

· 机械工程 ·

DOI:10.15961/j.jsuese.2017.01.012

速度滑移下液压主轴轴心轨迹动态研究

陈东菊¹, 薛斌¹, 高雪¹, 范晋伟¹, 张飞虎²

(1. 北京工业大学 先进制造技术北京市重点实验室, 北京 100124; 2. 哈尔滨工业大学 宇航学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要:基于载荷增量法和扰动压力法,研究液体液压主轴系统的动态性能。通过有限差分法求解计入微尺度速度滑移效应的不定常油膜压力分布的雷诺方程,并得出非线性油膜力。应用载荷增量法和扰动压力法求解反映油膜动态特性的4个动态刚度和阻尼系数,并用于转子轴心轨迹的动力学描述,求解存在偏心质量下的转子轴心轨迹,实现液压主轴系统的流-固耦合分析。研究结果表明:速度滑移对液压主轴的动态刚度和阻尼性能造成了一定的影响。动刚度系数 K_{xx} 、 K_{xy} 、 K_{yx} 和 K_{yy} 受滑移影响降低的最大比率分别为4.85%、4.85%、7.20%、7.16%,速度滑移降低了油膜阻尼系数 C_{yx} 、 C_{xy} 和 C_{yy} ,阻尼系数 C_{xx} 受滑移影响比较复杂;随着转子偏心质量距的不断增大,主轴轴心运行轨迹在不断扩大,系统的稳定性不断降低。最后,通过液压主轴回转精度实验验证了轴心轨迹模型的正确性和有效性。

关键词:液压轴承;速度滑移;轴心轨迹;特征系数;偏心质量

中图分类号:TH12

文献标志码:A

文章编号:2096-3246(2017)01-0095-08

Dynamic Research of the Shaft Orbit of Hydrostatic Spindle Under the Sliding Velocity

CHEN Dongju¹, XUE Bin¹, GAO Xue¹, FAN Jinwei¹, ZHANG Feihu²

(1. Beijing Key Lab. of Advanced Manufacturing Technol., Beijing Univ. of Technol., Beijing 100124, China;

2. School of Mechanical Eng., Harbin Inst. of Technol., Harbin 150001, China)

Abstract: Based on the load increment method and the pressure perturbation method, the dynamic performance of liquid hydraulic spindle system was researched. Using the finite difference method, the nonlinear oil film force was calculated by solving the Reynolds equation of unsteady oil film pressure distribution which was included in the micro-scale velocity slip effect. Four dynamic stiffness and damping coefficients reflecting the dynamic characteristics of the oil film were calculated by using the load increment method and the pressure perturbation method, and were used to the analysis of hydraulic spindle system. The research results showed that: Velocity slip caused a certain impact on dynamics of hydraulic spindle stiffness and damping performance. The maximum decreasing ratios of dynamic stiffness coefficient K_{xx} , K_{xy} , K_{yx} and K_{yy} which were caused by velocity slip were 4.85%, 4.85%, 7.20%, 7.16% respectively. Velocity slip reduced the oil film damping coefficient C_{yx} , C_{xy} and C_{yy} , the change rule of damping coefficient C_{xx} by slippage effect was more complex. With the increasing eccentric quality of the rotor, running track of the spindle axis was in the expanding, and the stability of the system decreased continuously. The experiment of the measuring path of the shaft verified the correctness and validity of the orbit of shaft centre model.

Key words: liquid hydraulic bearing; velocity slip; orbit of shaft center; characteristic coefficient; eccentric mass

液体静压轴承中油膜除承受外力载荷、减轻摩擦、消除磨损外,从另一个角度讲,它也是液压主轴动力学系统中的一个关键环节。将液体静压主轴系统中的油膜看作线性化的弹簧和阻尼作用,通过4个动态刚度系数和4个阻尼系数来衡量系统的动力学特性。轴心轨迹是另外一种评判主轴系统稳定性

的方法,用一种更加直观地方式反映了主轴瞬时运动情况及运动稳定性。轴承间隙中油膜厚度通常处于微尺度尺寸范围或更低,不同的油膜厚度直接关系到润滑效果和轴承性能^[1]。固-液界面上的速度滑移现象同时得到了理论和实验验证^[2-4]。速度滑移对轴承静特性必然会产生一定的影响^[5-7],

收稿日期:2016-03-28

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51475010;51105005);北京市科技新星资助项目(Z161100004916156)

