况

高精密光学玻璃是航天、航空工业领域中极为重要的零部件,其加工质量直接影响到航天观

测仪器的精度。光学玻璃为非球面透镜玻璃,材料硬而脆,需要较高的加工精度,因此选用精密磨床来磨削加工光学玻璃。其中主轴系统起到重要的作用,而高速电主轴静动特性的好坏与主轴轴承-转子系统的结构密切相关,包括前端悬伸量、支撑跨距以及电机转子的安装位置。其设计影响着主轴系统的回转精度和刚度。主轴轴系的布置应使主轴前端的轴向、径向变形量较小,同时主轴轴系的设计与轴承结构形式的选择密切相关。图 2 所示为动静压电主轴的内部支承轴承、电动机、轴的布局示意图。

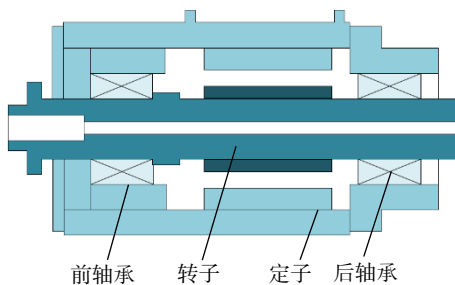


图 2 动静压轴承支撑的电主轴结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the structure of the electric spindle supported by hydrodynamic bearing

主轴系统中主轴的刚度很大,它几乎完全由支撑它的一对轴承的刚度所决定。为了提高电主轴的回转精度和刚度,就要对动静压轴承优化设计,尽可能设计出刚度较大的动静压轴承。本节主要对典型动静压结构的轴承作结构和性能计算方面的分析,给出计算动静压轴承静动特性的理论模型和方法。有轴向回油槽的轴承,油腔被回油槽隔开,各油腔的压力油不会出现内流现象,压力油可同时从回油槽和周向封油边流出,流量较大。无轴向回油槽的轴承压力油只能从轴向封油边流出,流量较少。由于内流现象,这对轴承油膜刚度的建立有不良影响,但考虑到封油边上的动压效应,这种轴承在主轴转速较高时会有较大的承载能力。

对于油腔的结构,一般有深腔、浅腔和深浅腔 3 种形式,深腔轴承的油腔深度一致,且大于轴承间隙的 20~50 倍,这样在油腔内为静压压力,封油面上为动压压力;浅腔轴承的腔深与轴承间隙相当,具有二次节流效应,油腔压力较高,动压效应明显;深浅腔轴承的油腔为阶梯腔,一部分为深腔,一部分为浅腔,其性能介于两者之间,为获得更好的动静压效应,并依据表 2 动静压轴承的工况参数选用深浅腔结构,如图 1(b) 所示。文

表2 动静压轴承的工况参数

Table 2 Working condition parameters of hydrodynamic bearing

参数	数值	参数	数值
供油温度/℃	25	主轴功率/kW	15
润滑油黏度/ 10^{-3} (Pa·s)	1.8	工作转速/(r/min)	0~12 000
最大载荷/kN	5	供油压力/MPa	2

章将主要以表2中工作转速和供油压力为研究对象,分析其对动静压轴承性能的影响。

2 动静压轴承静特性和动特性参数的计算模型

2.1 计算的基本假设

在动静压轴承结构设计和性能仿真中,为了提高轴承设计效率,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-斯托克斯方程表示加速度(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,即得到流体动力润滑基础的雷诺方程。假设条件如下:

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。

2.2 性能计算的基本方程

动静压轴承的二维模型如图3所示,图中 e 为偏心率, h 为油膜厚度, θ 为偏位角, F 为载荷, n 为转速, R 为轴径, φ 为位置角。

根据前面的假设条件,对于具有不可压缩流体和稳态载荷的动静压轴承,简化得到的表示压力分布的二维雷诺方程,如式(1)所示。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U\eta \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

在求解动静压轴承的刚度阻尼系数时使用的是动态的 Reynolds 方程,如式(2)所示。

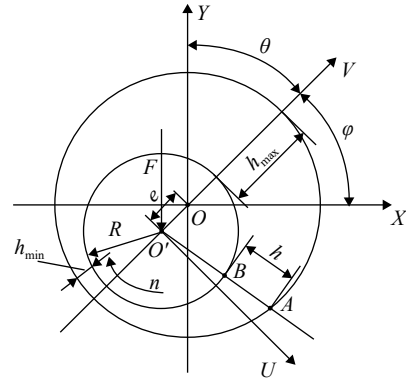


图3 二维模型轴承工作系统示意图

Fig. 3 Schematic diagram of two-dimensional model bearing working system

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U\eta \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta(\dot{x} \sin \varphi + \dot{y} \cos \varphi) \quad (2)$$

对于本文所研究的电主轴动静压轴承,由于润滑油黏度较低导致雷诺数很大,需考虑紊流影响。因此,采用 Ng 和 Pan 理论,使用式(3)所示的雷诺方程。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{k_x} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{k_z} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{1}{2} U \eta \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3)$$

式(4)为湍流润滑系数 k_x 、 k_z 的计算公式为

$$\begin{cases} k_x = 12 + 0.013 \, 6Re^{0.90} \\ k_z = 12 + 0.004 \, 3Re^{0.96} \end{cases} \quad (4)$$

