



机械工程学报
Journal of Mechanical Engineering
ISSN 0577-6686, CN 11-2187/TH

《机械工程学报》网络首发论文

题目: PM 流量控制器参数对液体静压导轨运动精度影响的研究
作者: 施晨淳, 王振忠, 彭云峰, 李陈磊, 孔刘伟
收稿日期: 2019-03-11
网络首发日期: 2019-12-25
引用格式: 施晨淳, 王振忠, 彭云峰, 李陈磊, 孔刘伟. PM 流量控制器参数对液体静压导轨运动精度影响的研究[J/OL]. 机械工程学报.
<http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2187.TH.20191224.1302.106.html>



网络首发: 在编辑部工作流程中, 稿件从录用到出版要经历录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿等阶段。录用定稿指内容已经确定, 且通过同行评议、主编终审同意刊用的稿件。排版定稿指录用定稿按照期刊特定版式(包括网络呈现版式)排版后的稿件, 可暂不确定出版年、卷、期和页码。整期汇编定稿指出版年、卷、期、页码均已确定的印刷或数字出版的整期汇编稿件。录用定稿网络首发稿件内容必须符合《出版管理条例》和《期刊出版管理规定》的有关规定; 学术研究成果具有创新性、科学性和先进性, 符合编辑部对刊文的录用要求, 不存在学术不端行为及其他侵权行为; 稿件内容应基本符合国家有关书刊编辑、出版的技术标准, 正确使用和统一规范语言文字、符号、数字、外文字母、法定计量单位及地图标注等。为确保录用定稿网络首发的严肃性, 录用定稿一经发布, 不得修改论文题目、作者、机构名称和学术内容, 只可基于编辑规范进行少量文字的修改。

出版确认: 纸质期刊编辑部通过与《中国学术期刊(光盘版)》电子杂志社有限公司签约, 在《中国学术期刊(网络版)》出版传播平台上创办与纸质期刊内容一致的网络版, 以单篇或整期出版形式, 在印刷出版之前刊发论文的录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿。因为《中国学术期刊(网络版)》是国家新闻出版广电总局批准的网络连续型出版物(ISSN 2096-4188, CN 11-6037/Z), 所以签约期刊的网络版上网络首发论文视为正式出版。

PM 流量控制器参数对液体静压导轨运动精度影响的研究*

施晨淳 王振忠 彭云峰 李陈磊 孔刘伟

(厦门大学机电工程系 厦门 361005)

摘要：液体静压导轨在超精密机床中广泛应用，其运动误差直接影响被加工件表面精度，因此，针对液体静压导轨运动精度的研究并不少见。然而，上述研究涉及的建模方法都具有一定的简化处理，并且少有考虑恒压式液体静压导轨中关键元件节流器的影响作用。基于运动学理论，直接建立四油垫闭式液体静压导轨准静态理论模型，研究 PM 流量控制器参数对运动精度的影响。分析表明，该节流器三个关键参数不影响运动误差曲线波峰波谷的出现位置，但会影响运动误差的波动程度和 PV 值。通过油膜反力波动分析可以解释运动误差变化机理，油膜反力波动越剧烈，运动误差变化也越显著。相对于其他两个参数比流量 K_r 和供油压力 P_s ，初始流量 Q_0 对运动精度的影响较为显著。研究工作旨在为 PM 流量控制器关键参数的选取提供理论参考。

关键词：液体静压导轨；运动精度；PM 流量控制器；运动误差

中图分类号：TH133

Influence of PM Controller Parameters on Motion Accuracy of Hydrostatic Guideways

SHI Chenchun WANG Zhenzhong PENG Yunfeng LI Chenlei KONG Liuwei

(Department of Mechanical and Electrical Engineering, Xiamen University, Xiamen 361005)

Abstract: Hydrostatic guideways are widely applied in ultra-precision machine tools, and the motion errors directly affects the surface accuracy of machined workpiece, so there are many researches on the motion accuracy of hydrostatic guideways. However, the models of aforementioned researches almost involve simplification, besides, the influence of the restrictor, which is considered as the key component in hydrostatic guideways, on the motion accuracy is also rarely taken into consideration. In this paper, based on kinematical theory, quasi-static theoretical model of closed hydrostatic guideway with four pads is established directly, and the effect of PM controller parameters on motion accuracy of hydrostatic guideways is analyzed. It can be found that, the position of peaks and valleys of motion error curves are not affected by the three key parameters of PM controller, but the fluctuation and PV value of motion errors. The variation mechanism of motion errors can be interpreted by the analysis of oil film reaction forces, the intense the variations of those forces, the more obvious the fluctuations of motion errors. Compared to the flow ratio K_r and the supply pressure P_s , the initial flow Q_0 does have the more significant effect on motion accuracy. The research provides some reference value for the design of the hydrostatic guideways based on the PM controller.

Key words: hydrostatic guideways; motion accuracy; PM controller; motion error

0 前言

液体静压导轨因具有高运动精度、低摩擦阻力、高服役寿命以及良好的抗振性能等优点，而在超精密机床和超精密测量仪器中均有着广泛的应用^[1-3]。

由于液体静压导轨运动误差直接影响被加工件表面精度，所以众多学者针对液体静压导轨的运动精度进行了深入的研究。ZHA 等^[4]将压力油膜简化为线性弹簧单元，建立了开式液体静压导轨静态分析模型，研究了油垫中心距与导轨面波长比值对运动直线度的影响。SHAMOTO 等^[5]采用有限元方法静态分析了单个油垫油膜反力与导轨面几何误差之间的关系，并基于传递函数建立了运动误差分析模型。

* 国家科技重大专项资助项目(2017ZX04022001-207)。20190311 收到初稿，20190810 收到修改稿

XUE 等^[6]通过对油垫处的油膜厚度进行均化处理,研究了液体静压导轨的误差均化效应,基于理论分析,给出了降低线性位移运动误差的设计建议。PARK 等^[7]基于传递函数方法研究了运动误差,并提出了一种修正加工算法,以改善液体静压工作台的运动精度。

