

Study on the Evolution Law of Spindle Trajectories of Hydrostatic Motorized Spindle under Cutting Load

Binliang Hu^{1,2}, Youping Xiong^{1,2}, Huimin Kang^{1,2}, Peng Chen^{1,2}, Canxi Peng^{1,2}

¹College of Mechanical and Electrical Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan Hunan

²Hunan Provincial Key Laboratory of High Efficiency and Precision Machining of Difficult-to-Cut Material, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan Hunan

Email: 1451597041@qq.com

Received: Dec. 3rd, 2018; accepted: Dec. 19th, 2018; published: Dec. 26th, 2018

Abstract

With the development of high-speed machining technology, sliding bearings are more and more widely used in high-speed machining. Sliding bearings and motorized spindles are directly involved in high-speed machining. Their dynamic performance determines the processing efficiency and quality of high-speed machine tools. Aiming at the unbalanced force of the spindle and external disturbance in the process of high-speed machining, knives are generated. Vibration affects the quality of workpiece. Based on Reynolds equation, flow continuity equation and numerical method, the oil film force of hydrostatic bearing is solved to establish the dynamic model of spindle ROTOR-SLIDING bearing. Then the spindle axis trajectory is solved by Euler method, and the influence of spindle speed and milling cutter blade number on the axis trajectory is analyzed. The systematic analysis method of vertical ROTOR-SLIDING bearing provides a practical and reliable basis for optimizing the structure design of motorized spindle and improving the quality and efficiency of high-speed machining.

Keywords

Hydrostatic Sliding Bearing, Motorized Spindle, Axis Trajectory, Cutting Mechanics Model

液体静压电主轴轴心轨迹影响因素研究

胡斌梁^{1,2}, 熊友平^{1,2}, 康辉民^{1,2}, 陈鹏^{1,2}, 彭灿兮^{1,2}

¹湖南科技大学机电工程学院, 湖南 湘潭

²湖南科技大学难加工材料高效精密加工湖南省重点实验室, 湖南 湘潭

Email: 1451597041@qq.com

收稿日期：2018年12月3日；录用日期：2018年12月19日；发布日期：2018年12月26日

摘要

随着高速加工技术的发展,滑动轴承在高速加工的应用越来越广泛,滑动轴承-电主轴直接参与高速加工,其动态性能决定了高速机床的加工效率和加工质量,针对液体静压轴承的结构参数对主轴的动态性能影响规律,本文依据雷诺方程,联合流量连续性方程并采用数值法求解液体静压轴承的油膜力,以建立主轴转子-滑动轴承的动力学模型;然后根据欧拉方法求解主轴的轴心轨迹,并分析的液体静压轴承的宽径比、轴承间隙等结构参数对主轴轴心轨迹的影响规律,从而为优化电主轴结构设计的和提高高速加工质量与效率提供了切实可行的依据。

关键词

液体静压滑动轴承, 电主轴, 轴心轨迹, 切削力学模型

Copyright © 2018 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

在高速切削加工技术中,液体静压电主轴由于轴承油膜的自适应特性,具有高回转精度高承载能力、高刚度等特点,因此在现代精密加工机床中应用广泛。轴心轨迹作为高速加工机床运动状态的重要指标,通过主轴轴心在轴承内的运动规律,清晰的了解液体静压轴承内部运行的状态,用以判断液体静压滑动轴承的结构参数是否合理,为液体静压滑动轴承的设计提供理论支持。

截止至今,针对液体静压轴承-主轴系统轴心轨迹,国内外研究学者已经对做了大量的理论和实验方面的工作,普遍是采用迁移率法(Mobility)、何氏法(Holland)和汉式法(Hamn H W)等几种方法来计算轴心轨迹[1]。Hattori H [2]通过对 Reynolds 方程进行偏导处理,计算了液体静压轴承轴心运动过程中的时变刚度以及阻尼,分析大扰动不平衡载荷作用下轴心轨迹规律。文献[3]研究分析了椭圆形滑动轴承在不平衡载荷作用下稳定性与滑动轴承加工质量-粗糙度等因素的关系。Nicoleta [4]则研究三叶结构滑动轴承受小不平衡量载荷作用下轴心的稳定性以及涡动频率。文献[5]在考虑滑动轴承内润滑油的非牛顿效应下,对双油楔结构的滑动轴承进行响应分析,并且比较了考虑非牛顿效应与不考虑非牛顿效应下的临界质量。文献[6]则采用 Sommerfeld 边界条件来对滑动轴承 Reynolds 方程进行求解,并以此为基础分别计算分析了不同类型的滑动轴承受到正弦载荷作用下, Sommerfeld 数对滑动轴承的刚度与阻尼的影响规律。HuaZhou [7]采用了实验法研究了滑动轴承在正弦载荷作用下的轴心位移与速度的变化规律,并且识别滑动轴承的阻尼以及离散性。张洪等[7]研究了分形参数对液体静压轴承轴心轨迹的影响规律。文献[8]研究了滑动轴承在低气压下轴心轨迹规律,并通过实验进行了测试分析。裘祖干教授将转子-油膜轴承系统看作是一个运动系统,在求解轴心轨迹时,考虑运动件动量方程,这样计算出的轴心轨迹更接近于实际轴心轨迹。山东大学马金奎[1]通过欧拉法将滑动轴承的雷诺方程、流量平衡方程与滑动轴承的动力学方程联系在一起,从而建立了轴心非线性轨迹计算模型。R.N 等[9]对可倾轴瓦滑动主动控制进行深入研究。

