DOI: 10.3901/JME.2019.11.160

可控节流液体静压主轴回转精度提升的机理研究*

胡 灿 熊万里 孙文彪 原 帅

(湖南大学国家高效磨削工程技术研究中心 长沙 410082)

摘要: 可控节流技术可以显著提高液体静压主轴的刚度和回转精度,在工程上已得到实验证实,但是液体静压主轴在可控节流条件下是如何提高回转精度的过渡过程一直不明确。利用现有的液体静压主轴理论,还不能定量解释可控节流静压主轴从不平衡状态到平衡状态、以及稳态回转误差显著缩小的过渡过程。在考虑轴颈惯性力和非线性油膜力的基础上,根据可控节流器的工作原理和节流特性,建立了可控节流液体静压主轴动态轴心轨迹的理论模型,利用该模型进行数值模拟对过渡过程中的一系列物理现象做出了合理的定量解释。研究发现,在轴承结构参数和液压系统参数相同的条件下,可控节流主轴相比于固定节流可以显著缩短轴心轨迹的过渡过程响应时间、减小轴颈偏心位移、降低主轴稳态回转误差,从理论上揭示了可控节流器可以提高液体静压主轴油膜刚度和回转精度的物理机理。

关键词: 液体静压主轴; 可控节流器; 轴心轨迹; 非线性油膜力

中图分类号: TH133

Research on the Mechanism of Improving Hydrostatic Spindle Rotating Accuracy with Controllable Restrictor

HU Can XIONG Wanli SUN Wenbiao YUAN Shuai

(National Engineering Research Center for High Efficiency Grinding, Hunan University, Changsha 410082)

Abstract: Experiments have shown that a new controllable restrictor technology can significantly improve the stiffness and radial accuracy of hydrostatic spindles, but the transient process of the journal radial accuracy improvement is unrevealed. Since the existing theories can hardly explain the transient process of journal stabilization and radial error reduction, a novel numerical journal orbit model is developed on theories of journal inertial force, nonlinear oil film force, controllable restrictor principle, and restrictor parameters. By the new model, transient physical phenomenon during the journal stabilizing process can be numerically simulated and quantitatively analyzed. The journals of controllable restrictor hydrostatic spindles and constant restrictor hydrostatic spindles are calculated, assuming they have the same hydrostatic journal bearing parameters and the same hydraulic system parameters. The results illustrate that controllable spindle could vastly reduce the orbit stabilizing time, the journal eccentricity, and the static radial error motion. Hence, the mechanism of the bearing oil film stiffness increment and radial accuracy improvement on the controllable restrictor hydrostatic spindles can be theoretically interpreted by the program.

Key words: hydrostatic journal bearing; controllable restrictor; journal orbit; nonlinear oil film force

0 前言

液体静压主轴因其油膜可压缩性小和误差均化效应,轴颈始终处于悬浮状态,与轴承无接触,具有动态刚度、阻尼减振性好和使用寿命长等凸显的优势,在高速精密/超精密机床领域获得了广泛的应用^[1-2]。如:Kugler公司的TDM系列高速精密车床使用了液体静压头架;Precitech公司的Creaform

系列超精密机床使用了液体静压主轴;Cranfield公司的超精密磨床使用了液体静压导轨或者液体静压转台^[3]等。随着产品精度对超精密机床加工精度要求的不断提升,传统节流方式节流的液体静压主轴已不能满足加工精度要求^[4-5]。可控节流技术可以显著提高液体静压轴承的承载能力和油膜刚度,在工程上已得到实验证实^[6-8]。但是,液体静压主轴在可控节流条件下是如何提高回转精度的过渡过程和物理机理迄今尚不明确。

可控节流技术是在传统节流器的基础上引入主动控制技术,可以主动改变润滑油流经节流器后的

* 国家自然科学基金资助项目(51575173)。20181126 收到初稿,20190307 收到修改稿

流量和压力,优化轴承的承载性能以提高主轴的回转精度。CAI 研究发现主动控制技术最适用于基于油膜润滑的液体静压主轴^[9]。电液伺服阀通过控制系统控制挡板的移动,调节喷嘴的润滑油流量来实现对液体静压主轴的主动控制,主要应用于低速重载机床。文献[10]研究了基于 PID 控制电液伺服阀的液体静压主轴的动态特性,结果表明采用 PID 控制的电液伺服阀能有效地提高轴承的动态特性和主轴的位置精度。文献[11]利用电液伺服阀并结合 PI 控制有效地降低了挠性主轴的振动。压电型节流阀通过控制系统控制压电材料的变形,改变节流器的节流特性,来实现对液体静压主轴的主动控制,具有动态响应速度较快的特点,主要应用于高速精密机床。文献[12]利用主动控制式薄膜节流阀做了静压导轨的位移误差补偿控制,并取得了良好的效果。文献[13]研究了压电致动薄膜反馈静压主轴的工作特性,结果表明压电致动薄膜反馈节流器能有效地提高静压主轴的轴承油膜刚度和主轴回转精度。上述可控节流技术通过在线监测主轴位移的变化,调节节流器的节流特性,以优化轴承的油膜刚度和主轴的位置精度,取得了良好的效果。但是,在线控制需要增设一套在线监测控制系统,在主轴轴端安装传感器会增加跨距,降低主轴的切削刚度。同时,传感器安装的刚性变化和测试误差也会导致控制误差。因此,在线可控节流技术不适合工程实际应用。