然而,上述建模方法都涉及一定的简化处理,并且几乎都未考虑恒压式液体静压导轨中节流器的影响作用。节流器作为恒压供油液体静压导轨系统中不可或缺的关键元件,它能够自动调节油腔压力,使恒压供油静压导轨系统具有相应的油膜承载力和油膜刚度,因此,节流器参数对液体静压导轨运动精度的影响不可忽视。PM 流量控制器是德国 Hyprostatik 公司开发设计的一种预压预调型单面薄膜反馈节流器^[8],属于可变节流器,常作为关键元件应用于超精密机床。目前,关于 PM 流量控制器参数对液体静压导轨运动精度影响的研究则更为少见。

课题组承担“高档数控机床与基础制造装备”科技重大专项子课题“大口径光学非球面超精密磨削机床研制”,面向磨削元件最大尺寸 $1\ 300\text{ mm}\times 750\text{ mm}\times 550\text{ mm}$,其中要求 $530\text{ mm}\times 530\text{ mm}$ 非球面面形精度 $PV\leq 5\ \mu\text{m}$ 。加工精度是衡量机床工作性能的重要标准,液体静压导轨作为机床关键部件,其运动精度对实现工件精度至关重要,被加工件表面精度是否达标直接受到液体静压导轨运动误差的影响^[4-7]。本文基于运动学理论,以四油垫闭

式液体静压导轨为研究对象,尝试直接建立准静态理论模型,主要研究 PM 流量控制器参数对运动精度的影响。

1 准静态理论模型

大口径光学非球面超精密磨削机床整机为立柱移动式数控卧轴矩台平面磨床结构,如图 1 所示,整体采用模块化结构。X、Y、Z 三直线轴均采用拼块式液体静压导轨结构,其中,图 1b 为 X 轴液体静压闭式导轨,工作台通过螺栓与静压滑块固接,由滚珠丝杠进行驱动。本文采用图 2 所示的四油垫闭式液体静压导轨结构^[6, 9-10]建立准静态理论模型,主要分析 PM 流量控制器参数对液体静压导轨运动精度的影响,为超精密机床液体静压导轨 PM 流量控制器关键参数的选取提供设计参考。

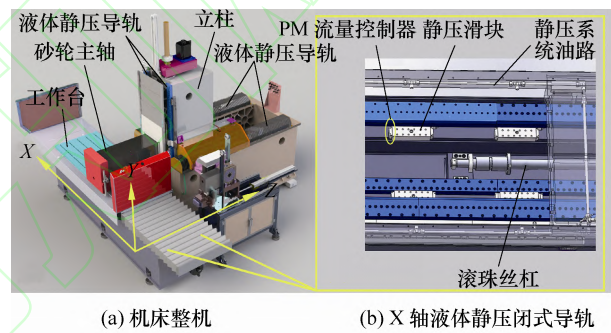


图 1 大口径光学非球面超精密磨削机床整机

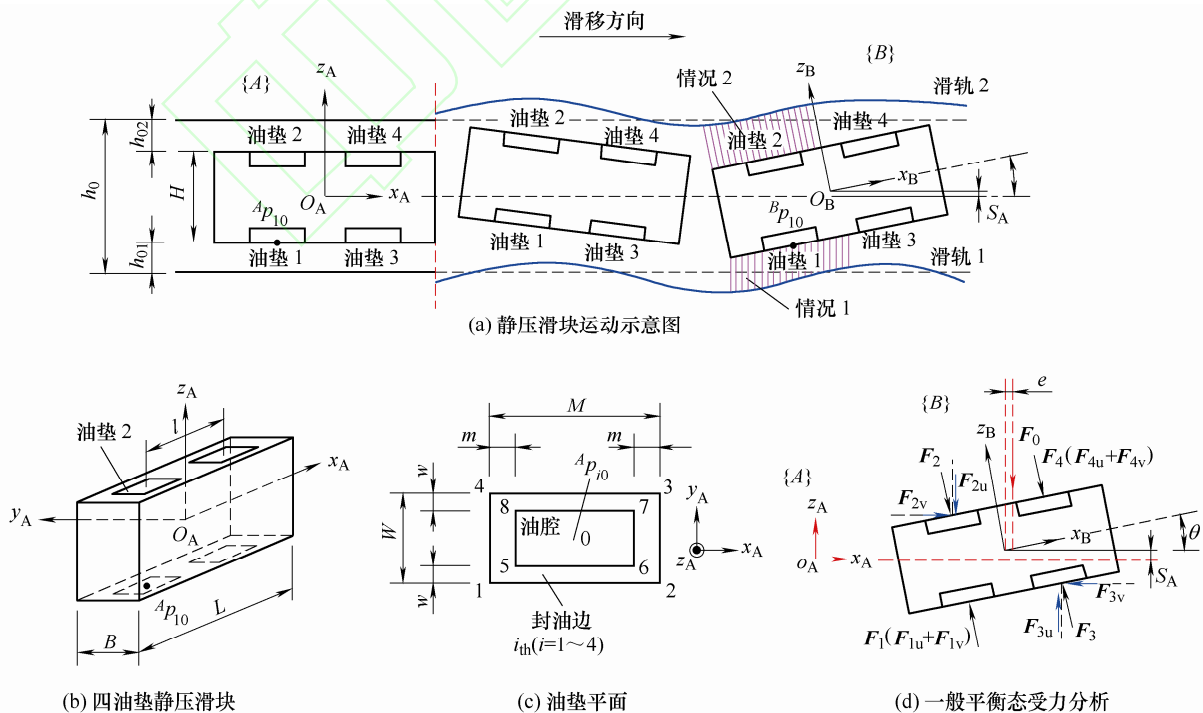


图 2 四油垫闭式液体静压导轨

1.1 四油垫闭式液体静压导轨

图 2b 为四油垫液体静压滑块, 滑块的长、宽和高分别为 L 、 B 和 H 。四个矩形油垫对称分布, 尺寸结构相同, 图 2c 为单个油垫 z_A 轴负方向投影图, 单个油垫由矩形油腔和环形封油面组成, 油垫长度和宽度分别为 M 和 W , 油腔长度和宽度分别为 $M-2m$ 和 $W-2w$, 点 0~8 为油垫平面内的 9 个点。滑块任意一侧两个油垫的中心距为 l 。