朱汉华等[10]分析了滑动轴承在瞬态激振作用下, 主轴转速对轴心轨迹变化规律的影响, 结果表明主轴收敛速度快慢与主轴转速相关。文献[11]在滑动轴承在受到脉冲下, 分析了滑动轴承振动特性, 并识别其刚度及阻尼等参数。文献[12]利用计算机仿真技术研究了滑动轴承在冲击载荷作用下的轴心轨迹变化规律。文献[13]则以质量守恒边界条件来求解 Reynolds 方程, 研究了不平衡载荷对滑动轴承间隙内润滑油的油膜压力的影响规律。

本文则以小孔节流静压电主轴为研究对象, 建立了液体静压轴承轴心轨迹模型, 并进一步分析液体静压轴承半径间隙以及宽径比对轴心轨迹变化规律的影响, 从而为液体静压电主轴加工精度的控制提供参考依据。

2. 液体静压电主轴轴承 - 转子动力学模型

主轴受力分析

液体静压电主轴在空载运行过程中, 主轴转子的受力如图 1 所示。

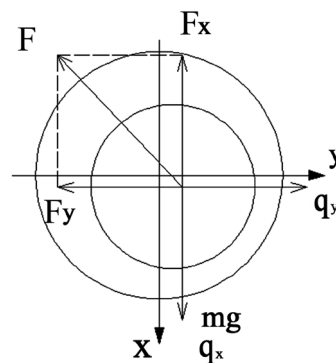


Figure 1. Stress model of high speed motorized spindle rotor
图 1. 高速电主轴转子受力模型

图 1 中, F 表示油膜力合力, F_x 、 F_y 分别表示油膜力在 x 、 y 方向的分力; q_x 、 q_y 表示不平衡载荷在主轴 x 、 y 方向上的分力; mg 表示重力; ω_0 为轴颈的角速度。

根据图 1 和牛顿第二定律, 可得主轴轴心的动力学方程如下:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = F_x + me_g\omega_0^2 \cos\omega_0 t + mg \\ m\ddot{y} = F_y + me_g\omega_0^2 \sin\omega_0 t \end{cases} \quad (1)$$

式(1)中, x 、 y 为主轴的轴心坐标。

为了减少求解过程中自变量和因变量的数目, 同时使解具有通用性, 将式(1)两端除以 $m c \omega_0^2$ 对方程进行无量纲化, 得:

$$\begin{cases} \ddot{X} = \frac{F_x}{m c \omega_0^2} + \frac{e_g}{c} \cos\tau + \frac{g}{c \omega_0^2} \\ \ddot{Y} = \frac{F_y}{m c \omega_0^2} + \frac{e_g}{c} \sin\tau \end{cases} \quad (2)$$

式中: $X = \frac{x}{c}$, $Y = \frac{y}{c}$, $\tau = \omega_0 t$, e_g 为主轴的质量偏心量, c 为静压轴承间隙。

显然, 要对式(2)中进行求解, 必须先求得液体静压轴承的油膜力。

3. 液体静压轴承油膜力计算模型的建立与求解

3.1. 液体静压轴承雷诺方程的建立

通过分析图 1 中压力油经小孔节流器进入油腔后所产生的压力降，并假设主轴运行过程中，油膜流体处于层流状态，则由雷诺方程可得：

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \frac{\partial(Uh)}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3)$$

式中： x ——轴承周向坐标(m)；

z ——轴承的轴向坐标(m)；

h ——油膜厚度(m)；

U ——轴颈的转速(rpm)；

μ ——润滑油动力粘度(N s/m²)。

由式(3)知，油膜压力 P 除了与轴承的结构参数有关，还与液膜厚度 h 有关。

油膜厚度方程的建立

液体静压轴承油膜厚度可表示为：

$$h = c + x \cos \varphi + y \sin \varphi \quad (4)$$

将式(4)代入式(3)，并令

$$x = r\phi, z = L\lambda, h = cH, U = r\omega_0$$

$$p = PP_{J_0}, t = \tau/(\omega_0), P_{J_0} = \frac{r^2 \omega_0 \mu}{c^2}$$

进行无量纲化后，得

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \phi} \right) + \frac{r^2}{L^2} \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = 6 \frac{\partial H}{\partial \phi} + 12 (\dot{X} \cos \varphi + \dot{Y} \sin \theta) \quad (5)$$

式中： r ——轴承的半径(m)；

L ——轴承的长度(m)。

3.2. 液体静压轴承流量平衡方程

显然，液体静压轴承油膜厚度 h 的保持需要供油压力通过节流孔向轴承油腔和封油面提供持续不断的润滑油才能实现，各油腔供油流量和油腔压力如图 2 所示。

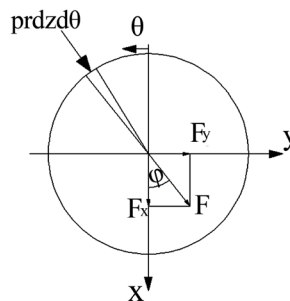


Figure 2. Oil film force calculation diagram

图 2. 油膜力计算图

其中:

$$q_{in} = \frac{\alpha \pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_s - p_i)}{\rho}} \quad (6)$$

式中: p_s ——供油压力;

p_i ——第 i 个油腔的油腔压力;

α ——节流系数;

d_0 ——小孔节流器孔径;

ρ ——润滑油密度。

而流出油腔的流量为经过油腔两个周向边缘和两个轴向边缘流量的和, 即□

$$q_{out} = \int_{s1+s3} \left(\frac{Uh}{2} - \frac{1}{12} \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dz + \int_{s2+s4} \left(-\frac{1}{12} \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) dx \quad (7)$$