Reynolds 方程的边界条件如式(5)所示,式中 U 为轴颈线速度、 η 为润滑介质的动力黏度、 φ_{in} 为轴承的进油边界位置角、 φ_{out} 为轴承的出油边界位置角、 p_a 为环境的压力、 p_s 为供油压力、 B 为轴承的宽度。

$$\begin{cases} p(\varphi, \pm B/2) = p(\varphi_{out}, z) = p_a \\ p(\varphi_{in}, z) = p_s \\ \left. \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right|_{out} = 0 \end{cases} \quad (5)$$

轴承的间隙函数用于表达轴承和轴颈配合的楔形间隙形状,对于圆柱轴承,油膜厚度 h 沿圆周方向变化,其的间隙函数如式(6)所示,式中 ε 为偏心率。

$$h = h_0[1 + \varepsilon \cos(\varphi - \theta)] \quad (6)$$

动静压轴承的求解结果需要满足流入节流器的流量和流出油腔的流量守恒条件。根据轴承油膜的应力场,可计算流入节流器的流量和流出油

腔的流量,如两者相等,即表明所设定的压力为其真值,否则就要对之进行低松弛迭代修正,直到解出的压力场满足以上连续性原理为止。由于油腔结构的对称性,可以只取半个油腔进行流量研究,如图 4 所示,横坐标 φ 表示周向的位置角,纵坐标 z 表示轴向位置,图中 $q_{\varphi u}$ 、 q_{z1} 分别表示油腔周向进油量和轴向进油量, $q_{\varphi c}$ 表示油腔泄油量, JC 、 CU 和 IO 分别代表半个油腔的三侧封油边直角坐标系的位置宽度,其中 JC 表示左侧进油边位置宽度, CU 表示下方进油边位置宽度, IO 表示右侧泄油边位置宽度,而 $JC/2$ 、 $CU/2$ 和 $IO/2$ 则分别表示各边位置宽度的一半。

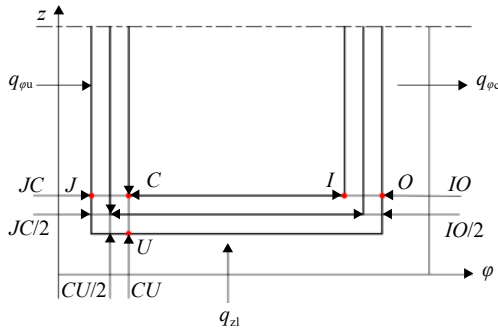


图 4 油腔的流量示意图

Fig. 4 Schematic diagram of the volume flow of the oil chamber

考虑湍流的影响,根据流量连续方程沿周向方向 φ 和轴向 z 单位宽度的体积流量为

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

$$q_v = -\frac{h^3}{k_z \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \quad (8)$$

油腔的输出流量最终通过在轴向和周向的积分求得。其流量公式为

$$q_{v, \text{in}} = \alpha \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (9)$$

对于所研究的这种轴承,为了方便,取如图 3 所示的坐标系来研究。轴颈旋转时的压力分布,在微弧 $Rd\varphi$ 上作用压力 p ,沿坐标轴 x 、 y 的分量分别是为 $pR\sin\varphi d\varphi$ 、 $pR\cos\varphi d\varphi$,沿压力作用区积分,可得承载能力分量为

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

轴承的则总的承载量 F 为

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (11)$$

轴颈运动的阻力可由压力流阻力和剪切流阻力迭加而成。对于有限宽轴承,如果不考虑空化区,则其摩擦阻力为

$$F_f = \int_A \tau dA = \int_A -\eta \frac{du}{dy} dA = \int_A \left(\frac{h}{2} \cdot \frac{dp}{Rdf} + \frac{\eta}{h} \omega R \right) dA \quad (12)$$

假设轴承全部发热量均由润滑介质吸收经端泄带走,发热量与端泄散热平衡,得

$$F_f U = q_v \rho c_v \Delta t \quad (13)$$

则轴承的平均温升 Δt 如式(14)所示,式中 c_v 为润滑油的比热容。

$$\Delta t = \frac{F_f U}{q_v \rho c_v} \quad (14)$$

在轴承受到小扰动时,可以用 4 个刚度系数和 4 个阻尼系数表示轴承油膜力的扰动,即

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

其中

$$\begin{aligned} k_{xx} &= \frac{\partial F_x}{\partial x}, k_{xy} = \frac{\partial F_x}{\partial y}, c_{xx} = \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}}, c_{xy} = \frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} \\ k_{yx} &= \frac{\partial F_y}{\partial x}, k_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial y}, c_{yx} = \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}}, c_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} \end{aligned} \quad (16)$$

对于动静压轴承,本文在加工时仅考虑了 y 方向刚度,因此主要以 y 方向刚度为研究对象,即

$$K = k_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial y} \quad (17)$$

3 结构和工况参数对轴承性能的影响

本文对动静压轴承进行分析时所选取的结构参数包括半径间隙 h_0 、节流孔径 d_0 和宽径比 τ 。 h_0 是滑动轴承重要的结构参数之一,合理的 h_0 是轴承正常运行的关键, h_0 过大或过小都会产生不利的影响。 d_0 是小孔节流器最重要的参数,其会直接影响油腔的压力,从而影响动静压轴承的承载力和刚度。 τ 不仅决定了轴承的大小尺寸,也影响着轴承比压,而比压也是表征轴承承载能力的主要设计参数之一。本文选取的动静压轴承工况参数包括供油压力 p 和转速 n 。 p 的大小对动静压轴承静压腔的性能和轴承的流量影响很大,进而影响轴承的静动特性。 n 的大小对电主轴在启、停机阶段动静压轴承的静动特性影响较大。