如图 2b, 以滑块质心为原点建立笛卡尔直角坐标系 $\{A\}$, o_{Ax_A} 轴为滑块长度方向, o_{Ay_A} 轴为滑块宽度方向, o_{Az_A} 轴为滑块高度方向。假设图 2a 所示的导轨面 1 和导轨面 2 均为理想平面, 并与 $o_{Ax_Ay_A}$ 平行, 并且 $h_{01}=h_{02}$, 则认为滑块处于特殊平衡态。然而, 由于加工误差的存在, 实际导轨面 1 和导轨面 2 不可能为理想平面, 而是具有一定波形的曲面, 这里不考虑导轨面 1 和导轨面 2 在 o_{Ay_A} 轴方向的波形误差, 只考虑 o_{Ax_A} 轴方向的波形误差^[4, 6, 9-10], 所以, 当四油垫滑块沿着 o_{Ax_A} 轴方向运动时, 既有上下移动又有前后摆动, 即位移动误差 s_A 和角度运动误差 θ 。特殊平衡态时, 滑块的两个运动误差均为零。

如图 2a 所示, 本文定义坐标系 $\{A\}$ 为特殊平衡态, 而坐标系 $\{B\}$ 为一般平衡态, 两种平衡态下的滑块所受合力和合力矩均为零。基于运动学理论^[11], 滑块上任一点 p 在两坐标系 $\{A\}$ 和 $\{B\}$ 中的描述 ${}^A p$ 和 ${}^B p$ 具有以下变换关系

$${}^A p = {}^A_B R {}^B p + {}^A p_{Bo} \quad (1)$$

式中, 旋转矩阵 ${}^A_B R$ 表示坐标系 $\{B\}$ 相对于坐标系 $\{A\}$ 的方位, ${}^A p_{Bo}$ 表示 $\{B\}$ 相对于 $\{A\}$ 的平移矢量。 ${}^A_B R$ 和 ${}^A p_{Bo}$ 的表达式分别为

$${}^A_B R = R(y, \theta) = \begin{bmatrix} \cos\theta & 0 & \sin\theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\theta & 0 & \cos\theta \end{bmatrix} \quad (2)$$

$${}^A p_{Bo} = \begin{bmatrix} x_A \\ 0 \\ s_A \end{bmatrix} \quad (3)$$

根据式(1)~(3), 并以坐标系 $\{A\}$ 为基准, 可以对坐标系 $\{B\}$ 时滑块的位姿进行描述。如图 2b 所示, 以 i 表示油垫编号, 则 $i=1\sim 4$; 如图 2c 所示, 以 j 表示油垫平面内点的编号, 则 $j=0\sim 8$ 。 ${}^A p_{ij}$ 和 ${}^B p_{ij}$ 分别表示四油垫静压滑块第 i 个油垫第 j 个点在坐标系 $\{A\}$ 和 $\{B\}$ 内的坐标。例如, ${}^B p_{10}$ 表示为

$${}^B p_{10} = [-l/2 \quad 0 \quad -H/2]^T \quad (4)$$

那么, 根据式(1)~(3), 有

$$\begin{aligned} {}^A p_{10} &= \begin{bmatrix} {}^A p_{10x} \\ {}^A p_{10y} \\ {}^A p_{10z} \end{bmatrix} = {}^A_B R {}^B p_{10} + {}^A p_{Bo} \\ &= \begin{bmatrix} \cos\theta & 0 & \sin\theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\theta & 0 & \cos\theta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -l/2 \\ 0 \\ -H/2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} x_A \\ 0 \\ s_A \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} x_A - \frac{l}{2} \cos\theta - \frac{H}{2} \sin\theta \\ 0 \\ s_A - \frac{H}{2} \cos\theta + \frac{l}{2} \sin\theta \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5)$$

油垫 1 和油垫 3 在同一平面内, 记该平面方程为 Z_{13} ; 油垫 2 和油垫 4 在另一平面内, 记该平面方程为 Z_{24} 。则有

$$Z_{13} = -\tan\theta \cdot X + \tan\theta \cdot {}^A p_{10x} + {}^A p_{10z} \quad (6)$$

$$Z_{24} = -\tan\theta \cdot X + \tan\theta \cdot {}^A p_{20x} + {}^A p_{20z} \quad (7)$$

应该指出, 若把式(6)和(7)等效看成平面 $o_{Ax_Az_A}$ 内的二维直线方程, 则当 θ 为正时, 直线斜率为 $-\tan\theta$ 是负值, 而当 θ 为负时, 直线斜率仍是 $-\tan\theta$ 但为正值。由于四油垫闭式液体静压导轨运动误差的特点, 两个平面方程只有绕 o_{By_B} 轴的旋转量 θ 和沿 o_{Az_A} 轴方向的移动量 s_A , 故式(6)和(7)中不涉及变量 Y 。

根据文献[4, 6, 9-10], 导轨面 1 和导轨面 2 的轮廓是弦波, 则有对应的波形方程 Z_1 和 Z_2 为

$$Z_1 = E_1 \sin\left[\frac{2\pi}{\lambda_1} \cdot \left(X - \frac{L}{2}\right) + \phi_1\right] - \frac{h_0}{2} \quad (8)$$

$$Z_2 = E_2 \sin\left[\frac{2\pi}{\lambda_2} \cdot \left(X - \frac{L}{2}\right) + \phi_2\right] + \frac{h_0}{2} \quad (9)$$

式中, E_1 、 E_2 , λ_1 、 λ_2 , ϕ_1 、 ϕ_2 分别为导轨面 1 和导轨面 2 的幅值、波长和相角。

1.2 平均油膜厚度

如图 2a 所示, 坐标系 $\{A\}$ 时滑块处于特殊平衡态, 且两导轨面均为理想平面, 所以, 滑块一侧与导轨面之间的油膜厚度处处相等, 而坐标系 $\{B\}$ 时滑块处于一般平衡态, 不能忽略两个运动误差的存在, 且两导轨面也非理想平面, 而是波形曲面, 因此, 一般平衡态时, 滑块一侧与配合导轨面之间的油膜厚度并非处处相等。文献[4, 9]提出了导轨面轮廓为弦波时的平均油膜厚度计算方法, 具体的, 平均油膜厚度是指环形封油面与对应的波形导轨面之间的平均距离。本文参考但略不同于此方法, 用以计算坐标系 $\{B\}$ 时滑块四个油垫处的平均油膜厚度。如图 2a 所示, CASE1 表示油膜厚度方向垂