为了有效地高液体静压主轴在不同加工工况条件下的主轴回转精度,文献[6]提出了一款预压预调型“可控节流器”,它可以根据外部载荷的变化,人为调节节流器控制油腔压力的大小来提高轴承的承载性能,不需要额外增设一套在线监测系统。节流器结构简图如图 1 所示,它具有两路供油油路,一路为工作油路,一路为控制油路。节流器的环面节流间隙长度不仅可以随着轴承油腔压力的变化进行自适应调节,还可以通过人为调节控制油路出油液阻的大小来进行控制。可控节流液体静压主轴的控制原理为:压力传感器测量主轴工作时的油腔压力值 p_r 。求解油膜刚度优化模型得到满足最佳节流比的油腔压力目标值 p_c 。比较 p_r 与 p_c 。当 $p_r = p_c$ 时,调控结束,保持控制油路出油液阻不变;当 $p_r > p_c$ 时,改变控制油腔出油液阻使控制油腔的出油液阻和压力增大,阶梯节流柱向下移动,节流器的节流液阻增大,轴承的油腔压力和出油流量减小;当 $p_r < p_c$ 时,则反之。可控节流与固定缝隙节流轴承性能对比图如图 2 所示。由图 2 可知,在不同轴颈偏心条件下,改变“可控节流器”控制油腔压力的大小,可以确保可控节流液体静压轴承的油膜刚度

高于固定缝隙节流液体静压轴承。

图1 可控节流器结构简图

图2 可控节流与固定缝隙节流轴承承载性能对比图

主轴回转误差运动是各瞬时主轴实际回转轴线相对于平均回转轴线位置的变动量,所以液体静压轴承的油膜刚度越大,主轴的回转运动误差越小,主轴的回转精度越高^[14]。文献[6]从理论和试验上论证了可控节流器可以显著地提高液体静压轴承的油膜刚度,但是并没有揭示润滑介质和主轴流固耦合作用时,可控节流器参数与轴心位置参数之间的相互影响规律,更不能解释可控节流器能显著提高液体静压主轴回转精度的物理机理。从力学和物理本质上解释可控节流液体静压主轴回转精度的提升机理,最有效的方式是数值模拟主轴轴心轨迹的动态发展过程,定量揭示节流器控制参数与轴心位置参数的相互影响规律,其关键科学问题在于求解相互耦合的流体润滑方程和主轴动力学方程。流体润滑方程代表非稳态的非线性油膜力模型,不能以传统方式求解,通常采用的方法为基于 CFD 软件的动网格法^[15-17]和基于动态雷诺方程的有限差分法^[18-19]。基于 CFD 软件的动网格法以 N-S 方程为基础,计算精度较高,但是其在几何建模、网格划分及运行计算上尚未实现参数化,导致计算效率低下,不能适应工程领域快速设计、分析的要求。基于动态雷诺

方程的有限差分法计算效率较高,是目前研究液体静压轴承动态性能最主要的方法。本文选用基于动态雷诺方程的有限差分法。

针对可控节流液体静压主轴回转精度提升的物理机理目前尚未得到圆满解释,本文在文献[8]的基础上建立基于动态雷诺方程、流量守恒方程、节流器参数控制方程以及牛顿动力学方程的可控节流液体静压主轴轴心轨迹动力学模型,采用欧拉迭代法定量再现主轴轴心轨迹的动态发展过程,揭示可控节流器三个主要性能参数(供油压力、弹簧刚度和控制油腔压力)与主轴动态轴心位置参数之间的相互影响规律,并与固定缝隙节流液体静压主轴轴心轨迹的动态发展过程进行比较分析,从数学和力学本质上揭示可控节流技术可以提高液体静压主轴回转精度的物理机理。

1 可控节流静压主轴动态轨迹模型

根据可控节流液体静压主轴的工作原理可知,计算主轴轴心轨迹动态发展过程的动力学模型包括:牛顿动力学方程、动态雷诺方程、流量守恒方程和节流器参数控制方程。为提高计算效率,以上方程均采用无量纲形式编程计算,计算结果以有量纲形式表示。