分析的动静压轴承的性能参数包括静特性参数温升 Δt 、流量 q_V 、承载力 F 、功耗 P 和动特性参数刚度 K 。针对不同结构参数和工况参数的机床电主轴动静压轴性能计算流程如图 5 所示, 在采用有限差分法求解雷诺方程时, 将轴承沿 x 方向划分为 120 个网格, 其中 121 个节点, 节点数的编号沿着转子旋转方向递增。

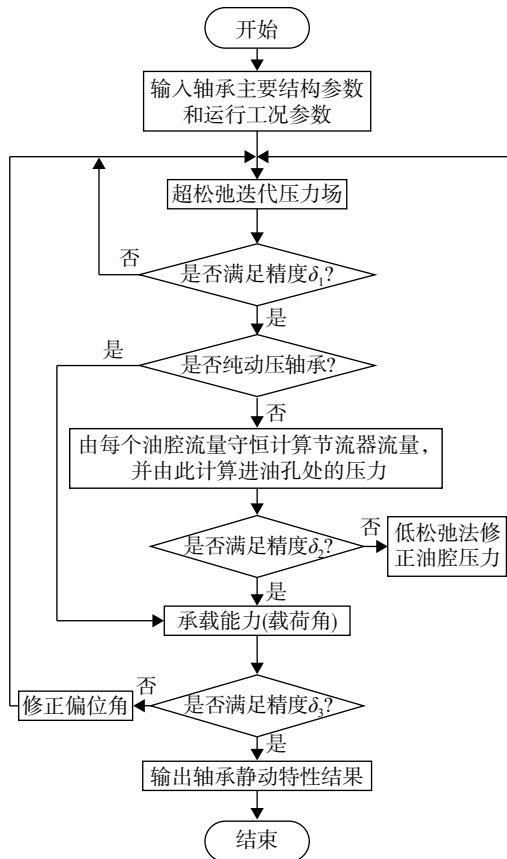
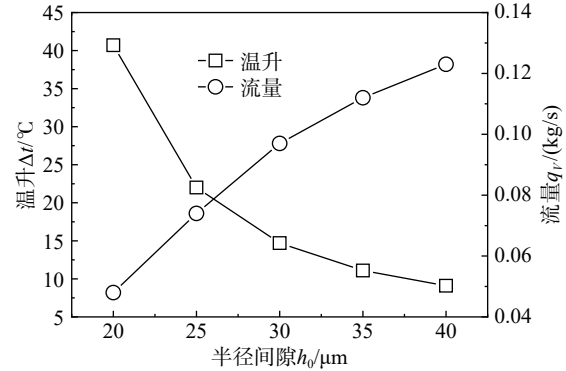


图 5 动静压轴承的性能计算流程示意图

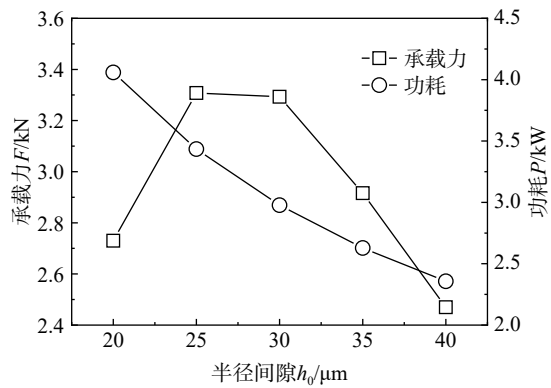
Fig. 5 Schematic diagram of the performance calculation process of hydrodynamic bearing

3.1 结构参数对轴承性能的影响

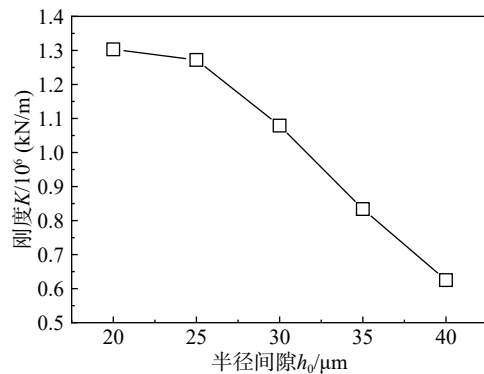
为了保证足够的膜厚和提供好的刚度, 半径间隙一般取表面粗糙度的 5~10 倍, 因此根据表 1 中的动静压轴承结构参数选择 h_0 为 20~40 μm 对轴承性能进行研究, 如图 6 所示。图 6(a) 为温升 Δt 和流量 q_V 随 h_0 的变化, Δt 随着 h_0 的增大而减小, h_0 为 40 μm 时的 Δt 是 h_0 为 20 μm 时的 22.4%; q_V 随着 h_0 的增大而增大, h_0 为 40 μm 时的 q_V 是 h_0 为 20 μm 时的 2.56 倍。图 6(b) 为承载力 F 和功耗 P 随 h_0 的变化, F 随着 h_0 的增大先增大后减小, h_0 在 25 μm 时 F 出现最大值 (3.3 kN); P 随着 h_0 的增大而减小, h_0 为 40 μm 时的 P 是 h_0 为 20 μm 时的 58%。图 6(c) 为刚度 K 随 h_0 的变