根据流量平衡原理, 要求流入油腔的流量与流出油腔的流量相等, 得将式(10)无量纲化后, 得

$$\begin{aligned} \frac{\alpha \pi d_0^2}{4 \omega_0 c^2 L} \sqrt{\frac{2 \omega_0 \mu}{\rho} (P_s - P_i)} &= \int_{s1+s3} \left(\frac{H}{2} - \frac{1}{12} H^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) d\lambda \\ &+ \int_{s2+s4} \left(-\frac{1}{12} \frac{r^2}{L^2} H^3 \frac{\partial p}{\partial \lambda} \right) d\varphi \end{aligned} \quad (8)$$

3.3. 液体静压轴承油膜力计算

通过有限差分法对式(5)、(8)进行联立求解, 可以求解出液体静压轴承油膜压力分布, 再对各点压力沿 X 与 Y 方向进行积分, 可得油膜压力在 X , Y 方向的分力如下:

$$\begin{aligned} F_x &= \int_0^x \int_0^z p \cos \theta dx dz = \int_0^{2\pi} \int_0^L P_{j0} r L p \cos \theta d\varphi d\lambda \\ &= \eta L r \omega_0 \left(\frac{r}{c} \right)^2 \int_0^{2\pi} \int_0^1 p \cos \theta d\varphi d\lambda = F_0 \overline{F}_x \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} F_y &= \int_0^x \int_0^z p \sin \theta dx dz = \int_0^{2\pi} \int_0^L P_{j0} r L p \sin \theta d\varphi d\lambda \\ &= \eta L r \omega_0 \left(\frac{r}{c} \right)^2 \int_0^{2\pi} \int_0^1 p \sin \theta d\varphi d\lambda = F_0 \overline{F}_y \end{aligned} \quad (10)$$

式中: $F_0 = \eta L r \omega_0 \left(\frac{r}{c} \right)^2$, \overline{F}_x 、 \overline{F}_y 为主轴在 x 、 y 方向的无量纲油膜压力分力:

$$\overline{F}_x = \int_0^{2\pi} \int_0^1 p \cos \theta d\varphi d\lambda = \sum_1^m \sum_1^n p_{i,j} \cos \varphi_{i,j} \Delta \varphi \Delta \lambda \quad (11)$$

$$\overline{F}_y = \int_0^{2\pi} \int_0^1 p \sin \theta d\varphi d\lambda = \sum_1^m \sum_1^n p_{i,j} \sin \varphi_{i,j} \Delta \varphi \Delta \lambda \quad (12)$$

4. 主轴轴心轨迹影响因素仿真分析

4.1. 轴心非线性轨迹模型的建立

由初始条件, 首先求解该瞬时轴心位置的雷诺方程, 得出油膜压力分布, 据油膜压力分布求解

轴承在 x, y 方向的分力, 然后代入运动方程求解质心的瞬时加速度。再根据欧拉方法求解下一个位置参数和速度参数, 时间间隔为 $\Delta\tau$ 。将上式代入运动方程, 进行求解, 并使用欧拉法求解轴心的下一个位置参数及速度参数。

$$\begin{cases} \dot{X}(\tau + \Delta\tau) = \dot{X}(\tau) + \ddot{X}(\tau + \Delta\tau)\Delta\tau \\ X(\tau + \Delta\tau) = X(\tau) + \dot{X}(\tau + \Delta\tau)\Delta\tau \\ \dot{Y}(\tau + \Delta\tau) = \dot{Y}(\tau) + \ddot{Y}(\tau + \Delta\tau)\Delta\tau \\ Y(\tau + \Delta\tau) = Y(\tau) + \dot{Y}(\tau + \Delta\tau)\Delta\tau \end{cases} \quad (13)$$

将位置参数与速度参数代入雷诺方程求解油膜压力, 反复迭代, 直到给定的时间。程序框图如图 3:

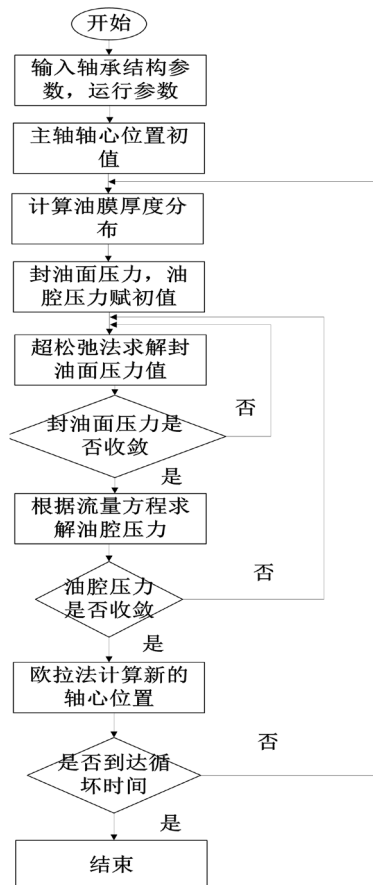


Figure 3. Block diagram
图 3. 程序框图

4.2. 结构参数对主轴轴心轨迹的影响分析

4.2.1. 半径间隙对主轴轴心轨迹的影响

轴承半径间隙(h_0)称为初始间隙或设计间隙, 半径间隙(h_0)是轴承在设计过程中的重要结构尺寸, 对静压轴承加工质量有直接影响。在设计及制造静压轴承的过程中, 必须经过反复验算, 确定最终最合适的半径间隙(h_0)。轴承的基本参数如表 1 所示, 选取轴承的初始间隙分别为 $c = 4.5 \times 10^{-5} \text{ m}$, $c = 5.5 \times 10^{-5} \text{ m}$, $c = 6 \times 10^{-5} \text{ m}$, $c = 6.5 \times 10^{-5} \text{ m}$ 。

