

DOI: 10.7652/xjtuxb201708016

动静压柔性铰链可倾瓦轴承的阶跃载荷动态响应

李昊, 陈淑江, 马金奎, 路长厚
(山东大学机械工程学院, 250061, 济南)

摘要: 针对动静压柔性铰链可倾瓦轴承在受到阶跃载荷时主轴出现跳动而影响其回转精度的问题,提出了兼顾跳动幅值与稳定时间的分析方法和轴承优化设计方案。该方法基于轴心轨迹引入最大过冲量和过渡过程时间两个概念,用以描述主轴受到阶跃载荷时径向跳动的剧烈情况,研究轴承结构参数的确定方法。该方法首先建立轴承瓦块的压力分布模型、瓦块的力矩平衡方程和轴颈的运动方程,然后结合有限差分法和欧拉方法获取轴心轨迹,最后依据结构参数对两个参量的影响大小进行参数确定。仿真实验结果表明:增大预载荷或减小轴承半径间隙,能减小轴心最大过冲量并缩短过渡过程时间;减小静压油腔面积或油腔宽长比能减小最大过冲量;过渡过程时间随转速的提高呈现出先增加后减少的特点;在研究范围内,最大过冲量随着转速提高而增大;适当增大预载荷系数或减小半径间隙,能够提高主轴的回转精度。

关键词: 柔性铰链可倾瓦轴承;轴心轨迹;过渡过程时间;最大过冲量

中图分类号: TH133.31 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)08-0096-06

Dynamic Response of Hybrid Flexure Pivot-Tilting Pad Bearing to Step Loads

LI Hao, CHEN Shujiang, MA Jinkui, LU Changhou
(School of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China)

Abstract: The journal radial runout of a hybrid flexure pivot-tilting pad bearing is analyzed under step load to improve the spindle rotation accuracy. The influences of the bearing structure and operating parameters on spindle rotation accuracy are investigated by analyzing the maximum overshoot and the transition time of the journal. A pressure distribution model and a torque balance equation of pads, as well as a journal movement equation, are established. Numerical simulation results of the rotor center trajectory are obtained by combining the finite difference method with the Euler method. The results show that when the rotational speed keeps the same, the maximum overshoot and the transition time reduce by either increasing the preload or reducing the radius clearance. Reducing the area or width-length ratio of the oil chamber decreases the maximum overshoot. When the width-length ratio is the same, the transition time increases at the beginning and then decreases with the increasing of rotational speed. The maximum overshoot increases with the increasing of rotational speed within the certain scope. These results indicate that the spindle rotation accuracy can be improved by either increasing the preload coefficient or reducing the radius clearance.

Keywords: flexure pivot-tilting pad bearing; rotor center trajectory; transition time; maximum overshoot

可倾瓦轴承通常被应用于对主轴稳定性要求极高的高性能旋转机械中^[1]。在瞬变载荷作用下滑动轴承的轴心轨迹会呈现一定的震荡过程^[2],一般表现为轴颈的径向跳动,当受到的瞬变载荷形式不同时,径向跳动的幅值及稳定时间会有所区别。如何降低轴颈在受到瞬变载荷时的最大径向跳动幅值及稳定时间,对提高零件加工的精度具有重要的意义。

马金奎对滑动轴承在受到多种形式外载荷时轴心轨迹的瞬态特性进行了研究^[3],并分析对比了不同外载荷对最大油膜力以及最小膜厚等主要参数的影响,但未对主轴受到外载荷后出现的震荡轨迹进行分析。许太强等对瞬变载荷作用下对滑动轴承的动特性影响进行了仿真研究,发现瞬变载荷对轴承的动特性系数影响很大^[2],但也未对外载荷作用时所出现的震荡轨迹进行分析。Zhang 等对大的动载荷作用下的轴承-转子系统进行瞬态分析,分析了不同速度下系统处于不同平衡位置时的动态行为^[4],但只考虑了转速因素。