1.1 牛顿动力学方程

可控节流液体静压主轴受力模型如图3所示。 O 为轴承中心, O_j 为主轴中心,以 xOy 建立直角坐标系,则任意时刻主轴的轴心位置可用 (x, y) 表示。主轴以角速度 ω 逆时针旋转, τ 为主轴旋转时间, F_i 为油膜力在 i 方向上的分量, Q_i 为外载荷在 i 方向的分量($i = x, y$), Mg 为主轴自重。由文献[20]可知,任意时刻主轴运动方程为

$$\begin{cases} M\ddot{x}(\omega\tau) = F_x(\omega\tau) + Q_x \\ M\ddot{y}(\omega\tau) = F_y(\omega\tau) + Q_y + Mg \end{cases} \quad (1)$$

$$\text{令 } (\ddot{X}, \ddot{Y}) = \frac{(\ddot{x}, \ddot{y})}{h_0\omega^2}, (\bar{F}_x, \bar{F}_y) = \frac{(F_x, F_y)}{rLp_s}, t = \omega\tau,$$

$$(\bar{q}_x, \bar{q}_y) = \frac{(Q_x, Q_y)}{Mh_0\omega^2}, \alpha = \frac{rLp_s}{Mh_0\omega^2}, \beta = \frac{g}{h_0\omega^2}, \text{将式(1)量纲一化得到式(2)}$$

$$\begin{cases} \ddot{X}(t) = \alpha\bar{F}_x(t) + \bar{q}_x \\ \ddot{Y}(t) = \alpha\bar{F}_y(t) + \bar{q}_y + \beta \end{cases} \quad (2)$$

当主轴质量不平衡时,产生周期性不平衡载荷,不平衡量的大小用质量偏心距 e_g 表示。不平衡载荷

与 e_g 的量纲一关系为

$$\begin{cases} \bar{q}_x = \frac{Me_g\omega^2}{Mh_0\omega^2} \sin\omega\tau = \varepsilon_g \sin t \\ \bar{q}_y = \frac{Me_g\omega^2}{Mh_0\omega^2} \cos\omega\tau = \varepsilon_g \cos t \end{cases} \quad (3)$$

图3 可控节流液体静压主轴受力模型

1.2 动态雷诺方程

层流、不可压缩工况下,轴承封油边上的油膜压力用动态雷诺方程表示

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \\ \frac{6U\eta}{r} \left(\frac{\partial h}{\partial \varphi} \right) + 12\eta \left(\frac{\partial h}{\partial \tau} \right) \end{aligned} \quad (4)$$

式中, φ 为周向坐标; z 为轴向坐标; h 为封油边上的油膜厚度, $h = h_0 + x \sin \phi + y \cos \phi$, h_0 为初始油膜厚度, ϕ 为位置角。令 $h = h_0 H$, $(x, y) = h_0 (X, Y)$, $(\dot{x}, \dot{y}) = h_0 \omega (\dot{X}, \dot{Y})$, $p = \bar{p} p_s$, $z = \bar{z} L$, $U = \omega r$, $S_f = 6\eta\omega r^2 / (p_s h_0^2)$,将式(4)量纲一化得

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{r}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(H^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \\ S_f \left(\frac{\partial H}{\partial \varphi} \right) + 2S_f \left(\frac{\partial H}{\partial t} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

式中, L 为轴承宽度; S_f 为量纲一速度系数; H 为量纲一油膜厚度, $H = 1 + X \sin \phi + Y \cos \phi$, $\partial H / \partial t = \dot{X} \sin \phi + \dot{Y} \cos \phi$; p_s 为供油压力。采用Reynolds边界条件,即在圆周方向油膜破裂的边界处油膜的压力及压力的一阶导数均为零,如式(6)所示;在轴承宽度方向油膜的压力满足式(7);油腔处油膜的压力满足流量守恒方程。

$$\begin{cases} \bar{p} = 0 \\ \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} = 0 \end{cases} \quad (6)$$

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z}=1) = \bar{p}(\varphi, \bar{z}=0) = 0 \quad (7)$$

1.3 流量守恒方程

液体静压轴承节流后的油腔压力为未知量, 用数值法求解式(5)时, 需要先假设初始油腔压力值, 从而获得油膜压力场, 此油膜压力场应满足流量连续性原理, 如不满足则需要修正假设值, 直到解出的油膜压力场满足流量连续性原理。油腔内部的润滑油的流动矢量图如图4所示。

