

文章编号 1004-924X(2025)24-3850-14

复合驱动柔顺指向平台优化设计与分析

杨 剑^{1,2}, 郝广波³, 闫 鹏^{1,2*}

- (1. 山东大学 机械工程学院, 山东 济南 250061;
2. 高效洁净机械制造教育部重点实验室, 山东 济南 250061;
3. 爱尔兰国立科克大学 工程学院, 爱尔兰 科克 T12K8AF)

摘要:针对空间光学仪器不同工况下的角度精细调整问题,设计了压电-电磁复合驱动的对称过约束柔顺指向平台。根据弹性梁、伪刚体理论和传递矩阵建立了复合驱动柔顺指向平台的角刚度分析模型。通过有限元及实验验证平台理论角刚度结果的准确性,由理论解析方程解析了材料和重要几何参数与平台运动特性的映射关系。为了进一步提高平台在传动比和固有频率方面的综合特性,采用有限元方法对初始结构设计进行了拓扑优化处理,对比探究了载荷变化对指向平台偏摆角度、传动比及轴间耦合等运动性能的影响。最后,加工实验样机对复合驱动指向平台的性能进行测试。有限元和实验结果表明:拓扑结构相比初始结构在功能方向的固有频率分别提高了 168.99% 和 170.00%,角刚度平均提升了 15.33%,最大寄生耦合比降低了 20.29%;同时,通电线圈能够有效调节指向平台偏摆角度,抵抗平台载荷引起的偏转损失。综合有限元和实验结果,提出的平台设计方案能够同时实现较高工作频率和高精度定位性能。

关键词:过约束构型;电磁;压电驱动;拓扑优化;精密定位

中图分类号:TP394.1;TH691.9 **文献标识码:**A

doi:10.37188/OPE.20253324.3850 **CSTR:**32169.14.OPE.20253324.3850

Optimized design and analysis of a compliant steering stage using hybrid actuation

YANG Jian^{1,2}, HAO Guangbo³, YAN Peng^{1,2*}

- (1. School of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China;
2. Key Laboratory of High-efficiency and Clean Mechanical Manufacture of the Ministry of Education, Jinan 250061, China;
3. School of Engineering-Electrical and Electronic Engineering, University College Cork, Cork T12K8AF, Ireland)

* Corresponding author, E-mail: yanpeng@sdu.edu.cn

Abstract: In this study, we focused on finely adjusting the angles of optical space instruments under various conditions. A symmetrical overconstrained compliant steering stage driven by a piezoelectric-electromagnetic composite was designed. Utilizing an elastic beam, pseudo rigid body theory and a transfer matrix, we established rotational stiffness analysis models for the compliant steering stage. The accuracy of

收稿日期:2025-08-26;修订日期:2025-10-03.

基金项目:国家自然科学基金联合基金(No. U24A20109);山东省重点研发计划重大科技创新项目(No. 2023CXGC010207);国家自然科学基金(重点项目)(No. 62433019)

the analytical rotational stiffness results obtained for this stage was validated via finite-element methods. The mapping relationships among the material and important geometric parameters and motion characteristics of the stage were explained by theoretical analytical equations. To enhance the overall characteristics of this stage, particularly with respect to the transmission ratio and natural frequency, we conducted topological optimization on the initial structural design. We also compared and examined the effects of load change on the motion performance such as tilt/tip angle, transmission ratio and cross-axis coupling of the stage. Finally, an experimental processing prototype was used to test the performance of the hybrid-driven steering stage. A finite-element simulation and experimental results revealed that the natural frequencies of the topologically optimized structure in the functional direction were 168.99% and 170.00% greater than those of the original structure. The average angular stiffness increased by 15.33%, and the maximum parasitic coupling ratio decreased by 20.29%. Moreover, the energized coil could effectively adjust the deflection angle toward the stage and resist the deflection loss caused by the load. Combining the finite-element method and the experimental results, the proposed design scheme for the target stage achieved both a high working frequency and high-precision positioning performance.