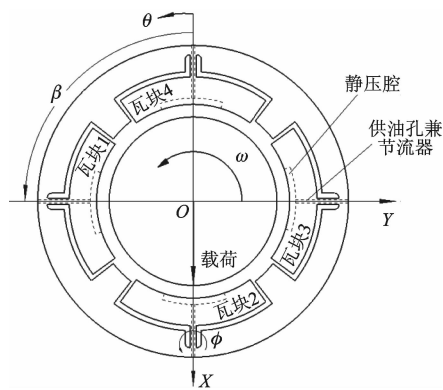
实际工况下,如工件加工中刀具的切入、切出过程,轴承时常受到外部干扰力的作用,会使轴颈中心出现某种振动状态,如果这种振动特别剧烈,轴承将有可能丧失正常工作能力,甚至遭到严重破坏。这种情况在高速轻载向心滑动轴承中常有所见^[5],是设计轴承时希望避免出现的情况,因此研究轴承在受到瞬变载荷作用时轴承的动态响应过程与轴承主要参数之间的关系,以便预先评估轴承的稳定性以及设计参数的合理性,对轴承的优化设计具有十分重要的意义。

本文以一种动静压柔性铰链可倾瓦轴承为研究对象,建立了轴瓦油膜厚度模型,并基于流量平衡原理对轴瓦动、静压力分布进行分析,采用有限差分法^[6]得到了润滑油膜压力场,并采用欧拉方法^[3]获得了阶跃载荷下轴心的位移响应,研究了轴承在受到阶跃载荷时轴心位移的动态响应与轴承的半径间隙、预载荷以及静压腔的面积和宽长比等轴承主要参数之间的关系。

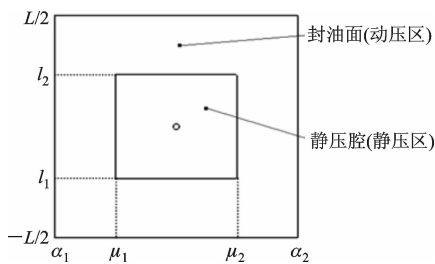
1 分析模型

图 1 给出了动静压柔性铰链可倾瓦轴承示意图,由图 1a 可以看出,轴承含有 4 个瓦块,瓦块包角 70° ,四瓦均布,每块瓦内均含有一个静压腔,载荷作用于瓦块上。直梁型柔性铰链^[7]位于瓦块与轴承体之间,位置偏移 50%,与轴承同宽。细长圆形孔(长径比大于 20)贯穿柔性铰链,连接静压腔和外界供

油系统,为静压腔供油并起到毛细管节流的作用。图 1b 为瓦块内表面结构, α_1 、 α_2 为瓦块起始角、终止角,静压腔位于瓦块中心, μ_1 、 μ_2 为静压腔起始角、终止角,占瓦块内表面面积的 25%,其周围区域为封油面。静压腔的存在能够利用静压承载能力,尽量避免主轴系统低速启动时的磨损^[8],同时增大润滑油流量,降低轴承温升^[9]。



(a) 轴承示意图



(b) 瓦块内表面结构

图 1 轴承计算模型

1.1 润滑油膜压力分布分析

本文计算模型属于一种外部恒压供油的动静压混合轴承。在采用有限差分法求解雷诺方程时,静压腔的压力同时作为动压区域的边界,而静压腔压力是未知量,故先假定静压腔压力初始值作为求解雷诺方程的边界条件之一,以获取轴承油膜的压力场(动压),并计算出静压腔的润滑油流量。当流出静压腔的润滑油流量等于通过毛细管节流器流入静压腔的流量时,即可确定静压腔的压力和动压区的压力场。

轴颈表面与瓦块内表面(动压区)间的量纲一油膜厚度可以表示为^[10]

$$H = 1 + X \cos \theta + Y \sin \theta - M \cos(\theta - \beta) - \frac{\phi}{\phi} \sin(\theta - \beta) \quad (1)$$

式中: H 为量纲一油膜厚度; X 、 Y 为轴心在坐标轴上的量纲一位移; θ 为轴承上圆周坐标; M 为预载荷

系数; β 为瓦块支点角; ϕ 为瓦块绕铰支点的摆角; ψ 为间隙比。

静压腔的深度比轴承半径间隙大得多,腔内的压力视为等压^[11],为了简化计算,假定静压腔内不会产生动压。封油区的压力分布由以下量纲一二维雷诺方程得出

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] + \left(\frac{r}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left[H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right] = 6 \frac{\partial H}{\partial \theta} + 12 \frac{\partial H}{\partial \tau} \quad (2)$$