直于 $o_A x_A$ 轴, CASE2 表示油膜厚度方向垂直于油垫平面, 本文选用 CASE1 计算平均油膜厚度 h_a , 则有

$$h_a = \frac{V_{1234} - V_{5678}}{A_{\text{land}}} \quad (10)$$

其中, 如图 2c 所示, V_{1234} 表示矩形平面 1234 范围内的油膜体积, V_{5678} 表示矩形平面 5678 范围内的油膜体积, A_{land} 表示环形封油面在 $o_A x_A y_A$ 的投影面积。由于滑块四个矩形油垫对称分布, 并且尺寸结构也均相同, 所以有

$$A_{\text{land}} = A_{\text{land}i} = 2w \left(\int_{p_{11x}}^{p_{12x}} - \int_{p_{11y}}^{p_{12y}} \right) (Z_{13} - Z_1) dX - \int_{p_{15y}}^{p_{18y}} \int_{p_{15x}}^{p_{16x}} (Z_{13} - Z_1) dX \quad (i=1 \sim 4) \quad (11)$$

根据式(6)~(10), 四个油垫处的平均油膜厚度分别为:

$$h_{a1} = \frac{1}{A_{\text{land}}} \cdot \left(\int_{p_{11y}}^{p_{14y}} dY \int_{p_{11x}}^{p_{12x}} (Z_{13} - Z_1) dX - \int_{p_{15y}}^{p_{18y}} dY \int_{p_{15x}}^{p_{16x}} (Z_{13} - Z_1) dX \right) \quad (12)$$

$$h_{a3} = \frac{1}{A_{\text{land}}} \cdot \left(\int_{p_{31y}}^{p_{34y}} dY \int_{p_{31x}}^{p_{32x}} (Z_{13} - Z_1) dX - \int_{p_{35y}}^{p_{38y}} dY \int_{p_{35x}}^{p_{36x}} (Z_{13} - Z_1) dX \right) \quad (13)$$

$$h_{a2} = \frac{1}{A_{\text{land}}} \cdot \left(\int_{p_{21y}}^{p_{24y}} dY \int_{p_{21x}}^{p_{22x}} (Z_2 - Z_{24}) dX - \int_{p_{25y}}^{p_{28y}} dY \int_{p_{25x}}^{p_{26x}} (Z_2 - Z_{24}) dX \right) \quad (14)$$

$$h_{a4} = \frac{1}{A_{\text{land}}} \cdot \left(\int_{p_{41y}}^{p_{44y}} dY \int_{p_{41x}}^{p_{42x}} (Z_2 - Z_{24}) dX - \int_{p_{45y}}^{p_{48y}} dY \int_{p_{45x}}^{p_{46x}} (Z_2 - Z_{24}) dX \right) \quad (15)$$

若选用 CASE2 计算平均油膜厚度, 则涉及到超越方程, 无法求得解析解, 此外, θ 非常小, 一般在角秒数量级, 如文献[4, 10]将 θ 代替 $\sin \theta$ 进行模型简化。所以, 本文选用 CASE1 进行平均油膜厚度的计算。

1.3 静力学分析

运动过程中的四油垫静压滑块应始终保持受力平衡, 如图 2d 所示, 有力平衡方程和力矩平衡方程分别为

$$\begin{aligned} F_{4u} + F_{2u} + F_0 &= F_{1u} + F_{3u} \Rightarrow \\ F_4 \cos \theta + F_2 \cos \theta + F_0 &= F_1 \cos \theta + F_3 \cos \theta \quad (16) \\ M_{o_B, y_B} &= 0 \Rightarrow \end{aligned}$$

$$F_0 \cdot e + F_4 \cdot l/2 + F_1 \cdot l/2 = F_2 \cdot l/2 + F_3 \cdot l/2 \quad (17)$$

式中, $F_1 \sim F_4$ 为四个油垫处的油膜反力, $F_{1u} \sim F_{4u}$ 为油膜反力在 $o_A z_A$ 轴方向上的分力, F_0 为恒平行于 $o_A z_A$ 轴的外力, e 为 F_0 的力臂长度。通过求解式(16)和(17)组成的非线性方程组, 即可解得任意 x_A 位置的两个运动误差, 进而得到滑块某一运动区间内的两个运动误差变化曲线图。

下面求解油膜反力, 油膜反力为油腔压力与有效承载面积之乘积^[1, 4, 8, 12]。先求油腔压力。本文提出的四油垫闭式液体静压导轨基于 PM 流量控制器, 关于 PM 流量控制器的结构及工作原理详见文献[8, 12], 这里仅给出 PM 流量控制器的流量特性公式

$$Q = Q_0 + \frac{Q_0 (K_r - 1)}{P_s} \cdot P_r \quad (18)$$

式中, P_r 表示任意载荷下的油腔压力, 对应的流量即为 Q , 而 Q_0 、 K_r 、 P_s 作为 PM 流量控制器的三个关键参数, 分别表示 $P_r=0$ 时的流量 (也称初始流量)、比流量、供油压力。这里存在三个约束条件, 约束条件一为 $K_r > 1.2$, 约束条件二为 $0.9 P_s > P_r$, 约束条件三为 $P_r > 0$ 。如图 2(d), 当满足约束条件三时, 油膜反力指向滑块, 否则, 不符合物理意义。约束条件一和二^[8, 12]为 PM 流量控制器正常工作的前提保证。还要指出, 一个油垫对应一个 PM 流量控制器, 本文静压滑块四个油垫所对应的 PM 流量控制器均具有相同结构和性能, 因此

$$\begin{aligned} Q_{0i} &= Q_0 \\ K_{ri} &= K_r \quad P_{si} = P_s \\ (i=1 \sim 4) \end{aligned} \quad (19)$$

由文献[8, 13]可知, 当油膜厚度为 h 时, 流过单个矩形油垫的流量 Q 为

$$Q = \frac{P_r}{R(h)} \quad (20)$$

式中, $R(h)$ 表示封油面回油液阻。根据文献[4, 9], 可用 h_a 代替 h 求解 $R(h)$, 则有

$$R(h) = R(h_{ai}) = \frac{3\eta}{h_{ai}^3 \cdot \left(\frac{M-m}{4w} + \frac{W-w}{4m} \right)} \quad (21)$$

