

文章编号 1004-924X(2025)02-0220-16

面向细胞微操作的柔性并联压电定位台设计与实验

康升征*, 王浩文

(南京信息工程大学 自动化学院, 江苏 南京 210044)

摘要:为实现细胞级的操作如细胞捕获、切割、分离及注射,本文设计了一种面向生物细胞工程的柔性并联压电定位台,并对其进行了建模、仿真和测试。该定位台由动平台、底座、三级放大机构和三个压电作动器组成。压电作动器所产生的位移经三级放大机构进行放大,并通过反馈控制实现定位台的精确运动,从而达到目标定位效果。在设计过程中,采用了伪刚体法结合柔性铰链刚度计算模型对该机构进行运动静力学分析。利用Lagrange方程,采用集中质量法建立所设计的柔性并联压电定位台动力学模型。在确定结构参数后,对其进行了有限元分析,以验证推导出的理论模型,仿真结果表明:理论与仿真模型的误差小于10%,该机构能够实现大行程以及较高频率的运动。此外,还搭建了柔性并联压电定位台样机系统,进行了实验测试,以评估其开环和闭环性能。实验结果表明:所设计的定位台具有 $125\text{ }\mu\text{m}\times 126\text{ }\mu\text{m}$ 的工作行程,X和Y方向上的固有频率分别为128.9 Hz,132.8 Hz,相应的运动分辨率均优于400 nm。

关键词:细胞微操作;压电作动器;柔性并联机构;微定位平台

中图分类号:TH112 文献标识码:A

doi:10.37188/OPE.20253302.0220 CSTR:32169.14.OPE.20253302.0220

Design and experiments of a flexible parallel piezoelectric micro-positioning stage for cell micromanipulation

KANG Shengzheng*, WANG Haowen

(School of Automation, Nanjing University of Information Science and Technology,
Nanjing 210044, China)

* Corresponding author, E-mail: kangsz@nuist.edu.cn

Abstract: In order to achieve cell-level operations such as cell capture, cutting, separation, and injection, a flexible parallel piezoelectric positioning stage for biocellular engineering was designed, modeled, simulated, and tested in this paper. The positioning stage consisted of a moving platform, a base, a three-stage amplification mechanism, and three piezoelectric actuators. The displacements generated by the piezoelectric actuators were amplified by the three-stage amplification mechanism, and the precise movement of the positioning stage was realized through feedback control, so as to achieve the target positioning effect. In the design process, the pseudo-rigid-body method combined with the flexible hinge stiffness calculation model was adopted to analyze the kinematic statics of the mechanism. The Lagrange equation was used to

收稿日期:2024-10-22;修订日期:2024-11-18.

基金项目:国家自然科学基金项目(No. 52405117);江苏省自然科学基金项目(No. BK20220449)

establish the dynamics model of the designed flexible parallel piezoelectric positioning stage using the lumped mass method. After determining the structural parameters, finite element analysis was carried out to verify the derived theoretical model, and the simulation results showed that the error between the theoretical and simulation models was less than 10%, and the mechanism was able to achieve a large stroke as well as a higher frequency of motion. In addition, a prototype system for the flexible parallel piezoelectric positioning stage was also built and experimentally tested to evaluate its open and closed loop performance. The experimental results show that the designed positioning stage has a working stroke of $125\text{ }\mu\text{m}\times 126\text{ }\mu\text{m}$, the natural frequencies in the X-direction and Y-direction are 128.9 Hz and 132.8 Hz, and the corresponding motion resolution are both better than 400 nm, respectively.

Key words: cell micromanipulation; piezoelectric actuators; flexible parallel mechanism; micro-positioning stage

1 引言

随着生物学的高速发展,现代生物医学研究的不断深入,许多细胞级的操作如细胞捕获、切割及注射等成为研究热点,在生物细胞工程的研究中,需要多自由度的精密操纵平台来实现微米级运动范围内的细胞甚至分子水平的复杂操作,因此研制一套高精度的柔性定位平台意义重大^[1-2]。

传统的机械传动系统使用刚性运动副来传递力和位移,不可避免地导致部件之间产生间隙、摩擦和磨损。相比之下,柔性机构因其无机械摩擦、无间隙、运动灵敏度高以及加工简便等优点,而被广泛应用于精密定位领域。许多研究对多自由度柔性机构设计方法进行了探索,通常侧重于提高定位精度和扩大工作行程^[3-8]。文献[9]通过采用 Zigzag 柔性簧片作为导向机构,提出了一种并联式 XY 二自由度精密定位平台,实现 $3\text{ mm}\times 3\text{ mm}$ 的运动范围和 60 Hz 以上的固有频率,但运动分辨率仅有 $1.3\text{ }\mu\text{m}$,低分辨率可能导致运动控制的不精确。鉴于压电作动器具有体积小、承载能力强、精度高、功耗低以及响应速度快等诸多优点,因此为了实现微米级运动范围内的细胞乃至分子水平的复杂操作,高精度的柔性定位平台通常采用压电作动器作为其致动方式^[10-11]。文献[12]提出了一种新的高增益和长程 XY 柔性机构的设计。该机构结合了解耦型 XY 机构和两个高增益线性放大器,经计算证明能够将 $15\text{ }\mu\text{m}^2$ 的输入位移放大到约 $930\times 940\text{ }\mu\text{m}^2$ 的工作空间,对应的机械位移放大倍数大于 60。然而,该机构的前两个固有频率分别为 25.69 Hz 和 28.07 Hz,导致刚度较低,影响定位精度和稳定

性。文献[13]开发了一种高带宽压电驱动的并联纳米定位平台,能够在 XY 平面上提供高速高精度定位。该设计将 X 和 Y 方向的运动分离,从而限制了 XY 平面上的寄生旋转,并且 XY 方向上的固有频率均超过 8 kHz。然而,该平台在每个轴的工作行程仅约 $15\text{ }\mu\text{m}$,限制了其应用场景。因此,尽管已有大量研究,但高精度和大范围运动的精密定位平台的设计仍然是一个挑战。微定位平台在细胞微操作中的应用需要满足以下要求^[14]:定位精度需达到亚微米级,响应速度应在毫秒级,工作行程通常需要达到 $100\text{ }\mu\text{m}\times 100\text{ }\mu\text{m}$ 以上。这些指标确保微定位平台能够有效支持细胞微操作,从而推动生物细胞工程的进步。

为解决定位平台行程小、稳定性差和精度低等问题,本文设计了一种新型柔性并联压电定位台,它具有 $125\text{ }\mu\text{m}\times 126\text{ }\mu\text{m}$ 的工作行程,具有亚微米级定位精度以及毫秒级的响应速度。该机构能够实现高精度和大范围的运动。本文行文结构如下:第二节介绍了柔性并联压电定位台的结构设计;第三节采用伪刚体法结合 Wu 和 Zhou 的模型^[15](简称:WZ 模型)建立了该柔性并联压电定位台的静力学模型;第四节利用 Lagrange 方程,采用集中质量法对定位平台进行动力学建模;第五节对所设计的定位平台进行了有限元仿真分析;第六节,搭建定位台测试系统,并对其样机性能进行实验测试;第七节总结全文。

2 柔性并联压电定位台的结构设计

面向生物细胞工程的显微操作系统总体框架如图 1 所示,其主要组成部分包括:显微视觉系

统、左右微操作手、微定位平台及宏动平台等。在细胞操作过程中,左右微操作手通常先在宏动平台的运动下到达初步指定位置,再由微操作驱动器驱使其完成细胞的捕捉、注射等精细微操作任务。其中,所设计新型柔性并联压电定位台作为微定位平台用于培养皿及显微镜设备等的承载机构,配合微操作手完成细胞操作任务,其精密定位性能是影响细胞操作成功率的重要因素^[14]。

柔性并联压电定位台的三维结构设计如图2所示。该定位台主要由三个压电作动器、柔性放大机构以及一个动平台构成。鉴于实验中所选用的压电作动器(型号:PS150/5/60VS10,哈尔滨芯明天公司生产)其最大输出力为 $F_{\max} =$

550 N,最大输出位移为 $d_{\max} = 57 \mu\text{m}$,因此需要将位移放大机构与平台中的压电作动器集成,以实现大于 $100 \mu\text{m} \times 100 \mu\text{m}$ 的工作行程。此外,三个压电作动器和三个柔性放大机构被同时集成在微定位平台中,并采用中心对称布局方式实现紧凑构型,并给压电作动器留下了充足的装配空隙,合理地利用了有限作业空间。所提出的柔性放大机构具有三级位移放大作用,相比一级或两级放大机构,它展现出了显著的空间优势。所提出的三级放大机构不仅结构紧凑,而且不会影响中间动平台的运动。

3 静力学建模

3.1 自由度计算

柔性机构的实际结构和运动形式通常非常复杂,特别是在大变形和非线性运动分析中。为了简化这些复杂的问题,Howell等人^[16]提出了一种伪刚体模型方法。该方法通过将柔性机构简化为由刚体和弹性元件组成的系统,使复杂的力学问题得以简化,从而显著减少了计算复杂度。图3展示了所设计的柔性并联压电定位台的伪刚体模型。在初始位置时,固定平台 $A_1A_2A_3$ 的中心和末端运动平台 $N_1N_2N_3$ 的中心重合。