式中: P 为量纲一油膜压力; r 为转子半径; L 为瓦块宽度; Z 为量纲一轴向坐标; τ 为量纲一时间参数, $\tau = t\omega$, ω 为转子角速度。

求解雷诺方程的边界条件为

$$\left. \begin{aligned} P \Big|_{Z=\pm L/2} &= 0 \\ P \Big|_{\theta=\alpha_1, \alpha_2} &= 0 \\ P \Big|_{Z=l_1, l_2} &= P_{\text{static}} \\ P \Big|_{\theta=\mu_1, \mu_2} &= P_{\text{static}} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

1.2 轴承系统响应分析

轴颈的运动方程^[12]为

$$m \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} f_{ex} \\ f_{ey} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} mg \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

式中: m 为转子质量;等号右边各项分别为作用于轴颈的油膜力、外载荷以及转子的重力。将式(4)两边同除以 $mC\omega_s^2$,得其量纲一形式

$$\begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \gamma F_x \\ \gamma F_y \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} F_{ex} \\ F_{ey} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \lambda \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5)$$

式中:

$$\gamma = \frac{\eta L}{m\omega} \left(\frac{r}{C} \right)^3 \quad (6)$$

$$\lambda = \frac{g}{C\omega^2} \quad (7)$$

油膜力的量纲一表达式为

$$F_x = \int_0^{2\pi} \int_{-0.5}^{0.5} P \cos \theta d\theta dZ \quad (8)$$

$$F_y = \int_0^{2\pi} \int_{-0.5}^{0.5} P \sin \theta d\theta dZ \quad (9)$$

瓦块所受力偶矩平衡方程为

$$M_w = I_w \ddot{\phi} + C_b \dot{\phi} + K_b \phi \quad (10)$$

式中: M_w 为作用于瓦块上的油膜反力对其铰支点的力矩; I_w 为瓦块关于铰链中点处的转动惯量; K_b 与 C_b 分别为可倾瓦的摆动刚度和摆动阻尼。

1.3 轴承响应数值分析

以时间步长作为轴承响应的迭代步长。当轴承

的几何参数、轴心初始位置、瓦块摆角初始摆角等均设定完毕后,首先计算轴瓦油膜厚度以及轴承承载能力;然后计算轴颈运动方程以及瓦块摆动方程,获得此时刻的轴心加速度和瓦块摆动加速度;最后采用欧拉方法求取下一个时刻的轴承状态,包括轴心运动速度和位置、瓦块的摆动速度与摆角。当满足迭代步数要求时(设置的迭代步数足以使迭代收敛),迭代结束。欧拉方法的表达式为

$$\dot{R}(\tau + \Delta\tau) = \dot{R}(\tau) + \ddot{R}(\tau)\Delta\tau \quad (11)$$

$$R(\tau + \Delta\tau) = R(\tau) + \dot{R}(\tau + \Delta\tau)\Delta\tau \quad (12)$$

式中: R 可以分别取值为 X 、 Y 和 ϕ ; $\Delta\tau$ 为迭代时间步长。

2 算例分析

在 $C=0.06$ mm、 $M=0$ 、转速 $n=3\ 000$ r/min、 $m=28$ kg、供油压力 $p_s=2.0$ MPa的条件下,对动静压柔性铰链可倾瓦轴承受到阶跃载荷时主轴的径向跳动进行分析。

$$F_{ex}(\tau) = \begin{cases} 0, & 0 \leq \tau \leq 2\pi \\ 1.8, & \tau > 2\pi \end{cases} \quad (13)$$

$$F_{ey}(\tau) = 0, \quad \tau \geq 0 \quad (14)$$

式中: $F_{ex}(\tau)=1.8$ 相当于在主轴 X 方向加载304.6 N的载荷。

图2给出了阶跃载荷下轴心位移随时间的变化情况,其中:时间基准线为轴承受受到阶跃载荷的起点; T_p 为峰值时间; T_s 为过渡过程时间; d_p 为轴心位移最大偏移量,以最大过冲量作为它的衡量参数。最大过冲量的计算式为

$$M_p = \frac{X(T_p) - X_2(\infty)}{X_2(\infty) - X_1(\infty)} \times 100\% \quad (15)$$