(a) 温升、流量随半径间隙的变化



(b) 承载力、功耗随半径间隙的变化



(c) 刚度随半径间隙的变化

图 6 动静压轴承性能随半径间隙的变化

Fig. 6 Hydrodynamic bearing performance changes with radius clearance

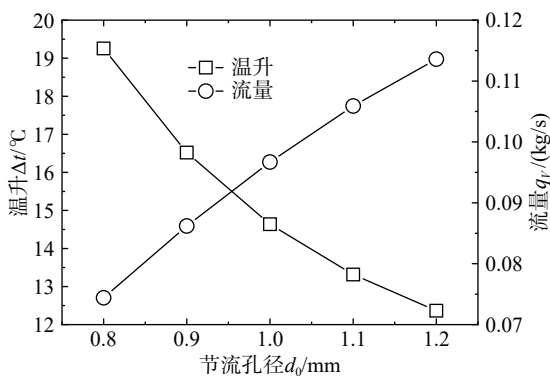
化, K 随着 h_0 的增大而减小, h_0 为 40 μm 时的 K 是 h_0 为 20 μm 时的 50%。可见, 半径间隙的大小对动静压轴承的静动特性影响较大, 增大的 h_0 有利于减小轴承的温升, 但是会降低轴承的刚度, 影响电主轴的加工精度。

实际生产中小孔节流器的节流孔径控制在 0.35~1.2 mm 之间, 且从制造工艺和防止堵塞的角度考虑, 节流孔径不宜过小, 一般要求 $d_0 \geq 0.6 \text{ mm}$, 因此根据表 1 选择 d_0 为 0.8~1.2 mm 时进行研究, 性能计算结果如图 7 所示。图 7(a) 为 Δt 和 q_V 随

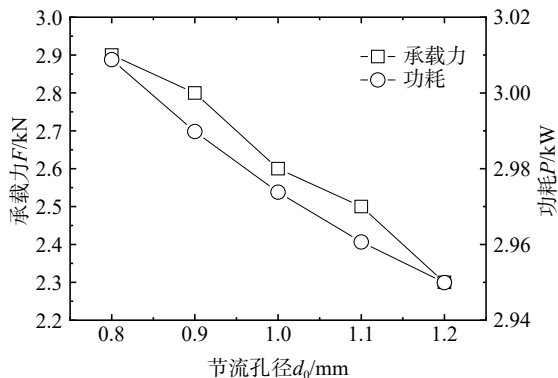
d_0 的变化, Δt 随着 d_0 的增大而减小, d_0 为 1.2 mm 时的 Δt 较 d_0 为 0.8 mm 时降低了 35.8%; q_v 随着 d_0 的增大而增大, d_0 为 1.2 mm 时的 q_v 是 d_0 为 0.8 mm 时的 1.53 倍。图 7(b) 为 F 和 P 随 d_0 的变化, F 和 P 均随 d_0 的增大而略微地减小, d_0 为 1.2 mm 时的 F 和 P 较 d_0 为 0.8 mm 时分别降低了 20.7% 和 2%。图 7(c) 为刚度 K 随 d_0 的变化, K 也随着 d_0 的增大而略微减小, d_0 为 1.2 mm 时的 K 较 d_0 为 0.8 mm 时降低了 23.7%。可见, 节流孔径的大小对动静压轴承的温升和流量影响较大, 对刚度影响较小, 增大的 d_0 在一定程度上能够保持电主

轴在连续工作时候的加工精度。

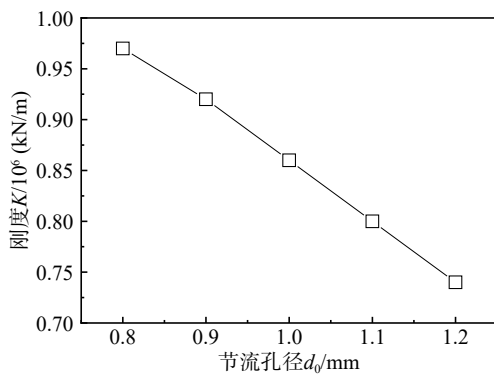
一般来说, 径向滑动轴承的宽径比常用范围为 0.5~1.5, 因此本文根据表 1 选择宽径比 τ 为 0.8~1.2 时进行计算研究, 计算结果如图 8 所示。图 8(a) 为 Δt 和 q_v 随 τ 的变化, Δt 随着 τ 的增大而增大, τ 为 1.2 时的 Δt 是 τ 为 0.8 时的 1.84 倍; q_v 随着 d_0 的增大而略微减小, τ 为 1.2 时的 q_v 是 τ 为 0.8 时的 87%。图 8(b) 为 F 和 P 随 τ 的变化, F 和 P 均随 τ 的增大而增大, τ 为 1.2 时的 F 和 P 分别是 τ 为 0.8 时的 1.95 倍和 1.59 倍。图 8(c) 为刚度 K 随 τ 的变化, K 随着 τ 的增大而增大, τ 为



