

文章编号 1004-924X(2023)18-2675-12

全簧片式空间大行程并联柔性微定位平台及其轨迹控制

陈云壮¹, 赖磊捷^{1*}, 李朋志^{2,3}, 朱利民⁴

- (1. 上海工程技术大学 机械与汽车工程学院, 上海 松江 201620;
2. 格鲁斯特大学 计算与工程学院, 英国 切尔滕纳姆 GL50 2RH;
3. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033;
4. 上海交通大学 机械与动力工程学院 机械系统与振动国家重点实验室, 上海 200240)

摘要:为了解决传统微定位平台运动范围小、寄生运动和交叉轴耦合严重导致运动精度低等问题,提出了一种音圈电机驱动的全簧片式大行程、空间多自由度并联柔性解耦微定位平台。首先,介绍了含簧片型柔性球铰的大行程多自由度并联柔性机构的结构和变形原理。接着,以空间三自由度为例,推导了动平台的运动学方程,建立了机构的输入刚度模型,并基于柔度矩阵法对柔性球铰进行了柔度建模和设计,从而确定了微定位平台的参数。此外,分别对三自由度方向进行了系统动力学模型辨识,并基于模型设计了一种相位超前PI反馈控制结合滑模前馈控制的复合控制器。最后,搭建了平台实验系统来验证其轨迹跟踪性能。实验结果表明:与经典的PID控制相比,该复合控制方法能够使得轨迹跟踪性能提高95%以上,加入的滑模前馈也能够有效消除单纯反馈控制产生的相位滞后。并且,所提出的多自由度微定位平台能够实现 $\pm 3.23\text{ mm} \times \pm 21.50\text{ mrad} \times \pm 20.30\text{ mrad}$ 的运动范围,具有行程大、稳定性好和精度高等特点,可以用于许多需要大行程高精度的空间定位场合。

关键词:并联柔性机构;音圈电机;大行程;簧片型柔性球铰;相位超前PI控制;滑模控制

中图分类号: TP29 **文献标识码:** A **doi:** 10.37188/OPE.20233118.2675

Full leaf-spring type spatial large-stroke parallel flexure micro-positioning stage and trajectory control

CHEN Yunzhuang¹, LAI Leijie^{1*}, LI Pengzhi^{2,3}, ZHU Limin⁴

- (1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China;
2. School of Computing and Engineering, University of Gloucestershire, Cheltenham, GL50 2RH, UK;
3. Changchun Institute of Optic, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;
4. State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

* Corresponding author, E-mail: lailj@sues.edu.cn

收稿日期:2023-03-03;修订日期:2023-04-11.

基金项目:国家自然科学基金联合基金重点支持项目(No. U2013211);国家自然科学基金青年科学基金资助项目(No. 51605275);上海市自然科学基金资助项目(No.21ZR1426000);机械系统与振动国家重点实验室课题资助项目(No.MSV202210)

Abstract: To address the drawbacks of the traditional micropositioning stage, such as the small range of motion, low motion accuracy caused by parasitic motion, and serious cross-axis coupling, this paper proposes a full leaf-spring parallel flexure decoupling micropositioning stage driven by a voice coil motor with large-stroke and multiple degrees of freedom (multi-DOF). First, the structure and deformation principle of the long-stroke multi-DOF parallel flexure mechanism with a leaf-spring type flexure spherical joint are introduced. Second, considering 3-DOF as an example, the kinematic equation of the moving platform is derived, the input stiffness model of the mechanism is established, and the compliance modeling and design of the flexure spherical joint are provided based on the compliance matrix method to determine the parameters of the micropositioning stage. Additionally, the models of the system dynamics are identified for 3-DOF. On the basis of the models, a composite controller of phase advanced proportional-integral (PI) feedback control combined with sliding mode feedforward control is designed. Finally, a stage experimental system is developed to verify its trajectory tracking performance. Experimental results indicate that, compared with the classical proportional-integral-derivative (PID) control, the compound control method can improve the track tracking performance by more than 95% and that the added sliding mode feedforward effectively eliminates the phase lag caused by simple feedback control. Meanwhile, the proposed multi-DOF micropositioning stage can achieve a motion with $\pm 3.23 \text{ mm} \times \pm 21.50 \text{ mrad} \times \pm 20.30 \text{ mrad}$. It has the characteristics of large stroke, good stability, and high accuracy, which are applicable in many spatial positioning situations that require large travel and high accuracy.

Key words: parallel flexure mechanism; voice coil motor; large stroke; leaf-spring type flexure spherical joint; phase advanced PI controller; sliding mode controller

1 引言

微/纳米定位技术在纳米压印光刻、激光通信、生物细胞注射和快速反射镜等精密工程领域发挥着关键作用^[1-3]。随着操作对象尺寸微型化、模型复杂化,使得对大行程多自由度微定位技术的需求越来越大。目前,微定位技术中经常使用的定位平台分为串联机构和并联机构。串联机构通过单自由度平台相互串联,使得误差被累积和放大,降低了运动精度,并且较大的惯性力不适用于高速定位场合^[4]。并联机构通过并行的支链连接动/静平台,共同运动产生动平台的输出位姿,因其具有高负载、大刚度、低惯性和无累积误差等优点广泛用于大行程多自由度微定位平台的设计中^[5]。此外,柔性机构通过柔性单元的弹性变形来传递力和运动,具有无摩擦、无装配误差和易加工等优点被广泛作为精密微位移传动机构^[6]。当前,在基于压电陶瓷驱动器和并联柔性机构的多自由度纳米定位平台方面已经进行了大量的研究^[7-8]。然而,由于压电陶瓷驱动器

行程较小使得该类平台只能应用于小行程的定位场合。近期,音圈电机因其行程范围大、线性特性好、响应速度快等优点迅速成为大行程微定位平台的热门选择^[9]。因此,基于音圈电机等电磁驱动的多自由度柔性微定位平台结构设计与控制研究受到越来越多的关注。

常见的多自由度微定位平台有平面三自由度(3-DOF) $XY\theta_z$ 平台^[10]、空间平动 XYZ 平台^[11-12]、空间 3-DOF $\theta_x\theta_yZ$ 平台^[13]和空间 6-DOF 平台^[14]。其中以平面 $XY\theta_z$ 平台最为广泛。例如:Yang^[15]利用分布柔性的叶片柔性单元组成 PPR 运动链,设计了新型平面三自由度并联柔性机构,实现了 $\pm 3 \text{ mm} \times \pm 3 \text{ mm} \times \pm 3^\circ$ 大范围平面运动。Awtar^[12]则利用 12 组相同的平行四边形柔性模块进行正交组合实现 $10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ 大运动范围内的 XYZ 运动。但是针对空间偏转的 3-DOF 和 6-DOF 大行程微定位平台还鲜有报道。为满足激光通信和微操作机器人等领域的应用需求,空间 3/6-DOF 大行程纳米定位平台的研究也日益增多。近期,Kang^[16]