式中: $X(T_p)$ 为轴承受受到阶跃载荷至轴心再次稳定时 X 方向的位移峰值; $X_1(\infty)$ 与 $X_2(\infty)$ 分别为加载前后轴心在 X 方向的位移稳定值。

如图2所示,在假设工况下,轴心从坐标原点出发,经过一定时间第1次稳定于点 $O_0(X_0=0.089\ 7, Y_0=0.003\ 54)$,当 $\tau=2\pi$ 即 $t=0.02$ s时,在主轴 X 方向上加入阶跃载荷,直至轴心轨迹第2次稳定于点 $O_1(X_1=0.195, Y_1=0.007\ 51)$ 这个过程中,轴心 X 方向位移出现过冲, $M_p=15.1\%$, $T_s=5.7$ ms。

下面就阶跃载荷下轴承的半径间隙、预载荷以及静压腔面积和宽长比对主轴径向跳动的分析进行讨论。

2.1 半径间隙的影响

图3给出了轴承突然受到阶跃载荷作用时,轴

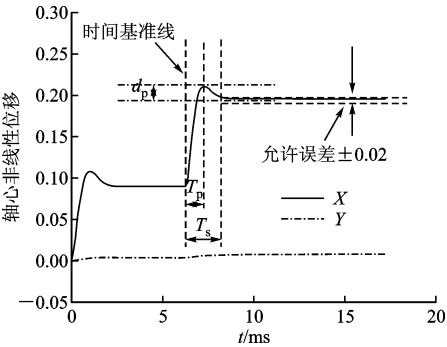
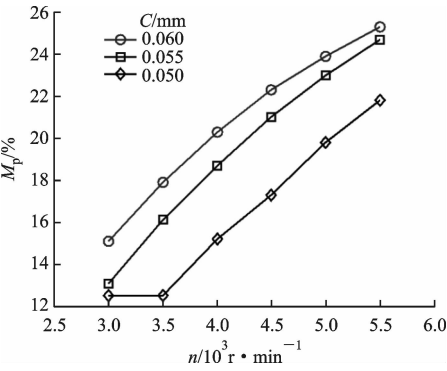
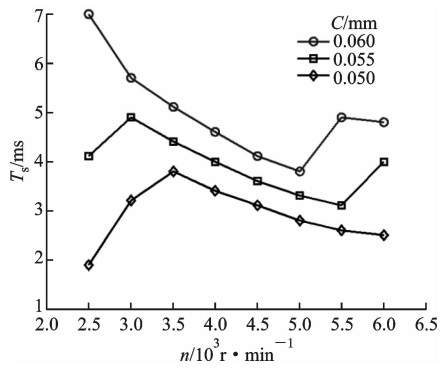


