

文章编号 1004-924X(2016)04-0804-08

## 具有耦合补偿功能的大行程二维柔性平台

闫鹏<sup>1,2\*</sup>, 张立龙<sup>1</sup>, 刘鹏博<sup>1</sup>

- (1. 山东大学机械工程学院 高效洁净机械制造教育部重点实验室, 山东 济南 250061;
2. 北京航空航天大学 自动化科学与电气工程学院, 北京 100191)

**摘要:**设计了一种基于双级复合平行板簧结构的大行程二维并联微位移平台,以解决二维柔性平台尺寸大、行程小,运动耦合误差大,运动性能受加工误差影响等问题。设计的微位移平台在每个运动方向均采用两个音圈电机同时驱动,通过调节两音圈电机信号比例来补偿加工误差造成的运动耦合误差,完成 X 和 Y 方向的运动解耦,从而降低系统对加工精度的依赖程度。根据卡氏第二定理建立了平台力学模型,优化了平台尺寸参数,并利用有限元仿真对设计的平台性能进行验证。最后,搭建了微位移定位系统实验平台。实验结果表明:设计的柔性平台行程与平台尺寸占比大,定位精度高,运动解耦性能得到大幅改善,实现了 $\pm 2.25 \text{ mm} \times \pm 2.27 \text{ mm}$ 工作行程,工作行程与平台尺寸占比约为 1.73%,运动耦合误差小于 0.27%。

**关键词:**大行程柔性平台;二维并联微位移平台;柔性板簧;加工误差;耦合补偿;运动解耦

**中图分类号:**TH703;TP273 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20162404.0804

## Flexure-based XY micro-positioning stage with large stroke and coupling compensation

YAN Peng<sup>1,2\*</sup>, ZHANG Li-long<sup>1</sup>, LIU Peng-bo<sup>1</sup>

- (1. Key Laboratory of High-Efficiency and Clean Mechanical Manufacturing of the Ministry of Education, School of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China;
2. School of Automation Science and Electrical Engineering, Beihang University, Beijing, 100191, China)

\* Corresponding author, E-mail: pengyan2007@gmail.com

**Abstract:** A two-dimensional parallel micro-displacement stage was designed based on double compound parallelogram flexures to solve the shortcomings of the stage in smaller motion strokes, larger coupling errors, and the motion performance sensitive to manufacturing errors. The designed micro-displacement stage was driven by two voice coil motors in each direction, the coupling motion errors caused by manufacturing errors were compensated by tuning the ratio of the signals imposed on the two drivers and the motion decouplings for X direction and Y direction was implemented. By which, the dependence of the system on manufacturing errors was reduced. On the basis of the Castigliano's second theorem, a model of stage mechanism was established to optimize the size parameters of the stage, and the performance of the designed stage was verified by finite element analysis. Finally, an

收稿日期:2015-11-20;修订日期:2015-12-17.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 61327003);山东大学基本科研业务费专项资金资助项目(No. 2015JC034).

experimental platform for the micro-displacement position was established. The experimental results demonstrate that the designed stage has a bigger stage stroke, a bigger area ratio (workspace size to planar dimension of the stage), higher position accuracy, and excellent decoupling performance. It shows a large motion range of  $\pm 2.25 \text{ mm} \times \pm 2.27 \text{ mm}$ , an area ratio of 1.73%, and the coupling error of less than 0.27%.

**Key words:** flexible large stroke stage; two-dimensional parallel micro-displacement stage; flexible leaf spring; manufacturing error; coupling compensation; motion decoupling

## 1 引言

目前,微纳定位技术在精密工程应用领域,特别是纳米压印光刻机、原子力显微镜、芯片制造、生物医学工程等领域发挥着越来越重要的作用<sup>[1-4]</sup>。同时,随着这些领域的快速发展,对微定位系统的分辨率、定位精度、运动行程、耦合特性、频响特性等提出了更高的要求,而由于摩擦、运动间隙等因素的影响,传统机构已无法满足超精密运动的需求。利用构件的弹性变形来完成运动、力或能量的传递及转换的柔性机构<sup>[5-7]</sup>,具有无摩擦、无间隙、运动灵敏度高、加工简单、无需安装等优点,在精密定位领域得到了广泛应用。其中,具有纳米级分辨率、毫米级运动范围的大行程微纳操控平台,已成为相关领域的研究热点<sup>[8-9]</sup>。