Table 1. Hydrostatic bearing parameters
表 1. 静压轴承参数

名称	符号	数值	单位
轴承长度	L	0.091	m
轴承半径	r	0.065	m
半斤间隙	c	6×10^{-5}	m
转子质量	m	20	kg
润滑油粘度	μ	0.015	Pa.s
润滑油密度	ρ	876.5	kg/m ³
节流器孔径	d_0	0.006	m

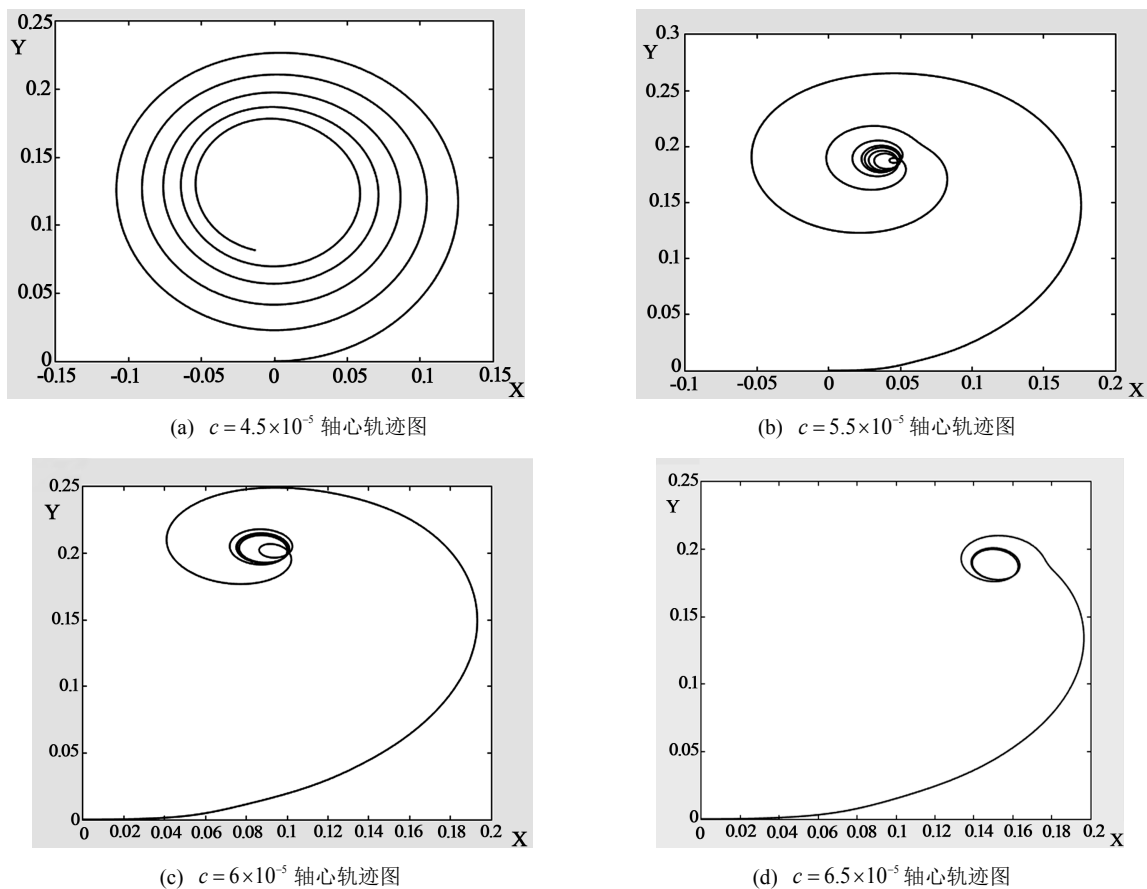


Figure 4. The variation of the center ε_c of the axis trajectory with time

图 4. 轴心轨迹中心随 ε_c 变化规律

如图 4 所示为不同的轴承间隙 c 的主轴轴心轨迹，图 4(a) 为轴承间隙 $c = 4.5 \times 10^{-5}$ 的主轴轴心轨迹，由图 4(a) 可知，此时主轴轴心收敛速度较慢，在规定时间内还未达到动态平衡位置。图 4(b)~(d) 分别为轴承间隙为 $c = 5.5 \times 10^{-5}$ 、 $c = 6 \times 10^{-5}$ 、 $c = 6.5 \times 10^{-5}$ 的主轴轴心轨迹，此时主轴轴心轨迹最终稳定为一个椭圆。从图中分析可知，随着静压轴承间隙增加，主轴的收敛速度逐渐加快。

