

无驱动冗余的单层纯中心压电旋转平台*

MONOLITHIC PURE CENTER PIEZOELECTRIC ROTARY PLATFORM WITHOUT ACTUATOR REDUNDANCY

吴豫席**¹ 杨依领***¹ 吴高华¹ 杜慧林² 魏燕定²

(1. 宁波大学 机械工程与力学学院, 宁波 315211)

(2. 浙江大学 机械工程学院 浙江省先进制造技术重点实验室, 杭州 310027)

WU YuXi¹ YANG YiLing¹ WU GaoHua¹ DU HuiLin² WEI YanDing²

(1. College of Mechanical Engineering and Mechanics, Ningbo University, Ningbo 315211, China)

(2. Key Laboratory of Advanced Manufacturing Technology of Zhejiang Province, School of Mechanical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

摘要 为了实现微纳操作任务中所需的高精度、纯中心旋转运动,采用单个压电驱动器驱动二级柔顺放大机构,设计了一款单层、纯中心柔顺旋转平台。与传统压电旋转平台相比,所设计的旋转平台具有无驱动冗余、固有频率高、旋转角度大和结构紧凑优点。结合伪刚体法和有限元法,建立了旋转平台的静力学与动力学模型,并利用 Ansys 软件对输出转角、输入刚度、输出刚度和固有频率进行仿真。最后搭建实验测试系统,通过多组实验测试平台性能,并利用前馈控制补偿压电迟滞现象。实验结果表明,平台旋转角度为 16.8 mrad,固有频率为 527.3 Hz,分辨率为 0.3 μ rad,前馈控制能有效补偿迟滞非线性,实现高精度纯中心旋转操作。

关键词 压电驱动 柔顺机构 纯中心旋转 大行程

中图分类号 TN 384

Abstract In order to achieve high-precision and pure-center rotation motion in micro/nanomanipulation tasks, a monolithic pure-center rotation platform was designed using two-stage compliant amplification mechanisms and a single piezoelectric actuator. Compared with other platforms, the designed rotation platform exhibited the merits of no actuator redundancy, high natural frequency, large rotation angle, and compact structure. The static and dynamic models were established by combining the pseudo-rigid body and finite element methods. Also, the output angle, input stiffness, output stiffness, and natural frequency of the rotation platform were simulated by Ansys software. Finally, an experimental test system was built, and the performance of the platform was tested through several experiments. Also, the feedforward control was used to compensate for the piezoelectric hysteresis. The experimental results show that the rotation angle is 16.8 mrad, the natural frequency is 527.3 Hz, and the resolution is 0.3 μ rad. Meanwhile, the hysteresis nonlinearity is compensated effectively using feedforward control. Thus, the platform is capable the high precision center rotation operation.

Key words Piezoelectric actuator; Compliant mechanism; Pure center rotation; Large stroke

Corresponding author: YANG YiLing, E-mail: yangyiling@nbu.edu.cn, Tel: +86-574-87600830

The project supported by Zhejiang Provincial Natural Science Foundation of China (No. LY22E050002), and the National Natural Science Foundation of China (No. 51805276, 51975517, 51905479).

Manuscript received 20220822, in revised form 20221205.

0 引言

压电驱动器具有分辨率高、输出力大和响应速度快等优点,在精密微操作与微装配技术领域备受关注。

然而,压电驱动器输出位移较为有限,仅为数微米或者数十微米^{[1][2]747-759}。因此,实际工作中常采用柔顺放大机构,用于扩增压电驱动器的工作范围^[3-4]。

与传统定位平台相比,压电柔顺定位平台具有无

* 20220822 收到初稿, 20221205 收到修改稿。浙江省自然科学基金项目(LY22E050002), 国家自然科学基金项目(51805276, 51975517, 51905479)资助。

** 吴豫席, 男, 1996 年生, 河南驻马店人, 汉族, 宁波大学硕士研究生, 主要研究方向为微/纳米定位技术。

*** 杨依领 (通信作者), 男, 1987 年生, 山东菏泽人, 汉族, 宁波大学副教授, 主要研究方向为压电驱动、微操作、微纳驱动及精密测控。

摩擦、无磨损和易于制造等优点^[5], 广泛应用在生物细胞操作、光纤对准、扫描探针显微镜等场合^[6-7]。但是, 目前针对压电柔顺定位平台的研究大都集中在平动运动解耦或者多自由度运动的实现, 对纯中心旋转运动关注较少^[8-9]。同时, 非中心旋转或者边角转动也不可避免地导致末端操纵偏移, 增加系统操控难度。

PALPACELLI M C 等^[10]利用三个压电驱动器, 设计了一款二自由度运动平台, 但存在驱动冗余且结构较为复杂, 导致平台控制与制造装配困难。WANG B W 等^[11]利用压电驱动器和并联柔顺机构, 设计了一种三自由度微动平台, 最大输出转角为 0.22 mrad, 旋转角度相对较小且难以实现纯中心旋转, 影响末端操纵范围与精度。KIM H 等^[12]开发了一种超精密三自由度垂直定位平台, 旋转角度可达 0.5 mrad。但是, 该定位平台在制造过程中需要高精度的复杂装配, 否则, 安装误差会降低平台的运动精度。LEE H J 等^[13]开发了一种用于表面磨削的纳米定位平台, 旋转范围为 ± 2 mrad, 然而其旋转运动由两个压电驱动器配合实现, 控制复杂且引发驱动冗余。