图 2 阶跃载荷下轴心轨迹的变化情况



(a)对最大过冲量的影响



(b)对过渡过程时间的影响

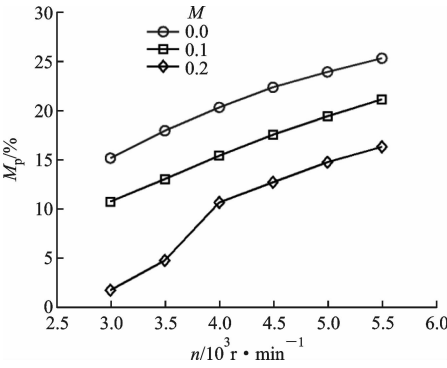
图 3 阶跃载荷下轴承半径间隙对最大过冲量和过渡过程时间的影响

承半径间隙对轴颈最大过冲量和过渡过程时间的影响。可以看出,随着 C 的减小, M_p 、 T_s 均有所降低。图 3a 中,同一半径间隙下, M_p 随着 n 的提高而增大,其中 $C=0.050\text{ mm}$ 时, n 从 $3\,000\text{ r/min}$ 提高到 $3\,500\text{ r/min}$, M_p 变化较小;图 3b 中,当 $C=0.060\text{ mm}$ 且 n 在 $2\,500\sim5\,000\text{ r/min}$ 范围内时, T_s 随着 n 的提高而降低,而在 $5\,000\sim5\,500\text{ r/min}$ 之间时趋势相反,随后 n 在 $5\,500\sim6\,000\text{ r/min}$ 范围内时, T_s 随着 n 的提高又呈现降低趋势; $C=0.055\text{ mm}$ 时,在整个转速范围内, T_s 随着 n 的提高呈现波动的特点,其中 n 在 $2\,500\sim3\,000\text{ r/min}$ 之间时, T_s 随

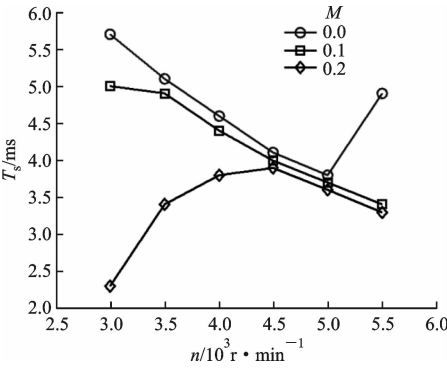
着 n 的提高而增大,而在 $3\,000\sim5\,500\text{ r/min}$ 之间时, T_s 呈现降低趋势,当 n 在 $5\,500\sim6\,000\text{ r/min}$ 之间时, T_s 又呈现增大趋势; $C=0.050\text{ mm}$ 时,在 $2\,500\sim3\,500\text{ r/min}$ 之间 T_s 随着 n 的提高而增大,而 n 大于 $3\,500\text{ r/min}$ 后趋势相反。

2.2 预载荷的影响

图 4 给出了轴承突然受到阶跃载荷作用时,轴承预载荷系数对轴颈最大过冲量和过渡过程时间的影响。由图 4a 可以看出,同一转速下, M 越大, M_p 越小,而在同一 M 值下, M_p 随着 n 的提高而增大。由图 4b 可以看出, M 越大, T_s 呈下降趋势,当 M 的值不同时,即使在同一速度范围, T_s 变化趋势不一样。在 $3\,000\sim4\,500\text{ r/min}$ 范围内, $M=0$ 和 $M=0.1$ 时 T_s 随 n 的提高而降低,而 $M=0.2$ 时却恰恰相反;在 $4\,500\sim5\,000\text{ r/min}$ 范围内时,3 个 M 值所对应的 T_s 变化趋势一样,都随 n 的提高而降低,且三者极其相近;当 n 大于 $5\,000\text{ r/min}$ 时, $M=0.1$ 和 $M=0.2$ 对应的 T_s 随着 n 的提高都呈现降低趋势,而 $M=0$ 的情况恰恰相反。