为实现超高运动分辨率,微纳操控平台多采用压电陶瓷作为驱动元件,由柔性铰链机构传递运动。但受到压电陶瓷行程及传统柔性铰链变形的限制,其运动行程多在数百微米以内。为实现毫米级大行程运动,S. Awtar 提出基于柔性板簧的微位移平台,以音圈电机作为驱动器,实现了  $5 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$  的大行程精密定位<sup>[10-11]</sup>。柔性板簧作为新型柔性连接机构,其结构紧凑,变形能力强,适用于大行程微纳平台的设计。特别是采用板簧迂回堆叠的多级复合平行板簧结构,在相同尺寸条件下可极大地提高输出位移。徐青松等设计了多种类型的基于双级复合平行板簧结构的定位平台,其最大行程  $11.75 \text{ mm} \times 11.66 \text{ mm}$ ,工作行程与平台尺寸比可达 0.95%<sup>[12-13]</sup>。

除运动行程要求外,解耦性能是衡量二维并联微纳平台的另一重要性能指标。尽管二维并联平台多采用对称结构,但由于加工误差以及板簧机构易变形等因素的影响,基于柔性板簧机构的二维并联平台的寄生耦合误差较大。S. Awtar

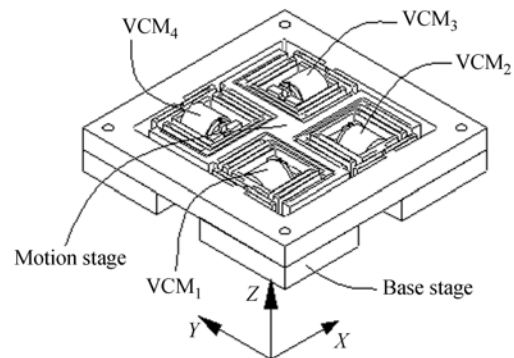
设计的二维微纳平台运动耦合误差为 1.2%,徐青松所设计平台运动耦合误差为 1.3%。

针对二维柔性微动平台尺寸大、行程小、运动耦合寄生误差大、定位性能受加工误差影响大等问题。首先,设计一种基于双级复合平行板簧结构的二维并联微位移平台,每个运动方向上由 2 个音圈电机同时驱动,对加工误差造成的运动耦合进行补偿,实现 2 个方向上的运动解耦。驱动器内置于柔性板簧,极大地减小了平台尺寸,本平台可实现  $\pm 2.25 \text{ mm} \times \pm 2.27 \text{ mm}$  工作行程,工作行程与平台尺寸占约为 1.73%,运动耦合误差小于 0.27%。实验结果表明设计的二维并联微动平台,具有的运动解耦性能可满足 XY 平面内大行程精密运动要求。

## 2 平台结构和参数设计

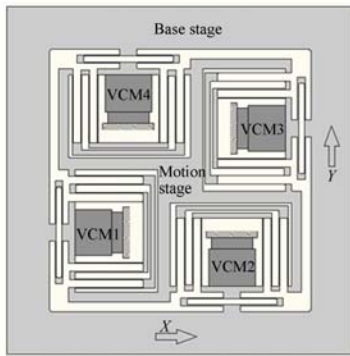
### 2.1 二维微位移平台结构设计

图 1 所示为柔性平台示意图,平台整体呈旋转布局,由音圈电机(VCM)驱动,并采用变形能力强的矩形板簧和双级复合平行板簧结构传递运



(a) XY 柔性平台三维示意图

(a) Three-dimensional schematic diagram of XY flexible stage



(b) 平面结构简图

(b) Planar construction schematic diagram

图 1 柔性平台示意图

Fig. 1 Schematic diagram of flexible stage

动,实现大行程位移输出。音圈电机内置于双级复合平行板簧结构,结构紧凑,极大地增大了平台的工作行程与平台尺寸占比。但矩形板簧、双级复合平行板簧结构的结构对称性对加工精度依赖较大,因加工误差造成的结构不对称将对系统解耦性能造成严重影响。因此,柔性平台 X 和 Y 方向各有 2 个音圈电机(VCM)驱动,以补偿因加工误差引起的运动耦合。

## 2.2 柔性板簧刚度分析

### 2.2.1 矩形板簧刚度分析

图 2(a)所示为矩形板簧的结构图,假设作用在板簧上的沿 X 和 Y 方向的外力分别为  $F_x$  和  $F_y$ 。根据卡式定理,板簧在 X 方向上的变形  $x_1$  为:

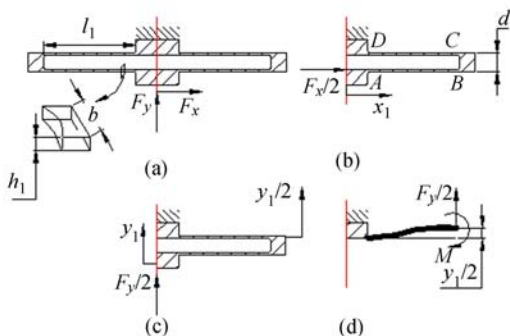


图 2(a)矩形板簧结构图(b)1/2 矩形板簧结构图(c)1/2 矩形板簧结构图(d)单叶板簧铰链变形

Fig. 2(a) Structure of a rectangular flexure (b) 1/2 Structure of a rectangular flexure (c) 1/2 Structure of a rectangular flexure (d) Deformation of one flexure

$$x_1 = \frac{\partial V_\epsilon}{\partial F_x}, \quad (1)$$

其中: $V_\epsilon$ 为  $F_x$  作用下板簧的弹性势能。由于板簧结构的对称性,左右并联的 1/2 矩形板簧形变相同,其右 1/2 板簧的受力如图 2(b)所示,  $l_1$ ,  $h_1$ ,  $b$ ,  $d$  分别为矩形板簧长度,厚度,宽度,及间隙,因此式(1)可表示为:

$$x_1 = \int_0^{l_1} \frac{M_1(x)}{EI_1} \frac{\partial M_1(x)}{\partial F} dx + \int_0^d \frac{M_2(x)}{EI_2} \frac{\partial M_2(x)}{\partial F} dx + \int_0^{l_1} \frac{M_3(x)}{EI_3} \frac{\partial M_3(x)}{\partial F} dx, \quad (2)$$

式中: $F = F_x/2$ ,  $M_1(x)$ 、 $M_2(x)$ 、 $M_3(x)$  分别为 AB 段、BC 段、CD 段弯矩,  $I_1$ 、 $I_2$ 、 $I_3$  分别为 AB 段、BC 段、CD 段惯性矩,  $E$  为材料杨氏模量。

AB 段:

$$M_1(x) = 0, \quad (3)$$

$$I_1 = \frac{bh_1^3}{12}, \quad (4)$$

CD 段:

$$M_3(x) = -\frac{F_x d}{2}, \quad (5)$$

$$I_1 = I_3, \quad (6)$$

BC 段:  $I_2 \gg I_3$ , 固:

$$\int_0^d \frac{M_2(x)}{EI_2} \frac{\partial M_2(x)}{\partial F} dx \ll \int_0^{l_1} \frac{M_3(x)}{EI_3} \frac{\partial M_3(x)}{\partial F} dx. \quad (7)$$

因此 BC 段 X 向变形可忽略。

将式(3)~(6)带入式(2)可得:

$$x_1 = \frac{6F_x d^2 l_1}{Ebh_1^3}. \quad (8)$$

由此可计算得到解耦方向刚度为:

$$k_j = \frac{F_x}{x_1} = \frac{Ebh_1^3}{6l_1 d^2}. \quad (9)$$

在  $F_y$  作用下,右 1/2 矩形板簧及单叶板簧铰链变形分别如图 2(c)(d)所示。对于单叶板簧铰链,其末端挠度变形为:

$$y_f = \frac{F_y l_1^3}{6EI_3} - \frac{Ml_1^2}{2EI_3}. \quad (10)$$

由几何关系可知,整个矩形板簧在外力  $F_y$  作用下的变形  $y_1$  为单叶板簧铰链  $y_f$  的 2 倍,因此矩形板簧在导向方向刚度为:

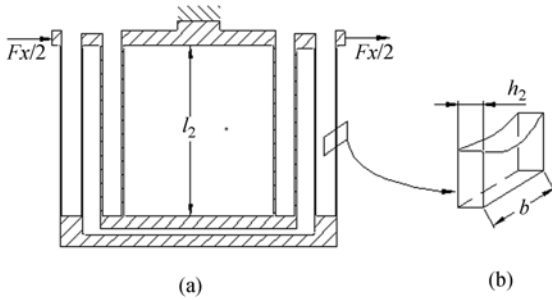
$$k_d = \frac{F_y}{y_1} = \frac{F_y}{2y_f} = \frac{Ebh_1^3}{l_1^3}. \quad (11)$$

### 2.2.2 双级复合平行板簧结构分析

基于板簧迂回堆叠的双级复合平行板簧结构

如图 3 所示,图中,  $l_2, h_2, b$  分别表示双级复合平行板簧结构的长度、厚度、宽度。参考文献[14]中给出的  $N$  级复合平行板簧结构的刚度计算公式,可得到双级复合平行板簧结构的刚度为:

$$k_{\pi} = \frac{Ebh_2^3}{2l_2^3} \quad (12)$$



(a) 双级复合平行板簧结构图 (b) 单条板簧截面图  
(a) Structure of double compound parallelogram flexures (b) Cross section of beam flexures