传统压电旋转平台通常无法实现纯中心旋转或存在驱动冗余, 使平台的可操作性比纯中心旋转平台更加复杂, 降低了旋转平台的操纵精度。同时, 平台精密运动的实现涉及多个压电驱动器的协调配合, 使得平台体积增大, 也加剧了系统控制难度。

针对以上问题, 本文提出一种单压电驱动器致动的纯中心旋转平台, 以实现高精度、大范围纯中心旋转操作。与现有压电旋转平台相比, 所开发的旋转平台不仅无驱动冗余、结构紧凑以及可单层制造, 还具有大旋转范围和高固有频率。结合伪刚体法和有限元法, 建立了旋转平台的静力学与动力学模型, 并通过 Ansys 软件对平台输出性能进行仿真。最后搭建实验测试系统, 验证旋转平台结构与理论模型的可行性。

1 结构模型

设计的纯中心旋转平台, 如图 1 所示。平台主要由一级放大机构、二级放大机构、辅助导向机构和压电驱动器等组成。两组柔顺放大机构对称布置, 以实现纯中心转动。压电驱动器安装在一级放大机构中间, 旋转平台通过固定螺钉与底座固连。

当对压电驱动器施加致动电压时, 驱动器伸长, 推动一级放大机构运动, 带动输出点 G 沿 x 轴方向移动。然后, 刚性连杆 IHO_2 上的点 H 也产生相应移动。最终, 中心布置的 I 和 I' 共同推动输出平台, 产生纯中心旋转运动。

通过多次有限元仿真, 获得表 1 所示的柔性铰链长度和厚度、连杆长度和倾斜角度等关键结构尺寸。

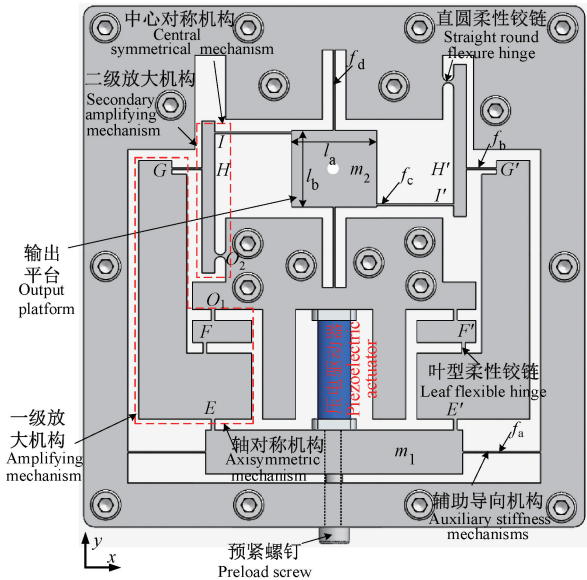


图 1 旋转平台结构

Fig. 1 Structure of the rotation platform

表 1 中, l_a 、 l_b 为输出平台的宽度和长度, l_{O1F} 、 β 为连杆 O_1F 的长度和倾斜角度, l_{EG} 、 l_{HO2} 、 l_{IO2} 和 $l_{EE'}$ 分别为刚性连杆 EG 、 HO_2 、 IO_2 和 EE' 的长度, d_{O1} 、 d_{O2} 、 d_E 和 d_F 为柔性铰链 O_1 、 O_2 、 E 和 F 的宽度, $l_{fa} \sim l_{fd}$ 为长柔性梁 $f_a \sim f_d$ 的长度, $d_{fa} \sim d_{fd}$ 为长柔性梁 $f_a \sim f_d$ 的宽度, l_E 、 l_F 分别为叶型柔性铰链 E 和 F 的长度, 参数 α 和 β , 如图 2 所示。

表 1 平台关键结构参数

Tab. 1 Key structural parameters of the platform

参数 Parameter	数值 Value	单位 Unit	参数 Parameter	数值 Value	单位 Unit
l_{O1F}	6.2	mm	$l_{EE'}$	44.0	mm
l_{EG}	46.9	mm	d_{O1}	0.7	mm
l_a	15.4	mm	d_{O2}	0.3	mm
l_b	14.0	mm	d_E	0.7	mm
l_{HO2}	16.2	mm	d_F	0.7	mm
l_{IO2}	22.4	mm	$d_{fa} \sim d_{fd}$	0.3	mm
l_{fa}	14.2	mm	l_E	2.0	mm
l_{fb}	5.5	mm	l_F	2.0	mm
l_{fc}	14.0	mm	α	6.1	(°)
l_{fd}	14.7	mm	β	14.0	(°)

2 理论模型

2.1 静力学分析

根据伪刚体法, 直圆柔性铰链和叶型柔性铰链简化为扭转弹簧, 长柔性梁则等效为两个扭转弹簧连接绕弹簧中心旋转的刚性连杆^[14]。鉴于旋转平台良好的对称性, 柔顺放大机构的运动示意图如图 2 所示。图 2 中, O_1 、 O_2 、 E 、 F 、 G 、 H 和 I 表示旋转弹簧, 辅助点 O 是连杆 EFG 的瞬时旋转中心。