作者简介:陈东菊(1980—),女,副教授,研究方向:精密加工技术及误差辨识技术。E-mail: djchen@bjut.edu.cn

<http://jsuese.ijournals.cn>

<http://jsuese.scu.edu.cn>

但对液压主轴中轴承动态特性的影响目前研究的还比较少。李凌祥^[8]采用单组周向均匀分布的 4 个弹簧-阻尼单元 COMBIN14 模拟液体静压轴承,每个单元的刚度值为其理论值的 1/3,分别对主轴-轴承系统进行模拟分析。杨小高等^[9]建立固定节流径向滑动轴承动态模型,进行动态特性分析。江桂云等^[10]建立了静压轴承系统的流动连续性方程,结合轴承-主轴系统动力学方程,推导出静压轴承系统动态特性的传递函数,分析了小孔节流静压轴承的动态特性。商远杰等^[11]应用弹簧阻尼单元模拟静压轴承,建立电主轴传动装置的有限元模型,分析其动态性能。Lee 等^[12]运用实验手段并通过动力学 8 个特征系数对柔性转子系统的动力学特性进行了分析。谢沛霖等^[13]求解传统雷诺方程通过 8 个特征系数对毛细管节流的静压轴承的动力特性进行了分析,但没有进一步求解转子的运行状态。Rowe^[14]指出 8 个特征参数可以相对合理的用于轴承的动力学设计,并用来预测主轴旋转时的状态。轴心轨迹的计算方法通常有两种,一种称为汉氏法,另一种称为荷氏法。帅旗^[15]以荷氏法为理论基础推导出三油叶轴承的动载轴心轨迹求解方法。Ramesh 等^[16]以轴心轨迹作为轴承稳定性的评判依据,研究了轴承内表面粗糙度对轴承稳定性的影响。

作者把液体静压轴承的研究拓展到微尺度,在求解动力特征系数的同时,进一步将动力特征系数用于液压主轴轴心轨迹的建模,分析主轴轴心的运行状态。通过求解不定常工况下油膜压力分布的雷诺方程得非线性油膜力,求解出能够反映油膜动态特性 8 个特征系数,通过 8 个特征系数对主轴的动态特性进行分析,并将计入滑移情况下的动态特征系数与无滑移下的特征系数进行对比,分析微尺度速度滑移现象对主轴系统动态特性的影响规律。建立液压主轴存在质量偏心下的动力系统模型,并将刚度系数和阻尼系数用于液压主轴的轴心轨迹模型的建立,分析不同偏心质量距下主轴轴心的运行轨迹,对维持和提高液压主轴系统的动力学稳定性提供理论依据。

1 液体静压轴承-转子系统动力学模型

1.1 几何模型

液体静压轴承的结构如图 1 所示,在一定的外载荷的作用下,转子轴心和轴承中心不再重合,而是产生了一定的偏差,转子在外载荷的作用下最终的平衡位置为 O_1 ,两中心产生的位置偏差为 e ,角度

偏差为 θ ,描述位置的角度为 φ ,设润滑油以恒定的油压 P_s 流入 1、2、3、4 腔。图 1 坐中, x 、 y 、 z 分别为轴承油膜的周向、径向、轴向坐标。

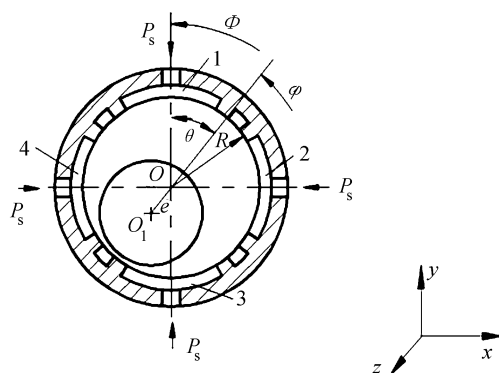


图 1 液体静压轴承结构及坐标建立

Fig.1 Structure of hydrostatic bearing and coordinates establish

1.2 不定常工况下雷诺方程

液体静压轴承的动力学特性,反映的是转子在偏离原平衡位置时,并在此位置附近做微幅振动时,相应的油膜力的变化情况。因此,必须以不定常工况的雷诺方程作为分析、计算的基础。