图 3 平行板簧结构

Fig. 3 Compound parallelogram flexure

### 2.2.3 简化力学模型

根据上述分析结果,该微位移平台力学模型简化如图 4 所示。由图 2 和图 3 所示的矩形和双级复合平行板簧结构可知  $d \ll l_2$ , 由式(8)~(12)可知,矩形板簧的解耦刚度远大于双级复合平行板簧结构的刚度(即  $k_j \gg k_{\pi}$ ),而二者为串联关系,因此在简化模型中矩形板簧行的解耦刚度忽略不计,平台刚度矩阵为:

$$\begin{bmatrix} k_x \\ k_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{d1} + k_{1,\pi} + k_{3,\pi} + k_{d2} \\ k_{d1} + k_{2,\pi} + k_{4,\pi} + k_{d3} \end{bmatrix}, \quad (13)$$

式中:  $k_x, k_y$  分别为平台 X 和 Y 方向的刚度,结合式(13),平台最大输出位移  $d_x^{\max}, d_y^{\max}$  分别为:

$$d_x^{\max} = \frac{2F_P}{k_x}, \quad (14)$$

$$d_y^{\max} = \frac{2F_P}{k_y}, \quad (15)$$

式中:  $F_P$  为音圈电机输出峰值力。

### 2.3 共振频率

根据拉格朗日方程,柔性平台自由振动动力学方程为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = 0, \quad (16)$$

式中:  $\mathbf{M} = \text{diag}\{m_x, m_y\}$ , 为等效质量矩阵,  $m_x$  和  $m_y$  分别表示柔性平台在 X 和 Y 方向上的等效质

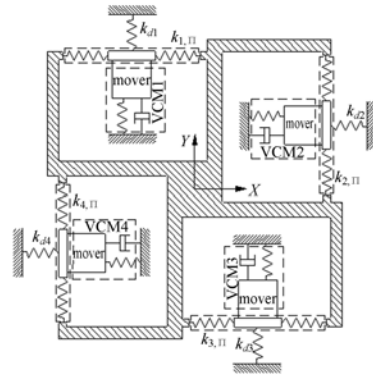


图 4 简化力学模型图

Fig. 4 Stiffness model of a XY stage

量;  $\mathbf{K} = \text{diag}\{k_x, k_y\}$ , 为等效刚度矩阵;  $\mathbf{q} = [x \ y]^T$ , 为广义位移。根据振动理论,特征方程为

$$|\mathbf{K} - \omega_i^2 \mathbf{M}| = 0, \quad (17)$$

式中:  $\omega_i (i=1, 2)$  即微位移平台的固有角频率。

### 2.4 参数优化与有限元仿真

二维柔性平台材质采用具有优越变形性能的 Al7075-T6, 其材料特性如表 1 所示。驱动器采用 BEI 音圈电机 LA15-16-024, 其行程为  $\pm 3.18\text{mm}$ , 最大行程下驱动峰值力为  $69.0\text{N}$ 。依据式(13)~(17)计算得到的刚度、行程以及固有频率,同时考虑应力以及尺寸等的限制,优化平台尺寸参数如表 2 所示。该尺寸下,理论输出位移为  $3.23 \times 3.23\text{mm}$ , X 和 Y 方向的固有频率为  $f_1 = f_2 = 38.5\text{Hz}$ 。

表 1 XY 平台的材料特性

Tab. 1 Material properties of XY stage

材料特性	取值	单位
材料牌号	Al7075-T6	—
密度	2810	kg/m <sup>3</sup>
弹性模量 E	71.7	GPa
泊松比	0.33	—
屈服强度	503	MPa

表 2 XY 平台的尺寸参数

Tab. 2 Parameter of the XY stage

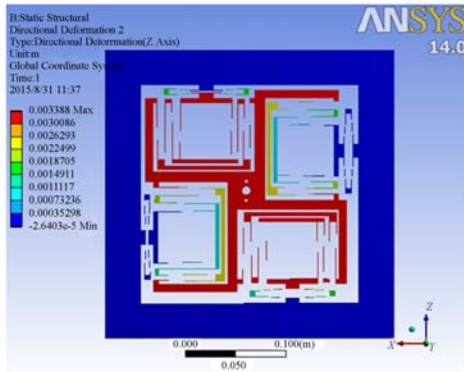
尺寸参数	取值	单位
$l_1$	30	mm
$h_1$	0.6	mm
$l_2$	56	mm
$h_2$	0.6	mm
$b_1$	26	mm
$d$	5	mm
平台尺寸	260 × 260	mm