联立式(18)~(20), 求得四个油垫的油腔压力为

$$P_{ri} = \frac{Q_{0i} \cdot R(h_{ai})}{1 - \frac{Q_{0i} \cdot (K_{ri} - 1)}{P_s} \cdot R(h_{ai})} =$$

$$\frac{Q_0 \cdot R(h_{ai})}{1 - \frac{Q_0 \cdot (K_r - 1)}{P_s} \cdot R(h_{ai})} \quad (22)$$

再计算有效承载面积。单个矩形油垫的有效承载面积为^[1, 4, 12, 14]

$$A_{ei} (i=1 \sim 4) = (W - w) \cdot (M - m) \quad (23)$$

联立式(22)和(23)，得到四个油垫油膜反力为

$$F_i (i=1 \sim 4) = P_{ri} \cdot A_{ei} \quad (24)$$

最后，将式(24)代入式(16)和(17)组成的非线性方程组，解得任意 x_A 位置的 s_A 和 θ 。式(16)和(17)与运动误差的联系为 $F_i \rightarrow P_{ri} \rightarrow R_{hai} \rightarrow h_{ai} \rightarrow (x_A, s_A, \theta)$ 。解得的两个运动误差还必须满足前述的三个约束条件，否则，需要重新调整静压导轨设计参数。

2 PM 控制器参数对运动精度的影响

图 2 所示的滑块具有四个油垫，每个油垫对应的 PM 流量控制器均相同，如式(19)，本文主要研究四个 PM 流量控制器的 Q_0 、 K_r 、 P_s 对静压滑块运动精度的影响。表 1 为四油垫闭式液体静压导轨参数。选用的压力油黏度为 $0.0615 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ， Q_0 即为该黏度下的初始流量。此外， F_0 和 e 分别为 2000 N 和 $0.2l$ 。以坐标系 $\{A\}$ 为基准，四油垫静压滑块的运动

行程确定为 $125 \sim 600 \text{ mm}$ 。

表 1 四油垫闭式液体静压导轨参数

参数	数值	参数	数值
油垫中心距 l/mm	60.5	导轨面 1 幅值 $E_1/\mu\text{m}$	3
滑块长度 L/mm	125	导轨面 2 幅值 $E_2/\mu\text{m}$	5
滑块高度 H/mm	320	导轨面 1 波长 λ_1/mm	90
油垫长度 M/mm	60.5	导轨面 2 波长 λ_2/mm	320
油垫长度参数 m/mm	15	导轨面 1 相角 φ_1/rad	0
油垫宽度 W/mm	50	导轨面 2 相角 φ_2/rad	0.3π
油垫宽度参数 w/mm	15	油膜间隙 $h_{01}+h_{02}/\mu\text{m}$	60

2.1 比流量 K_r

图 3 为比流量 K_r 对运动精度的影响，其中， $Q_0=0.1 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ ， $P_s=5 \text{ MPa}$ 。图 3a 为滑块运动过程中的角度运动误差变化曲线，随着滑块沿 $o_A x_A$ 轴正向运动，角度运动误差曲线既有波峰又有波谷，而随着 K_r 的增大，曲线整体下移，但随 x_A 变化趋势基本相同，在 $x_A=465 \text{ mm}$ 时，角度运动误差达到最大峰值，在 $x_A=330 \text{ mm}$ 时，达到最小谷值。图 3b 为滑块运动过程中的位移运动误差变化曲线，可以看到与图 3a 类似的现象，不同的是，位移运动误差最大峰值出现在 $x_A=405 \text{ mm}$ ，最小谷值出现在 $x_A=265 \text{ mm}$ 。图 3c 为角度运动误差和位移运动误差 PV 值的变化趋势，随着 K_r 的增大，两个运动误差的 PV 值均上升。综上，PM 流量控制器 K_r 取值应尽可能小，以提高静压滑块运动精度，但必须同时满足第 1.3 节所述的三个约束条件。位移运动误差 PV 值有时也称运动直线度误差^[4]。

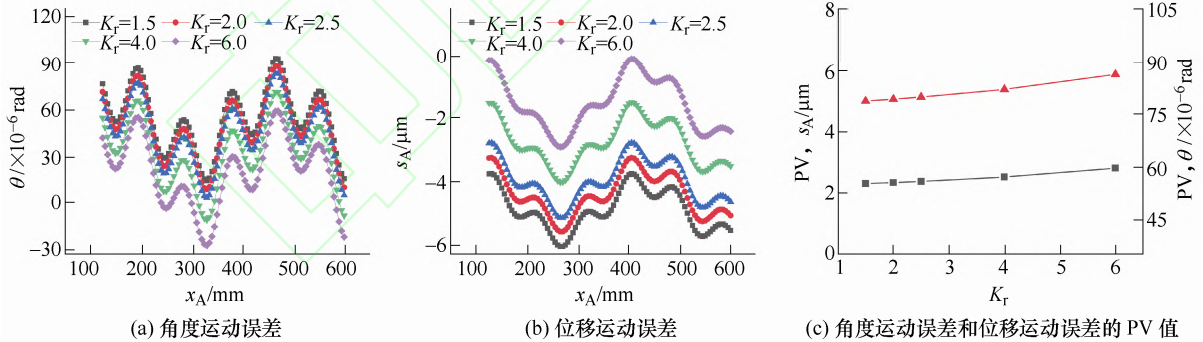
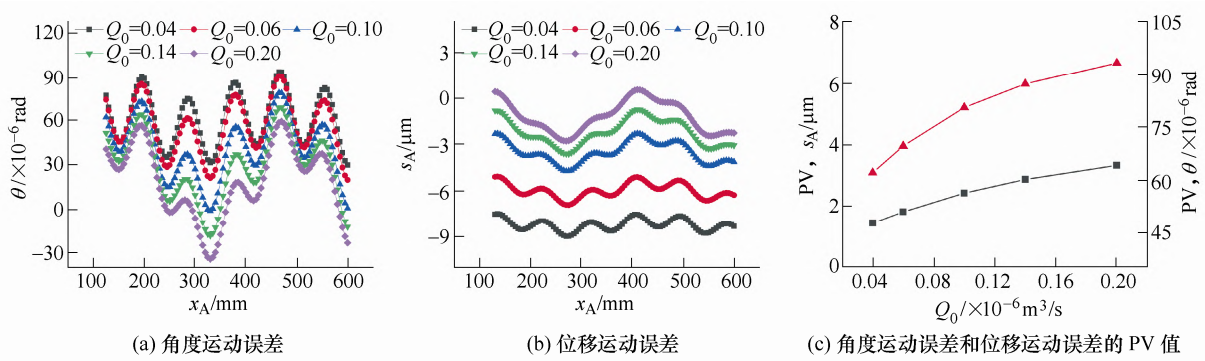