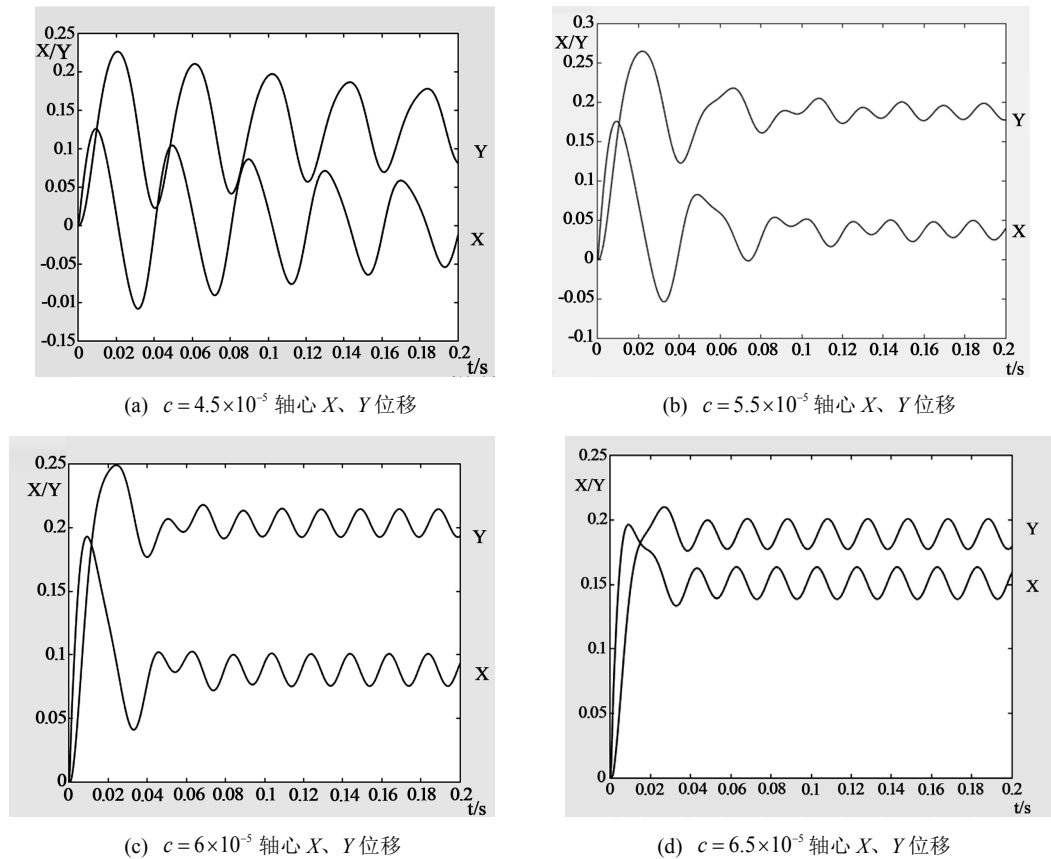


Figure 5. Axis center trajectory X, Y displacement change
图 5. 轴心轨迹轴心 X、Y 位移变化

如图 5 所示为不同的轴承间隙 c 的主轴轴心在 X、Y 方向位移，图 5(a) 为轴承间隙 $c = 4.5 \times 10^{-5}$ 的主轴轴心轨迹，由图 5(a) 可知，此时主轴轴心收敛速度较慢，在规定时间内 X、Y 并未达到动态平衡位置。图 5(b)~(d) 分别为轴承间隙为 $c = 5.5 \times 10^{-5}$ 、 $c = 6 \times 10^{-5}$ 、 $c = 6.5 \times 10^{-5}$ 的主轴轴心在 X、Y 方向位移，此时主轴轴心 X、Y 方向位移均已达到动态平衡状态。从图中可知，随着静压轴承间隙增加，主轴 X、Y 方向位移达到动态平衡状态明显缩短。进一步说明随着间隙增加，主轴的收敛速度将加快，提高系统的稳定性。

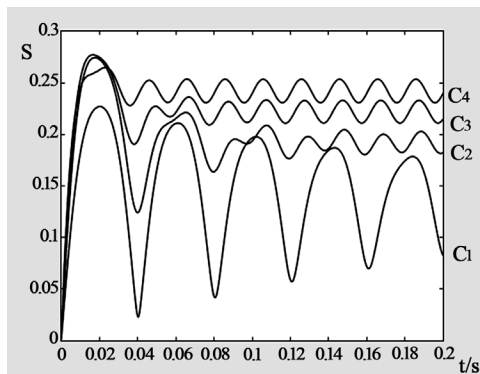


Figure 6. Spindle axis radial displacement
图 6. 主轴轴心径向位移

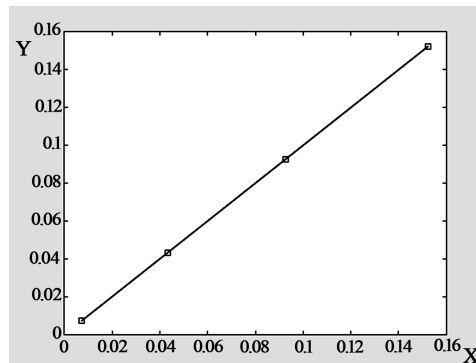


Figure 7. Center coordinates of axis trajectory

图 7. 轴心轨迹中心坐标

如图 6 所示为不同的轴承间隙 c 的主轴轴心径向位移图, 从图中可知轴承间隙为 $c_1 = 4.5 \times 10^{-5}$ 的主轴轴心径向位移未达到动态平衡状态、 $c_2 = 5 \times 10^{-5}$ 、 $c_3 = 6 \times 10^{-5}$ 、 $c_4 = 6.5 \times 10^{-5}$ 的主轴轴心轨迹已达到动态平衡状态, 此外, 可以看出随着轴承间隙增大, 主轴轴心径向位移逐渐增大, 表明了静压轴承等效刚度随着间隙增大而减小。图 7 所示为不同的轴承间隙 c 的主轴轴心轨迹中心坐标, 从图中可以明显知道, 随着轴承间隙增大, 轴承轴心轨迹中心坐标逐渐加大, 进一步说明了静压轴承的等效刚度随着间隙增大而减小。