表 3 XY 平台 1~6 阶模态值

Tab. 3 First six resonant frequencies of the XY stage

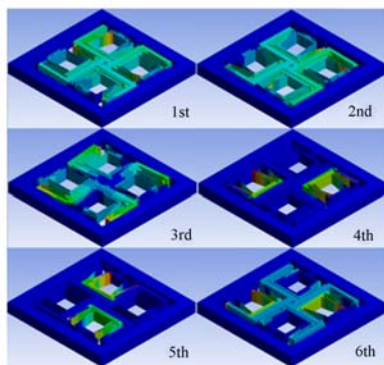
模态阶数	1	2	3	4	5	6
计算值	38.5	38.5	--	--	--	--
FEA	36.7	36.7	37.2	48.1	48.4	51.2

为验证设计的二维柔性平台的性能,采用有限元分析软件 Ansys 对其进行仿真分析。在驱动峰值力 69.0 N 情况下,平台输出位移为  $3.38 \times 3.38$  mm,如图 5(a)所示。在最大变形下应力峰值为 310.8 Mpa,安全系数为 1.61。此外,通过 FEA 模态仿真得到的前六阶模态分析结果如图 5(b)所示,其各阶模态对应的固有频率如表 3 所示,其分析结果与理论计算结果吻合。需要注意的是,为实现对由加工误差导致的耦合位移以及寄生转动等的补偿,柔性平台结构允许存在一定



(a) FEA 静态变形仿真

(a) Static FEA result of deformation



(b) 1-6 阶模态 FEA 仿真

(b) FEA result of first six resonant mode shapes

图 5 有限元仿真结果

Fig. 5 FEA result of Ansys

的微小转动,如图 1 所示,在一定程度上牺牲了平台的转动刚度,导致转动模态(第三阶模态)的固有频率同平移模态(第一、二阶模态)的固有频率相近。这种设计通过调节单方向上 2 个音圈电机的信号比例,从而实现对由加工误差导致的耦合位移以及寄生转动等的补偿,有效减小了并联移动平台中广泛存在的运动耦合误差。

### 3 实验验证

以优化后的结果加工柔性平台,并搭建实验系统如图 6 所示。由 4 个 BEI 音圈电机驱动,并采用 RENISHAW 激光尺 RLE20-DI 作为位移传感器,实时精密检测两轴位移信号并反馈给控制器。同时采用 Matlab/Simulink 中提供的高性能实时控制包 xPCTarget,配合 NI6259 数据采集卡,实现快速控制原型实验验证。

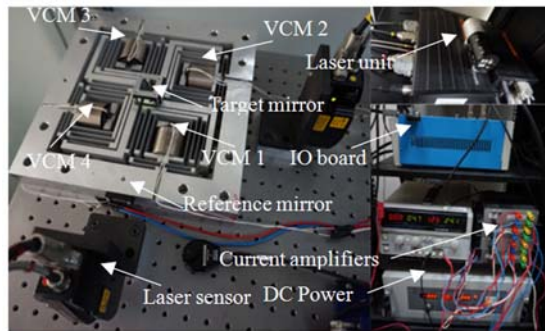


图 6 XY 定位系统实验装置

Fig. 6 Experimental setup of XY precision positioning system

#### 3.1 静态性能实验

加工误差使得柔性平台对称结构并非完全对称,造成柔性铰链部分刚度不对等,柔性平台在 X(或 Y)方向音圈电机的驱动下沿 X(或 Y)轴运动的同时,在垂直方向 Y(或 X)方向上会产生耦合运动,将之定义为运动耦合误差。较大的耦合误差,将导致位移检测系统中目标镜偏转而使得输出位移信号采集中断。分别调整 VCM1 和 VCM3 的输入电压  $u_{x1}$ ,  $u_{x2}$  以及 VCM2 和 VCM4 的输入电压  $u_{y1}$ ,  $u_{y2}$ , 当满足如下关系时,可得到稳定位移输出信号:

$$u_{x1} = -0.71 u_{x2}, \quad (18)$$

$$u_{y1} = -1.02 u_{y2}. \quad (19)$$

在比例关系(18)下,同时驱动 VCM1 和

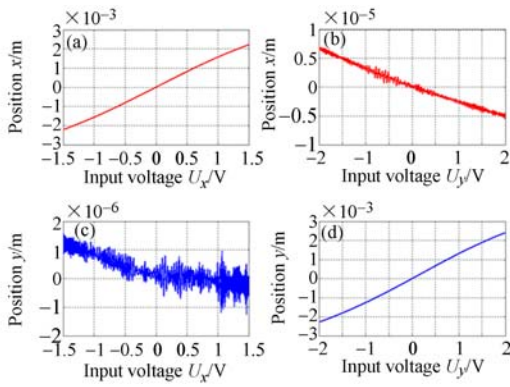


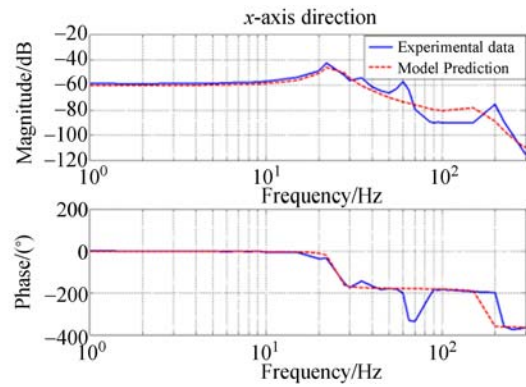
图 7 0.1 Hz 正弦信号下 XY 运动行程 (a) VCM1 和 VCM3 同时驱动时 X 轴输出位移 (b) VCM2 和 VCM4 驱动时 X 轴输出位移 (c) VCM1 和 VCM3 驱动时 Y 轴输出位移 (d) VCM2 和 VCM4 驱动时 Y 轴输出位移

Fig. 7 Motion range test results with 0.1 Hz sinusoidal signal input. (a) X-axis displacement output with VCM1 and VCM3 driven. (b) X-axis displacement output with VCM2 and VCM4 driven. (c) Y-axis displacement output with VCM1 and VCM3 driven. (d) Y-axis displacement output with VCM2 and VCM4 driven.

VCM3,利用激光尺分别检测运动平台在 X 方向上的输出位移和在 Y 方向上的耦合位移,如图 7 (a)和(c)所示。同理,在比例关系(19)下,同时驱动 VCM2 和 VCM4,得到运动平台在 Y 方向上的输出位移和 X 方向上的耦合位移,如图 7(d)和 (b)所示。实验结果表明,设计的柔性平台的行程可达到  $\pm 2.25 \text{ mm} \times \pm 2.27 \text{ mm}$ , X 方向和 Y 方向的工作行程与平台尺寸占比分别为 1.73% 和 1.75%。同时图 7(c)显示出 X 向运动引起的 Y 向运动耦合误差值小于 0.081%,Y 向运动引起的 X 向运动耦合小于 0.27%,均优于之前文献中所述耦合值 1.3%<sup>[13]</sup>。另外,值得指出的是,受限于现有的电源功率约束,实验中输出位移小于理论设计值。

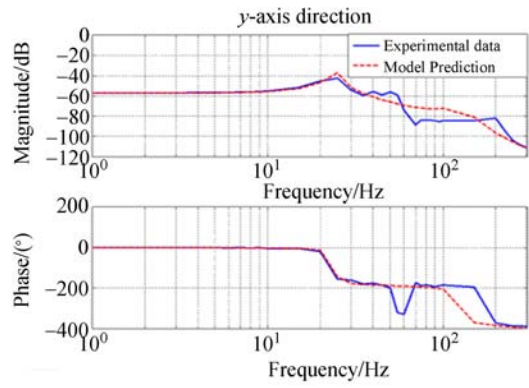
### 3.2 动态性能实验

为进一步验证设计的柔性平台的动态性能,以正弦扫频信号为激励,采用实时 DFT 算法分别得到柔性平台的 X 轴和 Y 轴的频率响应数据,如图 8(蓝色实线)所示。并进一步辨识可得 X 向和 Y 向近似传递函数分别为:



(a) X 方向频率响应

(a) Plant frequency responses in the X-axis



(b) Y 方向频率响应

(b) Plant frequency responses in the Y-axis

图 8 频率响应结果

Fig. 8 Plant frequency responses

$$G_x = \frac{-1749s + 2.54 \times 10^7}{s^4 + 35.64s^3 + 1.15 \times 10^6 s^2 + 1.36 \times 10^7 s + 2.65 \times 10^{10}}, \quad (20)$$

$$G_y = \frac{-9491s + 1.87 \times 10^7}{s^4 + 73.92s^3 + 6.37 \times 10^5 s^2 + 7.43 \times 10^6 s + 1.41 \times 10^{10}}. \quad (21)$$

