

文章编号 1004-924X(2015)增-0328-07

高速精密定位平台振动误差补偿

刘吉柱, 张雯雯, 李 健, 陈立国*

(苏州大学 机电工程学院 苏州纳米科技协同创新中心, 江苏 苏州 215021)

摘要: 搭建了宏微结合精密定位系统以便减小定位平台在 Z 方向的振动误差, 实现高精度定位。该系统由高性能直线电机驱动, 气体静压导轨支撑和导向的宏动平台实现系统的大行程微米级定位, 由安装在宏动平台上的压电陶瓷驱动微动平台对系统进行 Z 方向定位精度补偿。建立了定位系统 Z 向振动模型, 采用模糊 PID 控制策略, 用电容式微位移传感器实时检测定位系统终端的位置输出信号并将其作为微动台的输入信号, 实现了定位系统的闭环反馈控制, 最终完成了宏动平台的振动误差实时补偿。实验结果显示: 所设计的微动补偿平台具有好的动态特性, 定位系统的误差实时补偿效果优良, 针对 Z 向的振动范围由补偿前的 $6\ \mu\text{m}$ 减小到补偿后的 $2\ \mu\text{m}$ 。结果表明本文研究的振动误差补偿方法可以有效减小定位系统的振动误差, 提高系统的定位精度。

关键词: 宏微定位平台; 振动模型; 压电陶瓷; 误差补偿

中图分类号: TH703; TP273 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20152313.0328

Vibration error compensation of high speed and high precision positioning platform

LIU Ji-zhu, ZHANG Wen-wen, LI Jian, CHEN Li-guo*

(School of Mechanical and Electric Engineering, Suzhou Collaborative Innovation Center of Nano Science and Technology, Soochow University, Suzhou 215021, China)

* Corresponding author, Email: chenliguo@suda.edu.cn

Abstract: A macro-micro-combined positioning system was built to reduce the vibration error of the positioning platform in the Z direction and to realize its high precision positioning. It was driven by a high performance linear motor. The micron-level large-stroke position was done in the macro-moving platform supported and guided by a static pressure gas guide rail. The position accuracy in Z direction was compensated by the micro platform driven by piezoelectric ceramics installed in the macro-moving platform. Then the Z direction vibration model of this positioning system was established, where the fuzzy PID control strategy was used. Furthermore, the output position signal of the positioning terminal detected by a capacitive small-displacement sensor in real-time was treated as the input signal of micro-moving platform to achieve closed loop feedback control of positioning system, and the real-time compensation of vibration error of the macro moving system was ultimately implemented. Experimental results indicate that the micro compensating platform designed has good dynamic characteris-

收稿日期: 2015-05-05; 修订日期: 2015-06-10.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No. 61273340); 国家 863 高技术研究发展计划资助项目 (No. 2013AA041109)

tics and real time error compensation effect. For Z direction positioning, the vibration range is reduced from $6\ \mu\text{m}$ to $2\ \mu\text{m}$ after compensation. The results show that the vibration error compensation method studied in this paper can efficiently reduce the vibration error of the positioning system and improve the positioning accuracy.

Key words: macro micro positioning platform; vibration model; piezoelectric ceramics; error compensation

1 引言

随着纳米光刻、MEMS 封装、超精密加工、微电子工程、生物医学工程等领域的发展,对定位平台的精度和行程的要求越来越高^[1],它是直接影响超精密加工水平、精密测量水平及大规模集成电路生产水平的关键因素,同时它的各项技术指标也是各国高技术发展水平的重要标志^[2]。