根据运动学关系, 点 $E \sim I$ 的瞬时速度 $v_E \sim v_I$ 表示为

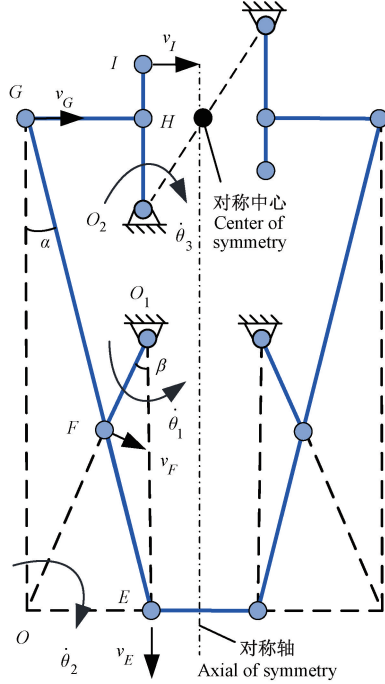


图2 旋转平台的运动示意图

Fig. 2 Kinematic diagram of the rotation platform

$$v_E = v_{in} = \dot{\theta}_2 l_{OE} \quad (1)$$

$$v_F = \dot{\theta}_1 l_{O1F} = \dot{\theta}_2 l_{OF} \quad (2)$$

$$v_G = \dot{\theta}_2 l_{OG} \quad (3)$$

$$v_H = \dot{\theta}_3 l_{HO2} \approx v_G \quad (4)$$

$$v_I = \dot{\theta}_3 l_{IO2} \quad (5)$$

$$v_E \cos \alpha = v_F \cos(\pi/2 - \alpha - \beta) = v_G \sin \alpha \quad (6)$$

式中, $\dot{\theta}_1$ 、 $\dot{\theta}_2$ 和 $\dot{\theta}_3$ 分别为连杆 O_1F 、 EFG 和 O_2I 的瞬时角速度; l_{OE} 、 l_{OF} 和 l_{OG} 分别为 OE 、 OF 和 OG 的长度。由于柔性梁 f_b 具有较大的纵向刚度, 因此 G 点的运动速度与 H 点的运动速度可视为相同。

联立式(1) ~ 式(6), 点 O_1 、 O_2 、 $E \sim I$ 的角度变化为

$$\Phi_E = \frac{d_i}{l_{OE}} \quad (7)$$

$$\Phi_{O1} = \frac{l_{EG} \sin \alpha \cos \alpha}{l_{O1F} \cos(\pi/2 - \alpha - \beta)} \Phi_E \quad (8)$$

$$\Phi_F = \Phi_E + \Phi_{O1} =$$

$$\frac{d_i}{l_{OE}} + \frac{l_{EG} \sin \alpha \cos \alpha}{l_{O1F} \cos(\pi/2 - \alpha - \beta)} \Phi_E \quad (9)$$

$$\Phi_G = \Phi_E \quad (10)$$

$$\Phi_H = \Phi_I = \Phi_{O2} = \frac{l_{EG} d_i \cos \alpha}{l_{HO2} l_{OE}} = \frac{l_{EG} \cos \alpha}{l_{HO2}} \Phi_E \quad (11)$$

式中, d_i 为输入位移。

2.2 刚度分析

由于综合考虑所有构件的柔性, 有限元法可以高

精度地分析柔顺机构结构刚度。具体地, 在有限元法中, 旋转平台中的所有刚性连杆、柔性铰链和长柔性梁都被视为具有两个节点的柔性单元^[15]。图3给出了旋转平台的整体有限元模型, 节点从1~28依次进行标记。输入节点编号为1, 输出平台则由节点22、24、26和28描述。

平台整体刚度矩阵 K 、整体位移向量 X 和整体力向量 F 之间的关系为

$$F = KX \quad (12)$$

式中, 整体刚度矩阵 K 可通过先计算各局部单元的刚度矩阵, 再转换到全局坐标系下, 并按照“子块搬家, 对号入座”的原则进行组装。此外, 还需根据实际边界条件, 消除整体刚度矩阵固定节点所在的行与列^{[2] 747-759}。

整体位移向量 X 和力向量 F 具体表示为

$$\begin{cases} X = [(X_1)^T, \dots, (X_i)^T, \dots, (X_m)^T]^T \\ F = [(F_1)^T, \dots, (F_i)^T, \dots, (F_m)^T]^T \\ X_i = [x^i, y^i, z^i, \theta_x^i, \theta_y^i, \theta_z^i]^T \\ F_i = [F_x^i, F_y^i, F_z^i, M_x^i, M_y^i, M_z^i]^T \\ i = 1, 2, \dots, m \end{cases} \quad (13)$$