图4 油腔内部的油流矢量图

单位时间内润滑油流经油腔周向封油边的无量纲流量为

$$\begin{cases} \bar{Q}_{s1} = \int_{JC}^{JU} \left(\frac{UH_{ic,j}}{2} - \frac{H_{ic,j}^3}{12\eta} \frac{\bar{p}_{ic,j} - \bar{p}_{ic-1,j}}{r\Delta\varphi} \right) dz \\ \bar{Q}_{s3} = \int_{JC}^{JU} \left(\frac{UH_{iu,j}}{2} - \frac{H_{iu,j}^3}{12\eta} \frac{\bar{p}_{iu+1,j} - \bar{p}_{iu,j}}{r\Delta\varphi} \right) dz \end{cases} \quad (8)$$

式中, $\Delta\varphi$ 为轴承圆周方向单位步长。同理, 单位时间内润滑油流经油腔轴向封油边的量纲一流量为

$$\begin{cases} \bar{Q}_{s2} = \frac{r}{\Delta z L} \int_{IC}^{IU} H_{i,ju}^3 (\bar{p}_{i,ju} - \bar{p}_{i,ju+1}) d\varphi \\ \bar{Q}_{s4} = \frac{r}{\Delta z L} \int_{IC}^{IU} H_{i,jc}^3 (\bar{p}_{i,jc} - \bar{p}_{i,jc-1}) d\varphi \end{cases} \quad (9)$$

式中, Δz 为轴承轴向方向单位步长。润滑油经节流器流入油腔的量纲一流量为

$$\bar{Q}_{in} = \delta(1 - \bar{p}_r) \quad (10)$$

式中, δ 为节流器节流参数; $\bar{p}_r$ 为量纲一油腔压力。由流量连续性原理, 得任意时刻的油腔压力

$$\bar{p}_r = 1 - \frac{-\bar{Q}_1 + \bar{Q}_2 + \bar{Q}_3 + \bar{Q}_4}{\delta} \quad (11)$$

1.4 节流器参数控制方程

本文采用环面缝隙可控节流器节流, 所以节流参数 δ 可表述为

$$\delta = \frac{\pi d_c h_c^3}{h_0^3 l_c} \quad (12)$$

式中, d_c 为阶梯节流柱中径柱直径; l_c 为节流缝隙长度; h_c 为节流缝隙深度。由文献[8]可知, 任意时刻节流缝隙长度与弹簧压缩量的关系如式(13)所示

$$l_c = l_{c0} - s \quad (13)$$

式中, l_{c0} 为初始节流缝隙长度; s 为任意时刻弹簧的压缩量, 它与油腔压力以及控制油腔压力的变化量有关

$$s = (p_r - p_{r0}) \frac{\pi d_c^2}{4k} + (p_{k0} - p_k) \frac{\pi d_0^2}{4k} \quad (14)$$

式中, p_{r0} 为初始油腔压力; p_{k0} 为初始控制油腔压力; k 为弹簧刚度。

2 可控节流静压主轴动态轨迹计算

可控节流液体静压主轴受到外部激励的影响, 轴心位置会随着时间 t 不断改变。计算可控节流液体静压主轴的动态轴心轨迹需要耦合求解非线性油膜力和牛顿动力学方程, 得到相应的轴心位移、速度和加速度; 然后, 根据欧拉格式计算下一时刻的轴心位移、速度和加速度。具体计算过程如下所述。

(1) 给定主轴轴心初始位置 (X_0, Y_0) , 初始速度 $(\dot{X}_0, \dot{Y}_0)$, 封油边处油膜的的压力值 $p_0(i, j)$ 和油腔处油膜的的压力值 p_{r0} , 由式(5)~(14)计算液体静压轴承的油膜压力分布 $p(i, j)$, 如不满足流量守恒方程, 则由低松弛迭代法修正油腔压力值, 直到满足精度要求。低松弛迭代格式如式(15)所示, 迭代时低松弛因子取 0.25, 收敛精度小于 10^{-3} 。

$$\bar{p}_r^{k+1} = \bar{p}_r^k + \omega_1 (\bar{p}_r^{k+1} - \bar{p}_r^k) \quad (15)$$

(2) 计算量纲一非线性油膜力, 计算公式如式(16)所示

$$\begin{cases} \bar{F}_x = \int_0^{2\pi} \int_0^1 \bar{p} \sin \varphi d\bar{z} d\varphi \\ \bar{F}_y = \int_0^{2\pi} \int_0^1 \bar{p} \cos \varphi d\bar{z} d\varphi \end{cases} \quad (16)$$

(3) 给定 $\bar{q}_x$ 和 $\bar{q}_y$, 将 $\bar{F}_x$ 和 $\bar{F}_y$ 代入式(2), 计算出量纲一加速度 $(\ddot{X}_0, \ddot{Y}_0)$ 。