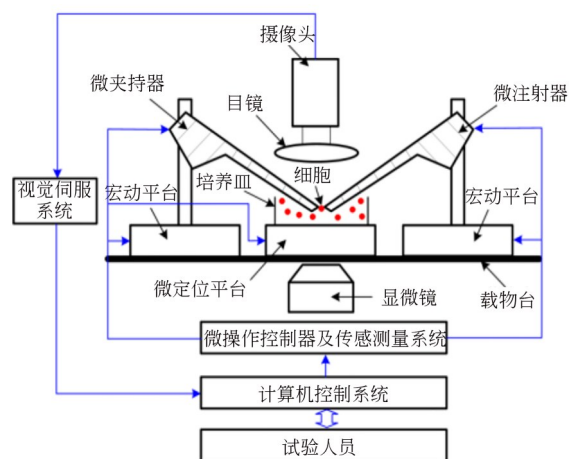


图1 细胞显微操作系统总体结构框图

Fig. 1 Block diagram of the cell micromanipulation system

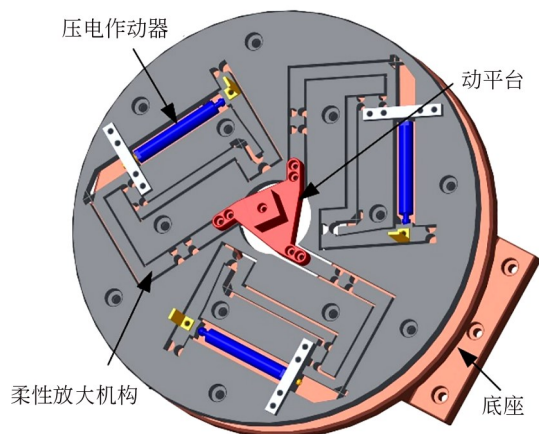


图2 新型柔性并联压电定位台设计图

Fig. 2 Design of the flexible parallel piezoelectric positioning stage

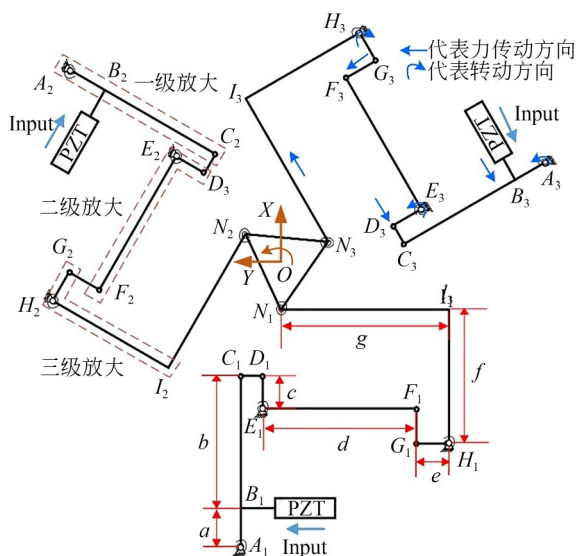


图3 柔性并联压电定位台伪刚体模型图

Fig. 3 Pseudo-rigid body model diagram of flexible parallel piezoelectric positioning stage

为确定作动器的数量,首先需要验证平台的自由度。根据自由度计算公式 $F_n = 3n - 2p_l - p_h$, 其中 n 为机构可动构件数目, p_l 为低副数目, p_h 为高副数目, F_n 表示自由度。可计算得到 F_n 的具体值为3。

3.2 放大比计算

如图4所示,在安装动平台之后,当一条支链上的力传递至动平台时,其余两条支链将对动平台产生反作用力。在末端压电作动器输入最大力 $F_{\max}$, 三条支链对平台产生的力矩达到空间矢量平衡时,三级放大机构实现最大的放大效果。如图3所示,压电作动器输入的力通过第一级杠杆机构 ABCD 缩小。通过第一级杠杆机构缩小了的力传递给了第二级 L 形杠杆机构 DEF, 之后再经过两级缩小的力传递给第三级 L 形杠杆机构 GHI, 最后输出给动平台。第一级的力缩小率是 $(a+b)/a$, 第二级的力缩小率是 d/c , 第三级的力缩小率是 f/e 。所以,修正后的支链与动平台接合处的力为:

$$F_1 = F_{\max} \frac{ace}{(a+b)df}, \quad (1)$$

其中, a, b, c, d, e, f 分别为图2中连杆长度。

在图4中,设 F_1 方向产生的位移大小为 δ_1 , F_1 的力臂为 S_1 , F_2 的力臂为 S_2 , F_3 的力臂为 S_3 , 由于所设计平台结构对称,有 $S_2 = S_3$, 根据力矩平衡

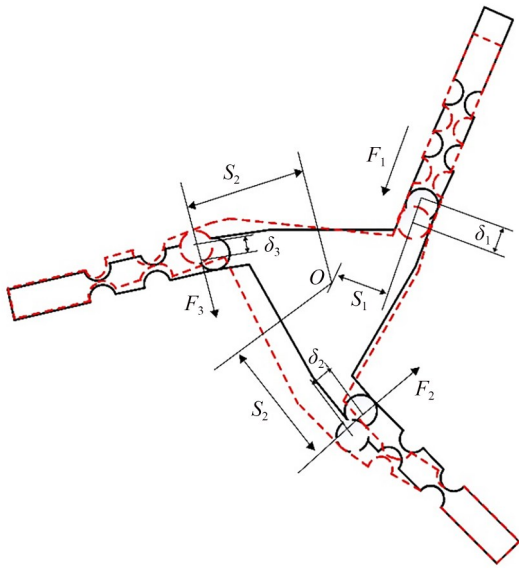


图4 动平台位移图

Fig. 4 Displacement diagram of moving platform

可得:

$$F_1 \cdot S_1 = F_2 \cdot S_2 + F_3 \cdot S_3. \quad (2)$$

在外力 F 拉伸或压缩作用下,直圆型柔性铰链会产生线性变形 Δ , 借鉴 WZ 模型^[17] 计算柔性铰链刚度,其表达式如下:

$$\frac{F}{\Delta} = \frac{EB}{12f_2}, \quad (3)$$

$$f_2 = \frac{\gamma(24\gamma^4 + 24\gamma^3 + 22\gamma^2 + 8\gamma + 1)}{2(2\gamma + 1)(4\gamma + 1)^2} + \frac{(2\gamma + 1)(24\gamma^4 + 8\gamma^3 - 14\gamma^2 - 8\gamma - 1)}{2(4\gamma + 1)^{5/2}} \cdot \left(\arctan \sqrt{4\gamma + 1} + \frac{\pi}{8} \right), \quad (4)$$

其中: E 为材料的弹性模量; B 为柔性铰链的宽度; R 为柔性铰链的切口半径; t 为柔性铰链的厚度; $\gamma = R/t$ 。

根据图4中柔性铰链形变的几何关系,由式(3)可计算得到:

$$F_2 = \frac{\delta_2 EB}{12f_2} = \frac{\sqrt{3} \delta_1 EB}{24f_2}, \quad (5)$$

$$F_3 = \frac{\delta_3 EB}{12f_2} = \frac{\sqrt{3} \delta_1 EB}{24f_2}, \quad (6)$$

其中: δ_2, δ_3 为柔性铰链在力 F_2, F_3 作用下的形变。

将公式(5)和公式(6)代入式(2)可得:

$$F_1 \cdot S_1 = \frac{\sqrt{3} \delta_1 EBS_2}{12f_2}. \quad (7)$$

式(7)整理后可得铰链的理论最大位移 δ_1 为:

$$\delta_1 = \frac{4\sqrt{3} F_1 S_1 f_2}{EBS_2}. \quad (8)$$

因此,理论放大倍数为:

$$A_{\text{amp}} = \frac{\delta_1}{d_{\max}} = \frac{4\sqrt{3} F_1 S_1 f_2}{EBS_2 d_{\max}}, \quad (9)$$

其中: F_1 和 f_2 分别由式(1)和式(4)计算得到,而 S_1, S_2, E, B 则由结构几何尺寸获得。

3.3 运动链图的简化

该柔性并联压电定位台由三个杠杆放大机构和一个动平台组成,其中压电作动器固定在内部。压电作动器的伸长产生了平台的初始驱动,形成平移驱动,相当于平移铰链。由于压电作动器是直线作动器,当作动器伸长时会给连杆一个

