

静压导轨误差均化效应影响因素研究

薛飞, 赵万华

(西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对一种实际的四油腔闭式静压导轨设计方案, 将导轨轮廓误差分解成具有不同波长的轮廓误差分量, 应用油膜厚度均化分析方法, 计算了不同轮廓误差分量对应的运动误差及静态均化系数. 分析表明, 轮廓误差分量的波长、油垫长度及运动直线度评定长度对静压导轨静态均化效应具有显著影响. 因此, 在设计时应优化油垫长度与运动直线度评定长度的比值, 使静压导轨均化效应对于较宽波长范围的轮廓误差分量得以增强, 从而减小运动误差与轮廓误差的比值, 在提高导轨运动精度的同时降低其加工难度.

关键词: 静压导轨; 运动误差; 均化效应

中图分类号: TH115 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2010)11-0033-04

Influencing Factors on Error Averaging Effect of Hydrostatic Guideways

XUE Fei, ZHAO Wanhua

(State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A new method is proposed to quantitatively analyze the motion errors of a typical closed hydrostatic guideway with four pads. The average film thickness is defined and the film re-action force variation is evaluated. A practical design is analyzed by the method, and the averaging coefficients with respect to profile error components with different wavelength are calculated. It is shown that the wavelength of profile error components, the length of the pad and the evaluation range of the motion straightness are the main influencing factors on the averaging effect of hydrostatic guideways. The ratio of pad length to motion straightness evaluation range ought to be optimized to make the averaging effect be more significant in a wider wavelength range of the profile error component, so as to improve the hydrostatic guideway precision and lower fabricating difficulty.

Keywords: hydrostatic guideway; motion error; averaging effect

静压导轨具有高运动精度、高刚度的特点, 因而在坐标测量机及超精密机床中得到广泛应用^[1-2]. 在滑块运动过程中, 导轨轮廓误差使油膜厚度不断发生变化并随之产生油膜承载力的波动, 滑块为保持平衡状态不得不偏离理想运动轨迹而产生运动误差^[3]. 近年来, 有学者对静压导轨的运动误差产生的原因及规律进行了研究^[3-6], 但在系统建模时几乎都没有考虑恒压式静压导轨中节流元件的作用, 也未提及评定长度对运动误差的影响. 本文针对一种四

油腔闭式静压导轨的实际设计方案, 通过几何误差建模和静力学分析计算了静载荷状态下导轨的运动误差, 研究了滑块位移、油垫长度及运动误差评定长度等主要参数对均化效应的影响, 为静压导轨的结构及精度设计提出了建议.

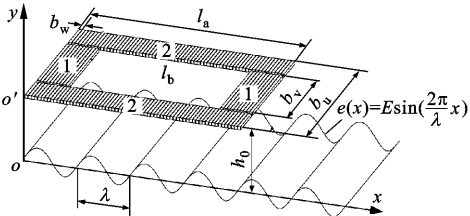
1 单油垫油膜承载力的波动规律分析

1.1 油膜几何模型的建立

如图1所示, x 为滑块运动方向, 假设 $e(x)$ 为正

弦函数,忽略沿滑块宽度方向的导轨轮廓误差变化,则在任意位置封油面的油膜厚度为

$$h(x) = h_0 - E\sin\left(\frac{2\pi x}{\lambda}\right) \tag{1}$$



1:宽度方向油膜;2:长度方向油膜; l_a :油垫长度; l_b :油腔长度;
 b_u :油垫宽度; b_v :油腔宽度; b_w :油膜离散单元宽度;
 h_0 :理论油膜厚度; $e(x)$:轮廓误差函数;
 E :轮廓误差幅值; λ :轮廓误差波长

图 1 导轨轮廓误差及油垫结构示意图

将封油面油膜沿 x 方向离散成 N 个宽度为 b_w 的微单元,设第 i 个单元的面积 A_i ,封油面油膜的总面积为 A ,当油垫原点 o' 在任意位置时,该单元对应的油膜厚度为 $h(x_i)$, x_i 为第 i 个单元对应的位置,此时的平均油膜厚度为

$$h_a(x) = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^N h(x_i) A_i \tag{2}$$

当 o' 从任意位置 x 向前移动 Δx 时,设油膜 1 和 2 的体积变化量分别为 ΔV_1 和 ΔV_2 ,当 o' 从任意位置 ($x=x_1$) 运动到 $x=x_2$ 时,平均油膜厚度的变化量为

$$\Delta h_a = \frac{1}{A} \left(\int_{x_1}^{x_2} \Delta V_1 + \int_{x_1}^{x_2} \Delta V_2 \right) \tag{3}$$