(4) 取 Δt , 由欧拉算法计算下一时刻的轴心量纲一速度参数 $(\dot{X}_1, \dot{Y}_1)$ 和量纲一位置参数 (X_1, Y_1) 如式(17)所示

$$\begin{cases} \dot{X}(t+\Delta t) = \dot{X}(t) + \ddot{X}(t)\Delta t \\ X(t+\Delta t) = X(t) + \dot{X}(t)\Delta t \\ \dot{Y}(t+\Delta t) = \dot{Y}(t) + \ddot{Y}(t)\Delta t \\ Y(t+\Delta t) = Y(t) + \dot{Y}(t)\Delta t \end{cases} \quad (17)$$

(5) 利用新的 (X_1, Y_1) , $(\dot{X}_1, \dot{Y}_1)$, $p(i, j)$ 和 p_r 代替旧值, 重复步骤(1)~(4)直到主轴回转误差运行轨迹收敛。以某公司液体悬浮电主轴为例, 供油压力 $p_s = 2 \text{ MPa}$, 转速 $\omega = 1500 \text{ r/min}$, 取计算时间 $t = 4\pi$, $\Delta t = \pi/10000$, 由于 $t = \omega\tau$, 所以实际计算时间 $\tau = 1.25 \text{ s}$, 其他参数见表 1。主轴在自重条件下, 主轴轴心从轴颈和轴承的同心位置运动到平衡位置的动态发展过程如图 5 所示。

图 5 主轴自重条件下的轴心参数变化过程图

由图 5 可知, 主轴在自重条件下, 主轴轴心位置从同心位置随时间 t 不断变化, 且 t 越大, 轴心参数变化越小。其原因可能是: 轴承油膜的均化作用, 油膜力会逐渐抵消主轴重力。当 $t = 2$ 时, 主轴处于平衡位置 $(0.1475 \mu\text{m}, 0.3050 \mu\text{m})$, 主轴轴心的速度、加速度和水平方向所受的油膜力均为零, 竖直方向所受的油膜力 $F_y = -294 \text{ N}$, 大小正好等于主轴的自重。为了提高计算效率, 本文后面的研究将初始轴心位置取为 $(0.1475 \mu\text{m}, 0.3050 \mu\text{m})$ 。

表 1 可控节流轴承尺寸和油液参数

参数	数值	参数	数值
轴承内径 D/mm	100	初始节流缝隙长度 l_{c0}/mm	16
轴承宽度 L/mm	100	节流圆柱直径 d_c/mm	16
周向封油面宽度 b/mm	10	节流缝隙宽度 h_c/mm	0.05
轴向封油面宽度 l/mm	16	润滑油粘度 $\eta/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.004
初始油膜厚度 h_0/mm	0.025	主轴质量 M/kg	30

3 节流参数对主轴动态轨迹的影响

第 2 节中, 计算了液体静压主轴在自重条件下轴心轨迹的动态发展过程, 最后主轴在轴承中的平衡位置为一固定点。实际上, 由于主轴的质量不平衡, 主轴的平衡位置不是稳定在某一固定点, 而是围绕某一点作周期性运动。根据可控节流器的工作原理, 节流器的节流系数也处于周期性变化状态。所以, 研究可控节流器主要性能参数与主轴动态轨迹位置参数的相互影响规律, 对了解可控节流液体静压主轴的工作状态具有指导意义。本文只研究光滑主轴在动平衡精度等级 G1.0 条件下, 可控节流器主要性能参数与主轴动态轨迹位置参数的相互影响规律, 关于主轴在不同轴径形状误差和不同动平衡精度等级条件下, 可控节流器主要性能参数与主轴动态轨迹位置参数的相互影响规律, 将另文专述。

3.1 供油压力的影响

可控节流液体静压轴承是由外部供油装置经节流器往油腔输入一定压力的润滑油工作的, 所以供油压力和节流参数一样, 是制约主轴工作性能的关键参数。当 $p_k = p_{k0}$ 时, 不同供油压力条件下, 主轴轴心轨迹的动态发展过程如图 6、7 所示。

图 6 不同供油压力下的轴心轨迹发展过程图

由图 6 可知, 可控节流液体静压主轴轴心的波动

中心和波动幅值随供油压力的增大而减小。当 $p_s = 1.5$ MPa 时, 水平位置以 $0.234 \mu\text{m}$ 作为波动中心, 竖直位置以 $0.376 \mu\text{m}$ 作为波动中心, 波动幅值为 $0.022 \mu\text{m}$; 当 $p_s = 2.5$ MPa 时, 水平位置以 $0.082 \mu\text{m}$ 作为波动中心, 竖直位置以 $0.216 \mu\text{m}$ 作为波动中心, 波动幅值为 $0.008 \mu\text{m}$ 。其原因可能是: 供油压力越大, 轴承的油膜刚度越大, 从而在相同外载荷作用下主轴轴心的波动幅值越小, 主轴的回转精度越高。