直线驱动,经放大机构放大后在末端会产生一个平移运动(其位移表示为 D_i)和一个旋转运动(其转角表示为 ϕ)。

可以计算出连杆IN最大偏转角度为^[18]:

$$\phi = \frac{D_i}{g}, \quad (10)$$

其中, g 为图3中连杆IN的长度。

设压电作动器的实际输出位移为 d_i ($i=1, 2, 3$), D_i 可表示为压电作动器的输入位移经过柔性放大机构放大后的最大输出位移,则有:

$$D_i = A_{\text{amp}} \cdot d_i. \quad (11)$$

由于所选型号压电作动器的最大行程为 $57 \mu\text{m}$,将定位台的实际参数(如表1所示)代入公式(9)计算可得 $A_{\text{amp}}=4.97$ 。再由公式(11)可得 $D_i=283.1 \mu\text{m}$,最后代入公式(10)可得到 ϕ 的具体值为 $\phi=0.004^\circ$ 。需要注意的是,连杆IN的最大转角相对动平台转角而言可忽略不计,因此微定位平台的整体机构运动原理可由图3简化为如图5所示的3-PRR机构。

表1 定位台的几何参数

Tab. 1 Geometric parameters of the positioning stage

参数名称(含义)	参数值
a (连杆AB长)	25 mm
b (连杆CD长)	61 mm
c (连杆DE长)	23 mm
d (连杆EF长)	77 mm
e (连杆GH长)	25 mm
f (连杆HI长)	70 mm
g (连杆IN长)	80 mm
t (柔性铰链的厚度)	0.5 mm
R (柔性铰链的切口半径)	4 mm
B (柔性铰链的宽度)	10 mm
W (柔性铰链的厚度)	10 mm
S_1 (力 F_1 的力臂)	20 mm
S_2 (力 F_2 的力臂)	60 mm
S_3 (力 F_3 的力臂)	60 mm
E (材料的弹性模量)	71 GPa

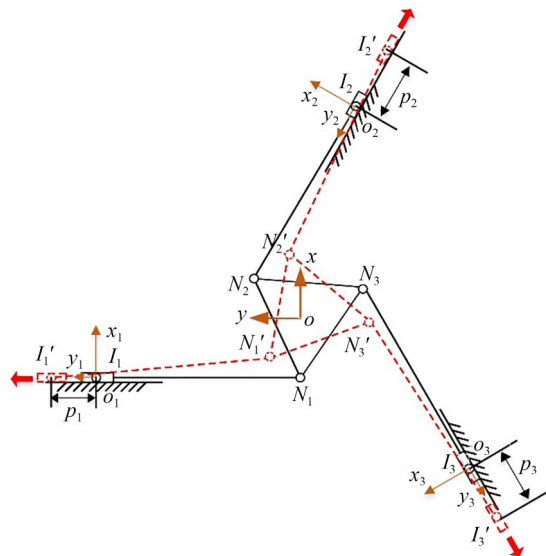


图5 简化得到的3-PRR运动链图

Fig. 5 Diagram of simplified 3-PRR kinematic chain

3.4 运动学分析

三自由度柔性并联压电定位台的支链布置采用的是中心对称,其各个支链的结构参数全等。全局坐标系 XOY 为图3正三角形 $A_1A_2A_3$ 的中心,动坐标系 xoy 固定在图5动平台 $N_1N_2N_3$ 的中心,在初始位置时两者的中心重合,图4中三个支链的坐标系 $x_i o_i y_i$ ($i=1, 2, 3$)固定在各个滑块的中心,其中 $x_1 o_1 y_1$ 始终与全局坐标系 XOY 的方位相同,而 $x_2 o_2 y_2$ 和 $x_3 o_3 y_3$ 可看成分别绕点 O 顺时针旋转 -120° , -240° 。动平台的输出可用三个参数描述分别为 x, y, θ ,其中 x 表示平台在参考坐标系 XOY 中的横坐标, y 表示平台在参考系中的纵坐标, θ 表示转角。三个作动器的输出位移分别为 d_i ($i=1, 2, 3$),和平台输出位移的关联矩阵为 J ,即有:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ \theta \end{bmatrix} = J \begin{bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \end{bmatrix}. \quad (12)$$

设动平台铰点与中心距离 $N_i O$ 的长度为 l_2 ,则坐标系 $x_i o_i y_i$ (记为 $\{I_i\}$)相对于全局坐标系 XOY (记为 $\{A\}$)的齐次变换矩阵为:

$${}^A T_{I_i} = \begin{pmatrix} c_i & -s_i & l_2 \\ s_i & c_i & -g \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (13)$$

其中: $c_i = \cos \alpha_i$, $s_i = \sin \alpha_i$ ($i=1, 2, 3$), α_i 为各支链坐标与全局坐标系的相对角度,分别为 $\alpha_1=0$,

$$\alpha_2 = -\frac{2}{3}\pi, \alpha_3 = -\frac{4}{3}\pi.$$

全局坐标系 XOY 到固定在动平台上的动坐标系 xoy (记为 $\{N\}$) 的齐次变换矩阵为:

$${}^N T_A = \begin{pmatrix} c_\theta & -s_\theta & x \\ s_\theta & c_\theta & y \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (14)$$

其中: $c_\theta = \cos \theta, s_\theta = \sin \theta$.

将式(13)与式(14)相乘可得各支链坐标系相对于坐标系 xoy 的齐次变换矩阵为:

$${}^N T_{I_i} = \begin{pmatrix} c_i & -s_i & l_2 \\ s_i & c_i & -g \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} c_\theta & -s_\theta & x \\ s_\theta & c_\theta & y \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (15)$$

整理式(15)可得:

$${}^N T_{I_i} = \begin{pmatrix} c_i c_\theta - s_i s_\theta & -c_i s_\theta - s_i c_\theta & xc_i - ys_i + l_2 \\ c_\theta s_i + c_i s_\theta & -s_i s_\theta + c_\theta c_i & xs_i + yc_i - g \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (16)$$

由于 θ 的值较小, 存在 $s_\theta \approx \theta, c_\theta \approx 1$, 于是可对式(16)进一步简化得:

$${}^N T_{I_i} = \begin{pmatrix} c_i - s_i \theta & -c_i \theta - s_i & xc_i - ys_i + l_2 \\ s_i + c_i \theta & -s_i \theta + c_i & xs_i + yc_i - g \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (17)$$

以坐标系 xoy 为参考系来描述 N_i ($i=1, 2, 3$) 的坐标值如下:

$$N_1 = (-l_2, 0), N_2 = \left(\frac{l_2}{2}, \frac{\sqrt{3}l_2}{2} \right), \\ N_3 = \left(\frac{l_2}{2}, -\frac{\sqrt{3}l_2}{2} \right). \quad (18)$$

根据齐次变换矩阵 ${}^N T_{I_i}$ 以及上述各 N_i 点相对坐标系 xoy 的坐标值, 可以求出 N_i 点在各个支链坐标系 $\{I\}$ 中描述的坐标为:

$${}^{I_i} N_{i,x} = (c_i - s_i \theta) N_{i,x} - (c_i \theta + s_i) N_{i,y} + xc_i - ys_i + l_2, \quad (19)$$

$${}^{I_i} N_{i,y} = (s_i + c_i \theta) N_{i,x} + (-s_i \theta + c_i) N_{i,y} + xs_i + yc_i - g, \quad (20)$$

其中, $N_{i,x}$ 和 $N_{i,y}$ 分别表示式(18)中点 N_i 的横纵坐标值。又因为 $I_i N_i$ 为固定杆长约束, 可以得到式(21):

$$(p_i + {}^{I_i} N_{i,y})^2 + {}^{I_i} N_{i,x}^2 = g^2, \quad (21)$$

其中, p_i 为图4中柔性放大机构末端输出位移。

整理得到关于 p_i 的关系式:

$$p_i = g \sqrt{1 - \left(\frac{{}^{I_i} N_{i,x}}{g} \right)^2} - {}^{I_i} N_{i,y}. \quad (22)$$

进一步地, 由于:

$$\frac{{}^{I_i} N_{i,x}}{g} \approx 0. \quad (23)$$

因此, 可将式(22)线性化得:

$$p_i = g - {}^{I_i} N_{i,y}. \quad (24)$$

将式(18)和式(20)代入(24)中, 整理后可得:

$$\begin{cases} p_1 = l_2 \theta + y \\ p_2 = l_2 \theta - \frac{\sqrt{3}}{2} x - \frac{1}{2} y \\ p_3 = l_2 \theta + \frac{\sqrt{3}}{2} x - \frac{1}{2} y \end{cases}. \quad (25)$$

化成矩阵形式如式(26):

$$\begin{pmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & l_2 \\ -\frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{1}{2} & l_2 \\ \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{1}{2} & l_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \\ \theta \end{pmatrix}. \quad (26)$$

由于所设计的三级放大机构仅放大位移而不改变运动方向, 因此压电作动器各个输入位移 d_i ($i=1, 2, 3$) 和放大机构末端输出位移之间的关系为:

$$\begin{pmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \end{pmatrix} = A_{\text{amp}} \begin{pmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \end{pmatrix}. \quad (27)$$

对于所设计的定位平台, 最终可得到压电作动器各个输入位移和平台的输出变量之间的关系如式(28):