A. Sharon 首先提出了宏/微结合概念,原理是由宏动机构实现高速、大范围粗定位,微动机构实现高精度定位,从而有效提高系统的分辨率和定位精度,减小末端负载惯量,提高系统响应速度。国内外学者也做了大量的研究,如加拿大 Saskatchewan 大学研制的大行程高精度并联微操作机构 HMM^[3],直流电动机驱动大行程运动,压电陶瓷驱动纳米级运动,但是整体结构复杂,造价较高。日本东京工业大学精密及智能实验室研采用单层平台工作方式,直流电机和丝杠结合进行驱动,空气静压轴承支撑,气浮导轨导向的机构,激光干涉仪进行位置反馈,此系统能在 400 mm 的行程内达到 $\pm 2\ \text{nm}$ 的定位分辨率^[4]。近年来,国内哈尔滨工程大学做了大量研究,节德刚^[5-6]等人采用音圈电机驱动宏动平台,压电陶瓷驱动微动平台,采用弹性无间隙解耦结构,并利用双光栅跨尺度位移测量方法实现闭环控制,从而使此系统在 20 mm 的工作行程下,可达到 10 nm 的运动分辨率,但是整体驱动系统结构复杂,体积较大,无法小型化。

目前,提高精密定位系统精度的方法主要分为误差防止法和误差补偿法,误差补偿法作为提高定位精度的关键手段,许多国内外的研究者对其进行了深入的研究,并取得了一系列的成果^[7-9]。

本文针对宏动平台在工作运转时由于内外振源的影响下造成气浮工作台在 Z 方向产生的振

动现象,提出了利用微动工作台实时补偿振动误差的闭环控制方案,并进行了实验研究。

2 定位平台振动误差分析与建模

2.1 定位平台振动误差分析

基于振动误差实时补偿的高精度定位系统由宏动工作台、微动工作台、振动误差检测器、运动控制卡、数据采集卡和控制计算机组成。图 1 所示为高速精密定位系统宏动工作台的三维模型,平台上、下直线运动轴采用直线电机驱动,超精密气体静压导轨支撑和导向形式,相比于直线滚动导轨,气体静压导轨具有更高的稳定性和导向精度,且无摩擦磨损,具有更高的使用寿命。

振动误差导致的主要因素有电机运转时以及电机在控制下高速启停时产生的振动误差,以及在外界冲击载荷的激励下产生的受迫振动造成的误差。振动误差作为动态误差,特性复杂,大小和方向都可随时改变^[10-11]。

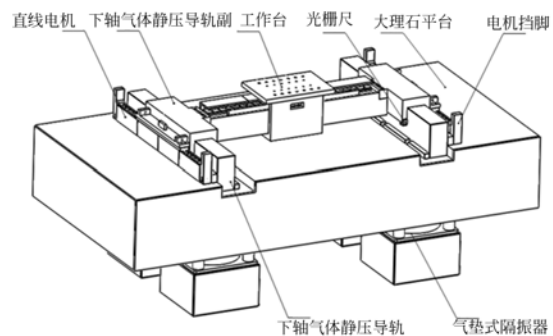


图 1 高精度定位系统宏动平台

Fig. 1 High precision positioning system of macro platform

动现象,提出了利用微动工作台实时补偿振动误差的闭环控制方案,并进行了实验研究。

直线电机的电磁推力和定子与动子的法向吸力产生的波动效应是导致定位平台产生 Z 方向振动误差的主要原因。通过电磁仿真软件,给本课题使用的 8 极 12 槽无铁芯永磁直线同步电机

加载三相对称电流,可得到如图 2 所示的推力随时间变化的波动曲线。

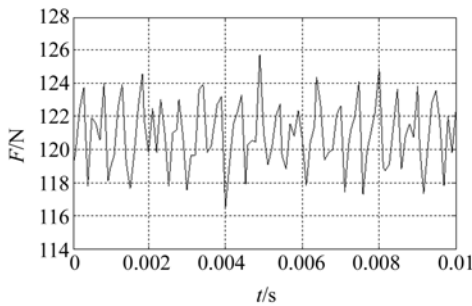


图 2 电机运行时的电磁推力波动曲线

Fig. 2 Electromagnetic force wave curve when motor is running

动子和定子之间的法向吸力往往为电磁推力的数倍,增加了动子的负荷。在高速、精密运动场合,法向吸力会以高频率不断冲击系统造成振动,导致导轨间隙产生变化,从而影响导轨的支撑导向性能,对系统影响较大,容易降低系统的使用寿命。