为了便于计算机进行运算,对方程传统的雷诺方程进行无量纲化,取特征压强为 p_0 ,特征滑移长度 b 和油膜特征厚度为轴承半径间隙 h_0 ,油膜特征轴向长度为轴承长度的一半 $L/2$,油膜特征周向长度为轴承半径 R ,令 $p = p_0 P$,其中, $p_0 = \frac{6w\eta R^2}{h_0^2}$, $b = Bh_0$, $h = Hh_0$, $z = \lambda \frac{L}{2} (-1 \leq \lambda \leq 1)$, $x = R\varphi (0 \leq \varphi \leq 2\pi)$, $(X, Y) = \frac{(x, y)}{h_0}$, $(\dot{X}, \dot{Y}) = \frac{(\dot{x}, \dot{y})}{h_0 w_0}$, $\tau = w_0 t$, 将其代入传统雷诺方程式得到 Reynolds 方程的无量纲形式为:

$$(1 + 6B) \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + (1 + 6B) \left(\frac{2R}{L} \right) \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = \frac{\partial H}{\partial \varphi} + 2 \frac{\partial H}{\partial \tau} \quad (1)$$

1.3 油膜的动刚度和阻尼

轴承油膜的动刚度是主轴抵抗位移挠动的能力。轴承油膜刚度定义为:轴心有一微小挠动时,油膜力增加量对微小挠动位移的比值,用 k_{ij} 表示,第 1 个 i 表示载荷增量的方向,第 2 个下标 j 表示位移增量的方向,即:

$$k_{ij} = \left(\frac{\partial F_i}{\partial j} \right)_0 \quad (2)$$

式中,0 表示转子平衡位置。

轴承油膜阻尼用来表征油膜抵抗转子偏离原平衡位置时产生的速度扰动的能力。这样4个油膜阻尼系数用 c_{ij} 表示,第1个 i 表示载荷增量的方向,第2个下标 j 表示速度增量的方向,即:

$$c_{ij} = \left(\frac{\partial F_i}{\partial \dot{j}} \right)_0 \quad (3)$$

这4个动刚度和4个阻尼系数即为油膜的8个动力特征系数。

所以油膜力可以表示为:

$$F_x = (F_x)_0 + k_{xx}\Delta x + k_{xy}\Delta y + c_{xx}\dot{x} + c_{xy}\dot{y} \quad (4)$$

$$F_y = (F_y)_0 + k_{yx}\Delta x + k_{yy}\Delta y + c_{yx}\dot{x} + c_{yy}\dot{y} \quad (5)$$

动刚度当量 $K_0 = 6\eta L w_0 \left(\frac{R}{h_0} \right)$, 阻尼当量 $C_0 =$

$6\eta L \left(\frac{R}{h_0} \right)^3$, 用参数 K_0 和 C_0 动刚度系数和阻尼系数进行无量纲化。式(2)和(3)中的下标 ij 分别代表 xx 、 xy 、 yx 和 yy 。

2 液体静压轴承动力学特征求解方法

2.1 载荷增量法计算油膜动刚度

2.1.1 动刚度系数 K_{xx} 和 K_{yx} 计算

如图2所示, O 为轴承的中心位置, O' 为转子的平衡位置,转子沿 x 方向分别产生微小的位移扰动 Δx 后的位置为 O_1 和 O_2 。

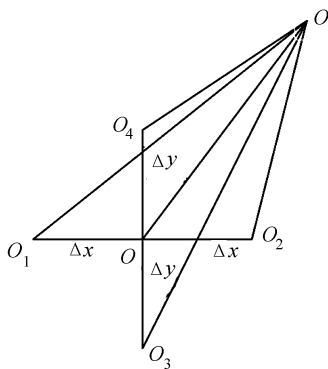


图2 x 和 y 方向扰动轴心位置

Fig.2 Axis position under disturbance of x and y direction

转子在平衡位置 O' 沿 x 方向向左产生微小扰动后,轴心位置移动到 O_1 处,此时, x 和 y 方向的油膜力分别为 F_{x1} 和 F_{y1} ;转子在平衡位置 O' 沿 x 方向向右产生微小扰动后,轴心位置移动到 O_2 处,此时, x 和 y 方向的油膜力分别为 F_{x2} 和 F_{y2} 。根据油膜刚度的计算公式,此时油膜动刚度可以表示为:

$$K_{xx} = \frac{F_{x1} - F_{x2}}{2\Delta x} \quad (6)$$

$$K_{yx} = \frac{F_{y1} - F_{y2}}{2\Delta x} \quad (7)$$

2.1.2 动刚度系数 K_{xy} 和 K_{yy} 计算

如图2所示, O 为轴承的中心位置, O' 为转子的平衡位置,转子沿 y 方向分别产生微小的位移扰动 Δy 后的位置为 O_3 和 O_4 。

转子在平衡位置 O' 沿 y 方向向下产生微小扰动后,轴心位置移动到 O_3 处,此时, x 方向和 y 方向的油膜力分别为 F_{x3} 和 F_{y3} ;转子在平衡位置 O' 沿 x 方向向上产生微小扰动后,轴心位置移动到 O_4 处,此时, x 方向和 y 方向的油膜力分别为 F_{x4} 和 F_{y4} 。根据油膜刚度的计算公式,此时油膜动刚度可以表示为:

$$K_{xy} = \frac{F_{x3} - F_{x4}}{2\Delta y} \quad (8)$$

$$K_{yy} = \frac{F_{y3} - F_{y4}}{2\Delta y} \quad (9)$$

2.2 扰动压力法计算油膜阻尼

如图3所示,转子在外载荷的作用下平衡于 O' 位置,在 $(\Delta e, \Delta\theta)$ 的扰动下,轴心位置移动到 O_1 处,此时油膜力沿 Δe 的方向和垂直于 Δe 的方向分别为 F_e 和 F_θ ,

$$F_e = \int_{-1/2L}^{1/2L} \int_0^{2\pi} p \cos \varphi R d\varphi dz \quad (10)$$

$$F_\theta = \int_{-1/2L}^{1/2L} \int_0^{2\pi} p \sin \varphi R d\varphi dz \quad (11)$$

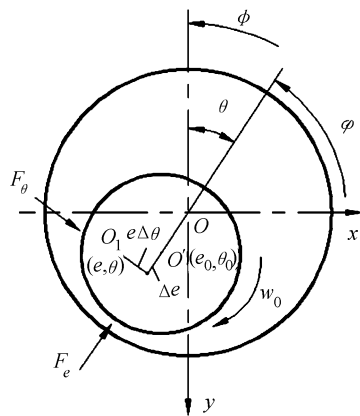


图3 转子轴心微扰动分析

Fig.3 Analysis of shaft under Microdisturbance

结合式(3),将式(10)和(11)分别对 $\dot{e}$ 和 $\dot{\theta}$ 求导,并结合式(4)可得:

$$c_{ij} = - \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} p_j \cos \varphi R d\varphi dz \quad (12)$$

式(5)和(12)中 i, j 分别代表 ee 、 $e\theta$ 、 θe 和 $\theta\theta$ 。

将沿 Δe 的方向和垂直于 Δe 的方向的阻尼经过坐标变换,变换到 (x, y) 方向:

和 y 方向的运动速度有关,即:

$$\frac{\partial H}{\partial \tau} = \dot{X}\sin(\varphi_{i,j}) + \dot{Y}\cos(\varphi_{i,j}) \tag{20}$$

将式(18)、(19)和(20)代入式(1)得到无量纲 Reynolds 方程的差分形式为:

$$P_{i,j} = \frac{1}{2(A_{i,j} + C_{i,j})}[(A_{i,j} + B_{i,j})P_{i+1,j} + (A_{i,j} - B_{i,j})P_{i-1,j} + C_{i,j}P_{i,j+1} + C_{i,j}P_{i,j-1} - F_{i,j}] \tag{21}$$

式中,

$$A_{i,j} = \frac{(H_{i,j} + 6B)H_{i,j}^2}{\Delta\varphi^2},$$
$$B_{i,j} = \frac{3(1 + 4B)H_{i,j}(H_{i+1,j} - H_{i-1,j})}{4\Delta\varphi^2},$$
$$C_{i,j} = \frac{\beta^2 H_{i,j}^2(1 + 6B)}{\Delta\lambda^2},$$
$$D_{i,j} = \frac{H_{i+1,j} - H_{i-1,j}}{2\Delta\varphi},$$
$$E_{i,j} = 2(\dot{X}\sin(\varphi_{i,j}) + \dot{Y}\cos(\varphi_{i,j})),$$
$$F_{i,j} = D_{i,j} + E_{i,j},\beta = \frac{2R}{L}.$$