等利用音圈电机直接驱动由“蟹脚”柔性铰链组成的柔性机构来实现六自由度纳米定位,但由于采用了直驱方式,导致末端平台行程较小。Yang^[17]等利用两组板簧弯曲叶片组成六个相似的音圈电机致动臂,设计了大范围高精度快速运行的六轴纳米定位器,但该平台未采用完全对称结构,仍具有较大的耦合。

为解决上述问题,本文设计了一种全簧片式的大行程并联柔性微定位平台。以实现 3-DOF θ_x, θ_y, Z 运动为例,该平台由四组相同的垂直致动臂并联组成,致动臂通过大行程簧片型柔性球铰与动平台相连使其能够实现三自由度空间解耦运动。首先,根据几何原理推导了机构运动学方程并作为控制回路的解耦矩阵。接着,分析了机构输入刚度并通过柔度矩阵法建立柔性球铰的柔度模型;然后,进行了系统动力学模型辨识,并基于辨识结果设计了含相位超前的 PI 反馈控制器同时结合滑模前馈控制消除相位误差进一步提高运动精度;最后,搭建实验平台,利用所设计的控制器通过单轴跟踪三角波轨迹和三轴联动跟踪圆柱形螺旋线轨迹来验证该机构和所设计控制器的轨迹跟踪性能。

2 柔性机构设计

图 1 为音圈电机驱动的多自由度大行程柔性并联机构。该机构由四组并联的全簧片致动臂、动平台(末端执行器)和静平台(基座)组成。致动臂包括平行四边形导向机构和柔性球铰,同时音圈电机被封装在平行四边形导向机构中以形成一个紧凑型设计,通过平行四边形机构中的两组大行程簧片弯曲变形传递力和运动。

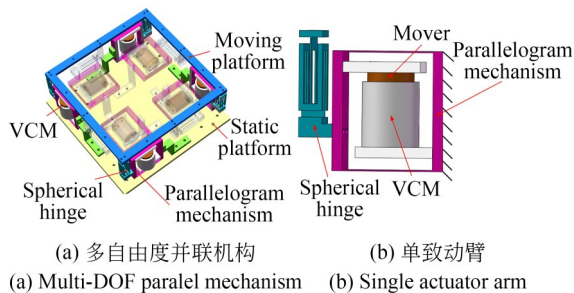


图 1 多自由度大行程柔性并联机构
Fig. 1 Multi-DOF long-stroke flexure parallel mechanism

柔性球铰的结构和变形原理如图 2 所示,同样利用分布柔度簧片的弯曲变形代替传统切口型铰链实现绕着 X, Y 和 Z 三轴大范围转动,克服了传统切口柔性铰链运动范围小,应力集中问题,同时提高了机构的刚度和稳定性。

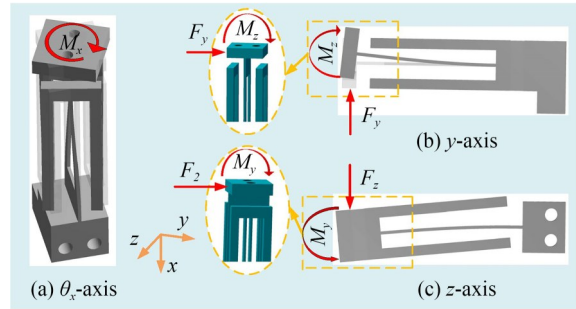


图 2 簧片型柔性球铰变形原理图
Fig. 2 Structural diagram of leaf-spring flexure spherical hinge

可见,本文所设计的柔性机构均采用分布柔度簧片,依靠其较大的变形,通过合理的排布,最终实现大行程多自由度的纳米定位。机构采用音圈电机直接驱动球铰而没有引入常见的位移放大机构,具有结构紧凑简单、运动链长度短,引入误差的参数少和精度高等优点。封装音圈电机的四组致动臂完全对称分布在动平台四周,并以差动形式工作,使得动平台可以实现 Z 方向的精密垂直运动和绕着 X, Y 轴精密偏转解耦运动。此外,如图 1 中的透明部分所示,在平台内部加入相同四组水平对称排布的致动臂,还可以实现动平台六自由度精密定位运动。

3 理论建模

3.1 运动学分析

图 3 为大行程柔性并联微定位平台的运动学模型。其中, OXY 坐标系为全局坐标系,位于机构初始位姿动平台的几何中心。音圈电机及导向机构被简化为移动副, $d_i (i=1\sim 4)$ 分别表示四个音圈电机的输出位移。不考虑音圈电机在往复运动过程中柔性球铰弹性变形引起 X, Y 方向的微小位移,即在动平台上仅有 Z 方向上的输入位移量。根据几何关系可以得到:

$$\begin{cases} [(d_1 + d_2)/2 - (d_3 + d_4)/2]/a = \tan \theta_x \approx \theta_x \\ [(d_2 + d_3)/2 - (d_1 + d_4)/2]/b = \tan \theta_y \approx \theta_y \\ [(d_1 + d_2)/2 + (d_3 + d_4)/2]/2 = Z \end{cases} \quad (1)$$

可见, 3-DOF 柔性并联微定位平台系统为 4 输入 3 输出系统, 存在输入冗余, 因此需要加入约束条件才能实现电机力的均匀分配, 防止局部过热等问题。本文采用均匀性分配原则^[18], 即垂直方向对角线上的两组电机产生的合推力相等, 实现电流的平均分配, 即:

$$F_1 + F_3 = F_2 + F_4, F_i = k_{mi}d_i, i = 1 \sim 4, \quad (2)$$

其中, k_m 为机构单个致动臂的输入刚度。由于机构是完全对称的, 所以各致动臂的输入刚度都相等。根据输入力的约束进而得到音圈电机位移量的约束条件为:

$$d_1 + d_3 = d_2 + d_4. \quad (3)$$

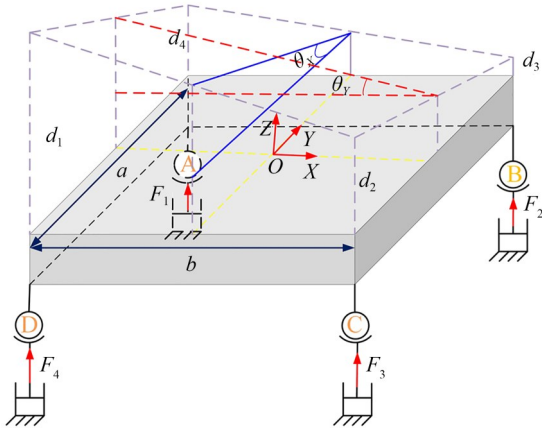


图3 微定位平台运动学模型

Fig. 3 Kinematic model of micro-positioning stage

因此, 该机构驱动关节空间与末端位姿的映射关系为:

$$\begin{pmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & \frac{1}{a} & -\frac{1}{a} \\ -\frac{1}{b} & \frac{1}{b} & 0 \\ \frac{1}{2} & 0 & \frac{1}{2} \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} \theta_x \\ \theta_y \\ Z \end{pmatrix}. \quad (4)$$