则 o' 处于任意位置 x 时,有

$$h_a(x) = h_a(0) + \Delta h_a \Big|_0^x \tag{4}$$

1.2 油膜承载力的计算

假设润滑油为不可压缩的黏性流体,供油压力 p_s 和润滑油的动力黏度 η 恒定不变,基于平行平板间黏性流体的 Poiseuille 流动模型^[7]来分析封油面油膜的厚度分布,并用 $h_a(x)$ 替代 $h(x)$,封油面流阻满足

$$R(x) = \frac{3\eta}{h_a(x)^3 (l_b/(b_u - b_v) + b_v/(l_a - l_b))} \tag{5}$$

若节流器流阻为 $R_c(x)$, p_s 为供油压力,则油腔工作压力满足

$$p_0(x) = \frac{p_s}{R_c(x)/R(x) + 1} \tag{6}$$

而油膜承载力的变化量

$$f_e(x) = (p_0(x) - p_0(0)) A_e \tag{7}$$

式中: A_e 为油膜有效承载面积.

2 四油腔闭式静压导轨的静力学分析

如图 2 所示,假设导向面 I 和导向面 II 的轮廓误差沿 x 方向为波长和幅值相同的正弦函数,导向面 II 的轮廓误差相对导向面 I 的轮廓误差沿 x 方向存在相位差 φ ,当滑块运动到任意位置时,四油腔闭式静压导轨均可等效为如图 3 所示的力学模型(不考虑动态特性).其中

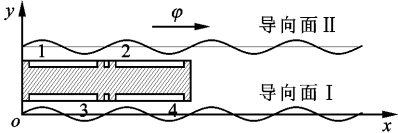
$$e_j(x) = m e_y(x) + n \delta_y(x) l'; \quad f_j(x) = f_{ej}(x) + f_{bj}(x), \quad j = 1, 2, 3, 4$$

式中: $e_y(x)$ 为滑块线位移运动误差; $\delta_y(x)$ 为俯仰角(或俯仰角)误差; $f_{ej}(x)$ 为滑块运动过程中作用在各油垫上的油膜承载力的变化量; $f_{bj}(x)$ 为各油垫上产生的油膜平衡力; m, n 表示方向系数,对于 1~4 号油腔, m 分别取 -1、-1、1 和 1, n 分别取 1、-1、-1 和 1.

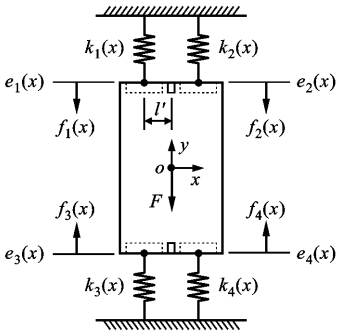
当滑块在初始位置时,各油垫的油膜承载力合力需与外载荷平衡,在运动过程中,各油腔 $f_j(x)$ 的合力需始终为 0,使滑块维持平衡状态,即应满足

$$\sum_{j=1}^4 m f_j(x) = 0; \quad \sum_{j=1}^4 n f_j(x) l' = 0 \tag{8}$$

将油膜等效为线性弹簧单元,则各油垫受到的油膜平衡力为



1~4:油腔编号; x :滑块运动方向; y :滑块偏移方向
图 2 四油腔闭式静压导轨结构及导轨轮廓误差



$k_1(x) \sim k_4(x)$:油膜刚度; $e_1(x) \sim e_4(x)$:油腔中心的偏移量;
 $f_1(x) \sim f_4(x)$:油垫作用力; l' :滑块中心到各油垫中心的垂直距离; F :外载荷
图 3 闭式静压导轨等效模型

$$f_{bj}(x)=-k_j(x)e_j(x) \tag{9}$$

将式(7)和式(9)代入式(8),得到滑块运动误差与 $f_{ej}(x)$ 之间的关系为

$$\begin{bmatrix} e_y(x) \\ \delta_y(x) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(\zeta_1+\zeta_2) & -(\zeta_1-\zeta_2) & (\zeta_1+\zeta_2) & (\zeta_1-\zeta_2) \\ \frac{1}{l'}(\zeta_1+\zeta_2) & -\frac{1}{l'}(\zeta_1-\zeta_2) & -\frac{1}{l'}(\zeta_1+\zeta_2) & \frac{1}{l'}(\zeta_1-\zeta_2) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f_{e1}(x) \\ f_{e2}(x) \\ f_{e3}(x) \\ f_{e4}(x) \end{bmatrix} \tag{10}$$