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ \theta \end{pmatrix} = A_{\text{amp}} \begin{pmatrix} 0 & \frac{\sqrt{3}}{3} & -\frac{\sqrt{3}}{3} \\ \frac{2}{3} & -\frac{1}{3} & -\frac{1}{3} \\ \frac{1}{3l_2} & \frac{1}{3l_2} & \frac{1}{3l_2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \end{pmatrix}. \quad (28)$$

4 平台动力学分析

4.1 柔性放大机构的弹性势能和动能

如图6(a)所示为第一级放大机构 ABCD 铰

链运动简图,其运动形式包括:沿 x 轴的平移运

动,位移为 $q_1 = \frac{(a+b)}{a} d_i$;以及绕 z 轴的旋转运

动,转角为 $\beta_1 \approx \sin \beta_1 = \frac{q_1}{a+b} = \frac{d_i}{a}$ 。

所以铰链 ABCD 的动能为:

$$T_1 = \frac{1}{2} J_1 \left(\frac{\dot{d}_i}{a} \right)^2 + \frac{1}{2} m_4 \left[\frac{(a+b)}{a} \dot{d}_i \right]^2, \quad (29)$$

其中: $d_i (i=1, 2, 3)$ 为各支链压电作动器的位移, $m_i (i=1, 2, \dots, 6)$ 为各连杆质量, $J_i (i=1, 2, 3)$ 为各连杆的转动惯量,各参数值如表 2 所示。

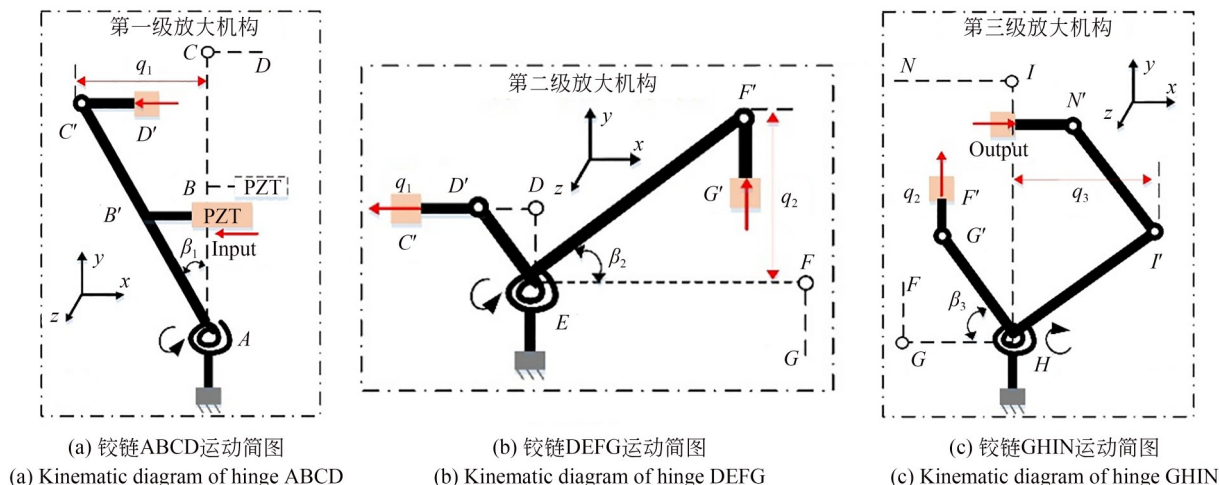


图 6 铰链运动简图

Fig. 6 Kinematic diagram of hinge

表 2 各连杆的质惯量参数

Tab. 2 Mass inertia parameters of each link

参数名称(含义)	参数值
m_0 (动平台质量)	0.060 kg
m_1 (连杆 ABC 的质量)	0.053 kg
m_2 (铰链 DEF 的质量)	0.039 kg
m_3 (铰链 GHI 的质量)	0.039 kg
m_4 (连杆 CD 的质量)	0.005 kg
m_5 (连杆 FG 的质量)	0.006 kg
m_6 (连杆 IN 的质量)	0.038 kg
J_1 (铰链 ABCD 的转动惯量)	$4.47 \times 10^{-5} \text{ kg/m}^2$
J_2 (铰链 DEF 的转动惯量)	$6.24 \times 10^{-5} \text{ kg/m}^2$
J_3 (铰链 GHIN 的转动惯量)	$5.19 \times 10^{-5} \text{ kg/m}^2$

如图 6(b)所示为第二级放大机构 DEFG 铰链运动简图,其运动形式包括:沿 y 轴的平移运

动,位移为 $q_2 = \frac{d(a+b)}{ac} d_i$;以及绕 z 轴的旋转

运动,转角为 $\beta_2 \approx \sin \beta_2 = \frac{a+b}{ac} d_i$ 。

所以铰链 DEFG 的动能为:

$$T_2 = \frac{1}{2} J_2 \left(\frac{a+b}{ac} \dot{d}_i \right)^2 + \frac{1}{2} m_5 \left[\frac{d(a+b)}{ac} \dot{d}_i \right]^2. \quad (30)$$

如图 6(c)所示为第三级放大机构 GHIN 铰链运动简图,其运动形式包括:沿 x 轴的平移运动,位移为 $q_3 = \frac{fd(a+b)}{eca} d_i$;以及绕 z 轴的旋转

运动,转角为 $\beta_3 \approx \sin \beta_3 = \frac{d(a+b)}{eac} d_i$ 。

所以铰链 GHIN 动能为:

$$T_3 = \frac{1}{2} J_3 \left[\frac{d(a+b)}{eac} \dot{d}_i \right]^2 + \frac{1}{2} m_6 \left[\frac{fd(a+b)}{eca} \dot{d}_i \right]^2. \quad (31)$$

结合式(29)~式(31),第 i 条支链放大机构的动能为:

$$T_{A,i} = T_1 + T_2 + T_3 = \frac{1}{2} J_1 \left(\frac{\dot{d}_i}{a} \right)^2 + \frac{1}{2} m_4 \left[\frac{(a+b)}{a} \dot{d}_i \right]^2 + \frac{1}{2} J_2 \left(\frac{a+b}{ac} \dot{d}_i \right)^2 + \frac{1}{2} m_5 \left[\frac{d(a+b)}{ac} \dot{d}_i \right]^2 + \frac{1}{2} J_3 \left[\frac{d(a+b)}{eac} \dot{d}_i \right]^2 + \frac{1}{2} m_6 \left[\frac{fd(a+b)}{eca} \dot{d}_i \right]^2. \quad (32)$$

第*i*条支链放大机构弹性势能计算如

$$U_{A,i} = \frac{d_i^2 E B t^{2.5}}{9 a^2 \pi r^{0.5}}. \quad (34)$$

式(33):

$$U_{A,i} = \frac{1}{2} k \beta_1^2 = \frac{1}{2} k \left(\frac{d_i}{a} \right)^2, \quad (33)$$

因此,由式(32)和式(34)计算出整个位移放大机构的能量方程为:

$$L_A = \sum_{i=1}^3 (T_{A,i} - U_{A,i}). \quad (35)$$

其中,柔性铰链刚度 $k = \frac{2 E B t^{2.5}}{9 \pi r^{0.5}}$,整理后可得:

整理得:

$$L_A = \frac{1}{2} \left\{ J_1 \left(\frac{1}{a} \right)^2 + J_2 \left(\frac{a+b}{ac} \right)^2 + J_3 \left[\frac{d(a+b)}{eac} \right]^2 + m_4 \left[\frac{(a+b)}{a} \right]^2 + m_5 \left[\frac{d(a+b)}{ac} \right]^2 + m_6 \left[\frac{fd(a+b)}{eca} \right]^2 \right\} \cdot (d_1^2 + d_2^2 + d_3^2) - \frac{E B t^{2.5}}{9 a^2 \pi r^{0.5}} (d_1^2 + d_2^2 + d_3^2). \quad (36)$$

4.2 微定位平台的能量方程

进一步,微定位台的动平台的动能为:

$$T_M = \frac{1}{2} m_0 A_{\text{amp}}^2 (d_1^2 + d_2^2 + d_3^2), \quad (37)$$

其中, m_0 为动平台质量,如表2所示。

整个柔性并联压电定位台的重力势能为:

$$U_G = \left[m_0 + 3 \left(\frac{m_1 + m_2 + m_3}{+m_4 + m_5 + m_6} \right) \right] \bar{g} W, \quad (38)$$

其中: $\bar{g}$ 为重力加速度, W 为平台厚度。

结合式(36)~式(38),整个微定位台的 Lagrange 函数可以写成:

$$L = L_A + T_M - U_G. \quad (39)$$

4.3 微定位平台的动力学方程

根据式(39),可列写出整个微定位平台的 Lagrange 方程为:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{d}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial d_i} = F_i, i = 1, 2, 3, \quad (40)$$

其中: d_i 表示第*i*个广义坐标, F_i 表示第*i*个驱动力。

将式(39)代入式(40),能够得到整个柔性并联压电定位台的动力学方程如式(41):

$$M \ddot{d} + K d + G = F, \quad (41)$$

其中: $d = [d_1, d_2, d_3]^T$, $M = \text{diag}(M_e, M_e, M_e)$ 为质量矩阵, $K = \text{diag}(K_e, K_e, K_e)$ 为刚度矩阵, $G = [0, G_e, 0]^T$ 为重力矩阵, $F = [F_1, F_2, F_3]^T$ 为