3.4 边界条件

对于静压轴承,需要通过流量平衡方程确定出节流后油腔压力,并以此作为求解 Reynolds 方程的一个边界条件。流入油腔的流量即为通过节流器流入油腔的流量,采用小孔节流器作为节流元件。根据流体力学的公式,计算流入节流器流量。 $(Q_i)_k$ 为通过节流器流入 k 油腔的流量($k = 1,2,3,4$),流出油腔的流量 $(Q_o)_k$ 可以通过对流速的积分求得。流入油腔的流量和流出油腔的流量相等 $(Q_i)_k = (Q_o)_k$ 建立静压轴承的流量平衡方程。通过流量平衡方程能够计算出油腔压力 $(P_r)_k(k = 1,2,3,4)$ 。同时,在计算封油边上的压力时,以油腔外的有关节点压力 $P_{i,j}$ 作为边界条件,如下式:

$$P_{i,j} = (P_r)_{k\circ}$$

式中, $i = i_1, i_1 + 1, \cdots, i_2; j = j_1, j_1 + 1, \cdots, j_2$ 。

3.5 压力收敛准则

采用松弛法对压力场进行迭代计算,在每次迭代完成之后都要判断压力迭代结果是否已经达到足够的精度,从而决定是否终止迭代过程,可以根据收敛准则来判别。

$$\frac{\sum_{i=2}^{m-1} \sum_{j=2}^{n-1} |P_{i,j}^{(k+1)} - P_{i,j}^{(k)}|}{\sum_{i=2}^{m-1} \sum_{j=2}^{n-1} |P_{i,j}^{(k+1)}|} \leq \delta_1 \tag{22}$$

式中,误差 δ_1 是一个非常小的量,其数量级一般为 $10^{-3[20]}$ 时可以获得较高的计算精度。

3.6 流量收敛准则

在边界条件中计算流量平衡方程时,计算得到的流入油腔的流量 $(Q_i)_k$ 与通过积分方法计算得到的流出油腔的流量 $(Q_o)_k$ 不可能完全相等,当两者之间的误差达到一定程度时,即可认为流量是平衡的。

该误差通过 δ_2 来衡量,取 $\delta_2 = 10^{-3}$ 。当程序循环过程中流量平衡方程不能满足时需对每个油腔内压力 $(P_r)_k^{(k+1)}$ 进行修正:

$$(P_r)_k^{(k+1)} = (1 - \omega_1)(P_r)_k^{(k+1)} + \omega_1(P_s - \frac{8(Q_o)_k}{\pi^2 d_0^2 \alpha^2}) \tag{23}$$

式中, ω_1 为流量修正因子, $k = 1,2,3,4$ 。

4 油膜动态特性数值仿真

4.1 油膜动刚度仿真

表 1 为油膜 4 个动刚度系数在发生滑移和无滑移的情况下随偏心率的变化关系, b 为滑移长度, K_{xx} 、 K_{xy} 、 K_{yx} 和 K_{yy} 为油膜的 4 个无量纲刚度系数。

表 1 动刚度和偏心率的变化关系

Tab.1 Relationship between dynamic stiffness and eccentricity ratio

ε	$b/\mu\text{m}$	K_{xx}	K_{xy}	K_{yx}	K_{yy}
0.1	0	19	10.8	10.8	6.4
	7	17.5	10.4	10.4	6.1
0.2	0	11	5.4	5.4	3.2
	7	9.5	5.2	5.2	3.1
0.3	0	6.40	3.6	3.6	2.2
	7	6.36	3.5	3.5	2.1
0.4	0	5.4	2.8	2.8	1.65
	7	5.0	2.6	2.6	1.60
0.5	0	4.6	2.3	2.3	1.4
	7	4.3	2.2	2.2	1.1
0.6	0	3.3	1.9	1.9	1.1
	7	3.1	1.8	1.8	1.0
0.7	0	2.75	1.7	1.7	0.9
	7	2.70	1.5	1.5	0.85
0.8	0	2.3	1.4	1.4	0.75
	7	2.25	1.2	1.2	0.70

从表 1 可以看出,无论滑移是否发生,4 个刚度系数都随偏心率的增大而减小。速度滑移没有对油膜的 4 个动刚度系数与偏心率变化关系产生显著的影响,但在一定程度上降低了油膜的动刚度。动刚度系数 K_{xx} 、 K_{xy} 、 K_{yx} 和 K_{yy} 降低的最大比率分别为 4.85%、4.85%、7.20%、7.16%,并且都发生在偏心率为 0.8 时。