2.2 Z 方向振动误差建模

为了研究精密定位平台系统在高速高加速运动情况下在 Z 方向表现的动态特性,将气浮静压导轨简化成由若干个弹簧阻尼器支撑的结构,方便对导轨的运动特征进行描述,并建立了 Z 轴刚柔混合动力学模型,物理模型如图 3 所示。

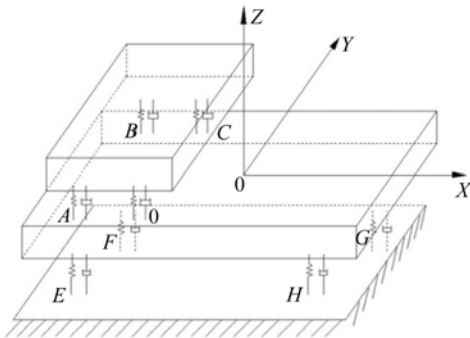


图 3 定位平台 Z 向振动物理模型

Fig. 3 Physical vibration model of Z positioning platform

上层平台为压电陶瓷驱动的微位移机构及其附属机构的总和,下层平台为 Y 轴直线电机动子和承载平台及其附属机构的总和。

针对如图 3 所示建立的 Z 方向动力学模型,

将所有的节流孔简化成 8 个可垂直方向移动的弹簧阻尼器,并将并排 2 个气压节流孔进一步等效为 1 个弹簧阻尼系统。从而可以推导滑台沿运动方向的振动及绕 Z 方向的垂直振动。该模型中,动子和滑台视为刚性连接,不考虑结构在受力作用下的变形。

当不考虑阻尼时,节流孔可以简化成弹簧,当导轨沿轴向分布有双排节流孔时,并排的 2 个节流孔用 2 个并联弹簧进行等效。设弹簧 K_A 、 K_B 受力分别为 F_A 、 F_B ,若 2 个弹簧共同受到力 F 的作用时, y 为力 F 作用点的位移,所以有:

$$\begin{cases} F = F_A + F_B \\ y = \frac{F_A}{K_A} = \frac{F_B}{K_B} \end{cases} \quad (1)$$

所以:

$$y = \frac{F}{K}, \quad (2)$$

其中: $K = K_A + K_B$,在建立平台数学模型前,首先将两排小孔等效为单排小孔结构,然后按照牛顿欧拉法建立平台数学模型。

在工作台运动精度中,由于 Y 轴向承载平台沿 X、Z 方向移动和绕 X、Y、Z 轴旋转角度很小, Y 方向的振动及绕 Z 轴(铅垂方向)的振动精度对定位平台的额定精度影响最为显著,因此,在研究 Z 方向的振动模型时研究这 2 个自由度。建立振动力学模型如图 4 所示。

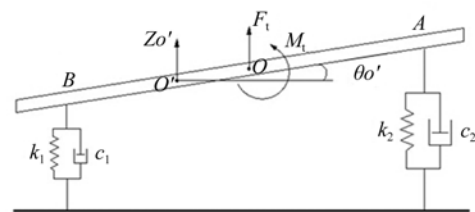


图 4 气浮滑台振动力学模型

Fig. 4 Air bearing table vibration dynamic model

A、B 分别为前后气浮滑块简化后力的作用点; O' 为微动台的移动位置的中心投影点; O 为 Y 轴移动工作台的质心; K_1 、 C_1 为前气浮滑块的等效刚度和阻尼; K_2 、 C_2 为后气浮滑块的等效刚度和阻尼; F_t 、 M_t 为简化到滑台质心的力和力矩; z_0' 、 θ_0' 为微位移机构质心投影点处滑台的振动位移及转角;