驱动力矩阵,且有:

$$M_e = J_1 \left(\frac{1}{a} \right)^2 + J_2 \left(\frac{a+b}{ac} \right)^2 + J_3 \left[\frac{d(a+b)}{eca} \right]^2 + m_4 \left[\frac{d(a+b)}{a} \right]^2 + m_5 \left[\frac{d(a+b)}{ac} \right]^2 + m_6 \left[\frac{fd(a+b)}{eca} \right]^2 + m_0 A_{\text{amp}}^2, \quad (42)$$

$$K_e = k \left(\frac{1}{a} \right)^2, \quad (43)$$

$$G_e = \left[m_0 + 3 \left(\frac{m_1 + m_2 + m_3}{+m_4 + m_5 + m_6} \right) \right] \bar{g} W. \quad (44)$$

4.4 微定位平台自然频率理论计算

依据机械振动理论,整个柔性并联压电定位台的无阻尼自由振动动力学方程可写成:

$$M \ddot{d} + K d = 0. \quad (45)$$

理论上,对式(45)取得非零解的条件可以写成:

$$|K - \lambda_i M| = 0. \quad (46)$$

式(46)的特征值为 λ_i ,且有 $\lambda_i = \omega_i^2$,其中 ω_i 表示整体柔性并联压电定位台的自然圆频率,相应的自然频率可表示为 $f_i = \omega_i / 2\pi$ 。利用式(42)和(43)可以计算出整个柔性并联压电定位台一阶自然频率为:

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_e}{M_e}} = 133.6 \text{ Hz}. \quad (47)$$

5 仿真验证

5.1 性能指标仿真

使用商用有限元分析软件 ANSYS 19.0 建立了柔性并联压电定位台的有限元模型。该模型材料设置为 AL7075-T6, 具有杨氏模量 71 GPa、密度 $2.81 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 和泊松比 0.31。模型采用 0.5 mm 的六面体网格划分。输入位移设置为 $10 \mu\text{m}$ 进行静力学分析, 并在每个沉孔处施加固定约束, 以确保机构的基座连接部分保持静止。通过调整三个压电作动器的输入位移值, 获得平台位移和方向的最终变化。图 7(a) 显示了柔性放大机构支链的输出端位移为 $48.76 \mu\text{m}$, 因此放大比为 4.88, 与理论值误差为 1.84%。进行

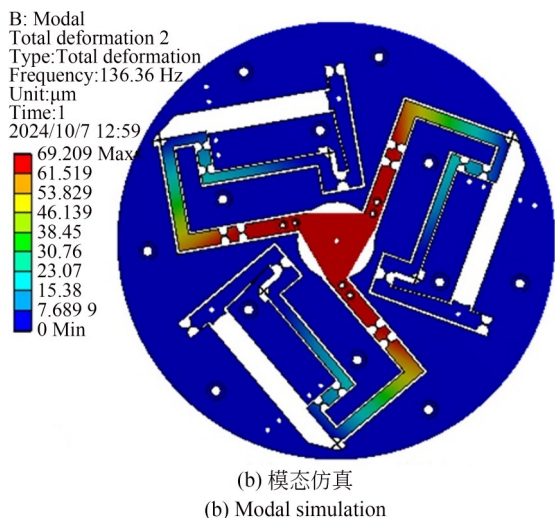
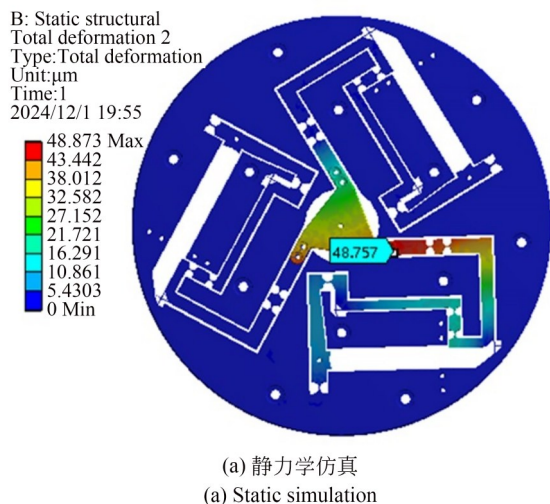


图 7 定位台的有限元仿真

Fig. 7 Finite element simulation of positioning stage

模态分析后, 图 7(b) 给出一阶固有频率为 136.36 Hz, 与理论值误差为 2.1%。仿真结果表明该定位台建模的正确性。

5.2 工作空间分析

为了验证所设计的定位台的工作空间是否满足设计要求, 利用已知的压电作动器的输入结合逆运动学计算公式, 来计算出动平台的位置, 从而确定末端工作空间目的。

本文通过搜索法^[19]来计算工作空间, 根据压电作动器行程范围来确定搜索限制条件。实际选定的压电作动器, 其行程范围为 $0 \leq d_i \leq 57 \mu\text{m}$ ($i=1, 2, 3$), 并设置搜索步长为 $0.5 \mu\text{m}$ 。得到的结果如图 8 所示, 该机构在 x 轴和 y 轴上的理论最大行程分别为 $150.1 \mu\text{m}$ 和 $150.9 \mu\text{m}$, 满足设计要求。

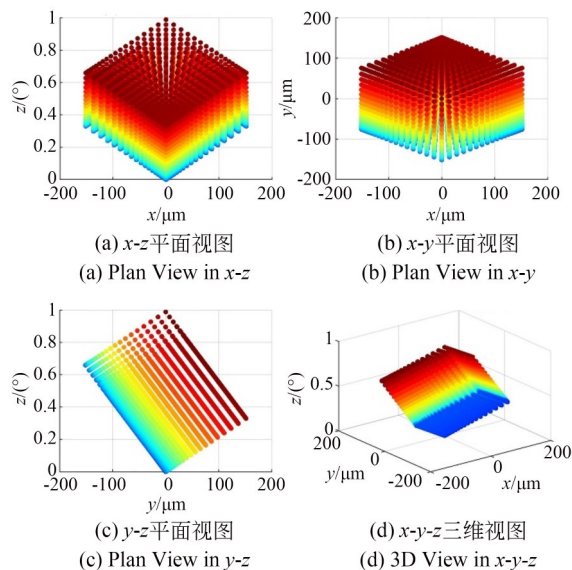


图 8 柔性并联压电定位台的工作空间

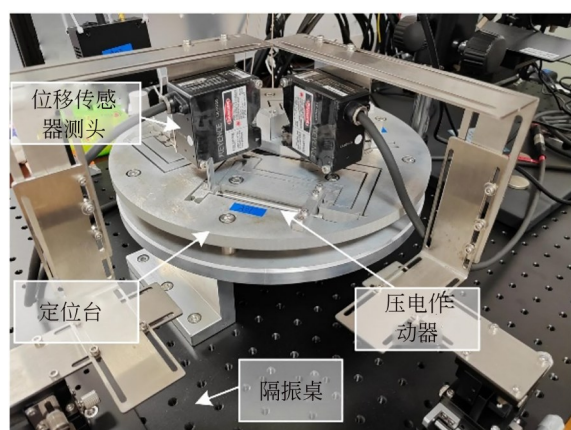
Fig. 8 Workspace for flexible parallel piezo positioning stage

6 实验测试

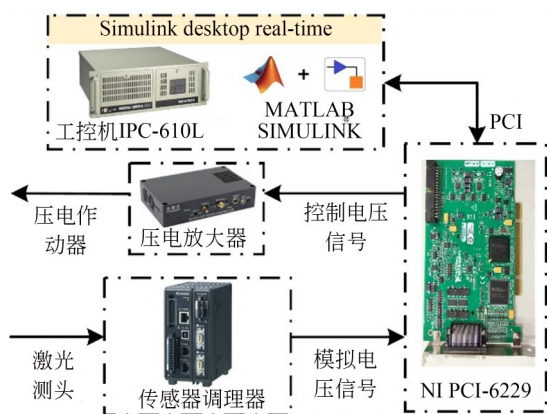
6.1 实验平台的搭建

利用激光切割的工艺方法将柔性并联压电定位台的样机制造出来, 并搭建如图 9 所示的定位平台测试系统, 以评估其实际性能。整个定位台采用 AL7075-T6 材料制造。该定位平台测试系统集成多种高精度测量及驱动设备, 具体包括: 一台工业光学显微镜(深圳宗源公司生产, 型