3.2 输入刚度建模

音圈电机在致动臂输入端处施加推力 F_H , 由于簧片尺寸相同, 所以推力均匀分配到平行四边形机构中的两个簧片上。单簧片受力分析如图 4

所示。静力平衡时, 由于弯矩 M 的反作用导致末端截面转角 $\theta=0$, 因此可以得到:

$$\frac{Ml}{EI} = \frac{F_H}{2} \frac{l^2}{2EI}, M = \frac{1}{4} F_H l, \quad (5)$$

其中, 截面惯性系数 $I = \omega t^3/12$ 。因此, 音圈电机推力 F_H 和弯矩 M 产生的挠度分别为:

$$y_{F_H} = \frac{F_H}{2} \frac{l^3}{3EI}, y_M = -\frac{Ml^2}{2EI}. \quad (6)$$

结合式(5)和式(6)可以得到单个簧片在末端处最大位移量为:

$$y = y_{F_H} + y_M = \frac{F_H}{2} \frac{l^3}{3EI} - \frac{Ml^2}{2EI}. \quad (7)$$

由胡克定律可知, 机构的刚度 K 为:

$$K = \frac{F_H/2}{y} = \frac{6EI}{l^3} = \frac{E\omega t^3}{2l^3}. \quad (8)$$

平行四边形导向机构中柔性簧片的尺寸为 $l=70$ mm, $\omega=18$ mm 和 $t=1$ mm, 利用公式(8)得到机构单个致动臂的输入刚度为 7.5 N/mm。在音圈电机 24 N 的额定推力作用下, 本文所设计的微定位平台理论上能够实现 3.20 mm \times 21.33 mrad \times 21.33 mrad 的运动范围, 同时还可以计算得到动平台绕 X/Y 轴的转动刚度为 676.06 N·m/rad。

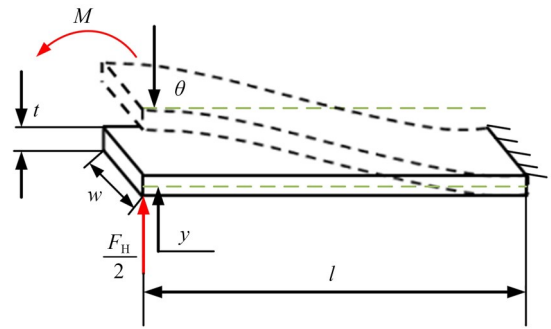


图4 单柔性簧片受力分析

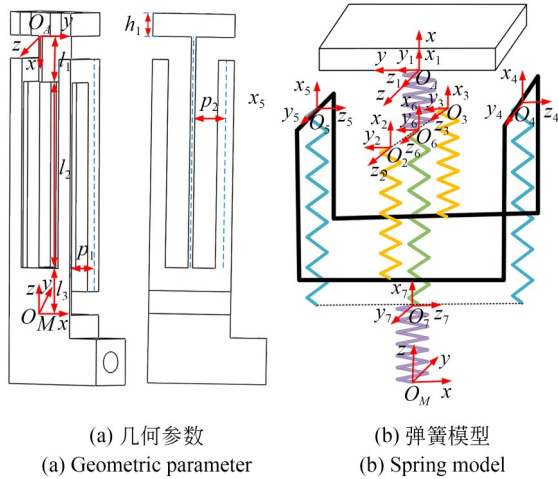
Fig. 4 Force analysis of clarinet

3.3 柔性球铰柔度建模

动平台在音圈电机差分驱动下产生绕 X/Y 轴偏转, 并利用柔性球铰来解耦各自由度方向上的运动。因此, 柔性球铰的转动刚度需要进行合理设计, 不能大于动平台在该方向上的转动刚度^[19], 否则会造成音圈电机驱动困难, 行程变小且解耦效果不佳, 同时也不能太小, 否则会导致整个机构固有频率下降, 承载能力降低^[20]。本节

基于柔度矩阵方法对柔性球铰进行了建模与设计。

簧片型柔性球铰结构示意图如图 5 所示,该球铰由 7 个柔性簧片组成。假设每个柔性簧片都有 6 个自由度,其变形量 δ 与外载荷 F 的关系为 $\delta = CF$ 。 C 为单个簧片的柔度矩阵^[21]。为了得到



(a) 几何参数 (b) 簧片模型
(a) Geometric parameter (b) Spring model

图 5 簧片型柔性球铰结构示意图

Fig. 5 Structural diagram of leaf-spring flexure spherical hinge

球铰的转动刚度,将每个簧片的柔度统一等效到坐标系 O_A ,坐标转换过程如下:

$$C_i^A = T_i^A C_i^0 (T_i^A)^T \quad i=1,2 \dots 7, \quad (9)$$

$$T_i^A = \begin{bmatrix} R_i^A & S(r_i^A)R_i^A \\ 0 & R_i^A \end{bmatrix}, \quad (10)$$

其中: R_i^A 和 r_i^A 分别为簧片局部坐标系相对 O_A 坐标系的旋转矩阵和位置矩阵, S 为位置矩阵的反对称算子。由球铰弹簧模型图 5(b)可见,簧片 2 和 3 并联,4 和 5 并联,整体(2~5)与 6 并联,最后分别与 1,7 串联。根据串并联结构柔性模块的建模方法,整个球铰的柔度为:

$$C_{SH}^A = C_1^A + \left(\left((C_2^A)^{-1} + (C_3^A)^{-1} \right)^{-1} + \left((C_4^A)^{-1} + (C_5^A)^{-1} \right)^{-1} + (C_6^A)^{-1} + C_7^A \right)^{-1} \quad (11)$$

通过反复调整簧片结构尺寸,并结合转动刚度的解析和仿真结果,最终确定柔性球铰尺寸参数如表 1 所示,计算相应的柔度列举在表 2 中。可见,球铰的转动刚度为 $0.94 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$,小于动平台的转动刚度,能够在满足音圈电机驱动的同时实现动平台运动解耦的设计要求。