式中, m 为节点编号; X_i 和 F_i 为节点 i 的位移矢量和力矢量。

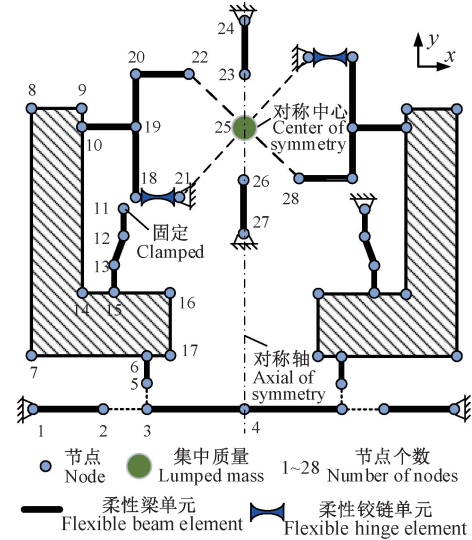


图3 旋转平台的分析模型

Fig. 3 Analytical model of the rotation platform

旋转平台的输入刚度 K_{in} 可通过向输入端(节点1)施加力 $F_1 = [0, F_{in}, 0, 0, 0, 0]$ 来计算。类似地, 输出刚度 K_{out} 可通过向节点22施加力 $F_{22} = [F_{out}, 0, 0, 0, 0, 0]$, 并向节点28施加力 $F_{28} = [-F_{out}, 0, 0, 0, 0, 0]$ 来计算。输入刚度 K_{in} 和输出刚度 K_{out} 的表达式为

$$K_{in} = \frac{F_1(y)}{X_1(y)} \quad (14)$$

$$\mathbf{K}_{\text{out}} = \frac{\mathbf{F}_{22}(x) - \mathbf{F}_{28}(x)}{\mathbf{X}_{22}(x) - \mathbf{X}_{28}(x)} \quad (15)$$

旋转平台的位移放大比 λ 和输出转角 θ 可以表示为

$$\lambda = \sqrt{\mathbf{X}_{22}^2(x) + \mathbf{X}_{22}^2(y)} / \mathbf{X}_1(y) \quad (16)$$

$$\theta = 2\sqrt{\mathbf{X}_{22}^2(x) + \mathbf{X}_{22}^2(y)} / \sqrt{l_a^2 + l_b^2} \quad (17)$$

2.3 动力学分析

根据第 2.1 节中建立的运动学关系, 旋转平台的总动能可以表示为

$$E_k = \frac{1}{2} [2J_{O1F}\eta_{01}^2 + 2J_{EG} + 2J_{O2I}\eta_{02}^2 + m_{f_a} + (1-r)m_{f_a} + 2\sum_{n=f_a}^{f_d} J_n\eta_n^2 + J_{mf_b}\eta_{mf_b}^2] \dot{\Phi}_E^2 \quad (18)$$

式中, J_{O1F} 、 J_{EG} 和 J_{O2I} 分别为刚性连杆 O_1F 、 EG 和 O_2I 的转动惯量; J_{f_a} 、 J_{f_b} 、 J_{f_c} 和 J_{f_d} 分别为长柔性梁 f_a 、 f_b 、 f_c 和 f_d 的转动惯量; m_1 、 m_2 和 m_{f_a} 分别为输入端、输出平台和长柔性梁 f_a 的质量。此外, η_{01} 、 η_{f_a} 、 η_{f_b} 、 η_{f_c} 、 η_{f_d} 、 η_{mf_b} 和 η_{02} 表示为

$$\eta_{01} = \frac{l_{EG} \sin \alpha \cos \alpha}{l_{O1F} \cos(\pi/2 - \alpha - \beta)} \quad (19)$$

$$\eta_{f_a} = \frac{1}{\gamma l_{f_a}}, \eta_{f_b} = \frac{\lambda}{\gamma l_{f_b}}, \eta_{f_c} = \frac{\lambda}{\gamma l_{f_c}}, \eta_{f_d} = \frac{\lambda}{\gamma l_{f_d}} \quad (20)$$

$$\eta_{mf_b} = \lambda / \sqrt{(l_a/2)^2 + (l_b/2)^2} \quad (21)$$

$$\eta_{02} = \frac{l_{EG} \cos \alpha}{l_{HO2}} \quad (22)$$

式中, γ 为柔性梁的特征半径系数, $\gamma = 0.85$ 。

将平台的动能和势能代入拉格朗日方程, 即

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{d}_i} \right) - \left(\frac{\partial E_k}{\partial d_i} \right) + \left(\frac{\partial E_p}{\partial d_i} \right) = Q_i \quad (23)$$

式中, d_i 、 Q_i 分别为广义输入位移和广义力。

旋转平台的动力学模型可以写为

$$M\ddot{d}_i + K_{in}d_i = Q_i \quad (24)$$

其中, M 为旋转平台的等效质量, 计算式为

$$M = 2J_{O1F}\eta_{01}^2 + 2J_{EG} + 2J_{O2I}\eta_{02}^2 + m_{f_a} + (1-r)m_{f_a} + 2\sum_{n=f_a}^{f_d} J_n\eta_n^2 + J_{mf_b}\eta_{mf_b}^2 \quad (25)$$

最终, 旋转平台的固有频率 f 可以表示为

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (26)$$

2.4 迟滞分析

压电驱动器的输出力 F_p 和输入电压 $u(t)$ 之间的关系表示为^[16]

$$F_p = sd_p k_p u(t) \quad (27)$$

式中, s 、 d_p 分别为驱动器的层数和压电系数; k_p 为压电驱动器的刚度。

联立式 (14)、式 (16)、式 (17) 和式 (27), 平台旋转角度和输入电压之间的关系可以表示为

$$\theta(t) = \frac{2\lambda sd_p k_p}{\sqrt{l_a^2 + l_b^2} K_{in}} u(t) = d_t u(t) \quad (28)$$