4.2.2. 轴承的宽径比对轴心轨迹的影响

轴承的宽径比(B/D)即轴承轴向宽度与轴承直径的比值, 在设计及制造静压轴承过程中, 应考虑实际情况及轴承性能等因素, 选择合适的宽径比(B/D)参数。下文将针对不同的宽径比(B/D)参数研究静载荷下对薄壁小孔节流油膜轴承轴心轨迹的影响规律。图 8 所示为宽径比 B/D = 0.5、0.7、0.8、1.0 时理论计算得出的轴心轨迹。

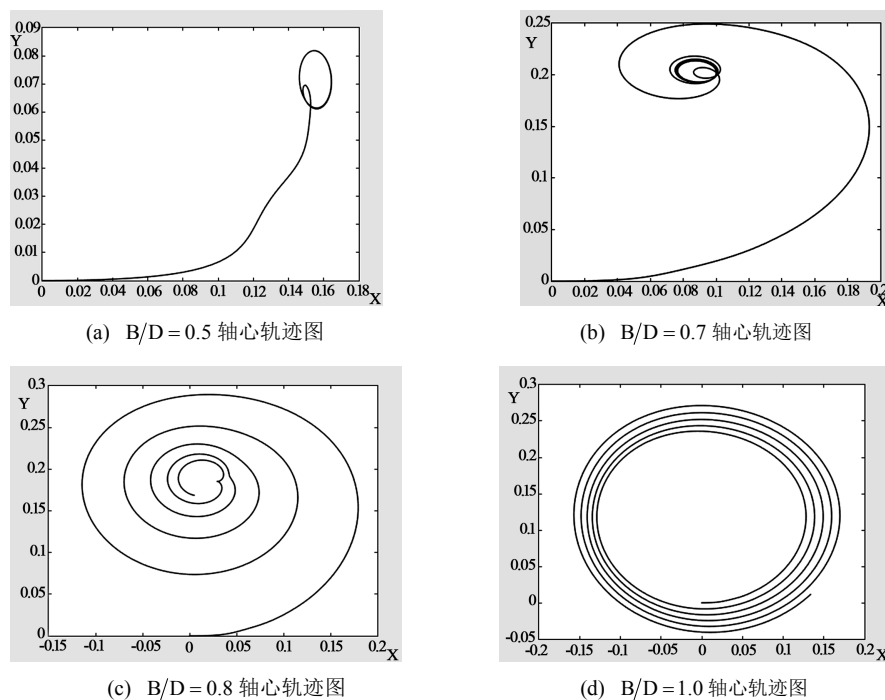


Figure 8. Locus of axes with different aspect ratios

图 8. 不同宽径比轴心轨迹图

如图 8 所示为不同的轴承宽径比(B/D)时主轴轴心轨迹图,图 8(a)为轴承宽径比 $B/D = 0.5$ 的主轴轴心轨迹图,由图 8(a)可知,此时主轴轴心收敛速度较慢,在规定时间内 X, Y 并未达到动态平衡位置。图 8(b)~(d)分别为轴承宽径比为 $B/D = 0.7$ 、 $B/D = 0.8$ 、 $B/D = 1.0$ 的主轴轴心轨迹图,图 8(b)中,主轴轴心轨迹达到动态平衡状态,稳定为一个椭圆,但达到稳定状态时间明显增加。图 8(c)和图 8(d)中主轴轴心轨迹还未达到稳定状态,尤其宽径比为 $B/D = 1.0$ 时,此时主轴已处于不稳定状态,主轴轴心轨迹并未收敛。从同中可知,宽径比对主轴轴心轨迹有很大的影响,随着静压轴承宽径比增加,主轴收敛速度将变慢,稳定性降低。