对滑台进行受力分析,以 O 点为原点,则有:

$$z_B = z_o' - l_{B_o'}\theta_o', z_A = z_o' + l_{A_o'}, z_o = z_o' + l_{o_o'}\theta_o', \quad (3)$$

式中: z_B 、 z_A 、 z_o 分别为 B、A、O 三点位移。

移动工作台的振动力学方程为:

$$M\ddot{z}_o' + Ml_{o_o'}\ddot{\theta}_o' + (c_1 + c_2)\dot{z}_o' + (c_2 l_{A_o'} - c_1 l_{B_o'})\dot{\theta}_o' + (k_1 + k_2)z_o' + (k_2 l_{A_o'} - k_1 l_{B_o'})\theta_o' = F_1, \quad (4)$$

式中: M 为移动滑台的质量; l_{A_o} 为为滑台上 A 到 O 点的距离,其他同理;

滑台工作面长宽分别为 0.425 m、0.3 m, $M = 19.03$ Kg, $K_1 = K_2 = 80$ N/ μ m, $J_M = 0.429$ Kg $\cdot m^2$, $L_{AO} = L_{BO} = 0.18$ m, 通过计算,可求得 2 个固有频率分别为:

$$\begin{cases} f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2k_1}{M}} = 461 \text{ Hz} \\ f_2 = \frac{\omega_2}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2l_{AB}^2 k_1}{J_M}} = 1\ 106 \text{ Hz} \end{cases} \quad (5)$$

根据误差补偿原理,误差补偿机构和误差检测设备的固有频率须达到被补偿机构固有频率的几倍甚至数十倍才能具有良好的实时误差补偿效果,所以上述计算结果也对后续振动误差补偿机构的研究及设计提出了要求。

3 微动补偿平台的设计与分析

3.1 微动补偿平台的设计

针对微动误差补偿机构的高精度、重量轻,响应快,位移输出特性好等指标要求,设计了双层平行板柔性铰链来输出位移并抑制微动补偿机构在运动时可能产生的交叉耦合位移;柔性铰链连接各个结构,使微位移定位平台在压电陶瓷驱动器的作用下输出位移,微动误差补偿机构三维模型如图 5 所示。

为简化分析,将双层平行板弹性铰链结构简化成 2 个平行的静不定变截面梁进行弹性变形分析,弹性梁的宽度为 b ,弹性梁的长度为 L ,弹性梁的厚度为 t ,弹性梁材料的弹性模量为 E ,将负载平台视为刚体,所以在外界激励 F 的作用下平台只发生平动而不发生弯曲,取负载平台平行板柔性解耦梁为研究对象可得平行板铰链刚度公式为:

$$K = \left| \frac{F}{w_o} \right| = \frac{2nEbt^3}{L^3} = \frac{4Ebt^3}{L^3} \quad (6)$$

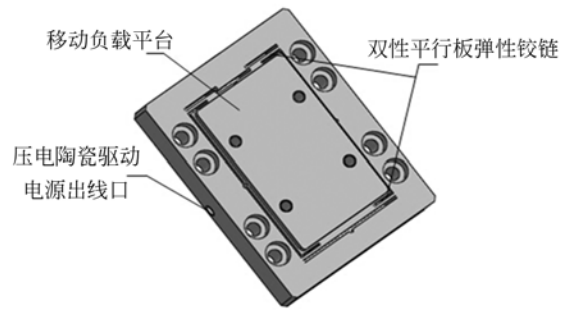


图 5 微动误差补偿机构

Fig. 5 Micro motion error compensation mechanism

3.2 微动补偿平台有限元分析

根据微动补偿平台的设计要求,由式(5)初步设定平行板铰链的 L 、 b 、 t ,材料选用硬铝 2A12,在 Ansys 里建立有限元分析模型,首先对材料属性进行添加,划分网格之后将铰链与基座相连平面上所有节点的所有自由度全部约束,计算出其静态输出位移及应力分布情况,图 6 所示为仿真结果。