表 2 为在滑移长度为 0 和 7 μm 时,4 个油膜阻尼系数和转子偏心率之间的变化关系。 b 为滑移长度, C_{xx} 、 C_{xy} 、 C_{yx} 和 C_{yy} 为从油膜的 4 个无量纲刚度系数。

从表 2 中可以看出,轴承内固 - 液界面速度滑移并没有对 4 个阻尼系数与转子偏心率之间的变化关系产生显著的影响,速度滑移效应对阻尼系数 C_{yx} 、 C_{xy} 和 C_{yy} 的影响规律比较明显和单一;受速度滑移的影响,在不同的偏心率下,油膜的阻尼系数都有降低,速度滑移程度越大,油膜阻尼的减小程度越明显。阻尼系数 C_{xx} 受速度滑移影响比较复杂,在不同的偏心率下,表现为不同的影响规律。

表 2 油膜阻尼和偏心率的变化

Tab.2 Relationship between oil film damping and eccentricity ratio

ε	$b/\mu\text{m}$	C_{xx}	C_{xy}	C_{yx}	C_{yy}
0.1	0	2.91	1.768	1.768	0.472
	7	2.84	1.69	1.69	0.454
0.2	0	2.88	1.769	1.769	0.473
	7	2.87	1.718	1.718	0.459
0.3	0	2.86	1.770	1.770	0.474
	7	2.87	1.731	1.731	0.462
0.4	0	2.84	1.771	1.771	0.475
	7	2.88	1.735	1.735	0.465
0.5	0	2.79	1.773	1.773	0.476
	7	2.87	1.74	1.74	0.468
0.6	0	2.74	1.78	1.78	0.478
	7	2.85	1.75	1.75	0.469
0.7	0	2.72	1.84	1.84	0.492
	7	2.82	1.76	1.76	0.471

4.2 不平衡载荷下轴心轨迹仿真

图 6 为不同转子偏心质量距时转子旋转时轴心的行驶轨迹。

转子偏心质量距分别取为 0.1、0.2、0.3、0.4,从图 6 中可以看出:随着转子偏心质量距的不断增

加,转子轴心的行驶轨迹范围不断扩大;当偏心质量距为 0.4 时转子轴心轨迹与轴承间隙圆发生接触,此时转子与轴瓦发生接触,这将严重影响转子旋转的稳定性,该情况也是不允许出现的。

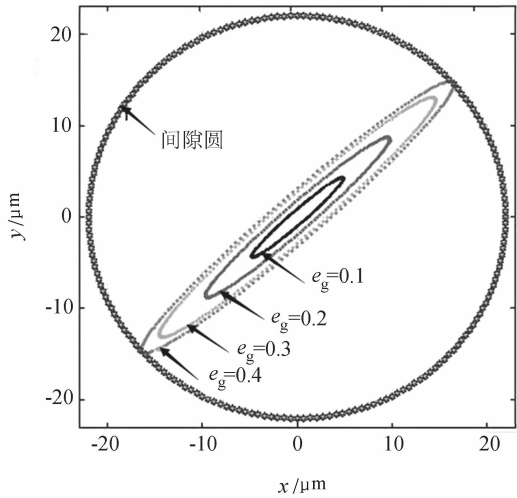


图 6 不同转子偏心质量距时的轴心轨迹
Fig.6 Axis path of different eccentric mass of shaft

5 轴心轨迹实验检测

将标准球安放在液压回转轴系的工作台上,测微仪安放在轴系底座上,调整标准球与回转轴系的偏心,达到电感仪测量范围之内,稳定后开始检测,如图 7 所示。

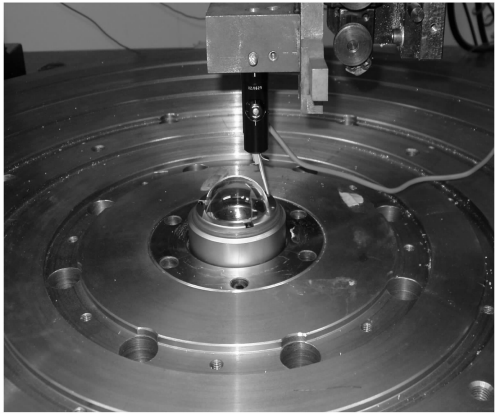


图 7 轴系回转精度检测示意图
Fig.7 Measurement of rotation accuracy of shaft system

采样点 512,采样间隔 10 ms,得到主轴回转误差曲线,如图 8 所示。

从图 8 中可以看出,最大回转误差为 2.6 μm ,这说明轴心轨迹坐标小于图 6 中偏心率为 0.1 时坐标,也即主轴系统的回转精度基本上没有受到不平衡量的影响。