表 1 球铰尺寸参数

Tab. 1 Dimension parameters of spherical hinge

参数	l_1, l_3	w_1, w_3	t_{1-3}	h_1	l_2	w_2	p_1, p_2
数值/mm	10.00	18.00	1.00	5.00	40.00	3.50	7.25

表 2 簧片型球铰的柔度

Tab. 2 Compliance of leaf-spring spherical hinge

柔度	数值	单位
$C_{\Delta y - F_y}$	1.013 9	mm/N
$C_{\Delta z - F_z}$	1.300 0	mm/N
$C_{a_x - M_x}$	1.316 3	rad/(N·m)
$-C_{a_y - F_y} / -C_{\Delta z - M_z}$	0.034 2	rad/N
$C_{a_x - F_x} / C_{\Delta y - M_y}$	0.029 5	rad/N
$C_{a_y - M_y} / C_{a_x - M_x}$	1.061 5	rad/(N·m)

4 有限元验证

本节通过 Ansys Workbench 进行静力学分析来验证输入刚度计算的准确性。材料设置为铝

合金,平行四边形导向机构簧片尺寸为 $l=70 \text{ mm}$, $w=18 \text{ mm}$, $t=1 \text{ mm}$,末端平台台面尺寸为 $a \times b=300 \times 300 \text{ (mm}^2\text{)}$ 。如图 6 所示,通过对平行四边形导向机构沿 Z 轴正向施加 24 N 的载荷,同时保持其他三个致动臂不受限制,得到沿 Z 方

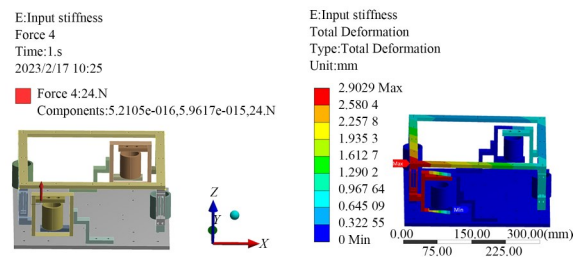


图 6 输入刚度分析

Fig. 6 Input stiffness analysis

向变形量为 2.90 mm。因此,可得单个致动臂的输入刚度为 8.27 N/mm。解析模型与有限元模型的计算结果偏差为 9.31%,表明解析模型能够准确描述机构的静力学特性。

5 控制器设计

本文所设计的 3-DOF 并联柔性微定位平台

是一个四输入三输出的输入冗余系统,并且还存在着交叉轴耦合等现象致使平台的控制过程较为复杂。因此,本文通过在反馈回路中使用逆向运动学矩阵解耦该冗余系统,从而将多轴冗余控制转化为三个单输入单输出控制系统。本节还设计了一种相位超前比例积分(Phase Advanced Proportional Integral, PAPI)反馈控制器+滑动模态控制(Sliding Mode Control, SMC)的复合控制方法,其控制框图如图 7 所示。

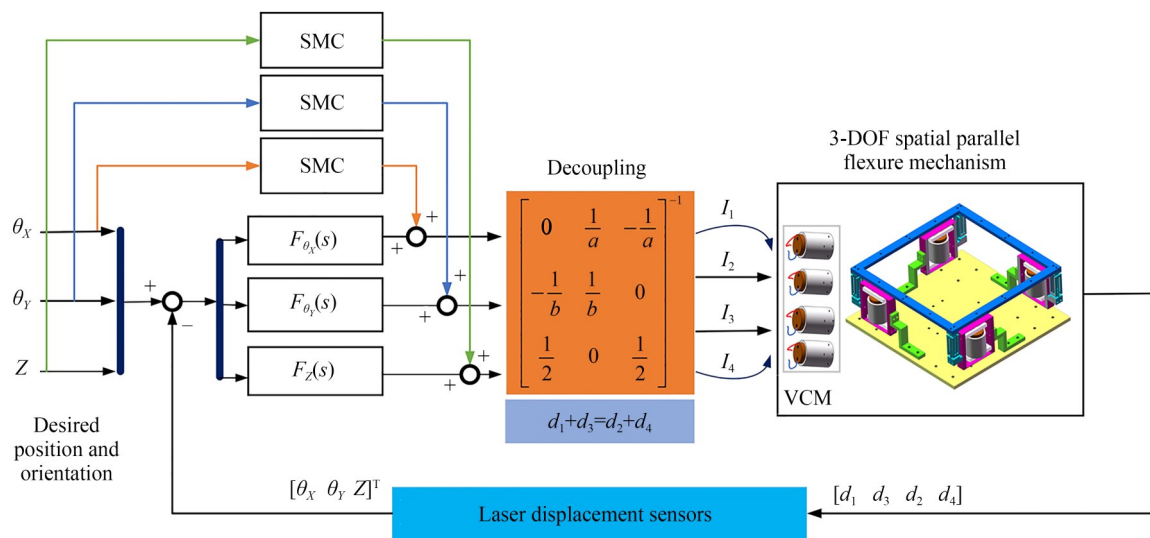


图 7 多自由度微定位平台复合控制框图

Fig. 7 Composite control block diagram of multi-DOF micropositioning stage

5.1 系统辨识

首先,利用开环频域响应辨识系统在三自由度方向上的动力学模型。选择电压幅值 0.005 V, 0.005 V 和 0.5 V 的 Chirp 信号分别作为辨识

$$G_{\theta_y}(s) = \frac{9.046s^2 - 2.934 \times 10^4 s + 2.693 \times 10^8}{s^4 + 38.65s^3 + 5.155 \times 10^4 s^2 + 1.137 \times 10^6 s + 6.171 \times 10^8}. \quad (12)$$

同时,还将动平台的 Z 向位移限制在 0 mm, ± 0.5 mm, ± 2 mm 五个不同的位置进行了系统辨识。图 8 显示了三个轴在不同工作点处动力学模型的主谐振频率基本一致。此外, θ_y 轴和 Z 轴辨识传递函数模型 $G(s)$ 与实际测量频率响应吻合度很高,仅 θ_x 轴在 180 rad/s 的高阶谐振附近存在差别,由于高阶谐振相比于主谐振对系统性能影响相对较小,因此在控制器设计中可以被合理的忽略。

θ_x , θ_y 和 Z 轴的输入信号,频率从 0.1 Hz 线性增加到 300 Hz。借助 MATLAB 系统辨识工具箱 ident 对动平台的输入输出数据进行处理。以 θ_y 为例,辨识得到四阶传递函数如式(12)所示:

5.2 含相位超前的 PI 控制器

图 9 中蓝色曲线为 θ_y 轴运动方向未校正系统的开环传递函数伯德图,由于系统的低阻尼谐振特性,该系统在幅值穿越频率附近的相位急剧下降(彩图见期刊电子版)。单纯使用传统 PID 控制器难以抵消相位快速下降对系统稳定性带来的影响^[22]。因此,为了使动平台具有更好的轨迹跟踪性能,设计相位超前校正控制器来提高系统的相位裕量,使得动平台满足稳定性的要求。这里仅以 θ_y 轴为例, θ_x 和 Z 轴以相同的方法得到。

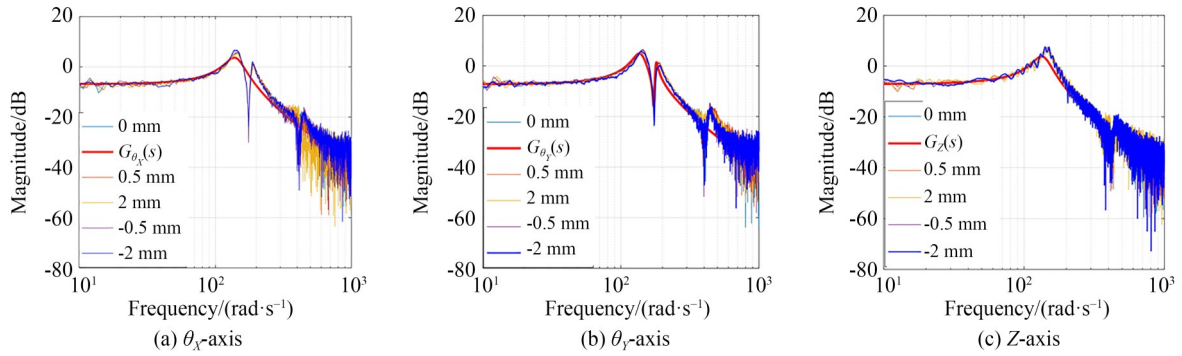


图 8 测量获得的频率响应与辨识结果

Fig. 8 Measured frequency response and identification results

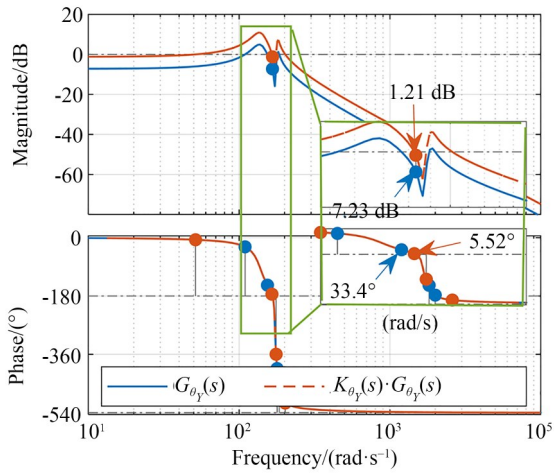


图 9 开环增益调整前后未校正系统的幅值和相位裕量
Fig. 9 Amplitude and phase margin of uncorrected system before and after open-loop gain adjustment

首先,根据校正前系统开环增益和校正后系统的静态速度偏差要求^[22],暂定控制器增益 $K_{\theta_y} = 2$ 。增益调整前后未校正系统的伯德图如图 9 所示,可见增益调整后系统当前的相位裕量 $\gamma_{\theta_{y1}}$ 为 5.52° 。设定期望的相位裕量 $\gamma_{\theta_y} = 60^\circ$,因此超前校正控制器的相位超前角 ϕ_{θ_y} 为:

$$\phi_{\theta_y} = \gamma_{\theta_y} - \gamma_{\theta_{y1}} + \mu_{c\theta_y} = 60^\circ, \quad (13)$$

其中: $\mu_{c\theta_y}$ 同样设定为 5.52° ,作为加入超前校正环节引起系统幅值穿越频率右移产生相角变化而留出的补偿量。因此,相位超前校正控制器的 α_{θ_y} 为:

$$\alpha_{\theta_y} = \frac{1 - \sin \phi_{\theta_y}}{1 + \sin \phi_{\theta_y}} = 0.0718. \quad (14)$$

因此,可得增益为 $-10\lg(1/\alpha_{\theta_y})$ 对应的校正后系统幅值穿越频率 ω_{θ_y} 为 629.4 rad/s 。求得转

角频率对应的时间常数 T_{θ_y} 为:

$$T_{\theta_y} = \frac{1}{\omega_{\theta_y} \sqrt{\alpha_{\theta_y}}} = 5.93 \times 10^{-3}. \quad (15)$$

因此,得到 θ_y 轴方向的相位超前控制器为:

$$C_{\theta_y}(s) = \frac{T_{\theta_y}s + 1}{\alpha_{\theta_y}T_{\theta_y}s + 1} = \frac{5.93/1000s + 1}{0.4257/1000s + 1}. \quad (16)$$

为了进一步减小系统的稳态误差,在相位超前环节的基础上增加了 PI 控制器。在积分环节中选择时间常数 $T = 0.02$,同时调整 PI 控制器相应的增益 c_{θ_y} 为 0.63 ,以减少积分环节对系统相位裕量的影响^[23]。最终得到含相位超前环节的 PI 反馈控制器如式(17)所示:

$$F_{\theta_y}(s) = K_{\theta_y} \cdot \frac{T_{\theta_y}s + 1}{\alpha_{\theta_y}T_{\theta_y}s + 1} \cdot \left(\frac{Ts + 1}{s} \right) \cdot c_{\theta_y}. \quad (17)$$

图 10 显示了加入含相位超前环节 PI 控制器后系统的开环传递函数伯德图。可见,校正后开

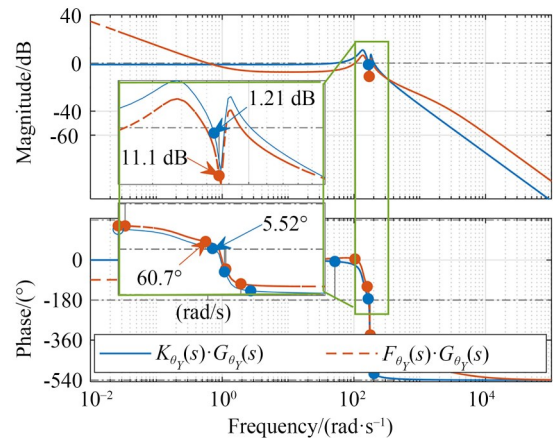


图 10 加入含相位超前 PI 控制器后系统开环伯德图
Fig. 10 Open loop bode diagram of the system after adding PI controller with phase advanced