图7 不同供油压力下轴心位置随时间的变化

由图7可知, 供油压力越大, 主轴达到稳定状态所需的时间越短。初始时刻轴心位置参数随时间 t 急剧变化, 随后主轴达到稳定状态, 主轴轴心随不平衡质量力作周期性波动。其原因可能是: 初始时刻受主轴自重和不平衡质量力的影响, 油膜的均化作用使非线性油膜力急剧变化, 油膜力抵消主轴重力, 主轴达到稳定状态, 主轴轴心位置参数只随不平衡质量力变化。

3.2 弹簧刚度的影响

弹簧刚度是可控节流器的主要设计参数, 可控节流液体静压主轴油腔压力的变化, 会使得弹簧的压缩量发生改变, 从而改变节流器的环面节流间隙长度, 调节进入轴承油腔的流量。供油压力 $p_s = 2$ MPa 时, 不同弹簧刚度条件下, 主轴轴心轨迹的动态发展过程如图8、9所示。

图8 不同弹簧刚度下的轴心轨迹发展过程图

由图8可知, 可控节流液体静压主轴轴心的波动中心和波动幅值随弹簧刚度的增大而增大。当 $k = 2k_0$ 时, 水平位置以 $0.097 \mu\text{m}$ 作为波动中心, 竖直位置以 $0.211 \mu\text{m}$ 作为波动中心, 波动幅值为 $0.008 \mu\text{m}$; 当 $k = 3k_0$ 时, 水平位置以 $0.151 \mu\text{m}$ 作为波动中心, 竖直位置以 $0.309 \mu\text{m}$ 作为波动中心, 波动幅值为 $0.012 \mu\text{m}$ 。结合文献[6]的研究结果分析其原因可能是: 在小偏心率条件下, 弹簧刚度越接近设计刚度, 对应轴承的油膜刚度越大, 从而主轴轴心的波动中心和波动幅值越小, 主轴的回转精度越高。

图9 不同弹簧刚度下轴心位置随时间的变化

由图9可知, 弹簧刚度越接近设计刚度, 初始时刻轴心位置参数的变化越大, 主轴达到稳定状态所需的时间越长。其原因可能是: 弹簧刚度越接近设计刚度, 弹簧的灵敏度越高, 节流器节流系数受油腔压力的影响越大, 从而节流系数达到稳定状态所需的时间越长。

3.3 节流器控制油腔压力的影响

可控节流器通过改变控制油路出油液阻的大小来调节节流器的控制油腔压力, 调整节流器的环面节流间隙长度, 改善节流器的节流特性, 从而满足主轴加工过程中切削效率和切削精度的需要。弹簧刚度 $k = 16.5$ N/mm 时, 不同节流器控制油腔压力条件下, 主轴轴心轨迹的动态发展过程如图10、11所示。

图10 不同控制油腔油压下的轴心轨迹发展过程图

由图 10 可知,可控节流液体静压主轴轴心的波动中心和波动幅值随节流器控制压力的增大而减小。当 $p_k = 0$ 时,水平位置以 $0.134 \mu\text{m}$ 作为波动中心,竖直位置以 $0.282 \mu\text{m}$ 作为波动中心,波动幅值为 $0.01 \mu\text{m}$; 当 $p_k = 0.1p_s$ 时,水平位置以 $0.067 \mu\text{m}$ 作为波动中心,竖直位置以 $0.188 \mu\text{m}$ 作为波动中心,波动幅值为 $0.007 \mu\text{m}$ 。其原因可能是: 主轴受外载荷作用,轴心位置发生了变化,轴承实际节流比不等于满足最佳油膜刚度的最佳节流比。此时,适当地提高节流器的控制油腔压力能够有效地抵消油腔压力的变化量,减小轴心位置的变化,从而提高主轴的回转精度。

图 11 不同控制油腔油压下轴心位置随时间的变化

由图 11 可知,在主轴自重和动平衡精度等级 G1.0 条件下,适当地提高节流器的控制油腔压力,能显著地减小主轴轴心的波动中心和波动幅值,并且有效地缩短轴心轨迹的过渡过程的响应时间。

4 与固定节流主轴动态轨迹的对比

可控节流液体静压主轴的节流特性不仅可变而且还可以根据主轴加工工况的不同实现分级调控,所以相比固定节流主轴,可控节流主轴具有较好的油膜刚度和回转精度。为了验证这一结论的真实性,对比研究了主轴在无量纲外载荷 $\bar{q}_x = \bar{q}_y = 10$ 的作用下,可控节流和固定缝隙节流液体静压主轴轴心轨迹的动态发展过程。