(a)对最大过冲量的影响



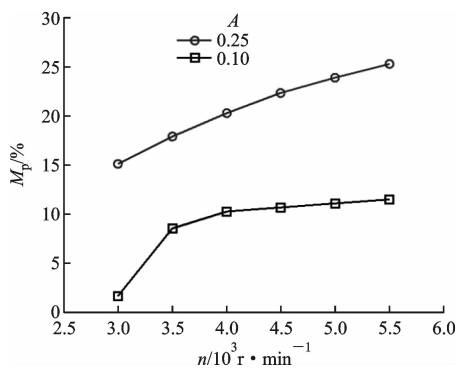
(b)对过渡过程时间的影响

图 4 阶跃载荷下预载荷系数对最大过冲量和过渡过程时间的影响

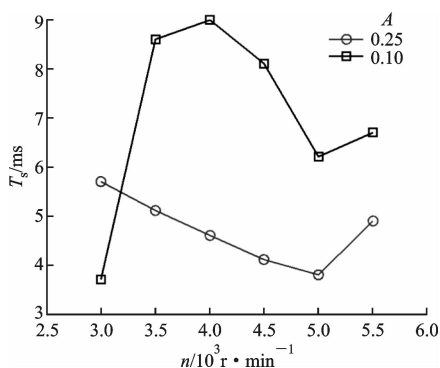
2.3 静压腔面积的影响

图 5 给出了轴承突然受到阶跃载荷作用时,静

压腔面积对轴颈最大过冲量和过渡过程时间的影响。图5中 A 为静压腔面积比, $A=S_{\text{静压腔}}/S_{\text{瓦块}}$ 。由图5a可以看出,同一转速下, A 值越小, M_p 越低;同一 A 值下, M_p 随着 n 的提高而增大。图5b中,当 $A=0.1$ 时,在整个转速范围内, T_s 呈现波动变化,其中, n 从3 000 r/min提高到3 500 r/min时, T_s 急剧增大;当 $A=0.25$ 时, n 为3 000~5 000 r/min时, T_s 随着 n 的提高而降低, n 大于5 000 r/min后趋势相反。



(a)对最大过冲量的影响



(b)对过渡过程时间的影响

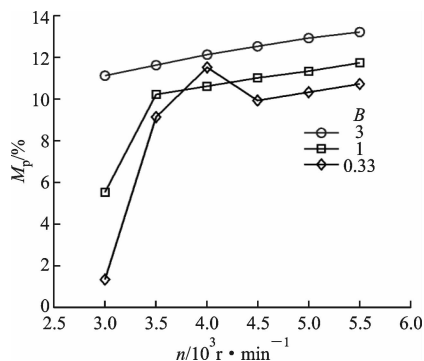
图5 阶跃载荷下静压腔面积对最大过冲量和过渡过程时间的影响

2.4 静压腔宽长比的影响

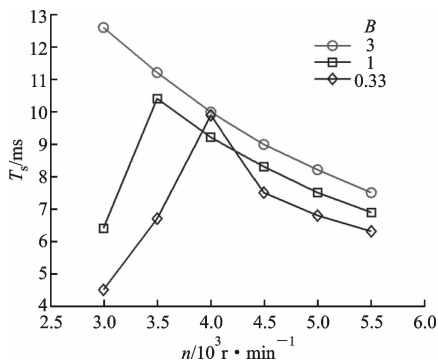
考虑3种不同静压腔划分形式,以宽长比作为描述参量,3种形式所对应的静压腔面积均为瓦块内表面积的1/10,即 $A=0.1$,静压腔的中心位置与瓦块中心位置一致。

图6给出了轴承突然受到阶跃载荷作用时,静压腔宽长比对轴颈最大过冲量和过渡过程时间的影响。图中 B 为静压腔宽长比, $B=b/a$, b 、 a 为油腔的宽和长。由图6a可以看出,除 $B=0.33$ 且 n 在3 500~4 500 r/min范围内时 M_p 出现波动外,同一 n 下, M_p 随着 B 减小而呈下降趋势,且同一 B 值下, M_p 随着 n 的提高而增大;由图6b可以看出,除

了在3 900~4 300 r/min的转速范围内 $B=0.33$ 和 $B=1$ 对应的 T_s 曲线出现交叉外,随着 B 减小, T_s 呈下降趋势。由图6b可以预测,存在一个转速 n_z ,在 n_z 前后 T_s 随 n 的变化呈现出相反的变化趋势,且 B 越小,该 n_z 值越大,如 $B=1$ 时, n_z 为3 500 r/min, $B=0.33$ 时, n_z 为4 000 r/min,结合曲线的趋势, $B=3$ 时, n_z 应该小于3 000 r/min。



(a)对最大过冲量的影响



(b)对过渡过程时间的影响

图6 阶跃载荷下静压腔宽长比对最大过冲量和过渡过程时间的影响

3 结 论

本文研究了动静压柔性铰链可倾瓦轴承在受到阶跃载荷作用时轴心位移的动态响应与轴承的半径间隙、预载荷以及静压腔的面积和宽长比等轴承主要参数之间的关系,可以得出以下结论。