考虑系统迟滞, 并使用 Prandtl-Ishlinskii (PI) 迟滞模型^{[17] 209-231[18]}, 平台旋转角度为

$$\theta(t) = d_t u(t) + \chi = \sum_{j=1}^n \kappa_j \max \{ u(t) - v_u^i, \min \{ u(t) + v_u^i, \theta_j(t - \tau) \} \} = \mathbf{K}^T \mathbf{V}_h [u(t), \theta_0(t)] \quad (29)$$

式中, χ 为迟滞非线性; κ_j 、 v_u^i 分别为权重和阈值; $\mathbf{K}^T$ 为权重向量; $\mathbf{V}_h [u(t), \theta_0] = [V_h^1, V_h^2, \dots, V_h^n]$ 为迟滞算子向量; T 为采样周期; θ_0 为权重初始值。

3 有限元分析

为了验证旋转平台性能, 利用 Ansys 软件进行仿真分析。平台的材料属性设置为: 密度 2810 kg/m^3 , 弹性模量 71.7 GPa , 泊松比 0.33 。

首先, 对旋转平台的输入刚度与输出刚度进行有限元仿真。在旋转平台的输入端 (节点 1) 施加 20 N 的力, 并获得相应的输入端位移。根据式 (14), 平台的输入刚度计算为 $17.2 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。然后, 沿着输出平台 (节点 22 和节点 28) 的 x 轴的正方向和负方向分别施加 20 N 的恒力, 并获得输出平台的输出位移。根据式 (15), 旋转平台的输出刚度为 $65.8 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。

压电驱动器驱动旋转平台时, 其实际输出位移通常小于标称位移。因此, 仿真中对旋转平台的输入端施加 $17.1 \mu\text{m}$ 的位移 (即由实验测试获得的压电驱动器最大输出位移), 来获得旋转平台的最大输出位移, 为 $182.2 \mu\text{m}$, 如图 4 所示。基于式 (17), 旋转平台最大输出转角为 16.5 mrad 。转角的仿真结果与理论计算结果 (15.0 mrad) 相对误差为 9.1% , 验证了理论计算的可行性和有效性。旋转平台的理论计算值和有限元仿真对比结果如表 2 所示。此外, 旋转平台的最大应力值为 118.9 MPa , 远小于材料的屈服强度, 即 503 MPa 。

最后, 利用通过有限元软件对旋转平台的动态特性进行模态分析。旋转平台的固有频率为 471.4 Hz , 而理论计算的固有频率为 462.6 Hz , 相对误差仅为 1.9% 。有限元仿真和理论模型之间的轻微误差主要来自柔性铰链的非线性变形。

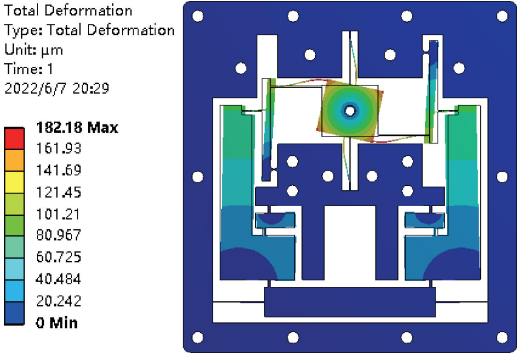


图 4 旋转平台的输出位移
Fig. 4 Output displacement of the rotation platform

表 2 旋转平台的性能

Tab. 2 Performance of the rotation platform

参数 Parameter	理论值 Theoretical value	仿真值 Simulation value	误差 Error/%
λ	8.7	9.6	9.4
$\theta /(\text{mrad})$	15.0	16.5	9.1
$K_{\text{in}} /(\text{N} / \mu \text{m})$	15.7	17.2	8.7
$K_{\text{out}} /(\text{N} / \text{mm})$	69.5	65.8	5.6
f / Hz	462.6	471.4	1.9

4 实验结果

4.1 实验系统

为了测试旋转平台的性能,搭建了如图 5 所示的实验装置。旋转平台的实验样机由微细电火花线切割加工制成,加工材料为 7075 铝合金,整体结构尺寸为 $91 \text{ mm} \times 95 \text{ mm} \times 8 \text{ mm}$ 。

旋转平台的输入位移由单个压电驱动器(苏州迈客荣, SZBS 150/5 $\times$ 5/20)提供,实际输出位移为 $17.1 \text{ } \mu\text{m}$,标称刚度为 $45 \text{ N} / \mu\text{m}$ 。实验中利用模拟输出模块(型号:NI-9263,来自美国国家仪器公司)和功率放大器(型号:E01. C1,来自于哈尔滨芯明天科技有限公司)来产生压电驱动电压。平台的旋转角度则由平面镜干涉仪(型号:SP2000DS,来自 SIOS Meßtechnik GmbH)进行测量。干涉仪的标称量程和位移分辨率分别为 100 mm 和 0.1 nm 。