4.1 控制油腔压力值不变

在主轴结构参数和工作参数相同的条件下,不同节流形式的液体静压主轴轴心轨迹的动态发展过程如图 12、13 所示。

(a) 初始控制油压下的轨迹对比图

图 12 初始控制油压下的轨迹对比图

由图 12 可知,主轴稳定条件后,固定缝隙节流主轴 X 方向的轴心波动中心为 $0.683 \mu\text{m}$,可控节流主轴为 $0.395 \mu\text{m}$,约为固定缝隙节流主轴的 57.8%; 固定缝隙节流主轴 Y 方向的轴心波动中心为 $0.599 \mu\text{m}$,可控节流主轴为 $0.376 \mu\text{m}$,约为固定缝隙节流主轴的 62.8%。固定缝隙节流主轴轴心波动幅值为 $0.018 \mu\text{m}$,可控节流主轴为 $0.011 \mu\text{m}$,约为固定缝隙节流主轴的 61.1%。由以上数据可知: 相比于固定缝隙节流主轴,可控节流器能够有效地减小主轴轴心的波动中心和波动幅值,且轴心波动中心最大减小量约为 42.2%,最小减小量约为 37.2%,轴心波动幅值减小量约为 38.9%。所以,可控节流技术是通过减小主轴轴心的波动中心和波动幅值来实现对主轴的回转精度和加工精度提高。

图 13 初始控制油压下轴心位置随时间的变化

由图 13 可知,在液体静压主轴自重和动平衡精度等级 G1.0 条件下,固定缝隙节流主轴轴心轨迹的过渡过程响应时间为 1.67,可控节流主轴轴心轨迹的过渡过程响应时间为 1.29,约为固定缝隙节流主轴的 77.2%。以上数据说明: 相比于固定节流主轴,可控节流主轴能够更早地达到稳定状态。

4.2 控制油腔压力值改变

当主轴受到外载荷的作用时,其轴心位置会发生改变,对应最佳油膜刚度的节流器最佳节流比不再成立。此时,调节节流器控制油路的出油液阻,优化节流器的节流比,可以有效地提高主轴的油膜刚度。减小控制油路出油液阻,增大节流器控制油腔压力,使 $p_k = p_{k0} + 0.1p_s$ 条件下,不同节流形式的液体静压主轴轴心轨迹的动态发展过程如图 14、15 所示。

图 14 调节控制油压后的轨迹对比图

对比图 14 和图 12 可知,调节节流器控制油腔压力能够进一步减小可控节流主轴轴心的波动中心和波动幅值。初始节流器控制油腔压力增大 0.1 倍供油压力后,可控节流主轴 X 方向的轴心波动中心减小为 $0.228 \mu\text{m}$,约为固定缝隙节流主轴的 33.4%, Y 方向的轴心波动中心减小为 $0.265 \mu\text{m}$,约为固定缝隙节流主轴的 44.2%;可控节流主轴的轴心波动幅值为 $0.007 \mu\text{m}$,约为固定缝隙节流主轴的 38.9%。由以上数据可知:外载荷一定时,适当地调节节流器控制油腔压力能够进一步减小主轴轴心的波动中心和波动幅值;相比于固定缝隙节流主轴, X 方向的轴心波动中心减小量约为 66.6%, Y 方向的轴心波动中心减小量约为 55.8%,轴心波动幅值减小量约为 66.1%。

图 15 调节控制油压后轴心位置随时间的变化

由图 15 可知,初始节流器控制油腔压力增大 0.1 倍供油压力后,可控节流主轴轴心轨迹的过渡过程响应时间进一步减小为 0.92,可控节流主轴轴心轨迹的过渡过程响应时间约为固定缝隙节流主轴的 55.1%。

5 结论

(1) 本文建立了可控节流静压主轴动态轴心轨

迹的理论模型,采用有限差分法和欧拉迭代法定量再现了主轴轴心轨迹的动态发展过程,确定了主轴自重条件下的轴心位置参数($0.1475 \mu\text{m}$, $0.3050 \mu\text{m}$)。

(2) 系统地研究了可控节流器主要性能参数与静压主轴轴心位置参数之间的相互影响规律,可控节流技术相比于固定缝隙节流,可以有效地降低主轴轴心的波动中心和波动幅值。从理论上揭示了可控节流技术提升静压主轴回转精度的物理机理。