式中: ζ_1 和 ζ_2 为刚度系数,并满足

$$\zeta_1 = \frac{\sum_{j=1}^4 k_j(x)}{\left(\sum_{j=1}^4 k_j(x)\right)^2 - \left(\sum_{j=1}^4 m_j n_j k_j(x)\right)^2}$$
$$\zeta_2 = \frac{\sum_{j=1}^4 m_j n_j k_j(x)}{\left(\sum_{j=1}^4 k_j(x)\right)^2 - \left(\sum_{j=1}^4 m_j n_j k_j(x)\right)^2}$$

3 静压导轨均化效应的影响因素分析

3.1 分析对象

针对一台超精密机床 LGF750 的直线轴静压导轨设计方案,分析了导轨轮廓误差及滑块设计参数对均化效应的影响.表 1 给出了 LGF750 中一组导轨的主要系统参数.本文将导轨轮廓误差分解为具有不同波长的轮廓误差分量,采用两端点连线法计算了各分量对应的轮廓误差和运动直线度误差.

表 1 导轨结构及供油系统参数

l_a/mm	300
b_u/mm	50
封油面宽度/mm	15
$h_o/\mu\text{m}$	20
p_s/MPa	6
$\eta/\text{Pa}\cdot\text{s}$	0.061 5

3.2 轮廓误差对均化效应的影响

当两导向面轮廓误差分量同相时,对置油垫(如油垫 1、3 或 2、4)的油膜承载力的变化量始终大小相等且方向相反.由式(10)可见,对置油垫的油膜承载力变化量的差值越大,滑块运动的误差越大.因此,滑块运动的误差在两导向面轮廓误差分量同相

时达到最大值.

由图 4 可见,轮廓误差分量的波长是均化效应的主要影响因素.定义运动直线度误差与轮廓误差的比值为均化系数 n_e , l_a 与 λ 的比值为波长系数 n_λ .当 $n_\lambda>0.5(\lambda<2l_a)$ 时, n_e 随 n_λ 的增大呈周期性的递减趋势,因此油膜的均化效应很明显.当 $n_\lambda<0.5(\lambda>2l_a)$ 时, n_e 随 n_λ 的减小单调递增并趋近于 1.

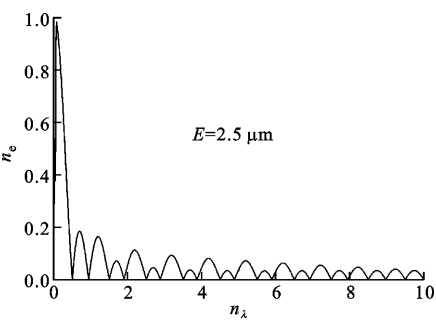


图 4 n_e 随 n_λ 的变化曲线

3.3 主要设计参数对均化效应的影响

图 5 和图 6 分析了油垫长度及运动直线度评定长度 l_e 对均化效应的影响.通过分析表明,滑块运动偏移轨迹是与轮廓误差分量具有相同波长的正弦轨迹,当滑块位移 δ_x 从 0 增加到 λ 时,滑块运动偏移轨迹的最小包络区域逐渐增大,直到 $\delta_x=\lambda$ 时达到最大.当 δ_x 继续增大时,最小包络区域不再增大,也就是对于 $\lambda\leq\delta_x$,即 $n_\lambda\geq l_a/\delta_x$ 的轮廓误差分量, n_e 均可达到最大值.图 4 给出的曲线是在 $l_a=0.3\text{ m}$, $\delta_x=3\text{ m}$ 时计算求得的,即在 $n_\lambda\geq 0.1$ 的整个区间,各轮廓误差分量对应的 n_e 都能达到最大值.

图 5 给出了 $l_a=0.3\text{ m}$ 时不同滑块位移对应的均化系数曲线,可以看出,滑块位移越小,均化效应越明显,并且在 $\delta_x<\lambda$,即 $n_\lambda<l_a/\delta_x$ 时, n_e 相对图 4 对应的最大值呈明显衰减趋势.由于 δ_x 对静压导轨的均化效应影响显著,所以在导轨设计时必须首先确定 l_e .