号为ZY-HDMI2800,分辨率1080P,主要用于辅助观测微动平台运动),两个由日本基恩士公司生产的、型号为LK-H022的激光位移传感器(其测量范围可达 $\pm 3\text{ mm}$,分辨率达 $0.01\text{ }\mu\text{m}$),三个哈尔滨芯明天公司生产的压电作动器(型号为PSt150/5/60 VS1)及其电压放大器(型号E53.A),以及由美国NI公司提供的型号为PCI-6229的数据采集卡,如图9所示。此外,控制算法在工控机(型号IPC-610L)上实现,利用Matlab Simulink Desktop Real-Time实时控制环境搭建程序,以实现精确的运动控制与数据处理。并联平台安装在隔振桌上,以减少外部干扰。高分辨率位移传感器正对动平台,以实时记录动平台的位置。需要说明的是,由于细胞微操作对定位平台的设计性能要求,实验过程中,仅对平台的X及Y方向的平移运动性能进行测试,而其旋转运动



(a) 实验样机
(a) Prototype



(b) 系统结构框图
(b) Structure diagram of the system

图9 定位平台测试系统

Fig. 9 Positioning stage test system

暂且不作要求。

6.2 压电作动器位移与电压的关系

由于柔性并联压电定位台的刚度较高,受到外力作用,压电作动器的实际输入位移难以达到其理论最大行程。因此,有必要测量实际压电作动器的位移与输入电压的关系。图10显示了压电作动器在不同幅值驱动电压下的稳态输出位移。具体而言,分别给压电作动器输入幅值为1~10 V的阶跃电压信号,并测量定位平台中压电作动器实际的输出位移量。通过对实验数据拟合发现,驱动电压与压电作动器的输出位移之间近似呈线性关系。

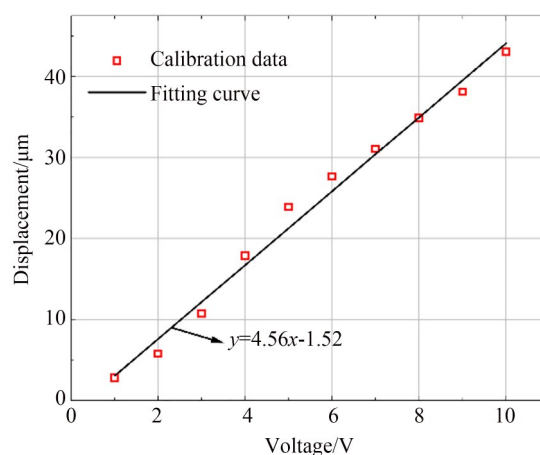


图10 压电作动器输出位移和驱动电压的关系

Fig. 10 Relationship between the output displacement and driving voltage of piezoelectric actuator

6.3 开环性能测试结果

(1)最大工作范围测量:根据逆运动学计算,当支链一的压电作动器输入 d_1 取最大值时,定位台在x方向上产生最大位移,最大位移实验结果为 $125\text{ }\mu\text{m}$;当支链二的压电作动器输入 d_2 取最大值时,定位台在y方向上产生最大位移,最大位移为 $126\text{ }\mu\text{m}$ 。实验结果小于计算得到的工作空间,原因主要是由于压电作动器在外界负载作用下的实际输入位移难以达到其理论最大行程。尽管如此,实验测量所得的实际工作空间仍达到设计要求,验证了设计的合理性。

(2)耦合特性测试:通过控制三个支链的输入,实现运动平台沿x,y方向 $30\text{ }\mu\text{m}$ 的独立运动。然而,在平台沿每个方向独立运动期间,在另一个方向上观察到耦合运动。使用图9所示的实验

装置,对运动前后运动平台的数据进行处理,以确定耦合方向上的最大耦合位移。如图 11(a)所示,沿 x 方向独立运动期间, y 方向的最大偏移为 $0.502\ \mu\text{m}$;同样,如图 11(b)所示,沿 y 方向独立运动期间, x 方向的最大偏移为 $0.404\ \mu\text{m}$ 。理论模型中对柔性元件的线性建模以及将柔性机构

理想化为刚性机构,通常被视为实验与理论计算之间误差的主要原因。此外,制造及装配误差会改变机构的尺寸,进一步导致总体实验错误。实验数据表明最大误差为 1.7% 处于可接受的范围内。因此,实验结果可以认为该定位平台具有较好的解耦性。

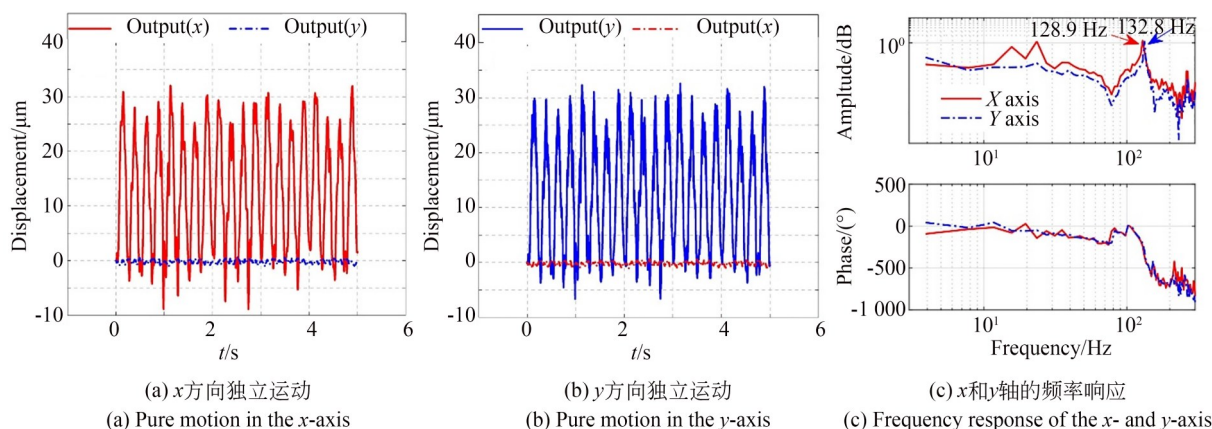


图 11 开环测试结果

Fig. 11 Open-loop test results

(3) 响应频率测试:为了验证所设计平台的动态性能,实验中采用了正弦扫频信号进行激励。根据逆运动学解算出各压电作动器的控制输入电压,使得平台沿每个方向独立运动。测量 x 方向固有频率时,施加给三个压电作动器的正弦扫频电压的幅值分别设置为 $0\ \text{V}$, $1.5\ \text{V}$, $1.5\ \text{V}$, 频率从 $0.1\ \text{Hz}$ 到 $300\ \text{Hz}$;测量 y 方向固有频率时,施加的扫频电压幅值分别为 $1.5\ \text{V}$, $-0.75\ \text{V}$, $-0.75\ \text{V}$, 频率从 $0.1\ \text{Hz}$ 到 $300\ \text{Hz}$ 。通过对输入激励电压和末端输出位移进行快速傅里叶变换(FFT),可以获得定位平台 x 及 y 方

向的频率响应曲线,由图 11(c)的测量结果可知:平台 x, y 方向的固有频率分别为 $128.9\ \text{Hz}$, $132.8\ \text{Hz}$ 。对比理论计算及仿真结果发现,实验测量的固有频率偏低,其原因是一些外部组件(如螺栓、连接机构)增加了系统的等效质量,从而降低了实际频率。

6.4 闭环性能测试结果

有必要对定位平台进行闭环控制,以抑制运动中因振动和滞后产生的干扰。通过试错法,两个轴的 PID 控制参数调整为: $k_p=11.7$, $k_i=0.5$, $k_d=0.3$ 。PID 实时控制 Simulink 程序图如图 12 所示。

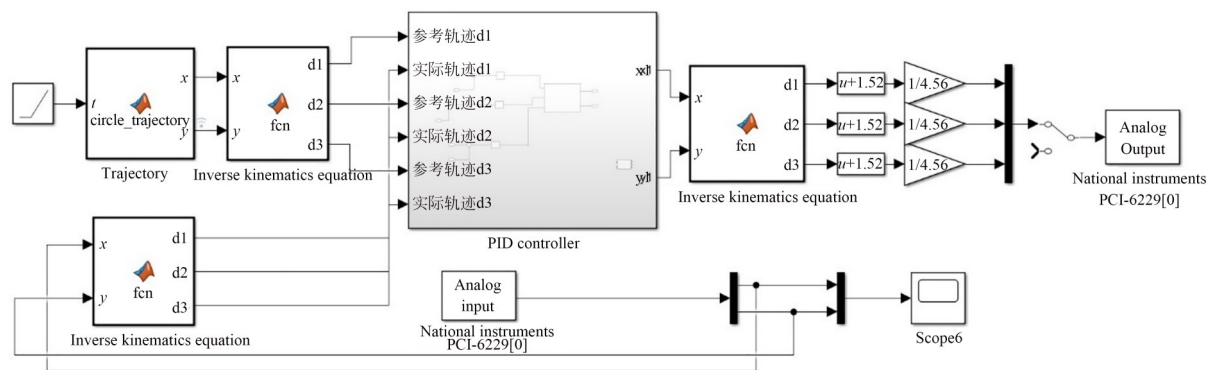
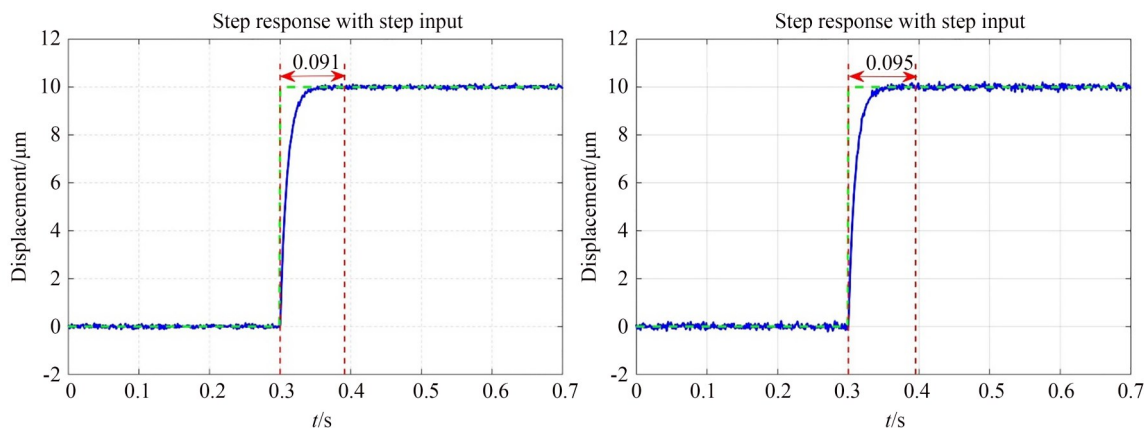