图 8 给出了辨识得到的开环系统的频率响应曲线(红色虚线),通过与实验数据(蓝色实线)的对比,结果表明所建立的模型能够有效描述的纳米操控平台的动态特性。需要指出的是,实验得到的柔性平台在 X 和 Y 方向的固有频率分别为 23.5 Hz 和 25.5 Hz,低于理论值 38.5 Hz。原因是在实际安装中,因检测需要安装了镜片及其支架增加了运动平台质量,而在理论计算部分未将其考虑在内。

### 3.3 闭环性能实验

为满足超精密定位与运动应用需求,采用闭

环 PID 控制,其一般表达式为:

$$G_c(s) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s, \quad (22)$$

其中:  $K_p$ ,  $K_i$ ,  $K_d$  由 Ziegler-Niclos 方法获得,并在实验中根据实验结果做调整,最终确定 X 方向控制器参数为  $K_{p,x}=164.2$ ,  $K_{i,x}=14\ 120$ ,  $K_{d,x}=0.477$ , Y 方向控制器参数为  $K_{p,y}=164.1$ ,  $K_{i,y}=14\ 640$ ,  $K_{d,y}=0.459$ 。

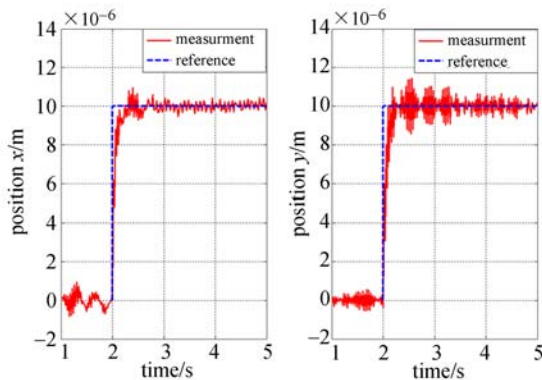
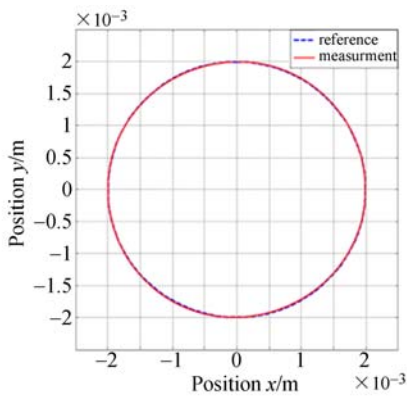


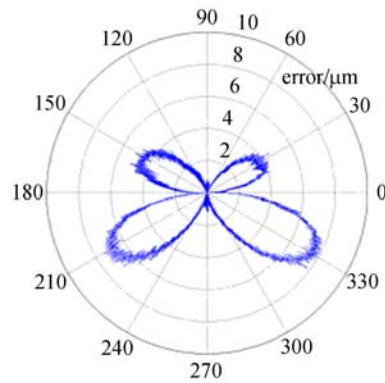
图 9(a) X 向闭环阶跃响应(b) Y 向闭环阶跃响应

Fig. 9 (a) Step response of the close loop system for X axis. (b) Step response of the close loop system for Y axis.



(a) 圆轨迹跟踪

(a) Circular motion tracking



(b) 圆轨迹跟踪误差

(b) Circular motion tracking error

图 10 平台圆轨迹跟踪结果

Fig. 10 Result of circular motion tracking

将上述控制器应用于二维柔性平台的实时控制,其闭环阶跃响应曲线如图 9 所示,由图可知,平台在 X 方向和 Y 方向上的响应时间均小于 0.8 s,定位误差小于  $1\ \mu\text{m}$ 。此外,图 10 给出了该柔性平台的圆轨迹(半径为 2 mm)跟踪实验结果,系统跟踪性能良好,跟踪误差在 5% 以内。

## 4 结 论

本文针对二维微位移精密定位平台尺寸大行程小、运动耦合误差大、性能受加工误差影响大等问题,设计了基于柔性板簧的大行程二维并联解耦微位移平台,每个运动方向上由两个音圈电机驱动,有效地对因加工误差导致的耦合位移进行补偿,降低了系统对加工精度的依赖程度。根据卡氏定理建立平台力学模型,并对结构参数进行优化。基于理论和有限元分析结果,加工出二维柔性平台并搭建实验系统并,实验结果表明,设计的柔性平台行程与平台尺寸占比大,定位精度高,运动解耦性能得到大幅改善,可实现  $\pm 2.25\ \text{mm} \times \pm 2.27\ \text{mm}$  工作行程,其与平台尺寸占比达 1.73%,耦合误差小于 0.27%。

## 参考文献:

[1] BONNAIL N, TONNEAU D, JANDARD F, *et al.*. Variable structure control of a piezoelectric actuator for a scanning tunneling microscope [J].