环系统的幅值和相位裕量分别大于 6 dB 和 60°, 因此能够满足该多自由度并联微定位平台的稳定性要求。

5.3 滑模控制器

滑模控制可以根据动态条件改变控制对象的控制状态,同时具有快速响应、对控制对象参数变化及干扰条件不灵敏等优点,因此,在 PAPI 控制的基础上引入了 SMC 前馈控制,可以有效提高平台的响应速度和精度。SMC 控制框图如图 11 所示,其应用的关键是选择滑模面(S)并建立稳定的设计控制律。本节设计的是一个二阶滑模面,并以幂级数的形式设计了控制律如式(18):

$$\begin{cases} S = K_1 e(k) + K_2 (e(k) - e(k-1)) \\ u(k)_{\text{SMC}} = K_3 S + \sum_{j=0}^k (K_4 \cdot \text{sign}(S) \cdot |e(k)|^j) \end{cases} \quad (18)$$

其中: K_1 和 K_2 为滑动面参数,决定于系统的刚度和阻尼。 K_1 的增加将有效提高系统的控制刚度和响应速度,调节 K_2 可以改变系统的阻尼。 K_3 和 K_4 为控制律参数,用于微调系统。当达到可接受的动态性能时,调整 K_3 和 K_4 可以减少系统的跟踪误差。本文滑模控制器中的参数 K_1, K_2, K_3 和 K_4 分别设置为 15, 1, 0.15 和 0.15。

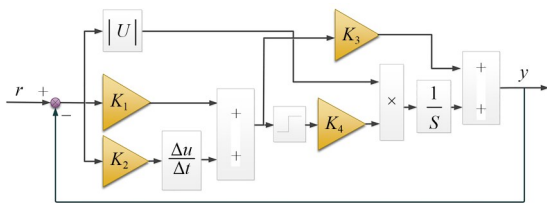


图 11 SMC 控制框图

Fig. 11 SMC control block diagram

6 系统搭建与轨迹跟踪实验

6.1 微定位平台系统搭建

首先,搭建了如图 12 所示的实验系统。该系统由柔性并联微定位平台、半实物实时仿真系统、以及位移测量与信号采集系统组成。微定位平台选用四个音圈电机 (VCAR0070-0419-00A) 作为机构驱动器产生输入位移。Simulink 中的半实物实时仿真系统控制 2 块数据采集卡 (PCI-

6221) 的四个模拟输出端口输出电压 (−10~10 V), 经过四个线性放大器 (TA115) 后线性转换为音圈电机的驱动电流 (−2~+2 A), 输入到音圈电机。位移测量系统采用激光位移传感器 (HL-G103-S-J), 分辨率为 0.5 μm, 测量范围为 ±4 mm 对应 (0~10 V), 由数据采集卡的模拟输入进行采集实现闭环反馈。

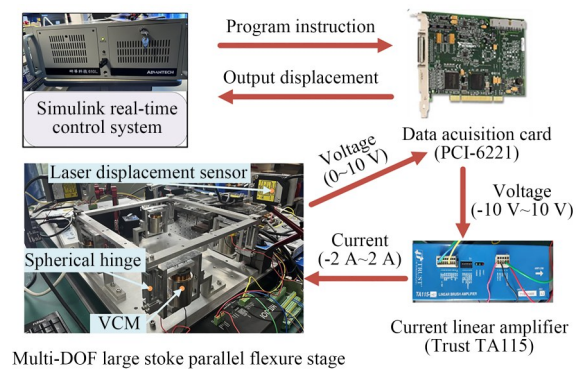


图 12 微定位平台实验系统

Fig. 12 Experimental system of micro-positioning stage

6.2 开环行程与耦合测试

给定每个音圈电机电流让其产生 24 N 额定的持续推力,在差分驱动方式进行开环实验测试得到微定位平台的最大行程为 3.23 mm × 21.50 mrad × 20.30 mrad,如图 13 所示。实验与理论计算结果误差为 0.9% × 0.79% × 4.8%,表明了建模的准确性。此外,还通过开环测试实验得到了平台的轴间耦合误差,如图 14 所示,以 θ_Y 为例, θ_Y 轴在 10 mrad 范围内运动时,会在 Z 轴和 θ_X 轴上分别产生 0.106 mm 和 0.853 mrad 的最大耦合误差,可见开环控制下,产生的 θ_X 轴耦合误差约占 θ_Y 轴运动行程范围的 8.53%。

6.3 轨迹跟踪实验

本节通过单轴驱动跟踪三角波轨迹、三轴联合驱动跟踪圆柱形螺旋线轨迹来研究该平台的轨迹跟踪性能。首先,在 θ_X, θ_Y 和 Z 三个自由度方向上分别使用 PID, PAPI 和 PAPI+SMC 三种控制方法对三角波信号进行轨迹跟踪,对比结果如图 15 所示。轨迹跟踪的平均绝对误差 (Mean Absolute Error, MAE) 和均方根误差 (Root Mean Square Error, RMSE) 如表 3 所示。基于 MAE 结果,与传统 PID 相比,所提出的 PAPI+SMC 控制使得 θ_X, θ_Y 和 Z 轴跟踪性能分别提高了