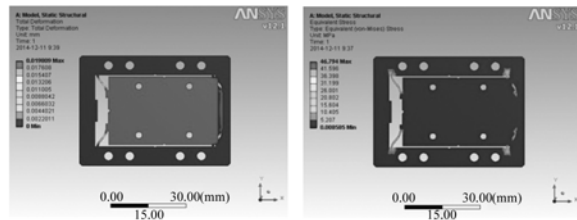


图 6 位移、应力有限元模型云图

Fig. 6 Finite element model of displacement and stress

根据 ANSYS 有限元仿真结果进行优化设计,使微动补偿平台在满足输出位移的基础上提高固有频率,增强抗振能力。压电陶瓷采用德国米依公司内部集成应变片传感器的 PSt150/5 \times 5/20 型压电陶瓷致动器,能够有效消除压电陶瓷输出的非线性影响,实现机构的驱动、检测一体化。

微动误差补偿机构采用双层平行板弹性铰链机构,各柔性铰链可近似看作弹簧,故微动平台可简化为质量—弹簧—阻尼二阶系统,所以微动台的运动微分方程为:

$$m\ddot{y} + \mu\dot{y} + (K + K_p)y = K_p x, \quad (7)$$

式中: K_p 为压电陶瓷驱动器刚度, K 为平行板柔性铰链刚度, m 为工作台的质量, μ 为弹性铰链平

行板的阻尼系数。压电陶瓷的输出位移也就是工作台的输入位移为 x , 工作台的输出位移为 y 。

经拉氏变换可得传递函数为:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{K_P}{K + K_P} \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2}, \quad (8)$$

式中: ω_n 为系统无阻尼自然固有频率, $\omega_n = \sqrt{\frac{K_p + K}{m}}$; ξ 为系统阻尼比, $\xi = \frac{\mu}{2m\omega_n}$ 。

4 控制方法的研究

4.1 模糊 PID 控制算法

传统 PID 调节对于线性定常系统的控制非常有效, 但对于非线性时变的复杂系统和模型不清楚的系统就不能很好的控制。而模糊控制器对复杂的和模型不清楚的系统能进行简单有效的控制, 结合模糊控制理论与 PID 控制调节方法设计了模糊 PID 控制方法, 同时由于压电陶瓷驱动微动系统的特殊性, 微分系数 K_d 对系统的影响很小, 所以 K_d 一般取零或者很小, 综上所述, 模糊 PI 控制器原理如图 7 所示:

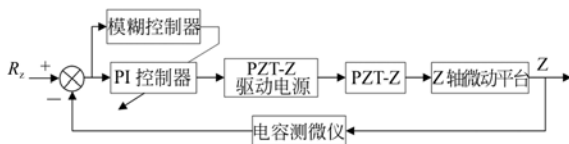


图 7 Z 方向驱动控制系统结构图

Fig. 7 Z direction's driving control system structure diagram

计算机根据参考输入 R_z 和通过电容测微仪采集反馈回来的宏微定位系统末端微动台的振动信号, 来计算实际位置与理论位置之间的偏差和振动频率, 借助模糊 PI 控制器理论实时调整 K_P 和 K_i 的值, 实现控制的优化。