图 12 PID 控制程序图

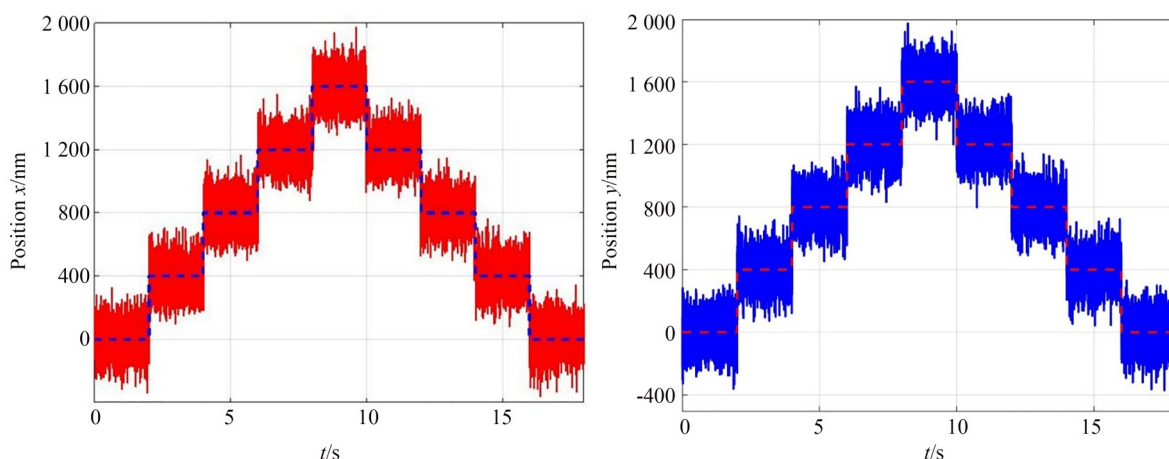
Fig. 12 PID control programming diagram

(1)响应速度测试:为评估定位平台在接收到控制信号后的响应速度,即平台从静止状态到达指定位置所需的时间。采用阶跃信号作为输入,观察定位平台在 x 轴和 y 轴上的位移响应。

阶跃信号的幅值设定为 $10\text{ }\mu\text{m}$,以模拟细胞级操作。 $10\text{ }\mu\text{m}$ 的阶跃响应如图13(a)和13(b)所示。阶跃响应的2%稳定时间 x 轴和 y 轴分别为 91 ms 和 95 ms 。



(a) x 轴和 y 轴运动的阶跃响应
(a) Step responses of the x -and y -axis motions



(b) x 轴和 y 轴的运动分辨率
(b) Motion resolution of the x -and y -axis

图13 闭环实验测试结果

Fig. 13 Closed-loop experimental testing results

(2)运动分辨率测试:运动分辨率可通过在定位台的工作轴上施加阶梯信号进行测试。图13(c)和13(d)显示了 x 轴和 y 轴运动分辨率的测试结果,展示了每个轴的 400 nm 连续步长定位结果。在95%的置信区间内,两个轴的运动标准差被认为是运动精度,结果显示 x 轴和 y 轴的运动分辨率均优于 400 nm 。

(3)轨迹跟踪结果:为了检验定位台的轨迹跟踪性能,给出以下轨迹的实验结果:轨迹一是

以原点为中心,半径为 $5\text{ }\mu\text{m}$ 的圆形,并对其误差进行分析。试验结果如图14(a)所示,误差由图14(c)所示, x 轴最大误差为 $0.137\text{ }\mu\text{m}$ (约为半径值的2.74%), y 轴最大误差为 $0.112\text{ }\mu\text{m}$ (约为半径值的2.24%)。轨迹二是振幅为 $5\text{ }\mu\text{m}$ 、频率为 0.5 Hz 的正弦信号,由于类似性,仅给出 x 轴的跟踪性能,如图14(b)。同样对其误差进行分析,如图14(d)所示,最大跟踪误差可降至 $\pm 0.1\text{ }\mu\text{m}$ 。该定位平台轨迹跟踪误差难以

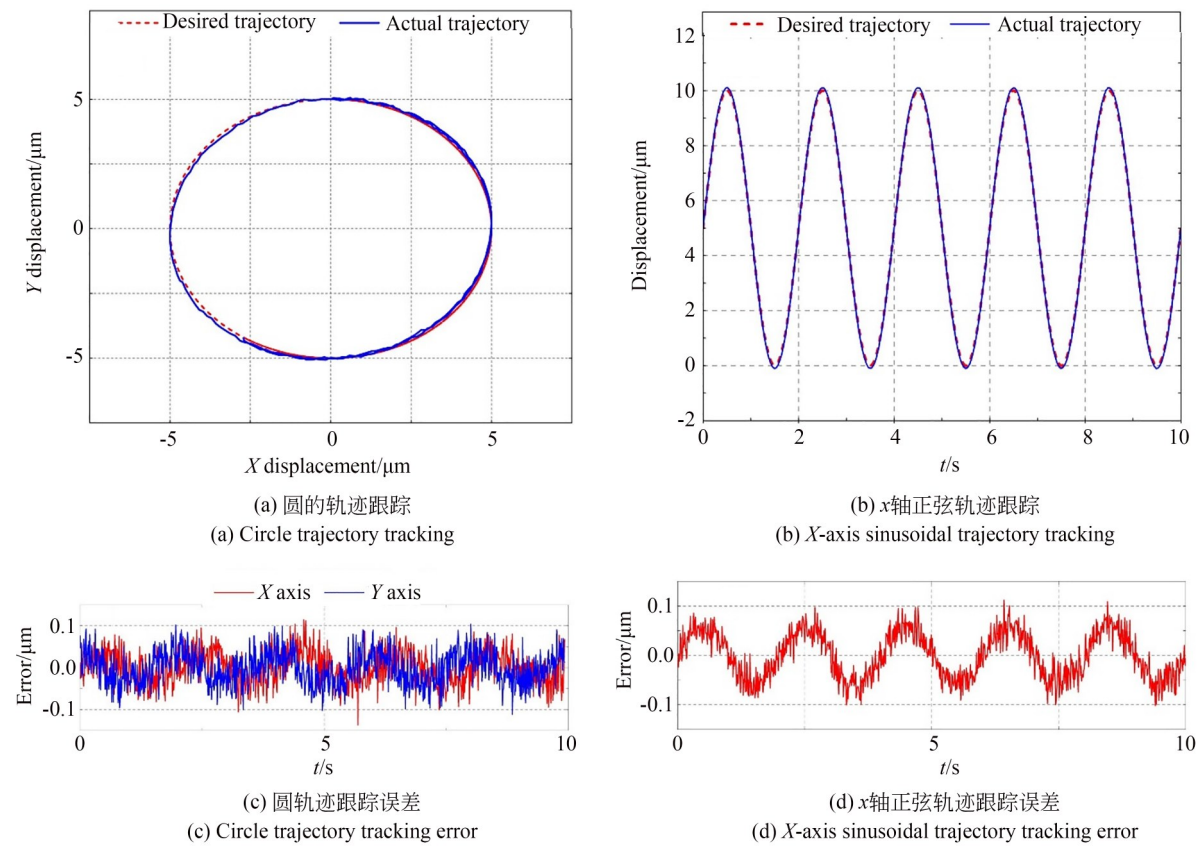


图 14 轨迹跟踪结果

Fig. 14 Trajectory tracking results

进一步减小,这是由于目前所采用的PID控制器性能提升有限或者未能充分考虑系统的动态特性和非线性效应。因此,今后的工作致力于开发合适的控制器,能够提高定位平台的轨迹跟踪精度。