(a) 温升、流量随节流孔径的变化



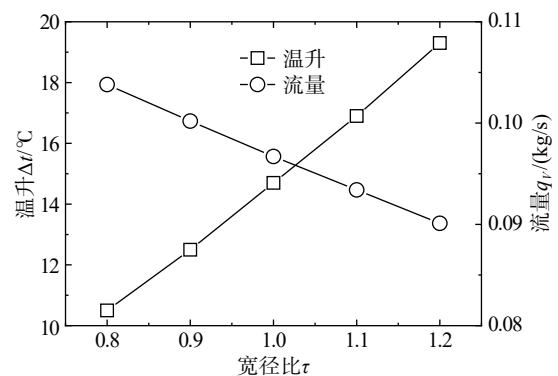
(b) 承载力、功耗随节流孔径的变化



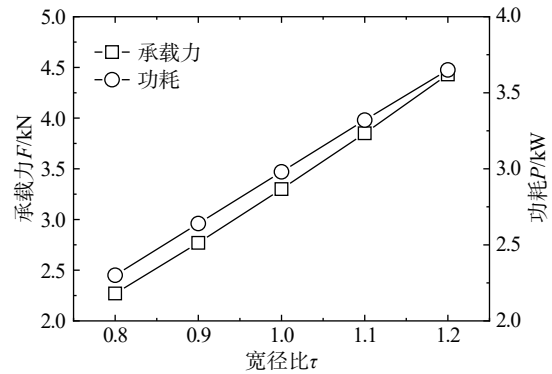
(c) 刚度随节流孔径的变化

图 7 动静压轴承性能随节流孔径的变化

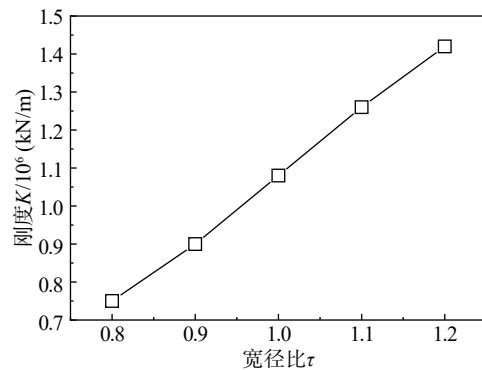
Fig. 7 Hydrodynamic bearing performance changes with throttle aperture



(a) 温升、流量随宽径比的变化



(b) 承载力、功耗随宽径比的变化



(c) 刚度随宽径比的变化

图 8 动静压轴承性能随宽径比的变化

Fig. 8 Hydrodynamic bearing performance changes with width-to-diameter ratio

1.2 时的 K 是 τ 为 0.8 时的 1.89 倍。可见, 宽径比对动静压轴承的静特性和动特性都有一定程度的影响, 其中对流量的影响较小, 对其他性能参数的影响程度相当。

综合以上分析可知, 动静压轴承的结构参数 h_0 、 d_0 和 τ 对精密磨床电主轴动静压轴承的静特性参数 Δt 、 q_v 、 F 、 P 及动特性参数 K 都有一定程度的影响, 其中 h_0 是一个较为敏感的设计变量, 它对轴承性能的影响程度最大。为获得高刚度、高回转精度的电主轴, 在轴承的设计和制造时应考虑 h_0 着重考虑。

3.2 工况参数对轴承性能的影响

选择供油压力时应在兼顾尽量大的承载力和充分额刚度的前提下, 尽量使供油设备的功耗降到最低。小孔节流的动静压轴承由于使用比较稀的润滑油, 所以本文根据表 2 中的动静压轴承工况参数, 选取供油压力 p 为 1.5~3.5 MPa 时进行研究, 性能计算结果如图 9 所示。图 9(a) 为 Δt 和 q_v 随 p 的变化, Δt 随着 p 的增大而减小, p 为 3.5 MPa 时的 Δt 较 p 为 1.5 MPa 时降低了 37%; q_v 随着 p 的增大而增大, p 为 3.5 MPa 时的 q_v 是 p 为 1.5 MPa 时的 1.55 倍。图 9(b) 为 F 和 P 随 p 的变化, F 随着 p 的增大而增大, p 为 3.5 MPa 时的 F 为 1.5 MPa 时的 1.28 倍; P 随着 p 的增大而略微减小, p 为 3.5 MPa 时的 P 较 p 为 1.5 MPa 时降低了 2%。图 9(c) 为刚度 K 随 p 的变化, K 随着 p 的增大而增大, p 为 3.5 MPa 时的 K 是 p 为 1.5 MPa 时的 1.28 倍。可以看出, 供油压力对功耗影响不大, 但对其他性能参数均有一定程度的影响, 且影响的幅度相当。

动静压轴承在低转速下运行性能变化不明显, 因此转速 n 选择 3 000~12 000 r/min 时进行性能计算, 结果如图 10 所示。图 10(a) 为 Δt 和 q_v 随 n 的变化, Δt 和 q_v 均随着 n 的增大而增大, n 为 12 000 r/min 时的 Δt 和 q_v 分别是 n 为 3 000 r/min 时的 14.8 倍和 1.27 倍。图 10(b) 为 F 和 P 随 n 的变化, F 和 P 也均随着 n 的增大而增大, n 为 12 000 r/min 时的 F 和 P 分别是 n 为 3 000 r/min 时的 2.76 倍和 19.1 倍。图 10(c) 为刚度 K 随 n 的变化, K 也随着 n 的增大而增大, n 为 12 000 r/min 时的 K 是 n 为 3 000 r/min 时的 2.76 倍。以上分析可知, 转速对轴承的静特性和动特性均有较为明显的影响, 特别是对温升和功耗的影响幅度较大, 因此当电主轴在高速运行时需有一定的措施, 否则对润滑油的物性会有较大影响, 导致加工精度退化。