4.2 微动系统阶跃仿真分析

采用模糊 PI 控制方法对微动补偿系统进行闭环控制仿真, 如图 8 所示为微动补偿平台在 $0 \sim 15 \mu\text{m}$ 的上升阶跃特性曲线。

从曲线可看出, 微动系统采用模糊 PI 控制下, 阶跃响应信号约为 16 ms , 满足定位系统低频振动误差的实时补偿要求。

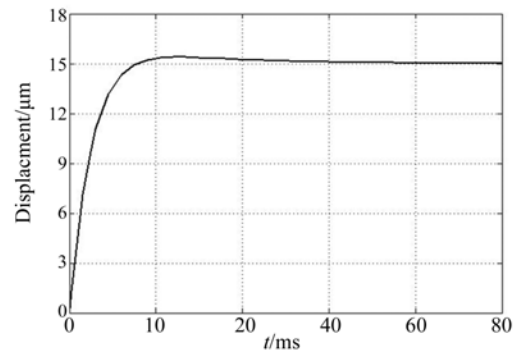


图 8 模糊 PI 控制作用下的阶跃响应曲线

Fig. 8 Step response curve based on fuzzy PI control

5 振动误差补偿实验研究

高速精密定位平台振动误差补偿实验系统主要由宏动定位平台、微动误差补偿平台及其驱动电源、电容测微仪、电感测微仪、精密光栅尺、万用表等组成。实验系统如图 9 所示:

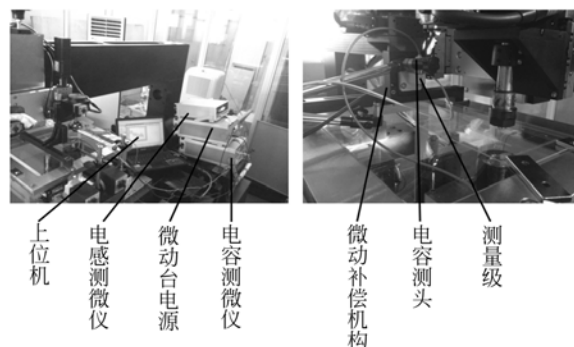


图 9 高速精密定位平台振动误差补偿系统

Fig. 9 High speed precision positioning platform vibration error compensation system

宏动定位平台根据规划的轨迹运动的同时, 控制计算机通过数据采集卡不断采集平台的位置信息, 根据所采集的信息, 运用误差补偿算法计算定位平台运动时系统末端的振动误差大小。

针对平台 Z 方向进行振动误差补偿实验时, 如图 10(a) 所示为未进行误差补偿时 Z 轴振动误差的上下振动范围约为 $6 \mu\text{m}$ 。图 10(b) 所示为微动误差补偿平台在 Z 轴方向的补偿后的振动误差曲线, 补偿后效果较为理想, 定位平台在该方向的振动误差范围减小到约 $2 \mu\text{m}$ 。

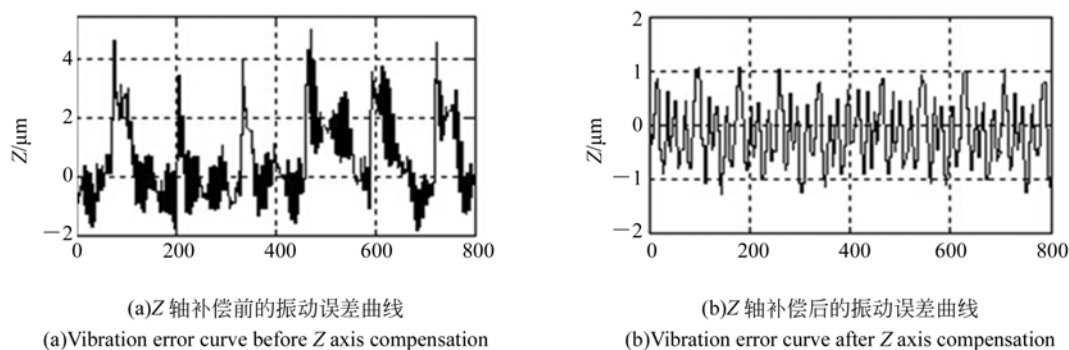


图 10 Z 轴振动误差补偿前后曲线

Fig. 10 Before and after the vibration error of Z axis compensation curve

6 结 论

本文针对所搭建的宏微结合定位平台系统进行了建模与控制方法的研究,该系统采用直线电机和压电陶瓷驱动,通过电容测微仪进行全闭环

位置反馈。针对设计微动补偿平台来实时补偿定位系统的振动误差的目的,采用模糊 PI 控制算法。实验研究表明:在系统工作行程为 400 mm 的同时,定位平台的精度优于 $2 \mu\text{m}$,验证本文设计的基于误差补偿方法的定位系统能够实现高精度定位。