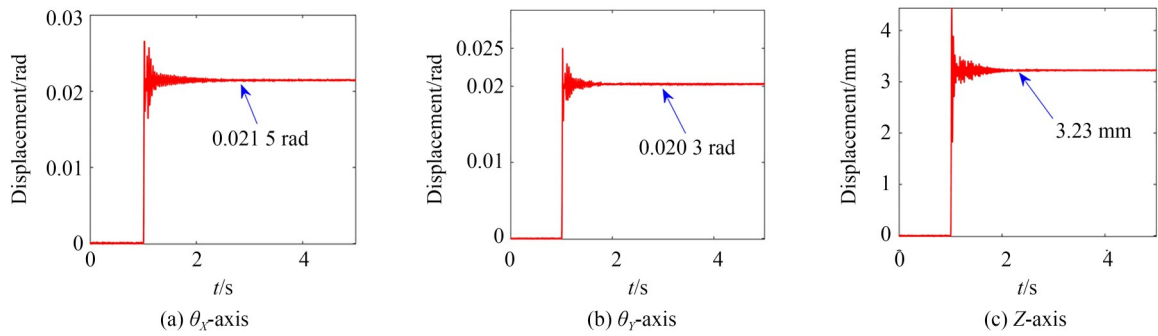


图 13 最大行程

Fig. 13 Maximum stroke

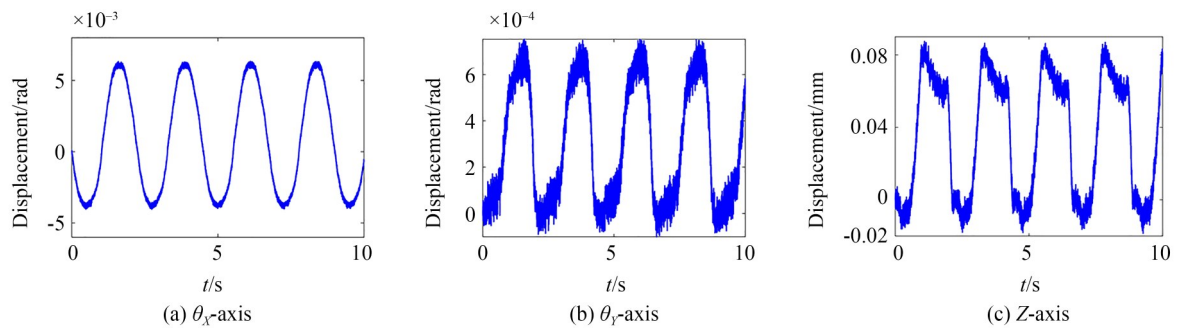


图 14 轴间耦合误差

Fig. 14 Cross-axis coupling errors

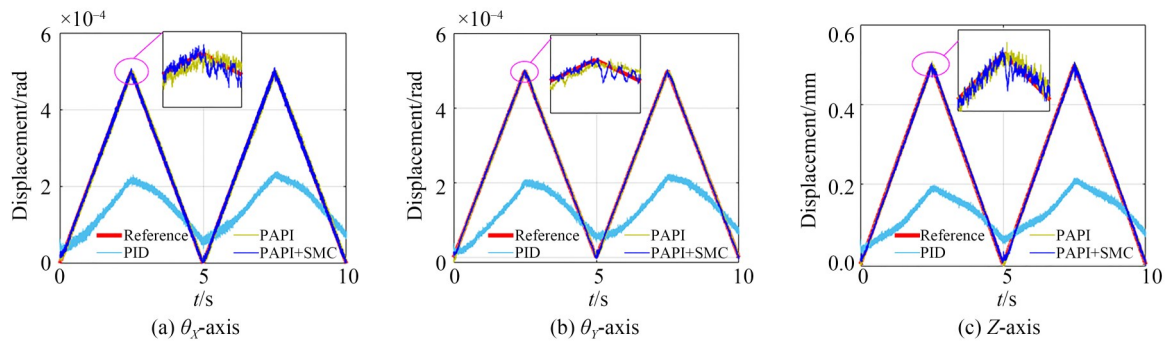


图 15 三角波轨迹跟踪结果

Fig. 15 Triangular wave track tracking results

表 3 微定位平台单轴轨迹跟踪性能(三角波轨迹)

Tab. 3 Single-axis trajectory tracking performance of micro-positioning stage (Triangular wave track)

误差指标	MAE			RMSE		
	PID	PAPI	PAPI+SMC	PID	PAPI	PAPI+SMC
e_{θ_x} /mrad	1.21	0.07	0.044	1.09	1.69×10^{-2}	1.47×10^{-3}
e_{θ_y} /mrad	1.317	0.056	0.023	1.21	1.39×10^{-2}	3.62×10^{-4}
e_z / μm	135.3	5.05	4.62	122.4	1.212	1.188

96.36%, 98.25% 和 96.5%。

最后,通过三轴联合驱动研究微定位平台对空间圆柱螺旋线轨迹的跟踪性能。在 θ_x , θ_y 和 Z

轴上,圆柱螺旋线轨迹范围分别是 ± 5 mrad, ± 5 mrad, ± 1 mm,跟踪响应结果和相应的跟踪误差如图 16 所示。

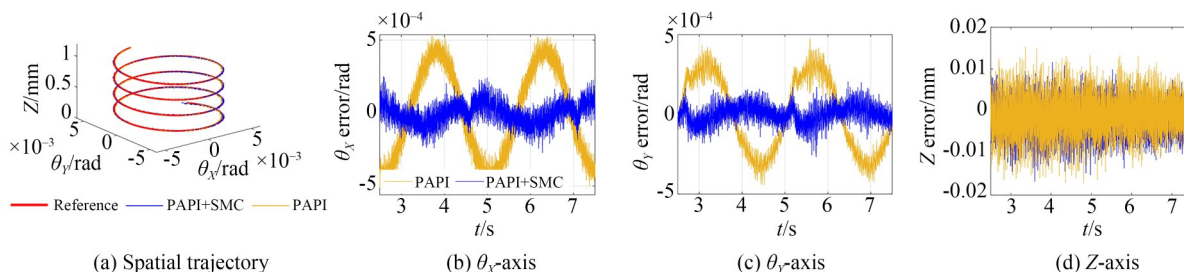


图 16 空间圆柱螺旋线轨迹跟踪结果

Fig. 16 Space cylindrical spiral track tracking results

同时还分别计算了轨迹跟踪 MAE 和 RMSE,结果如表 4 所示。可以看出,与 PAPI 相比,PAPI+SMC 显示出更好的跟踪效果,并且基于 MAE 结果,PAPI+SMC 复合控制使得 θ_x , θ_y 和 Z 轴跟踪性能分别提高了 78.6%, 79.0% 和 0.2%。其中,对 Z 轴跟踪性能没有提高是因为 Z 轴跟踪轨迹是直线,达到稳态后几乎没有稳态误差。通过轨迹跟踪实验可以得出结论,在跟踪三角波轨迹时,与经典的 PID 控制相比,PAPI 和 PAPI+SMC 显著提高了跟踪性能,并且加入 SMC 后能够有效消除 PAPI 控制产生的相位误差,进一步提高了跟踪精度。在跟踪圆柱螺旋线轨迹时,所提出的机构能够以高精度和较小误差跟踪给定轨迹。

表 4 微定位平台三轴空间轨迹跟踪性能(圆柱螺旋线轨迹)

Tab. 4 Three-axis spatial trajectory tracking performance of micro-positioning stage(Cylindrical spiral track)

误差指标	MAE		RMSE	
	PAPI	PAPI+SMC	PAPI	PAPI+SMC
e_{θ_x} /mrad	0.27	0.057 7	0.015 7	2.96×10^{-3}
e_{θ_y} /mrad	0.21	0.044	0.012 5	6.27×10^{-4}
e_z / μ m	3.236	3.229	2.3	0.719

参考文献:

[1] TEO T J, YANG G, CHEN I M. A large deflection and high payload flexure-based parallel manipulator for UV nanoimprint lithography: part I. Modeling and analyses[J]. *Precision Engineering*, 2014,

7 结 论

本文根据精密工程领域中微定位平台大行程、多自由度的需求,提出了一种音圈电机驱动的全簧片式大行程多自由度空间柔性并联微定位平台。首先,根据几何原理推导了动平台的运动学方程,并作为控制回路的解耦矩阵。接着,建立了机构输入刚度模型并仿真验证了模型的准确性。其次,基于柔度矩阵法对柔性球铰进行了柔度建模和设计,从而确定了微定位平台结构参数。然后,对三自由度方向进行了系统动力学模型辨识,基于辨识模型设计了 PAPI 反馈控制器并结合 SMC 前馈构成复合控制。最后,搭建了音圈电机驱动的微定位平台系统验证其轨迹跟踪性能。实验结果证明:与 PID 控制相比,PAPI+SMC 复合控制使得跟踪性能提高了 95% 以上,同时有效消除了单纯 PAPI 控制产生的相位滞后。并且,所提出的多自由度柔性并联微定位平台具有行程大、稳定性好和精度高等特点,能够以高精度和小误差跟踪空间给定轨迹,可以用于许多需要空间大行程高精度的应用场合。

38(4): 861-871.