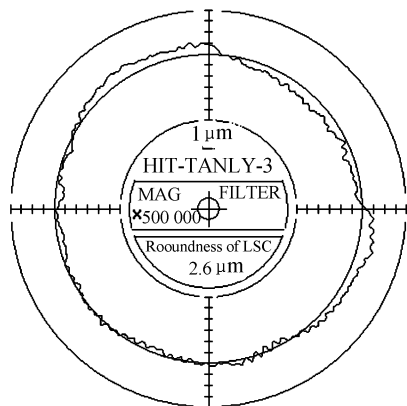


图8 轴系回转精度

Fig.8 Rotary accuracy of shafting

6 结 论

1)应用有限差分法对扰动雷诺方程进行求解,解出油膜的扰动压力分布,通过载荷增量法和扰动压力法对油膜的4个动刚度系数和阻尼系数求解。在无速度滑移条件下4个动刚度系数都随偏心率的增加而减小;无滑移时,阻尼系数 C_{xx} 随偏心率的增加而减小,而阻尼系数 C_{xy} 、 C_{yx} 和 C_{yy} 会随偏心率的增加而增大。

2)将固-液界面上的速度滑移考虑到液体静压轴承油膜性能的研究中,速度滑移并没有对4个动刚度系数和4个阻尼系数与偏心率的变化关系产生显著的影响,但在一定程度上降低了油膜的动刚度,动刚度系数 K_{xx} 、 K_{yx} 、 K_{xy} 和 K_{yy} 降低的最大比率分别为4.85%、4.85%、7.20%、7.16%,并且都发生在偏心率为0.8时;受速度滑移影响,在不同的偏心率下,油膜阻尼系数 C_{yx} 、 C_{xy} 和 C_{yy} 都有所降低。阻尼系数 C_{xx} 受滑移影响比较复杂,在不同的偏心率下,表现为不同的影响规律。

3)将4个动刚度系数和4个阻尼系数用于建立转子的轴心轨迹模型,分析不同偏心质量距下转子轴心的运行轨迹。随着转子偏心质量距的不断增大,转子轴心的行驶轨迹范围也在不断扩大,当偏心质量距为0.4时转子轴心位移最大,此时系统也最不稳定。

参考文献:

[1] Wang Gangzhi, Shu Gequn, Liang Xingyu. Experimental study on oil film thickness of main bearings in multi-cylinder IC Engines[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2008, 29(4): 76-80. [王刚志, 舒歌群, 梁兴雨. 多缸内燃机主轴承油膜厚度的试验研究

[J]. 内燃机工程, 2008, 29(4): 76-80.

[2] Li Zhanhua, Cui Haihang. Characteristics of micro-scale flow[J]. Journal of Mechanical Strength, 2001, 23(4): 476-480. [李战华, 崔海航. 微尺度流动特性[J]. 机械强度, 2001, 23(4): 476-480.

[3] Olga I. Vinogradova. Slippage of water over hydrophobic surfaces[J]. International Journal of Mineral Processing, 1999, 56(1/2/3/4): 31-60.

[4] Zhang Guangjun, Meng Huirong, Huang Ping, et al. The influence of wall slip of lubricants on performance of elastohydrodynamic lubrication in line contacts[J]. Tribology, 1998, 18(3): 243-247. [张广军, 孟惠荣, 黄平等. 润滑剂边界滑移及其对弹流润滑特性的影响[J]. 摩擦学学报, 1998, 18(3): 243-247.]

[5] Wu Chengwei, Hu Lingchen. Wall slippage and oil film collapse[J]. Journal of Dalian University of Technology, 1993, 33(2): 172-178. [吴承伟, 胡令臣. 界面滑移和油膜破裂[J]. 大连理工大学学报, 1993, 33(2): 172-178.]

[6] Huang Ping, Luo Jianbin, Wen Shizhu. Study on influence of the boundary slip of visco-plastic lubricant on the lubrication properties[J]. Acta Mechanica Sinica, 1999, 31(6): 745-752. [黄平, 雒建斌, 温诗铸. 粘塑性流体的界面滑移对润滑性能的影响研究[J]. 力学学报, 1999, 31(6): 745-752]

[7] Liu Zhaomiao, Wang Guobin, Shen Feng. Numerical analysis of oil film flow in micro gap with Navier slip boundary slip[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(21): 104-110. [刘赵淼, 王国斌, 申峰. 基于Navier的油膜缝隙微流动特性数值分析[J]. 机械工程学报, 2011, 47(21): 104-110.]