参考文献:

- [1] 林海波,杨国哲,黄小良. 大行程超精密工作台的研究[J]. 机械设计与制造,2010, 6(6): 130-131.
LIN H B, YANG G ZH, HUANG X L. Design of a large travel ultra precision stage[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2010, 6(6): 130-131.
- [2] 武志鹏,陈兴林,刘川. 光刻机工件台宏微系统的滑模变结构控制[J]. 光电工程,2011,38(9): 50-54.
WU ZH P, CHEN X L, LIU CH. Sliding mode control of macro-micro system for wafer stage of lithography[J]. *Opto-Electronic Engineering*, 2011, 38(9): 50-54.
- [3] TANG X, CHEN I M. A large-displacement 3-DOF flexure parallel mechanism with decoupled kinematics structure[C]//IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, Beijing, 2006: 1668-1673.
- [4] MAO J H, HIROYUKI T, AKIRA S. Precision positioning of a DC-motor-driven aerostatic slide system [J]. *Precision Engineering*, 2003, 27(1): 32-41.
- [5] 节德刚. 宏/微驱动高速高精度定位系统的研究[D]. 哈尔滨工业大学, 2006.
JIE D G. *Research of the High-speed/High-Precision Positioning System of Macro-Micro Driving* [D]. Harbin Institute of Technology, 2006.
- [6] 节德刚,刘延杰,孙立宁,等. 一种宏微双驱动精密定位机构的建模与控制[J]. 光学精密工程, 2005, 13(2): 171-178.
JIE D G, LIU Y J, SUN L N, *et al.*. Modeling and control of a macro-micro dual-drive ultra-precision positioning mechanism[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2005, 13(2): 171-178.
- [7] FERRERIRA P M, LIU C R. A Method for estimating and compensating quasistatic error of machinetools [J]. *Journal of Engineering for Industry*, 1993, 115(1): 149-159.
- [8] VELDHUIS S C, ELBESTAWI M A. A Strategy for compensation of errors in five-axis machining [J]. *Annals for CIRP*, 1995, 44(1): 373-377.
- [9] 孙麟治,李鸣鸣,程维明. 精密定位技术研究[J]. 光学精密工程, 2005, 13(增): 69-75.
SUN L ZH, LI M M, CHEN W M. Study on precision positioning technique [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2005, 13(App): 69-75.
- [10] 刘强,张从鹏. 直线电机驱动的 H 型气浮导轨运动平台[J]. 光学精密工程, 2007, 15(10): 1540-1546.
LIU Q, ZHANG C P. H-type air-bearing motion stage driven by liner motors [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2007, 15(10): 1540-1546.

- [11] 杨洪涛,刘勇,费业泰,等. 三坐标测量机气浮导轨引起的动态误差 [J]. 沈阳工业大学学报, 2011, 33 (1): 74-78.
YANG H T, LIU Y, FEI Y T, *et al.*. Dynamic

errors generated by air-bearing guide of coordinate measuring machine [J]. *Journal of Shenyang University of Technology*, 2011, 33 (1): 74-78.

作者简介:



刘吉柱(1978—),男,黑龙江双城人,博士,副教授。2000年于黑龙江科技学院获得学士学位,2005年、2010年于哈尔滨工业大学分别获得硕士、博士学位,主要从事机电一体化技术,电机及驱动控制技术方面的研究。E-mail: liu_jizhu@163.com



陈立国(1974—),男,辽宁葫芦岛人,博士,教授。1997年、2000年、2003年于哈尔滨理工大学分别获得学士、硕士、博士学位,主要从事微操作、微驱动机器人方面的研究。E-mail: chenliguo@suda.edu.cn