*IEEE Trans. Ind. Electron.*, 2004, 51 (2): 354-363.

[2] ZHAO J, WANG H, GAO R, *et al.*. A novel alignment mechanism employing orthogonal connected multi-layered flexible hinges for both leveling and centering [J]. *Rev. Sci. Instrum.*, 2012, 83 (6):

- 065102-1-065102-7.
- [3] LIU P, YAN P, ZHANG Z. Design and analysis of an  $x$ - $y$  parallel nanopositioner supporting large-stroke servomechanism [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science*, 2015, 229(2): 364-376.
- [4] ZHANG Y, TAN K, HUANG S. Vision-servo system for automated cell injection [J]. *IEEE Trans. Ind. Electron.*, 2009, 56(1): 231-238.
- [5] 赵磊, 巩岩, 赵阳. 光刻投影物镜中的透镜 X-Y 柔性微动调整机构[J]. *光学精密工程*, 2013, 21(6): 1426-1433.  
ZHAO L, GONG Y, ZHAO Y. Flexure-based X-Y micro-motion mechanism used in lithographic lens [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013, 21(6): 1426-1433. (in Chinese)
- [6] 胡俊峰, 张宪民. 3 自由度精密定位平台的运动特性和优化设计[J]. *光学精密工程*, 2012, 20(12): 2686-2695.  
HU J F, ZHANG X M. Kinematical properties and optimal design of 3-DOF precision positioning stage [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2012, 20(12): 2686-2695. (in Chinese)
- [7] 马立, 谢炜, 刘波, 等. 柔性铰链微定位平台的设计[J]. *光学精密工程*, 2014, 22(2): 338-345.  
MA L, XIE W, LIU B, *et al.*. Design of micro-positioning stage with flexure hinge [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014, 22(2): 338-345. (in Chinese)
- [8] LI Y, XU Q. A novel piezoactuated XY stage with parallel, decoupled, and stacked flexure structure for micro-/nanopositioning [J]. *IEEE Trans. Ind. Electron.*, 2011, 58(8): 3601-3615.
- [9] 于靖军, 裴旭, 毕树生, 等. 柔性铰链机构设计方法的研究进展[J]. *机械工程学报*, 2010, 46(13): 2-12.  
YU J J, PEI X, BI SH SH, *et al.*. State-of-arts of Design Method for Flexure Mechanisms [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(13): 2-12. (in Chinese)
- [10] AWTAR S, SLOCUM A H. Constraint-based design of parallel kinematic XY flexure mechanisms [J]. *J. Mech. Des.*, 2007, 129(8): 816-830.
- [11] AWTAR S, PARMAR G. Design of a large range XY nanopositioning system [J]. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 2013, 5(2): 021008.
- [12] XU Q. Design, testing and precision control of a novel long-stroke flexure micropositioning system [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2013, 70: 209-224.
- [13] XU Q. Design and development of a compact flexure-based XY precision positioning system with centimeter range [J]. *IEEE Trans. Ind. Electron.*, 2014, 61(2): 893-902.
- [14] XU Q. New flexure parallel-kinematic micropositioning system with large workspace [J]. *IEEE Trans. Robot.*, 2012, 28(2): 478-491.

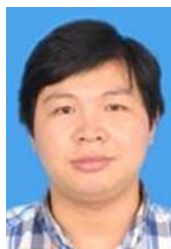
#### 作者简介:



闫鹏(1975—),男,山东济南人,教授,博士生导师,中组部“青年千人计划”入选者,1997年于东南大学获学士学位,1999年于东南大学获硕士学位,2003年于美国俄亥俄州立大学获博士学位(PhD),目前主要从事超精密机电一体化系统的设计分析和伺服控制技术, E-mail: pengyan2007@gmail.com



张立龙(1990—),男,山东济宁人,硕士,2014年于山东大学获学士学位,主要从事面向纳米压印设备的微纳操控系统方面的研究。E-mail: 1186157645@qq.com



刘鹏博(1990—),男,山东肥城人,博士研究生,2012年于中国海洋大学获学士学位,主要从事微纳操控柔性机构方面的研究。E-mail: pengbosdu@163.com