[8] Li Lingxiang. Research on dynamic characteristics of the tool grinder's hydrostatic bearing spindle system[J]. Equipment Manufacturing Technology, 2014(7): 96-98. [李凌祥. 工具磨床液体静压轴承主轴系统的动态特性研究[J]. 装备制造技术, 2014(7): 96-98.]

[9] Yang Xiaogao, Wang Yongqin, Jiang Guiyun, et al. Dynamic characteristics of hydrostatic fixed throttled journal bearing[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2014, 45(9): 2993-3000. [杨小高, 王勇勤, 江桂云, 等. 基于固定节流的径向滑动轴承动态特

- 性[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2014, 45(9): 2993 – 3000.]
- [10] Jiang Guiyun, Wang Yongqin, Yan Xingchun, et al. Dynamic characteristics analysis on hydrostatic oil film bearing with orifice restrictor[J]. Journal of Machine Design, 2014, 31(7): 64 – 67. [江桂云, 王勇勤, 严兴春, 等. 基于小孔节流的静压油膜轴承动态特性分析[J]. 机械设计, 2014, 31(7): 64 – 67.]
- [11] Shang Yuanjie, Lin Jianzhong, Liu Xianjun, et al. Dynamic analysis of electric spindle device of a gantry planar grinding machine[J]. Manufacturing Technology and Machine Tool, 2014(2): 43 – 47. [商远杰, 林建中, 刘献军, 等. 龙门式平面磨床电主轴传动装置动态特性分析[J]. 制造技术与机床, 2014(2): 43 – 47.]
- [12] Lee Y B, Tae H K, Chang H K, et al. Dynamic characteristics of a flexible rotor system supported by a viscoelastic foil bearing[J]. Tribology International, 2004, 37: 679 – 687
- [13] Xie Peilin, Chen Lie, Duan Xiangyang. Dynamic performance analysis of a typical hydrostatic journal bearing[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 16(19): 1712 – 1715. [谢沛霖, 陈列, 段向阳. 一种典型的静压轴承动态特性分析[J]. 中国机械工程, 2005, 16(19): 1712 – 1715.]
- [14] Rowe W B. Dynamic and static properties of recessed hydrostatic journal bearings by small displacement analysis[J]. Tribology International, 1980, 102(1): 71 – 79.
- [15] Shuai Qi. The static and dynamical research and simulation of journal bearing[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2002. [帅旗. 动静载径向滑动轴承特性参数计算及仿真[D]. 成都: 西南交通大学, 2002.]
- [16] Ramesh J, Majumdar B C, Rao N S. Stability characteristics of rough submerged oil elliptical bearings under dynamic load[J]. Tribology International, 1998, 30(12): 857 – 863.
- [17] Bian Yanhua, Chen Dongju, Fan Jinwei. The analysis of hydrostatic bearing in micro-scale flow[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(6): 28 – 34. [边艳华, 陈东菊, 范晋伟. 微尺度下液体静压轴承性能研究[J]. 润滑与密封, 2014, 39(6): 28 – 34.]
- [18] Tang Qian, Fang Zhiyong, Zhu Caichao, et al. Oil film pressure and stress distribution in alloy layer of journal bearing[J]. Journal of Central South University(Science and Technology), 2008, 39(4): 776 – 780. [唐倩, 方志勇, 朱才朝, 等. 滑动轴承油膜压力及合金层应力分布[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2008, 39(4): 776 – 780.]
- [19] 钟洪, 张冠坤. 液体静压动静压轴承设计使用手册[M]. 北京: 电子工业出版社, 2007.
- [20] Gethin D T. A finite element approach to analyzing hydrodynamic lubrication in journal bearings[J]. Tribology International, 1988, 21(4): 67 – 72.

(编辑 黄小川)

引用格式: Chen Dongju, Xue Bin, Gao Xue, et al. Dynamic research of the shaft orbit of hydrostatic spindle under the sliding velocity[J]. Advanced Engineering Sciences, 2017, 49(1): 95 – 102. [陈东菊, 薛斌, 高雪, 等. 速度滑移下液压主轴轴心轨迹动态研究[J]. 工程科学与技术, 2017, 49(1): 95 – 102.]