图 3 比流量 K_r 对运动精度的影响

2.2 初始流量 Q_0

图 4 为初始流量 Q_0 对运动精度的影响，其中， $K_r=3$ ， $P_s=5 \text{ MPa}$ 。图 4a 为滑块运动过程中的角度运动误差变化曲线，横向来看，随着滑块沿 $o_A x_A$ 轴正向运动，角度运动误差曲线既有波峰又有波谷，纵向来看，随着 Q_0 的增大，角度运动误差曲线整体下移，但随 x_A 变化趋势基本相同，各曲线的波峰和波谷均能一一对应，在 $x_A=465 \text{ mm}$ 时，角度运动误差达到最大峰值，在 $x_A=330 \text{ mm}$ 时，

达到最小谷值。图 4b 为滑块运动过程中的位移运动误差变化曲线，可以看到与图 4a 类似的现象，不同的是，位移运动误差最大峰值出现在 $x_A=405 \text{ mm}$ ，最小谷值出现在 $x_A=265 \text{ mm}$ 。当 Q_0 取值进一步增大，如 $0.25 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ ，仍然可以计算得到两个运动误差，但不满足三个约束条件，需要重新调整静压导轨设计参数。图 4c 为角度运动误差和位移运动误差 PV 值的变化趋势，随着 Q_0 的增大，两个运动误差的 PV 值明显升高。所以，为了提高

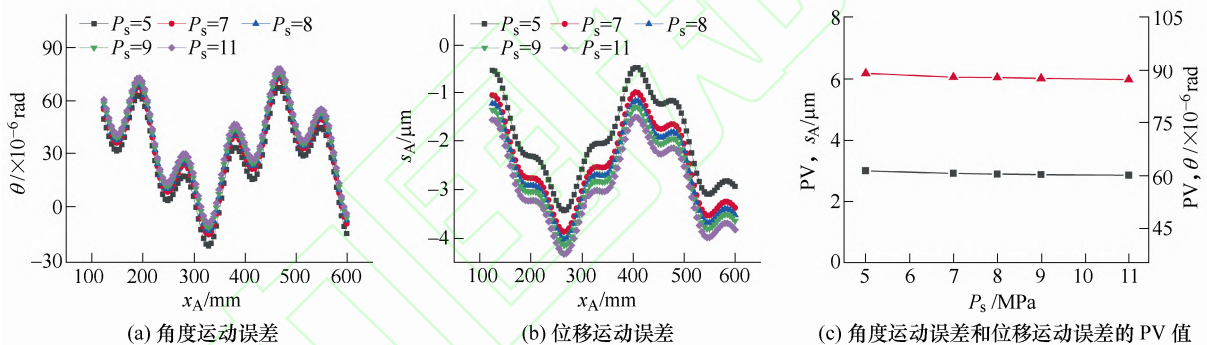
图 4 初始流量 Q_0 对运动精度的影响

静压滑块运动精度，在合理范围内，PM 流量控制器 Q_0 取值应尽可能小。

2.3 供油压力 P_s

图 5 为供油压力 P_s 对运动精度的影响，其中， $Q_0=0.15 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ ， $K_f=3$ 。图 5a 为滑块运动过程中的角度运动误差变化曲线，随着滑块沿 $o_A x_A$ 轴正向运动，角度运动误差曲线仍然既有波峰又有波谷，与第 2.1 和 2.2 节不同，随着 P_s 的增大，角度运动误差曲线整体轻微上移，但随 x_A 变化趋势基本相

同，在 $x_A=465 \text{ mm}$ 时，角度运动误差达到最大峰值，在 $x_A=330 \text{ mm}$ 时，达到最小谷值。图 5b 为滑块运动过程中的位移运动误差变化曲线，可以看到与图 5a 类似的现象，不同的是，位移运动误差最大峰值出现在 $x_A=405 \text{ mm}$ ，最小谷值出现在 $x_A=265 \text{ mm}$ 。图 5c 为角度运动误差和位移运动误差 PV 值的变化趋势，随着 P_s 的增大，两个运动误差的 PV 值轻微下降。综合图 5a~5c， P_s 对运动精度的影响并不显著，若能增大其值，仍有助于运动精度的改善。

图 5 供油压力 P_s 对运动精度的影响

2.4 综合分析

由图 3~5 可知，PM 流量控制器三个关键参数并不影响角度和位移运动误差曲线波峰波谷的出现位置，但影响曲线整体上下移动。不同 x_A 位置时，曲线的移动量并非严格相等，例如图 4a，在 $x_A=195 \text{ mm}$ 处，曲线之间差距小，移动量小，而 $x_A=285 \text{ mm}$ 处，曲线之间差距明显，移动量大。

此外，有些运动误差曲线全部位于零线以下，而有些运动误差曲线有正有负，这并不能直接说明运动精度是否达标，只要运动误差 PV 值符合设计要求，运动精度就能得到保证。图 6 为不考虑位移运动误差的某一行程内角度运动误差变化示意图。图 6a 中，曲线整体位于零线以下，图 6b 中，曲线有正有负，通过补偿可以使图 6a 曲线整体向上移动至图 6b，且有 $PV_1=PV_2=\theta_2-\theta_1$ ，因此，

认为图 6a 与图 6b 等效。位移运动误差同理。运动误差 PV 值是评判运动精度是否符合标准的重要依据，而通过运动误差曲线可以知道误差过大或较小的具体位置。

文献[6, 15]表明，运动误差与油垫处油膜反力的波动程度密切相关。因此，通过分析油膜反力波动进一步解释运动误差变化机理。图 7 为油膜反力随 PM 流量控制器关键性能参数变化的波动趋势。由图 7a~图 7c 可知，随着 K_f 的减小，四个油膜反力逐渐减小，并且波动趋于缓和，对应的，如图 3 所示， K_f 越小，角度运动误差和位移运动误差波动也越轻微；由图 7c~图 7d 可知，随着 Q_0 的减小，四个油膜反力也逐渐减小，并且波动剧烈程度下降，对应的，如图 4 所示， Q_0 越小，两个运动误差 PV 值也越小；由图 7d~图 7e 可知，增大 P_s 取值，四个油膜反力减小，并且波动变得缓和，对应的，如