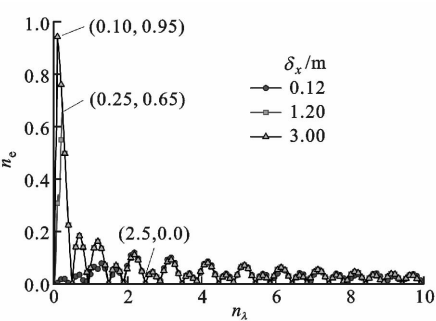


图 5 不同 δ_x 时 n_e 随 n_λ 的变化曲线

图6分析了 $\delta_x = 120$ mm时,不同 l_a 对应的均化系数曲线,可以看出 l_a 越大, n_e 的衰减区域越宽.

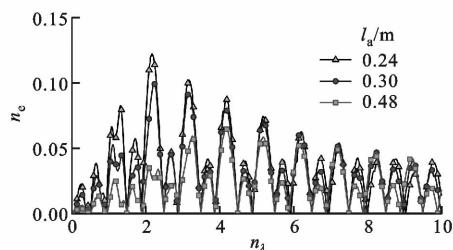


图6 不同 l_a 时 n_e 随 n_λ 的变化曲线

4 结 论

本文采用油膜厚度均化分析的方法,计算了四油腔闭式静压导轨的运动误差,并分析了静压导轨误差均化效应的影响因素.研究表明:轮廓误差分量的波长是误差均化效应的主要影响因素,当 $\lambda < 2 l_a$ 时, n_e 随 λ 的减小呈周期性的递减趋势;当 $\lambda > 2 l_a$ 时, n_e 随 λ 的增大而单调递增并逐渐趋近于1.由于轮廓误差分量处于 $n_\lambda < l_a/l_e$ 范围内时, n_e 相对它的最大值有明显衰减,因此在静压导轨设计时,应首先确定最大运动直线度误差及其评定长度,然后优化它们的取值,以提高导轨运动精度并降低其加工难度.

参考文献:

- [1] ZURCHER N, ATCHLEY G, HOBSON W, et al. Design of instruments for the measurement of large-size anamorphic optical components [J]. Proceedings of SPIE, 1993, 1993: 75-85.
- [2] SCHELLEKENS P, ROSIELLE N, VERMEULEN H, et al. Design for precision: current status and trends [J]. CIRP Annals: Manufacturing Technology, 1998, 47(2): 557-586.
- [3] SHAMOTO E, PARK C H, MORIWAKI T. Analysis and improvement of motion accuracy of hydrostatic feed table [J]. CIRP Annals: Manufacturing Technol-

ogy, 2001, 50(1): 285-290.

- [4] EKINCI T O, MAYER J R R, CLOUTIER G M. Investigation of accuracy of aerostatic guideways [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2009, 49(6): 478-487.
- [5] EKINCI T O, MAYER J R R. Relationships between straightness and angular kinematic errors in machines [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2007, 47(12/13): 1997-2004.
- [6] 叶树亮, 李东升. 应用有限体积法研究空气静压导轨力学特性 [J]. 光学精密工程, 2008, 16(5): 809-814.
YE Shuliang, LI Dongsheng. Study on mechanical characteristics of aerostatic bearing with finite volume method [J]. Optics and Precision Engineering, 2008, 16(5): 809-814.
- [7] KRAUSE E. Fluid mechanics [M]. Berlin, Germany: Springer, 2005: 22-23.

[本刊相关文献链接]

- 重叠保留最小均方误差块线性均衡和块噪声预测算法. 西安交通大学学报, 2010, 44(8): 68-71.
- 柔性测量臂运动学建模及参数标定方法. 西安交通大学学报, 2010, 44(8): 122-126.
- 结合分割逼近和粒子群法的燃气轮机叶片轮廓度误差计算. 西安交通大学学报, 2010, 44(7): 42-45.
- 平面蜗轮连续分度飞削加工及工艺试验研究. 西安交通大学学报, 2010, 44(7): 95-99.
- 旋转轴与平移轴联动误差的快速测量及溯源. 西安交通大学学报, 2010, 44(5): 80-84.
- 一种多率采样的在线支持向量回归及应用. 西安交通大学学报, 2010, 44(3): 37-41.
- 伺服系统 Hammerstein 非线性模型及参数辨识方法研究. 西安交通大学学报, 2010, 44(3): 42-46.
- 大型厚壁筒体斜插弯管接头应力特征有限元快速预测. 西安交通大学学报, 2010, 44(3): 68-71.

(编辑 管咏梅)