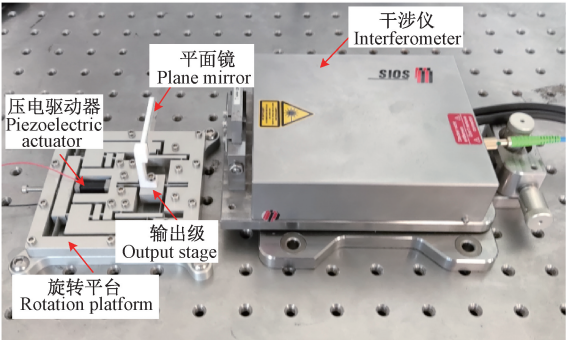


图 5 实验装置
Fig. 5 Experimental device

4.2 开环测试

模拟输出模块发送 $0 \sim 10 \text{ V}$ 的驱动电压,经功率放大器放大 15 倍后作用至压电驱动器,旋转平台输出转角的测试结果如图 6 所示。旋转平台的实际最大输出角度为 16.8 mrad ,数值略大于有限元仿真结果,该差异主要是由于制造与装配误差引起的。根据压电驱动器的实际输出位移与转角测试结果,旋转平台的位移放大比计算为 10.2,实验测试与有限元仿真之间的相对误差小于 5.9% ,仿真与实验具有良好的一致性。

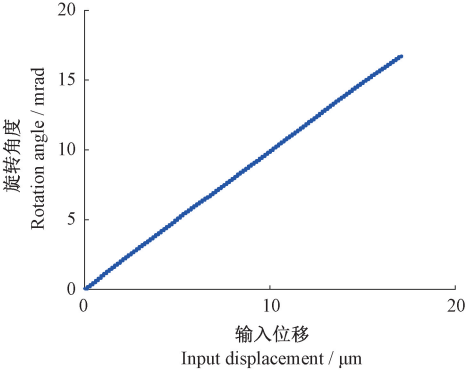


图 6 旋转角度测试结果
Fig. 6 Test result of the rotation angle

模拟输出模块发送峰值为 5 V 和频率分别为 $0.1, 1 \text{ Hz}$ 的正弦波电压信号,经功率放大器放大后输入压电驱动器。同时,在旋转平台输出端使用干涉仪进行位移测量,并将位移转化为旋转角度,测量转角分别为 8.36 mrad 和 8.38 mrad ,如图 7 所示。实验结果仅比仿真结果大 1.4% ,实验验证了有限元仿真的有效性。

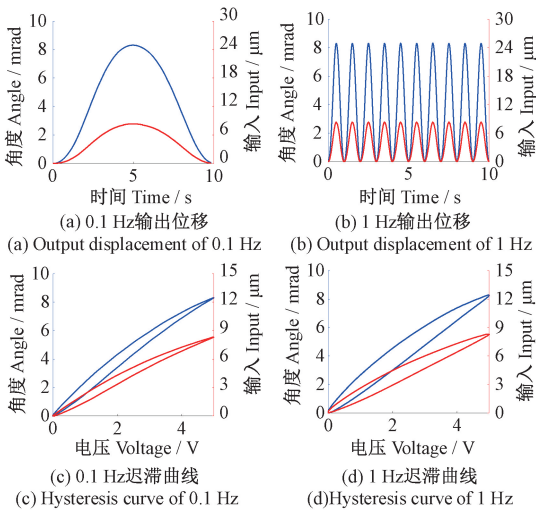


图 7 正弦信号测试结果
Fig. 7 Sinusoidal signal test results

虽然干涉仪的标称位移为 0.1 nm ,但实验过程中仍然存在电噪声与外部环境干扰等。图 8(a)给出了对压电驱动器施加 0 V 驱动电压时,干涉仪测量的旋转平台角度噪声图。图 8(b)给出了角度噪声分布直

方图,从中可以看出角度噪声 95% 置信区间为 $[-0.0033-0.2856 \mu\text{rad}, -0.0033+0.2856 \mu\text{rad}]$,因此,旋转平台的角度分辨率为 $0.3 \mu\text{rad}$ 。

进一步,利用台阶实验信号获得旋转平台的角度分辨率,如图 8(c)所示。测试时通过调整台阶信号电压幅值获得旋转平台的最小角度增量,每次施加阶梯信号递增或者递减电压为 0.1 V 。阶梯电压持续时间为 12 s ,最后选择 $1\sim 3 \text{ s}$ 的测试角度数据来评估平台的分辨率。图 8(d)给出了去均值后的正态分布直方图,平均值为 $3.948 \times 10^{-4} \mu\text{rad}$,2 倍标准偏差界限为 $0.2936 \mu\text{rad}$,这意味着 95% 的角噪声落在 $3.948 \times 10^{-4} \pm 0.2936 \mu\text{rad}$ 区间内,旋转平台的分辨率为 $0.3 \mu\text{rad}$ 。