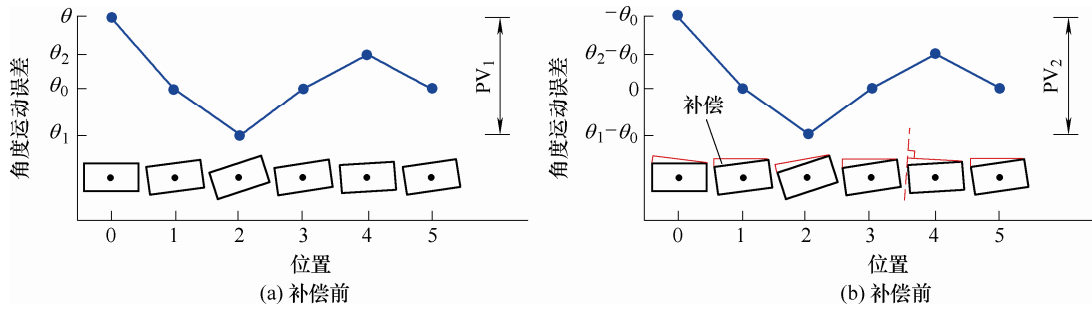


图6 不考虑位移运动误差的某一行程内角度运动误差变化示意图

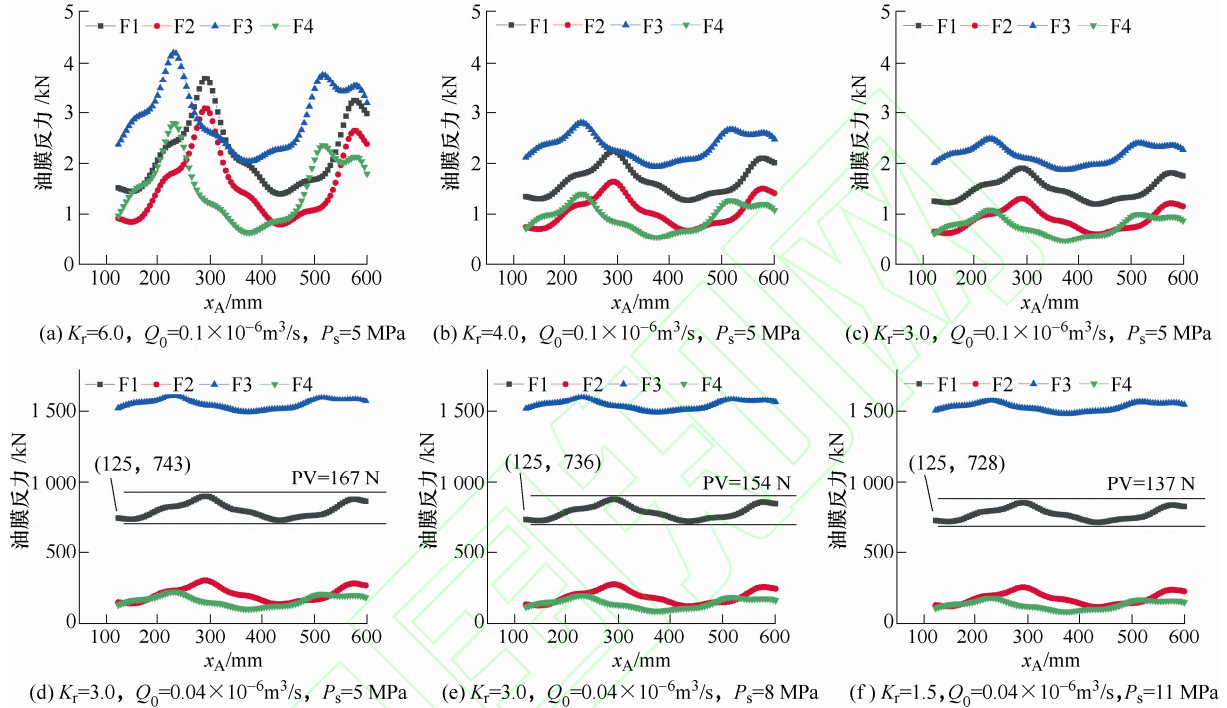


图7 油膜反力随 PM 流量控制器关键性能参数变化的波动趋势

图 5 所示, P_s 变大, 两个运动误差 PV 值减小。综合图 7a~图 7f 可知, 随着 K_r 、 Q_0 的减小和 P_s 的增大, 油膜反力变小, 并且波动也不再剧烈, 有利于液体静压导轨运动精度的提升。

图 3c、图 4c 和图 5c 中所有 PM 流量控制器参数 (K_r 、 Q_0 、 P_s), 仅 $K_r=3.0$ 、 $Q_0=0.04 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ 、 $P_s=5 \text{ MPa}$ 时, 两个运动误差的 PV 值最小, 分别为 $61.9778 \times 10^{-6} \text{ rad}$ 和 $1.4405 \text{ }\mu\text{m}$, 称最大精度。为了改善运动精度, 取值 K_r 和 Q_0 应尽量小, 取值 P_s 应尽量大, 则取图 3c 的 $K_r=1.5$, 图 4c 的 $Q_0=0.04 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$, 图 5c 的 $P_s=11 \text{ MPa}$, 那么, 该参数条件时的运动精度 (称优化精度) 应高于上述最大精度。

图 8 为该优化参数时的运动精度, 其中, 图 8a 为角度运动误差曲线, $PV=61.5028 \times 10^{-6} \text{ rad}$, 图 8b 为位移运动误差曲线, $PV=1.4192 \text{ }\mu\text{m}$, 并且运动误

差曲线起伏相对均匀。图 8c 为运动误差 PV 值对比, 可以发现, 优化精度高于最大精度, 但精度提升并不显著, 即 Q_0 不变时, 同时优化 K_r 和 P_s 对运动精度的改善效果轻微, 这与图 3c、图 5c 和表 2 的 NO.4、NO.6 对应, 所以, 优化 K_r 和 P_s 取值对降低运动误差 PV 值影响较小。