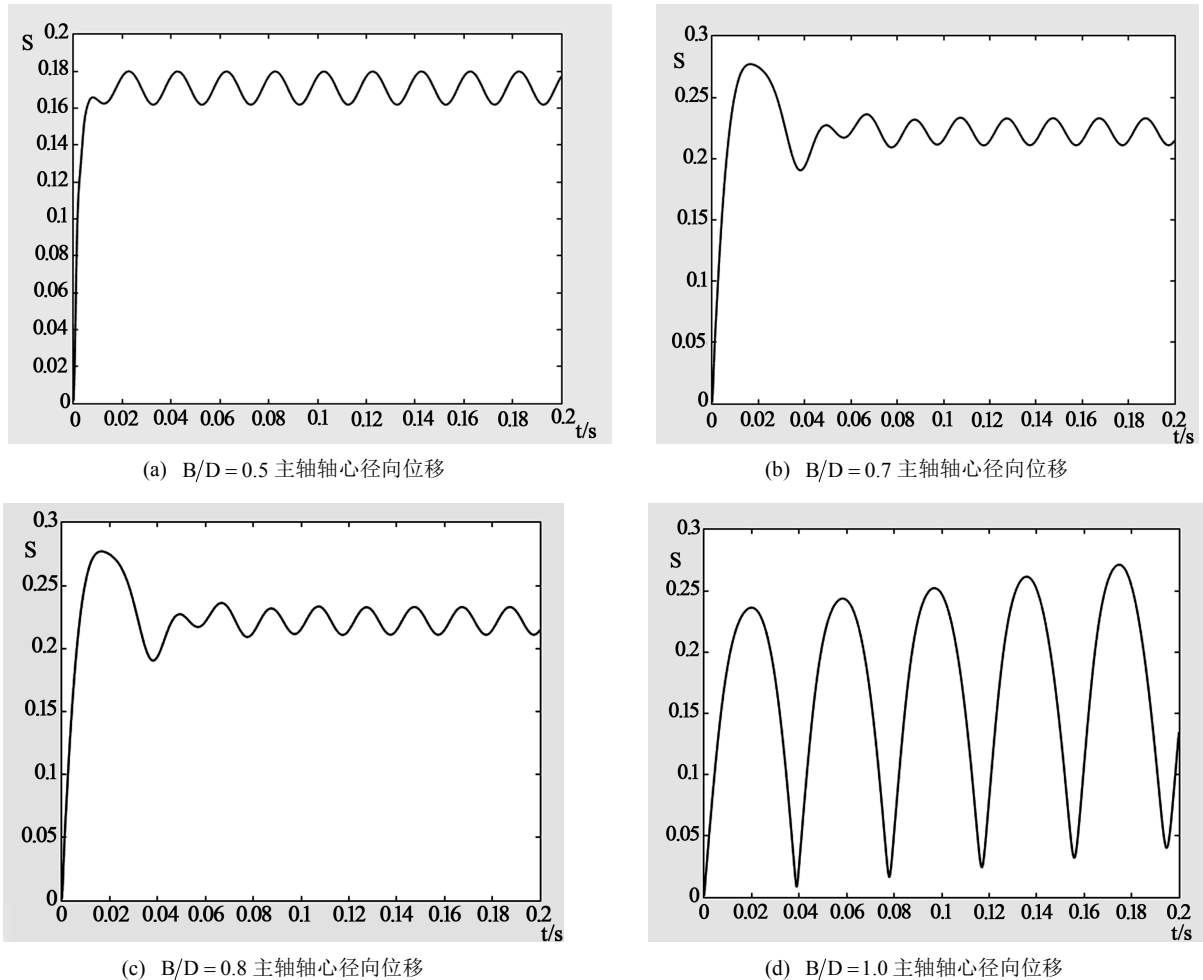


Figure 9. Spindle axis radial displacement
图 9. 主轴轴心径向位移

如图 9 所示为不同的轴承宽径比(B/D)时主轴轴心径向位移变化图,图 9(a)为轴承宽径比 $B/D = 0.5$ 的主轴轴心轨迹图,由图 9(a)可知,此时主轴轴心径向收敛 0.17。图 9(b)~(d)分别为轴承宽径比为 $B/D = 0.7$ 、 $B/D = 0.8$ 、 $B/D = 1.0$ 的主轴轴心轨迹图,图 9(b)中,主轴轴心轨迹达到动态平衡状态,稳定为一个椭圆,但达到稳定状态时间明显增加,主轴轴心径向收敛 0.22。图 9(c)主轴轴心径向位移还未达到稳定状态,而图 9(d)中主轴轴心径向位移处于发散状态,系统极其不稳定。进一步表明了宽径比对主轴轴心轨迹的影响。综上所述,宽径比对主轴轴心轨迹有很大的影响,随着静压轴承宽径比增加,主轴收敛速度将变慢,稳定性降低。

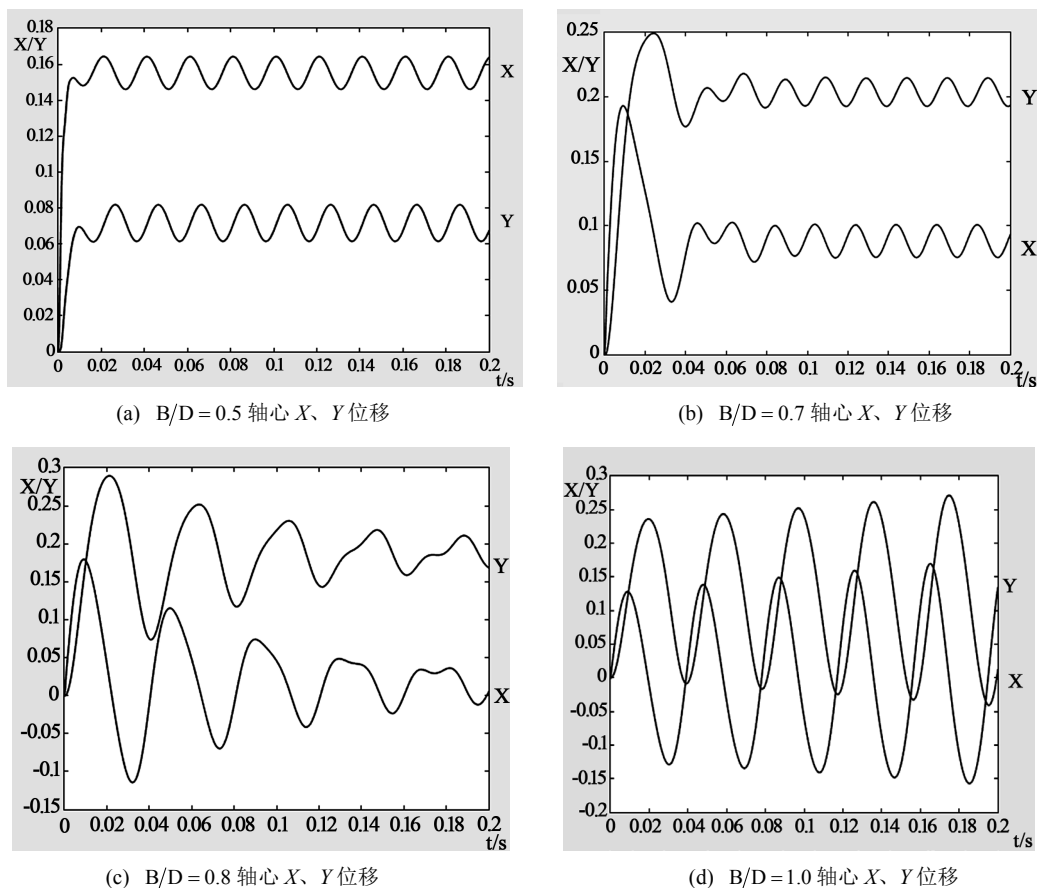


Figure 10. Variation of axis X, Y displacement under different B/D
图 10. 不同 B/D 下轴心 X、Y 位移变化规律