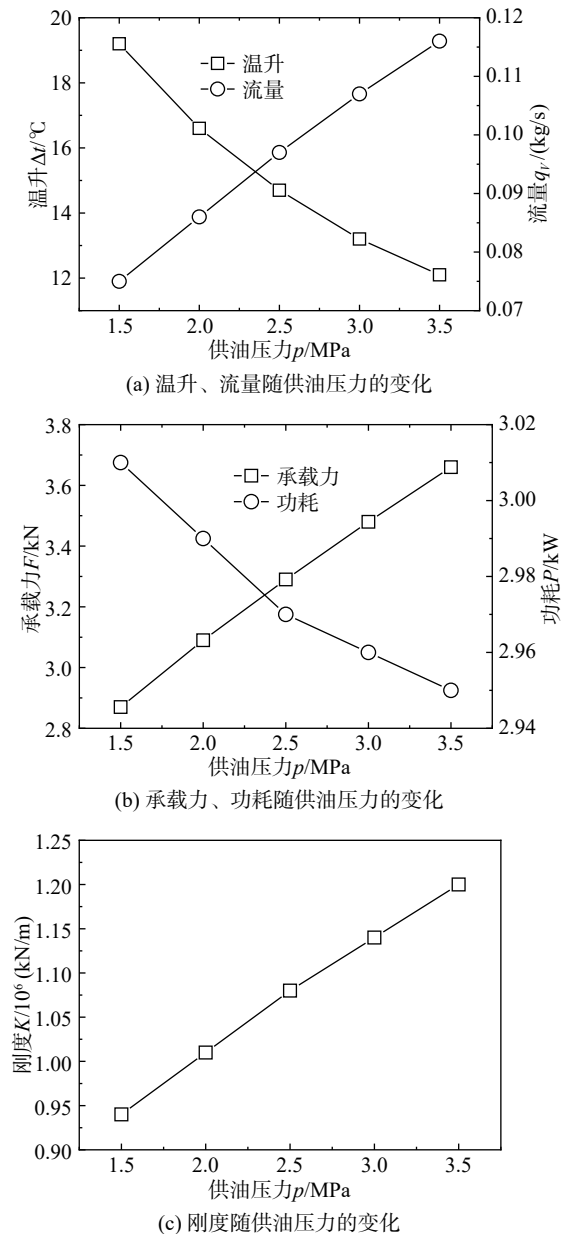
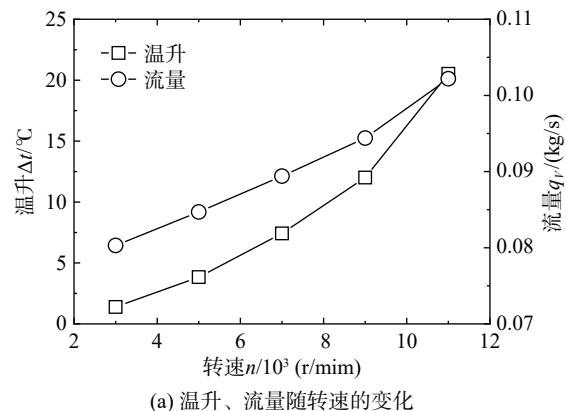
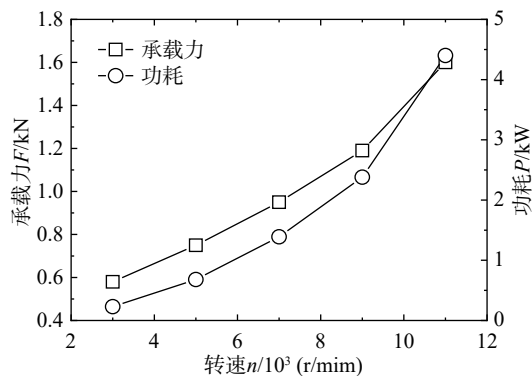


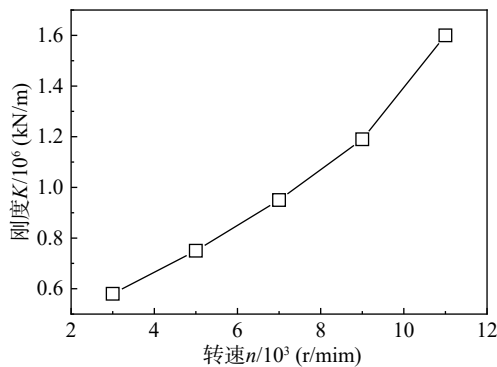
图 9 动静压轴承性能随供油压力的变化

Fig. 9 Hydrodynamic bearing performance changes with oil supply pressure





(b) 承载力、功耗随转速的变化



(c) 刚度随转速的变化

图 10 动静压轴承性能随转速的变化

Fig. 10 Hydrodynamic bearing performance changes with speed

3.3 层紊流的计算结果与试验对比

3.3.1 层紊流计算结果对比

上文阐述了紊流状态下结构和工况参数对轴承性能的影响,本节对紊流和层流状态下的性能影响做简要对比。采用 Ng 和 Pan 理论研究紊流润滑问题与层流润滑的区别是引入两个系数 k_x 和 k_y 。当 $k_x = k_y = 12$ 时为层流润滑状态。在紊流状态下,系数 k_x 和 k_y 的数值均大于 12,如式(5)所示,并随着雷诺数 Re 的增加而增加。所以紊流润滑相当于黏度值增加 $k_x/12$ 和 $k_y/12$ 倍的层流润滑。

由于采用 Ng 和 Pan 理论研究紊流问题的 Reynolds 方程与层流润滑时 Reynolds 方程相差很小,可以用层流润滑相同的方法来求解紊流润滑问题,只是在有关公式里做很小的变动,即增加 k_x 和 k_y 系数。下表给出了层紊流状态下结构和工况参数对轴承温升影响的对比。

表 3 中半径间隙选为 $30\ \mu\text{m}$,层流状态温升低于紊流 0.13%;节流孔径取 $1.0\ \text{mm}$,紊流高于层流状态温升 0.06%;宽径比选取 1.0,层流比紊流状态低 0.65%;供油压力选 $3.0\ \text{MPa}$,层流状态低于紊流 0.30%;转速为 $5\ 000\ \text{r/min}$,紊流状态高于层流 0.37%。可见,紊流状态下温升总体偏高。