[2] ZAREINEJAD M, REZAEI S M, ABDULLAH A, *et al.* Development of a piezo-actuated micro-teleoperation system for cell manipulation[J]. *The International Journal of Medical Robotics and Com-*

- puter Assisted Surgery, 2009, 5(1): 66-76.
- [3] XIAO R, XU M, SHAO S, *et al.* Design and wide-bandwidth control of large aperture fast steering mirror with integrated-sensing unit[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 126: 211-226.
- [4] WANG Y. Design and control of an ultraprecision stage used in grating tiling[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering (English Edition)*, 2007, 20(1): 1.
- [5] YE W, LI Q C. Type synthesis of lower mobility parallel mechanisms: a review[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2019, 32(1): 1-11.
- [6] 于靖军, 郝广波, 陈贵敏, 等. 柔性机构及其应用研究进展[J]. *机械工程学报*, 2015, 51(13): 53-68.
- YU J J, HAO G B, CHEN G M, *et al.* State-of-art of compliant mechanisms and their applications [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(13): 53-68. (in Chinese)
- [7] LIU Y X, DENG J, SU Q. Review on multi-degree-of-freedom piezoelectric motion stage [J]. *IEEE Access*, 2018, 6: 59986-60004.
- [8] LI H, TANG H, LI J, *et al.* Design, fabrication, and testing of a 3-DOF piezo fast tool servo for microstructure machining [J]. *Precision Engineering*, 2021, 72: 756-768.
- [9] ZHAO Y, YUE H, YANG F, *et al.* A high thrust density voice coil actuator with a new structure of double magnetic circuits for CubeSat deployers[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2022, 69: 13305-13315.
- [10] AL-JODAH A, SHIRINZADEH B, GHAFARIAN M, *et al.* Development and control of a large range XY θ micropositioning stage[J]. *Mechatronics*, 2020, 66: 102343.
- [11] ZHANG X, XU Q. Design, fabrication and testing of a novel symmetrical 3-DOF large-stroke parallel micro/nano-positioning stage [J]. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 2018, 54: 162-172.
- [12] AWTAR S, QUINT J, USTICK J. Experimental characterization of a large-range parallel kinematic XYZ flexure mechanism[J]. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 2021, 13(1): 015001.
- [13] 徐洪业, 李杨民, 李祥春. 空间 3-DOF 柔性并联微动平台运动学分析[J]. *制造业自动化*, 2018, 40(3): 23-26.
- XU H Y, LI Y M, LI X C. Kinematics analysis of space 3-DOF flexicle parallel micro-manipulator platform [J]. *Manufacturing Automation*, 2018, 40(3): 23-26. (in Chinese)
- [14] WANG R Z, WU H. Design and performance of a spatial 6-RRRR compliant parallel nanopositioning stage[J]. *Micromachines*, 2022, 13(11): 1889.
- [15] YANG B, ZHANG C, YU H T, *et al.* Design and Analysis of a 3-DOF Planar Flexure-Based Parallel Mechanism with Large Motion Range[C]. 2018 *IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (ROBIO)*. 12-15, 2018, *Kuala Lumpur, Malaysia*. IEEE, 2019: 1888-1893.
- [16] KANG S, LEE M G, CHOI Y M. Six degrees-of-freedom direct-driven nanopositioning stage using crab-leg flexures [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2020, 25(2): 513-525.
- [17] YANG Z, LEE R, HOPKINS JB. Hexblade positioner: a fast large-range six-axis motion stage[J]. *Precision Engineering*, 2022, 76: 199-207.
- [18] 蒋毅, 朱煜, 杨开明, 等. 超精密六自由度微动台耦合动力学建模及分析[J]. *中国电机工程学报*, 2014, 34(30): 5451-5457.
- JIANG Y, ZHU Y, YANG K M, *et al.* Coupled dynamic modeling and analysis of ultra-precision 6-DOF fine stage [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2014, 34(30): 5451-5457. (in Chinese)
- [19] 于阳, 王学问, 徐振邦, 等. 基于柔性铰链的大口径望远镜并联调整机构[J]. *光学精密工程*, 2023, 31(3): 352-362.
- YU Y, WANG X W, XU Z B, *et al.* Parallel adjustment mechanism for large aperture telescope based on flexible hinges[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2023, 31(3): 352-362. (in Chinese)
- [20] 徐骁. 三自由度纳米定位平台设计与控制[D]. 上海: 上海交通大学, 2016.
- XU X. *Design and Control of 3-DOF Nanopositioning Stage*[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2016. (in Chinese)
- [21] AL-JODAH A, SHIRINZADEH B, GHAFARIAN M, *et al.* Modeling and a cross-coupling compensation control methodology of a large range 3-DOF micropositioner with low parasitic motions [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2021, 162: 104334.

- [22] 张旭, 赖磊捷, 李朋志, 等. 电磁驱动柔顺微定位平台闭环频域逆迭代学习控制[J]. 光学精密工程, 2021, 29(9): 2149-2157.
ZHANG X, LAI L J, LI P Z, *et al.* Closed-loop

inverse iterative learning control in frequency-domain for electromagnetic driven compliant micro-positioning platform [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2021, 29(9): 2149-2157. (in Chinese)

作者简介:



陈云壮(1999-),男,山东聊城人,2017年于山东农业大学获得本科学位,现为上海工程技术大学机械与汽车工程学院研究生,主要从事微纳米定位技术方面的研究。E-mail: M310121248@sues.edu.cn

通讯作者:



赖磊捷(1984-),男,浙江宁波人,博士,副教授,2014年于上海交通大学获得博士学位,现为上海工程技术大学机械与汽车工程学院副教授,主要从事微位移驱动控制、微纳制造装备等领域的研究。E-mail: laij@sues.edu.cn