如图 10 所示为不同的轴承宽径比(B/D)时主轴轴心 X、Y 位移变化规律图, 图 10(d)中主轴轴心 X、Y 位移存在两个频率成分, 系统为达到稳定状态。从图 10(a)~(d)中可知, 随着宽径比(B/D), 主轴 Y 方向稳定位移逐渐减小, 主轴系统刚度增加。

5. 结论

- 1) 本文采用有限差分法求解液体静压轴承油膜力, 再采用欧拉法求解主轴轴心非线性轨迹。结果表明, 液体静压电主轴轴心将不断的做收敛运动直至稳定在平衡位置, 从而表明了液体静压电主轴系统具有一定稳定性。
- 2) 本文在液体静压电主轴轴心轨迹模型上, 分析了轴承的间隙对轴心轨迹规律的影响; 结果表明, 静压轴承宽径比(B/D)对轴心轨迹性能有着重要影响, 当轴承宽径比(B/D)增加, 主轴轴心的收敛速度降低, 系统的稳定性下降, 但其等效刚度逐渐增加。
- 3) 本文采用单变量控制法, 进一步分析了静压轴承宽径比(B/D)对轴心轨迹性能有着重要影响, 结果表明, 当轴承宽径比(B/D)增加, 主轴轴心的收敛速度降低, 系统的稳定性下降, 但其等效刚度逐渐增加。因此合理选取静压轴承的宽径比(B/D)可以得出最优的轴心轨迹性能。

基金项目

- 1) 参与研究国家自然科学基金“多场耦合下液体静压电主轴轴心轨迹的动态演化机理与主动控制研

究”(项目编号: 51875198)。

2) 参与研究湖南省自然科学基金“磁悬浮电主轴轴心轨迹的主动控制理论及方法研究”(项目编号: 2017JJ2090)。

3) 参与研究教育厅基金“高速电主轴的电磁解耦方法与-转子刀具系统输出动力学行为之间的关系研究”(项目编号: 12B042)。

参考文献

- [1] 马金奎. 滑动轴承非线性轴心轨迹的瞬态与周期特性研究[D]: [博士学位论文]. 济南: 山东大学, 2010.
- [2] Hattori, H. (2008) Dynamic Analysis of a Rotor-Journal Bearing System with Large Dynamic Loads. Stiffness and Damping Coefficient Variation in Bearing Oil Films. *JSME International Journal*, **36**, 251-257.
- [3] Ramesh, J., Majumdar, B.C. and Rao, N.S. (1997) Stability Characteristics of Rough Submerged Oil Elliptical Bearings under Dynamic Load. *Tribology International*, **30**, 857-863. [https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(97\)00067-4](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(97)00067-4)
- [4] Ene, N.M. and Dimofte Jr., F.T.G.K. (2007) A Stability Analysis for a Hydrodynamic Three-Wave Journal Bearing. *Tribology International*, **41**, 434-442. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2007.10.002>
- [5] Sinhasana, R. and Goyalb, K.C. (1995) Transient Response of a Two-Lobe Journal Bearing Lubricated with Non-Newtonian Lubricant. *Tribology International*, **28**, 233-239. [https://doi.org/10.1016/0301-679X\(95\)00007-Q](https://doi.org/10.1016/0301-679X(95)00007-Q)
- [6] Meruane, V. and Pascual, R. (2008) Identification of Nonlinear Dynamic Coefficients in Plain Journal Bearings. *Tribology International*, **41**, 743-754. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2008.01.002>
- [7] Zhou, H., Zhao, S., Xu, H., et al. (2004) An Experimental Study on Oil-Film Dynamic Coefficients. *Tribology International*, **37**, 245-253. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2003.08.002>
- [8] 张洪, 李广明, 孟凡明. 分形参数对轴心轨迹的影响[J]. 润滑与密封, 2006(6): 118-120.
- [9] 冯凯, 张优云. 低气压对发动机轴承性能的影响[J]. 润滑与密封, 2007, 32(3): 12-17.
- [10] 朱汉华, 严新平, 刘正林, 等. 冲击载荷下船舶轴系转速与回旋振动间影响研究[J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版), 2008, 32(6): 983-985.
- [11] Tiwari, R. and Chakravarthy, V. (2006) Simultaneous Identification of Residual Unbalances and Bearing Dynamic Parameters from Impulse Responses of Rotor-Bearing Systems. *Mechanical Systems & Signal Processing*, **20**, 1590-1614. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2006.01.005>
- [12] 何芝仙, 桂长林, 李震, 等. 冲击载荷作用下计入轴倾斜的轴-轴承系统动力学摩擦学行为研究[J]. 轴承, 2007(3): 17-21.
- [13] Rho, B.H. and Kim, K.W. (2003) Acoustical Properties of Hydrodynamic Journal Bearings. *Tribology International*, **36**, 61-66. [https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(02\)00132-9](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(02)00132-9)

知网检索的两种方式:

1. 打开知网页面 <http://kns.cnki.net/kns/brief/result.aspx?dbPrefix=WWJD>
下拉列表框选择: [ISSN], 输入期刊 ISSN: 2167-6631, 即可查询
2. 打开知网首页 <http://cnki.net/>
左侧“国际文献总库”进入, 输入文章标题, 即可查询

投稿请点击: <http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱: met@hanspub.org