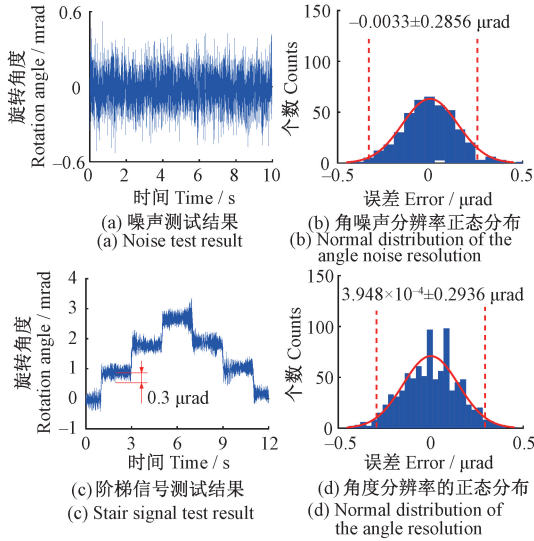


图 8 分辨率测试结果

Fig. 8 Resolution test results

为了验证旋转平台的动态特性,对压电驱动器施加 4.5 V 的阶跃电压信号,如图 9(a)所示。干涉仪测得图 9(b)所示的相应旋转角度,截取旋转角度的瞬态数据,并对其进行去均值处理,图 9(d)给出了利用快速傅里叶变换得到平台幅频图。由图 9 可知,旋转平台的固有频率为 527.3 Hz ,与有限元仿真结果非常吻合,其相对误差为 10.6% 。

4.3 前馈迟滞补偿

由于压电驱动器的固有物理特性,迟滞非线性严重影响平台运动精度。因此,利用预测精度高且易于求逆的 PI 模型,描述旋转平台的迟滞特性。图 10(a)和图 10(b)给出了 0.1 Hz 和 1 Hz 正弦信号驱动电压下,旋转角度的实测迟滞曲线与模型预测曲线。由图 10(a)、图 10(b)可知,PI 迟滞模型较好地预测了平台旋转角度,平均建模误差分别为 2.1% 和 3.6% 。

参考文献[17]²⁰⁹⁻²³¹,基于 PI 逆模型的前馈控制器为

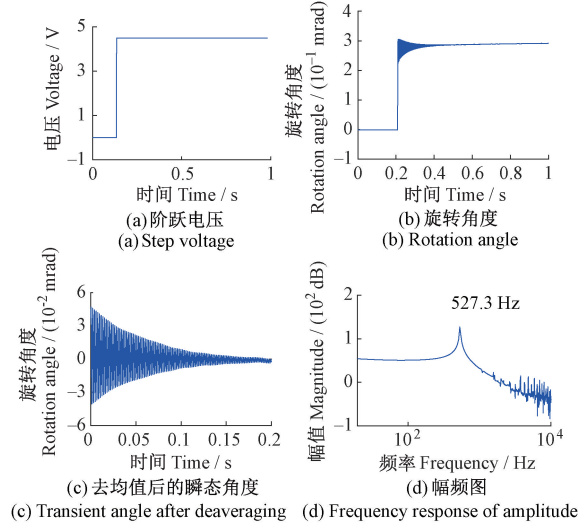


图 9 频谱分析

Fig. 9 Spectrum analysis

$$u_f(t) = \sum_{j=1}^n \kappa'_j \max \{ \theta(t) - v'_j, \min [\theta(t) + v'_j, u_j(t - \tau)] \} = \mathbf{K}^{*T} \mathbf{V}_h^* [\theta(t), \mathbf{u}_0] (t) \quad (30)$$

式中, κ'_j, v'_j 分别为迟滞模型的权重和阈值, $\mathbf{K}^{*T}$ 和 $\mathbf{V}_h^*$ $[\theta(t), \mathbf{u}_0] (t)$ 分别为迟滞模型的权重向量和算子向量。

图 10(c)和图 10(d)给出了 0.1 Hz 和 1 Hz 正弦信号驱动下旋转平台的前馈补偿实验结果。由图 10(c)、图 10(d)可以看出,前馈控制较好地补偿旋转平台迟滞非线性,最大迟滞率由 9.0% 和 14.4% 降低至 1.3% 和 1.5% 。因此,旋转平台的迟滞非线性得到了有效补偿。

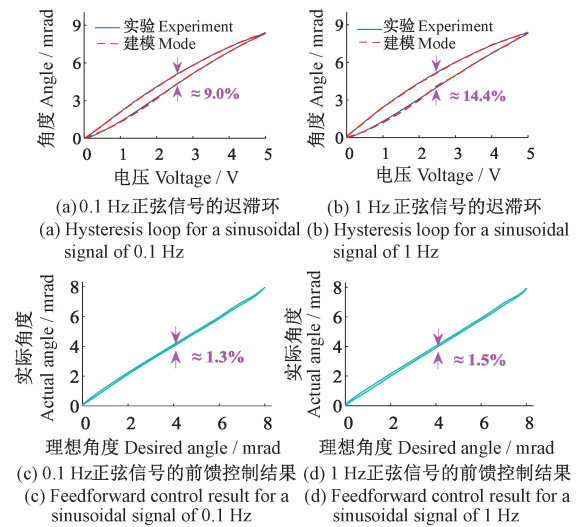


图 10 前馈控制结果

Fig. 10 Feedforward control results

5 结论

本文设计了无驱动冗余的单层纯中心压电旋转平台,利用有限元方法对旋转平台进行了静/动力学建模。同时,对旋转平台的各项性能进行仿真分析,并搭建相关实验装置,验证了旋转平台输出性能。主要结论如下:

1) 利用单个压电驱动器驱动单层柔顺机构,实现纯中心旋转运动。当输入位移为 $17.1\ \mu\text{m}$ 时,最大旋转角度为 $16.8\ \text{mrad}$ 。

2) 旋转平台的固有频率为 $527.3\ \text{Hz}$,角度分辨率为 $0.3\ \mu\text{rad}$,适用于高精度、高频微操作场合。

3) 前馈控制较好地补偿旋转平台迟滞非线性,最大迟滞率由 9.0% 和 14.4% 降低至 1.3% 和 1.5% 。

参考文献 (References)

- [1] LIU Y J, ZHANG Z. A large range compliant XY nano-manipulator with active parasitic rotation rejection [J]. Precision Engineering, 2021, 72: 640-652.
- [2] ZHU W L, ZHU Z W, GUO P, et al. A novel hybrid actuation mechanism based XY nanopositioning stage with totally decoupled kinematics[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 99: 747-759.
- [3] WANG S P, RONG W B, WANG L F, et al. A survey of piezoelectric actuators with long working stroke in recent years: classifications, principles, connections and distinctions [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 123: 591-605.
- [4] 胡俊峰,何建康,杨明立. 压电式二维微定位平台的率相关迟滞建模[J]. 振动与冲击, 2020, 39(6): 104-110.
HU JunFeng, HE JianKang, YANG MingLi. Rate-dependent modeling of a piezoelectric two-dimensional micro positioning stage [J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(6): 104-110 (In Chinese).
- [5] LIANG C M, WANG F J, HUO Z C, et al. A 2-DOF monolithic compliant rotation platform driven by piezoelectric actuators [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2020, 67(8): 6963-6974.
- [6] GUO Z, TIAN Y, LIU X, et al. Experimental investigation of the tip based micro/nano machining [J]. Applied Surface Science, 2017, 426: 406-417.
- [7] 甘 为, 荣见华, 赵 磊, 等. 考虑屈曲约束的无铰链多输入多输出柔性机构拓扑优化设计方法[J]. 机械强度, 2022, 44(6): 1371-1379.
- GAN Wei, RONG JianHua, ZHAO Lei, et al. Topology optimization design method for hinge-free multi-input multi-output compliant mechanisms under buckling constraints [J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(6): 1371-1379 (In Chinese).
- [8] TANG H, LI Y M. Design, analysis, and test of a novel 2-DOF nanopositioning system driven by dual mode [J]. IEEE Transactions on Robotics, 2013, 29(3): 650-662.
- [9] LIANG C M, WANG F C, SHI B C, et al. Design and control of a novel asymmetrical piezoelectric actuated microgripper for micromanipulation [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2018, 269: 227-237.
- [10] PALMIERI G, CALLEGARI M, PALPACELLI M C. A redundantly actuated 2-degrees-of-freedom mini pointing device [J]. Journal of Mechanisms and Robotics, 2012, 4(3): 031012-1.
- [11] WANG B W, CUI Y G, YANG Y L, et al. Design and control of an x - y - θ parallel piezoelectric nanopositioning stage with a large moving platform [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2023, 34(3): 303-324.
- [12] KIM H, KIM J, AHN D, et al. Development of a nanoprecision 3-DOF vertical positioning system with a flexure hinge [J]. IEEE Transactions on Nanotechnology, 2013, 12(2): 234-245.
- [13] LEE H J, KIM H C, KIM H Y, et al. Optimal design and experiment of a three-axis out-of-plane nano positioning stage using a new compact bridge-type displacement amplifier [J]. The Review of Scientific Instruments, 2013, 84(11): 115103.
- [14] HOWELL L L, MAGLEBY S P, OLSEN B M, et al. Handbook of compliant mechanisms [M]. New York: Wiley, 2013: 1-324.
- [15] 谢 苗, 张文卓, 李伟东, 等. 非线性曲面梁形态优化及恒压支撑装置设计 [J]. 机械强度, 2024, 46(1): 161-168.
XIE Miao, ZHANG WenZhuo, LI WeiDong, et al. Shape optimization of nonlinear curved beam and design of constant pressure support device [J]. Journal of Mechanical Strength, 2024, 46(1): 161-168 (In Chinese).
- [16] ZHU Z W, DU H H, ZHOU R J, et al. Design and trajectory tracking of a nanometric ultra-fast tool servo [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2020, 67(1): 432-441.
- [17] YANG Y L, WU G H, WEI Y D. Design, modeling, and control of a monolithic compliant x - y - θ microstage using a double-rocker mechanism [J]. Precision Engineering, 2021, 71: 209-231.
- [18] 孙中梁, 崔玉国, 刘 康, 等. 采用变间隔阈值 PI 模型的压电平台前馈控制 [J]. 压电与声光, 2017, 39(3): 374-377.
SUN ZhongLiang, CUI YuGuo, LIU Kang, et al. Feed forward control of piezoelectric platform based on variable interval threshold PI model [J]. Piezoelectrics and Acousto-optics, 2017, 39(3): 374-377 (In Chinese).