(1)同一转速下,减小半径间隙或增大预载荷,都能使最大过冲量减小并缩短过渡过程时间,而减小静压腔面积能使最大过冲量减小。

(2)同一半径间隙或者预载荷或者静压腔面积下,过渡过程时间随转速的提高呈现先减小后增大或者先增大后减小的特点。

(3)最大过冲量随静压腔宽长比变小呈现减小趋势。同一宽长比下,过渡过程时间在某个转速前

后变化趋势相反,且宽长比越小,该节点值越大,在设计时需要合理选择静压腔的宽长比。

(4)在研究的工况范围内,最大过冲量随转速提高而增大。

(5)适当增大预载荷系数或者减小半径间隙,能够提高主轴的回转精度。

参考文献:

- [1] RODRIGUEZ E L, CHILDS W D. Frequency dependency of measured and predicted rotordynamic coefficients for a load-on-pad flexible-pivot tilting-pad bearing [J]. *Journal of Tribology*, 2006, 128: 388-395.
- [2] 许太强, 马金奎, 路长厚, 等. 瞬变载荷作用下滑动轴承动特性分析 [J]. *润滑与密封*, 2013, 38(4): 32-35.
XU Taiqiang, MA Jinkui, LU Changhou, et al. Dynamic analysis of a sliding bearing under transient loads [J]. *Lubrication Engineering*, 2013, 38(4): 32-35.
- [3] 马金奎. 滑动轴承非线性轴心轨迹的瞬态特性与周期特性研究 [D]. 济南: 山东大学, 2010: 29-31.
- [4] ZHANG H F, WU J H, XIE F, et al. Transient analysis of rotor-journal bearing system under large and dynamic loads [J]. *Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers*, 2012, 33(4): 271-279.
- [5] 周桂如. 流体润滑理论 [M]. 杭州: 浙江大学出版社, 1990: 161-167.

- [6] 黄平. 润滑数值计算方法 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2012: 8-11.
- [7] 秦宇, 冯之敬. 直梁型柔性铰链制造误差对刚度性能影响的建模与分析 [J]. *中国机械工程*, 2008, 19(18): 2182-2185.
QIN Yu, FENG Zhijing. Manufacture error of corner-filletted flexure hinge on the performance of the stiffness of theoretical modeling and analysis [J]. *China Mechanical Engineering*, 2008, 19(18): 2182-2185.
- [8] 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: 81-83.
- [9] 郭力, 李波, 伍毅刚. 动静压可倾瓦轴承有限元分析 [J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 1998, 25(1): 32-37.
GUO Li, LI Bo, WU Yigang. The finite element analysis of hybrid tilting-pad bearing [J]. *Journal of Hunan University (Natural Science)*, 1998, 25(1): 32-37.
- [10] 熊文涛. 柔性铰链可倾瓦轴承设计与性能研究 [D]. 济南: 山东大学, 2016: 11-12.
- [11] 孙恭寿, 冯明. 液体动静压混合轴承设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1993: 71-73.
- [12] RIMPEL A, KIM D. Rotordynamic performance of flexure pivot tilting pad gas bearing with vibration damper [J]. *Journal of Tribology*, 2009, 131: 1-13.

(编辑 武红江)

(上接第 32 页)

- [18] OJALA T, PIETIKAINEN M, MAENPAA T. Multi-resolution gray-scale and rotation invariant texture classification with local binary patterns [J]. *IEEE Transactions on Pattern Analysis & Machine Intelligence*, 2002, 24(7): 971-987.
- [19] VIOLA P, JONES M. Fast and robust classification using asymmetric AdaBoost and a detector cascade [J]. *Advances in Neural Information Processing Systems*, 2002, 14: 1311-1318.

- [20] KO B C, CHEONG K H, NAM J Y. Early fire detection algorithm based on irregular patterns of flames and hierarchical Bayesian networks [J]. *Fire Safety Journal*, 2010, 45(4): 262-270.
- [21] LI H, NGAN K N. Unsupervised video segmentation with low depth of field [J]. *IEEE Transactions on Circuits & Systems for Video Technology*, 2008, 17(12): 1742-1751.

(编辑 武红江)