表 3 层紊流状态下结构和工况参数对温升影响的对比情况

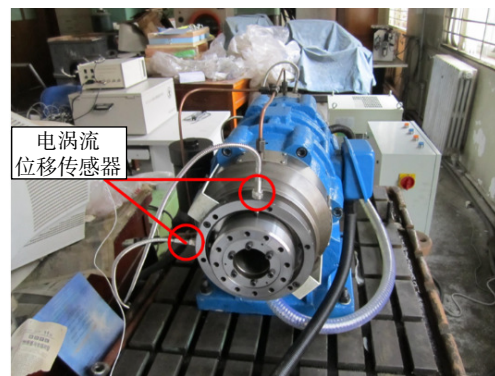
Table 3 Comparison of the influence of structure and working condition parameters on temperature rise in the state of layered turbulent flow

参数	层流状态	紊流状态
半径间隙 $h_0/\mu\text{m}$	14.695 3	14.715
节流孔径/mm	14.63	14.638 6
宽径比	16.85	16.96
供油压力/MPa	13.196 3	13.236
转速/(r/min)	3.825	3.839

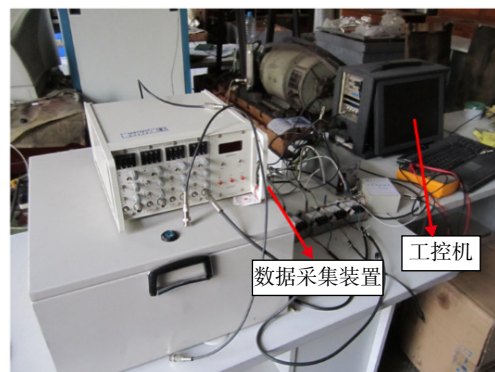
3.3.2 与试验结果的对比

本小结主要对 $5\ 000\ \text{r/min}$ 和 $7\ 000\ \text{r/min}$ 转速下的温升、刚度和承载力进行了测试和分析,同时与仿真结果进行了对比,试验装置如图 11 所示。

动静压电主轴试验台主要由电主轴、液压站、油液制冷机、电控箱、数据采集装置等部分组成,如图 11 所示。如液压站为电主轴工作提供 $5\ \text{MPa}$ 以内的稳定液压油,油液制冷机保持油液温度在 $20\sim 50\ ^\circ\text{C}$ 之间,电控箱主要功能是控制液



(a) 试验台主体



(b) 数据采集装置

图 11 动静压轴承电主轴试验台及数据采集装置

Fig. 11 Hydrodynamic bearing electric spindle test bench and data acquisition device

压站和开启、关闭电主轴电机及调节转速。温升测试主要通过温度传感器进行测试,测试刚度时采用力锤激振法测试动静压轴承的刚度,用力锤沿水平或垂直方向锤击轴承座,给轴承座施加一个持续时间极短的脉冲激振,使其产生自由振动,然后分析其响应,该方法在激振力的方向上测试激振力和响应信号,可得出该轴承的刚度。表4是两个转速下3个参数的仿真和试验结果对比。

表4中数据可以看出温升在转速为5 000 r/min和7 000 r/min时的试验结果低于仿真结果,分别低于仿真结果30%和13.3%;刚度也是如此,分别低于仿真结果26.7%和15.8%;仅有承载力试验数据高于仿真数据,5 000 r/min时高于仿真数据49.3%,7 000 r/min时高26.3%,说明试验时数据会因为现实中多种因素而受到影响,后期需进行优化。

表4 不同转速下各参数仿真与试验数据的对比

Table 4 Comparison of simulation and test data of various parameters at different speeds

参数	转速/(r/min)			
	5 000		7 000	
	仿真	试验	仿真	试验
温升/℃	3.839	2.689	7.421 5	6.438
刚度/ 10^6 (kN/m)	0.75	0.55	0.95	0.80
承载力/kN	0.75	1.12	0.95	1.20

4 结 论

本文主要研究了结构参数半径间隙、节流孔径、宽径比和工况参数供油压力、转速对动静压轴承静动特性的影响,主要得出结论如下:

1) 半径间隙、节流孔径和宽径比的取值在变化时对精密磨床电主轴动静压轴承的性能参数都有一定程度的影响,其中半径间隙是一个较为敏感的设计变量,它对轴承性能的影响程度最大。

2) 供油压力对动静压轴承的功耗影响不大,但对其他性能参数有一定程度的影响,且影响的幅度相当。工作转速对动静压轴承的性能参数均有较为明显的影响,特别是对温升和功耗的影响幅度较大,12 000 r/min时的温升和功耗分别是3 000 r/min时候的14.8倍和19.1倍。

3) 紊流状态下结构和工况参数对轴承温升的影响均高于层流状态下的影响;温升和刚度在转速为5 000 r/min和7 000 r/min时的试验结果均

低于仿真结果,承载力则相反,两个转速下试验数据分别高于仿真数据49.3%和26.3%。

参考文献:

- [1] 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.
YAN Yudong. Design and test of hydrostatic bearing motorized spindle in machine tool[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2017. (in Chinese)
- [2] 史昊天, 张东风, 杨俊学, 等. 航空铝合金薄壁件批量加工工艺探究[J]. 北华航天工业学院学报, 2021, 31(3): 11-13.
SHI Haotian, ZHANG Dongfeng, YANG Junxue, et al. Batch processing technology for thin-walled parts of aviation aluminum alloy[J]. Journal of North China Institute of Aerospace Engineering, 2021, 31(3): 11-13. (in Chinese)
- [3] 陈润霖, 欧阳武, 王建磊, 等. 动静压轴承支承电主轴服役精度保持用磁力减载研究[J]. 振动与冲击, 2017, 12(36): 30-35.
CHEN Runlin, OUYANG Wu, WANG Jianlei, et al. Magnetic lightening on service precision keeping of an electric spindle system supported by hybrid bearing[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 12(36): 30-35. (in Chinese)
- [4] 王栋平. 加工中心精密主轴滑动轴承设计及摩擦学性能改进[D]. 西安: 西安理工大学, 2018.
WANG Dongping. Design and tribological performance improvement of sliding bearing for precision spindle of machining center[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2018. (in Chinese)
- [5] 贾谦. 巴氏合金与石墨轴承的制造工艺、质检与性能试验研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2017.
JIA Qian. Study on the manufacturing process, quality and performance tests of Babbitt and graphite bearing[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2017. (in Chinese)
- [6] 丁海兵, 刘扬扬, 郑志强, 等. 高速精密磨床电主轴动静压轴承动静特性分析[J]. 计量与测试技术, 2019, 46(8): 82-85, 93.
DING Haibing, LIU Yangyang, ZHENG Zhiqiang, et al. Dynamic and static characteristics analysis of dynamic and static bearings for high speed precision grinding machine[J]. Metrology and Measurement Technique, 2019, 46(8): 82-85, 93. (in Chinese)
- [7] 郭力, 李波, 章泽. 液体动静压轴承的温度场与热变形仿真分析[J]. 机械科学与技术, 2014, 33(4): 511-515.
GUO Li, LI Bo, ZHANG Ze. Simulating temperature field and thermal deformation of liquid dynamic and static pressure bearing[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2014, 33(4): 511-515. (in Chinese)
- [8] ANDRES L S, CHILDS D, YANG Z. Turbulent-flow hydrostatic bearings analysis and experimental results[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1995, 37(8): 815-829.
- [9] 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.
WANG Jianlei, WANG Yunlong, MEN Chuanhao, et al. Robust design of hydrostatic bearings on precision grinding machine rotary tables[J]. China Mechanical Engineering, 2020, 31(10): 1155-1161, 1168. (in Chinese)
- [10] 刘豪杰, 郭红, 张绍林. 基于FLUENT的深浅腔动静压轴承油膜压力研究[J]. 润滑与密封, 2013, 38(10): 35-38.
LIU Haojie, GUO Hong, ZHANG Shaolin. Research on static characteristics of deep/shallow pockets hybrid bearing based on FLUENT[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(10): 35-38. (in Chinese)

- [11] 张绍林, 杨帅, 李瑞珍, 等. 低含气率影响下圆柱动静压轴承特性分析[J]. 航空动力学报, 2021, 36(4): 741-750.
ZHANG Shaolin, YANG Shuai, LI Ruizhen, et al. Characteristic analysis of cylindrical hydrodynamic/hydrostatic bearing under low gas fraction[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(4): 741-750. (in Chinese)
- [12] SCHARRE J K, HECHT R, HIBBS R I. The effects of wear on the rotor dynamic coefficients of a hydrostatic bearing[J]. *ASME Journal of Tribology*, 1991, 113: 210-21.
- [13] 杜雄. 不对称三油腔动静压轴承设计及仿真验证[J]. 精密制造与自动化, 2013(4): 22-26.
DU Xiong. Design and simulation verification of asymmetrical three-oil cavity hydrostatic and hydrostatic bearings[J]. Precise Manufacturing and Automation, 2013(4): 22-26. (in Chinese)
- [14] 戴攀, 徐华. 高速水润滑动静压轴承环节节流器节流系数研究[J]. 润滑与密封, 2010, 35(2): 40-43.
DAI Pan, XU Hua. Discharge coefficient of orifice restrictor in high-speed hybrid bearings[J]. Lubrication Engineering, 2010, 35(2): 40-43. (in Chinese)
- [15] 杨建玺, 周浩兵, 崔凤奎. 液体动静压轴承油腔结构对承载特性的影响[J]. 河南科技大学学报, 2012, 33(5): 37-40.
YANG Jianxi, ZHOU Haobing, CUI Fengkui. The influence of the structure of the oil cavity of the hydrodynamic and hydrostatic bearing on the load-carrying characteristics[J]. Journal of Henan University of Science and Technology, 2012, 33(5): 37-40. (in Chinese)
- [16] 岑少起, 郭红, 张少林, 等. 多种节流形式的动静压轴承有限元优化分析[J]. 机械科学与技术, 2002, 21(2): 237-239.
CEN Shaoqi, GUO Hong, ZHANG Shaolin, et al. The finite-optimal analysis of hybrid bearing with different kinds of throttle form [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2002, 21(2): 237-239. (in Chinese)
- [17] KUMAR V, SHARMA S C, JAIN S C. On the restrictor design parameter of hybrid journal bearing for optimum rotor dynamic coefficients[J]. *Tribology International*, 1995, 28(8): 531-539.
- [18] CHEN C H, KANG Y, HUANG Y N. The restrictive effects of capillary compensation on the stability of the Jeffcott rotor-hybrid bearing system[J]. *Tribology International*, 2002, 35(12): 849-855.
- [19] SINGH N, SHARMA S C, JAIN S C, et al. Performance of membrane compensated multirecess hydrostatic/hybrid flexible journal bearing system considering various recess shapes[J]. *Journal of Tribology*, 2004, 37(1): 11-24.

(编辑: 王碧珺)