综上, 角度运动误差和位移运动误差随四油垫静压滑块移动位置呈现波动变化, PM 流量控制器参数能够影响液体静压导轨运动精度, 通过合理选取参数, 可以减小两种运动误差的峰谷值, 降低波动剧烈程度, 改善液体静压导轨运动精度, 最终提升机床精度, 但不会改变运动误差波峰和波谷的出现位置, 这可能与导轨面形貌结构特征以及其他设计参数息息相关^[10,16-17]。因此, 为了进一步提高机床精度, 未来还应结合液体静压导轨系统其他参数进行综合分析。

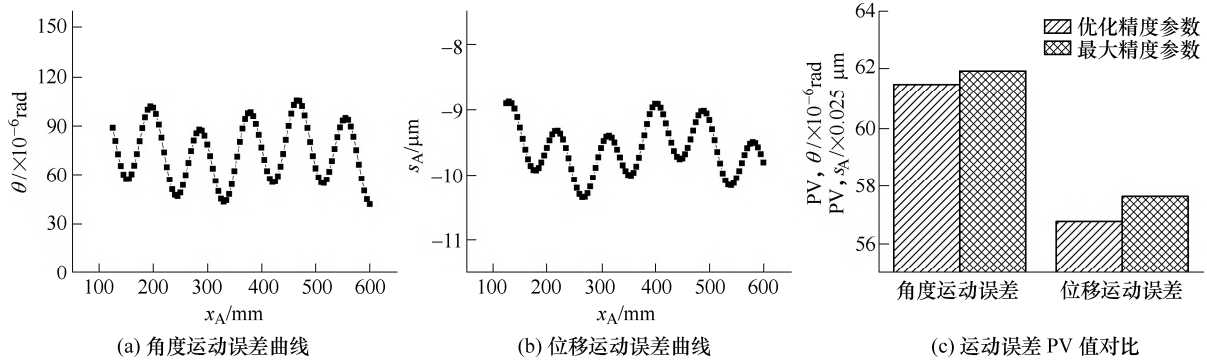


图 8 优化参数时的运动精度

3 结论

本文基于运动学理论, 实现了四油垫闭式液体静压导轨结构准静态理论模型的建立。存在两种运动误差, 分别为角度运动误差和位移运动误差。PM 流量控制器三个关键参数不影响运动误差曲线波峰波谷的出现位置, 但会影响运动误差的波动程度和 PV 值。相对于其他两个参数 K_f 和 P_s , 初始流量 Q_0 对运动精度影响较显著。研究工作为 PM 流量控制器关键参数的选取提供了理论参考。

参 考 文 献

- [1] ZHAO M, HUANG Z, LI B, et al. Hydrostatic pressure calculation and optimization for design of beam & slide-rest guideways in heavy duty CNC vertical turning mill[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 20(5): 16-22.
- [2] ZHA J, XUE F, CHEN Y. Straightness error modeling and compensation for gantry type open hydrostatic guideways in grinding machine[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2017, 112: 1-6.
- [3] JEON S Y, KIM K H. A fluid film model for finite element analysis of structures with linear hydrostatic bearings[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2004, 218(3): 309-316.
- [4] ZHA J, LV D, JIA Q, et al. Motion straightness of hydrostatic guideways considering the ratio of pad center spacing to guide rail profile error wavelength[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2016, 82(9-12): 2065-2073.
- [5] SHAMOTO E, PARK C H, MORIWAKI T. Analysis and improvement of motion accuracy of hydrostatic feed table[J]. CIRP Annals, 2001, 50(1): 285-290.
- [6] XUE F, ZHAO W, CHEN Y, et al. Research on error averaging effect of hydrostatic guideways[J]. Precision Engineering, 2012, 36(1): 84-90.
- [7] PARK C H, OH Y J, LEE C H, et al. Theoretical verification on the motion error analysis method of hydrostatic bearing tables using a transfer function[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2003, 4(2): 64-70.
- [8] 高殿荣, 赵建华, 张作超, 等. PM 流量控制器参数对液体静压导轨性能影响的研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(18):186-194.
GAO Dianrong, ZHAO Jianhua, ZHANG Zuochao, et al. Research on the influence of PM controller parameters on the performance of hydrostatic slide for NC machine tool[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(18):186-194.
- [9] 薛飞, 赵万华. 静压导轨误差均化效应影响因素研究[J]. 西安交通大学学报, 2010, 44(11): 33-36.
XUE Fei, ZHAO Wanhua. Influencing Factors on Error Averaging Effect of Hydrostatic Guideways[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 44(11): 33-36.
- [10] WANG Z, ZHAO W, CHEN Y, et al. Prediction of the effect of speed on motion errors in hydrostatic guideways[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2013, 64: 78-84.
- [11] 熊有伦. 机器人技术基础[M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1996.
XIONG Youlun. Robotics foundation[M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 1996.
- [12] GAO D, ZHENG D, ZHANG Z. Theoretical analysis and numerical simulation of the static and dynamic characteristics of hydrostatic guides based on progressive mengon flow controller[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 23(6): 709-716.
- [13] 陈燕生. 液体静压支承原理和设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1980.
CHEN Yansheng. Theory and design of hydrostatic bearing[M]. Beijing: National Defence Industry Press, 1980.

- [14] CHEN L, CUI B, ZHAO J, et al. Influence of parameters of PM controller on vibration performance of liquid hydrostatic guide-way system[J]. *Noise & Vibration Worldwide*, 2018, 49(4): 140-146.
- [15] KHIM G, OH J S, PARK C H. Analysis of 5-DOF motion errors influenced by the guide rails of an aerostatic linear motion stage[J]. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 2014, 15(2): 283-290.
- [16] HWANG J, PARK C H, GAO W, et al. A three-probe system for measuring the parallelism and straightness of a pair of rails for ultra-precision guideways[J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2007, 47(7-8): 1053-1058.
- [17] ZHANG P, CHEN Y, ZHANG C, et al. Influence of geometric errors of guide rails and table on motion errors of hydrostatic guideways under quasi-static condition[J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2018, 125: 55-67.

作者简介: 施晨淳, 男, 1991 年出生, 博士研究生。主要研究方向为超精密装备与智能制造。

E-mail: shichenchun@126.com

王振忠(通信作者), 男, 1981 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为精密&超精密磨削、抛光系统开发及工艺技术。

E-mail: wangzhenzhong@xmu.edu.cn