(3) 可控节流器克服了传统液体静压电主轴节流特性不可控的不足,为高刚度、超精密和智能型液体静压电主轴的开发提供了新的技术路径。

参 考 文 献

- [1] CORBETT J, MCKEOWN P A, PEGGS G N, et al. Nanotechnology : International developments and emerging products[J]. Annals of the CIRP, 2000, 49(2): 523-545.
- [2] ABELE E, ALTINTAS Y, BRECHER C. Machine tool spindle units[J]. Annals of the CIRP, 2010, 59(2): 781-802.
- [3] 熊万里, 雪冰, 吕浪, 等. 液体动静压电主轴关键技术综述[J]. 机械工程学报, 2009, 45(9): 1-18.
XIONG Wanli, YANG Xuebing, LÜ Lang, et al. Review on key technology of hydrodynamic and hydrostatic and hydrostatic high-frequency motor spindles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(9): 1-18.
- [4] 袁巨龙, 张飞虎, 戴一帆, 等. 超精密加工领域科学技术发展研究[J]. 机械工程学报, 2010, 46(15): 161-177.
YUAN Julong, ZHANG Feihu, DAI Yifan, et al. Development research of science and technologies in ultra-precision machining field[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(15): 161-177.
- [5] CAO Hongrui, ZHANG Xingwu, CHEN Xuefeng. The concept and progress of intelligent spindles: A review[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2017 (112): 21-52.
- [6] 熊万里, 胡灿, 吕浪, 等. 可控节流参数对液体静压轴承特性的影响研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(21): 63-71.
XIONG Wanli, HU Can, LÜ Lang, et al. Research on the influence of controllable restrictor parameters on the characteristics of hydrostatic journal bearings[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(21): 63-71.
- [7] BENTLY D E, GRANT J W, HANIFAN P C, et al. Active controlled hydrostatic bearings for a new generation of machines[R]. ASME Paper No.2000-GT-354.
- [8] SALAZAR J G, SANTOS I F. On the controllability and

- observability of actively lubricated journal bearings with pads featuring different nozzle-pivot configurations[J]. ASME Journal of Tribology, 2017, 139(3): 1-17.
- [9] CAI Z, QUEIROZ M S, KHONSARI M M. On the active stabilization of tilting-pad journal bearings[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 273(1): 421-428.
- [10] YANG Xiaogao, WANG Yongqin, JIANG Guiyun, et al. Dynamic characteristics of hydrostatic active journal bearing of four oil recesses[J]. Tribology Transactions, 2014, 58(1): 7-17.
- [11] KYTHK P, EHMANN C, NORDMANN R. Active vibration μ -synthesis-control of a hydrostatically supported flexible beam[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2007(21): 924-929.
- [12] PARK C H, OH Y J, SHAMOTO E, et al. Compensation for five DOF motion errors of hydrostatic feed table by utilizing actively controlled capillaries[J]. Precision Engineer, 2006, 30(3): 299-305.
- [13] LIU Zichao, PAN Wei, LU Changhou, et al. Numerical analysis on the static performance of a new piezoelectric membrane restrictor[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2016, 68(5): 521-529.
- [14] ROWE W B. Advances in hydrostatic and hybrid bearing technology[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1989, 203(43): 225-242.
- [15] LI Hongqi, SHIN Y C. Analysis of bearing configuration effects on high speed spindles using an integrated dynamic thermos-mechanical spindle model[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2004, 44(4): 347-364.
- [16] MERUANE V, PASCUAL R. Identification of nonlinear dynamic coefficients in plain journal bearings[J]. Tribology International, 2008, 41(8): 743-754.
- [17] 熊万里, 侯志泉, 吕浪, 等. 液体静压主轴回转误差的形成机理研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(7): 112-119.
- XIONG Wanli, HOU Zhiquan, LÜ Lang, et al. Study on the mechanism of hydrostatic spindle rotational error motion[J]. Journal of Mechanical Engineer, 2014, 50(7): 112-119.
- [18] JANG G H, YOON J W. Nonlinear dynamic analysis of a hydrodynamic journal bearing considering the effect of a rotating or stationary herringbone groove[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(2): 297-304.
- [19] PHALLE V M, SHARMA S C, JAIN S C. Influence of wear on the performance of a 2-lobe multirecess hybrid journal bearing system compensated with membrane restrictor[J]. Tribology International, 2011, 44(4): 380-395.
- [20] 张直明. 滑动轴承的流体动力润滑理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1986.
- ZHANG Zhiming. Hydrodynamic lubrication theory of sliding bearings[M]. Beijing: Higher Education Press, 1986.
-
- 作者简介: 胡灿, 男, 1987 年出生, 博士研究生。主要研究方向液体静压轴承技术及高速电主轴系统动力学。
E-mail: 358671022@qq.cn
- 熊万里(通信作者), 男, 1971 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向液体静压主轴技术、高速电主轴系统动力学及高速大功率电机技术。
E-mail: wan369@vip.sina.com