为了对比所设计的微定位平台综合性能优

势,表3中列出了相关文献报道的压电驱动微定位台。由表中各性能指标可知,所开发的柔性并联压电定位台在满足细胞微操作所需行程的同时,具有较高的固有频率、运动分辨率和较快的响应时间,因此所设计的柔性并联压电定位台综合性能优异。

表 3 不同定位平台的性能对比

Tab. 3 Comparisons of different positioning stages

文献	工作空间/ μm	x/y 固有频率/Hz	x/y 分辨率/ μm	x/y 响应时间/ms
[20]	16.5×16.8	2 162/2 303	—	—
[21]	31.5×31.5	570/585	—	—
[22]	321.5×321.5	128.6/128.6	5/5	—
[23]	165.8×5.4	78.7/78.7	0.18/0.18	—
[24]	2 400×2 618	49.8/49.8	0.1/0.1	—
[25]	700×700	45/45	—	100/100
本文	125.0×126.2	128.9/132.8	0.4/0.4	91/95

7 结 论

本文设计了一种面向细胞微操作的柔性并联压电定位台,该平台主要由三个压电作动器(负责提供输入的位移)、三级放大机构(用于放大压电作动器的位移)以及一个动平台(用于放置待观察的细胞)组成。采用伪刚体法结合WZ模型建立了所设计柔性并联压电定位台的运动学模型,并采用集中质量法建立了其动力学模型。通过仿真及实验验证了定位台的工作空间与逆运动学计算结果的匹配性、固有频率的准确性,并且测量出了定位平台的定位精度等性能。实验结果表明,所设计的微定位平台的工作行程为 $125\text{ }\mu\text{m}\times 126\text{ }\mu\text{m}$, x 及 y 轴的固有频率

分别为128.9 Hz,132.8 Hz,运动分辨率均优于400 nm,阶跃响应的2%稳定时间分别为91 ms和95 ms。因此,所设计的柔性并联压电定位台在工作行程、运动分辨率、寄生耦合和轨迹跟踪方面具有相对均衡的性能,该定位平台有望应用于生物细胞工程领域。未来研究工作中将进一步结合自适应等鲁棒控制方法提升闭环性能。

作者贡献说明:

康升征:论文构思,论文审核与编辑写作,项目管理,指导;

王浩文:测量实验的设计及数据整理和分析,验证,论文撰写。

参考文献:

- [1] CHEN Y, CHEN D, LIANG S, *et al.* Recent advances in field-controlled micro-nano manipulations and micro-nano robots[J]. *Advanced Intelligent Systems*, 2022, 4(3): 2100116.
- [2] VIKRANT K S, JAYANTH G R. Diamagnetically levitated nanopositioners with large-range and multiple degrees of freedom[J]. *Nature Communications*, 2022, 13(1): 3334.
- [3] DONG H, LIU P B, LU S S, *et al.* Long-travel 3-PRR parallel platform based on biomimetic variable-diameter helical flexible hinges[J]. *Micromachines*, 2024, 15(3): 338.
- [4] 陈云壮, 赖磊捷, 李朋志, 等. 全簧片式空间大行程并联柔性微定位平台及其轨迹控制[J]. *光学精密工程*, 2023, 31(18): 2675-2686.
CHEN Y Z, LAI L J, LI P Z, *et al.* Full leaf-spring type spatial large-stroke parallel flexure micro-positioning stage and trajectory control[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2023, 31(18): 2675-2686. (in Chinese)
- [5] 吴彤, 杨依领, 吴高华, 等. 二自由度大行程无耦合压电粘滑定位平台[J]. *光学精密工程*, 2024, 32(1): 62-72.
WU T, YANG Y L, WU G H, *et al.* Two-DOF piezoelectric stick-slip positioning platform with large strokes and no coupling[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2024, 32(1): 62-72. (in Chinese)
- [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] HE G Q, CAO D Q, WEI J, *et al.* Study on analytical global modes for a multi-panel structure connected with flexible hinges[J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2021, 91: 1081-1099.
- [8] 李耀, 吴洪涛, 杨小龙, 等. 圆弧柔性铰链的优化设计[J]. *光学精密工程*, 2018, 26(6): 1370.
LI Y, WU H T, YANG X L, *et al.* Optimization design of circular flexure hinges[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2018, 26(6): 1370. (in Chinese)
- [9] 赵林峰, 凌明祥, 薛立伟, 等. 基于Zigzag柔性簧片的大行程XY精密运动平台[J]. *光学精密工程*, 2024, 32(13): 2070-2080.
ZHAO L F, LING M X, XUE L W, *et al.* High-stroke XY precision positioning stage based on Zigzag flexure hinge[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2024, 32(13): 2070-2080. (in Chinese)
- [10] 杨柳, 石树先, 李东洁. 多延时输入下压电驱动

- 器迟滞建模及实验验证[J]. 光学精密工程, 2023, 31(10): 1501-1508.
- YANG L, SHI S X, LI D J. Hysteresis modeling and experimental verification of piezoelectric actuators with multi-delay input [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2023, 31(10): 1501-1508. (in Chinese)
- [11] 于树友, 谭丽, 李建普, 等. 压电陶瓷作动器的卡尔曼滤波输出反馈预测控制[J]. 光学精密工程, 2024, 32(11): 1724-1735.
- YU S Y, TAN L, LI J P, *et al.* Kalman filter based output feedback predictive control for piezoelectric ceramic actuators [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2024, 32(11): 1724-1735. (in Chinese)
- [12] PINSKIER J, SHIRINZADEH B, CLARK L. Design and optimization of a compact, large amplification xy flexure-mechanism [C]. 2017 *International Conference on Manipulation, Automation and Robotics at Small Scales (MARSS)*. July 17-21, 2017, Montreal, QC, Canada. IEEE, 2017: 1-6.
- [13] POLIT S, DONG J Y. Development of a high-bandwidth XY nanopositioning stage for high-rate micro-/ nanomanufacturing [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2011, 16 (4) : 724-733.
- [14] 李杨民, 汤晖, 徐青松, 等. 面向生物医学应用的微操作机器人技术发展态势[J]. 机械工程学报, 2011, 47(23): 1-13.
- LI Y M, TANG H, XU Q S, *et al.* Development status of micromanipulator technology for biomedical applications [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(23): 1-13. (in Chinese)
- [15] 吴鹰飞, 周兆英. 柔性铰链的设计计算[J]. 工程力学, 2002, 19(6): 136-140.
- WU Y F, ZHOU Z Y. Design of flexure hinges [J]. *Engineering Mechanics*, 2002, 19(6) : 136-140. (in Chinese)
- [16] HOWELL L L, MIDHA A. Parametric deflection approximations for end-loaded, large-deflection beams in compliant mechanisms [J]. *Journal of Mechanical Design*, 1995, 117(1): 156-165.
- [17] 周晓林, 崔长彩, 范伟, 等. 柔性铰链的 3 种模型计算和分析[J]. 机械设计, 2011, 28(5): 5-9.
- ZHOU X L, CUI C C, FAN W, *et al.* Computation and analysis of the three models of flexure hinge [J]. *Journal of Machine Design*, 2011, 28 (5): 5-9. (in Chinese)
- [18] 丁冰晓, 肖霄, 李杨民. 大行程并联三自由度柔性微操作平台的设计[J]. 天津理工大学学报, 2015, 31(4): 28-32.
- DING B X, XIAO X, LI Y M. Design a 3-DOF compliant parallel mechanism with large stroke [J]. *Journal of Tianjin University of Technology*, 2015, 31(4): 28-32. (in Chinese)
- [19] 邱栋. 一种新型并联机构工作空间边界搜索算法研究[J]. 机械设计与制造, 2023, 389(7) : 215-222.
- QIU D. Research on a new parallel mechanism workspace boundary search algorithm [J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2023, 389(7) : 215-222. (in Chinese)
- [20] GAO X, LIU Y X, ZHANG S J, *et al.* Development of a novel flexure-based XY platform using single bending hybrid piezoelectric actuator [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2022, 27(5): 3977-3987.
- [21] 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.
- [22] CHEN X G, LI Y M, XIE Y L, *et al.* Design and analysis of new ultra compact decoupled XYZ θ stage to achieve large-scale high precision motion [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2022, 167: 104527.
- [23] LI Y M, XU Q S. A totally decoupled piezo-driven XYZ flexure parallel micropositioning stage for micro/nanomanipulation [J]. *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*, 2010, 8 (2): 265-279.
- [24] 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.

- [25] KIM H, GWEON D G. Development of a compact and long range XYθz nano-positioning stage

- [J]. *Review of scientific instruments*, 2012, 83(8): 085102.

作者简介:



康升征(1993—),男,湖北孝感人,讲师,2021年于南京航空航天大学获得博士学位,主要从事微纳操作机器人、柔性机构设计与控制等方面的研究。
E-mail: kangsz@nuist.edu.cn



王浩文(2000—),男,江苏扬州人,硕士研究生,主要研究方向为微纳操作机器人。E-mail: 202312570008@nuist.edu.cn