Key words: overconstrained configuration; electromagnetism; piezoelectric actuated; topological optimization; precision steering

1 引 言

随着微纳技术的不断发展,精密定位系统在集成电路制造、光学稳像、深空探测(航空航天)等领域得到了广泛应用^[1-2]。传统定位平台采用刚性机构无法避免间隙、摩擦、磨损等问题,难以满足现代精密工程中日益苛刻的精度要求。压电驱动的柔顺机构能够有效避免装配复杂、摩擦和间隙的短板,但其依靠材料形变产生运动的特点给结构设计与分析带来了较大困难^[3-4]。

近年来,柔顺机构相关的精准建模理论和结构构型方案层出不穷,并展现了良好的应用价值,针对的研究对象多为单自由度或面内平动机构^[5]。由于深空探测、激光卫星通讯等对空间多自由度精密定位的需求不断上升,迫切需要开发适应高精度工况的二自由度柔顺指向平台等多轴转动定位装置^[6]。值得注意的是,近年来针对这类空间柔顺运动平台运动特性的研究还不够充足。传统的非对称及中空构型难以避免轴间耦合带来的寄生转角问题与中心漂移^[7-8]。采用特定的空间结构是解决上述问题的有效途径,由于涉及空间多自由度,指向平台复杂的寄生规律分析是提高定位精度的主要挑战之一。

上述分析研究均是在空载状态下进行,忽略了载荷对偏摆平台运动性能的影响。但在实际应

用中不可避免引入的载荷将影响指向平台精度,尤其是大型天文望远镜和雷达天线的精细调整^[11-12]。值得注意的是,在柔顺微动平台中常用的桥式位移放大机构会随着外部载荷接近临界值而迅速趋于压杆失稳,最终导致平台定位失效^[13]。因此,削弱或抵消负载的影响对于柔性机构精度保持尤为重要。采用压电-电磁复合驱动的方案,自主调节平台的整体刚度是抵抗载荷影响的一种思路,但现有研究多用于单自由度直动机构的线刚度,在空间二自由度指向平台的应用亟待研究^[14]。而通过提高平台自身刚度往往伴随着质量的同步增长。不仅影响平台的固有频率,还会由于受限于应力降低指向平台的有效行程。现有研究对指向平台的载荷问题主要集中在测试其承重能力,对于如何削弱或消除外部载荷对综合运动性能的分析与解决方案相对不足^[7]。

为提升指向平台载荷适应性实现高精度定位,本研究提出一种压电-电磁复合的驱动方案抵抗载荷对桥式机构输出端的负载,同时该结构采用对称与过约束构型,用以减少轴间耦合和寄生运动对平台指向精度的影响。为了预测平台的转动刚度特性,建立指向平台的传动比及角刚度理论模型,并通过有限元方法验证模型的有效性。在初始结构的基础上对平台进行拓扑优化,并采用冗余驱动方式对运动特性进行综合分析,

验证所提出方案的优势。

2 柔顺指向平台结构设计与理论分析

2.1 柔顺指向平台结构设计

柔顺偏摆平台结构如图 1 所示。它主要由底座、偏摆平台、柔性铰链、承柱、桥式放大机构、压电陶瓷、磁极和线圈绕组等组成。为实现多轴解耦和高精度保持,并避免出现横断面尖角应力集中引起的各向异性,5 个柔性铰链均为回转正圆缺口型。4 个桥式放大机构中,互为镜像位置的机构分别设置成正向与反向桥式结构。嵌入偏摆平台的磁极与固定在底座的线圈绕组位于平台中心,有利于提高结构的紧凑性。

指向平台绕 $M-M'$ 或 $N-N'$ 轴转动的工作原理如图 2 所示,考虑到压电陶瓷不可受拉仅能提供

推力,这里互为镜像位置的桥式机构分别设计为前推、回退型结构,使镜面两侧任一桥式机构作为主动模块作动时均可实现预期偏摆运动。以图 2 示意机构简图为例,将配置压电陶瓷的桥式结构定义为主动模块,未做配置的镜像端则定义为被动模块。图中正向结构的当桥式放大机构中的压电驱动时,输出端点 4 向上移动给平台提供一个绕 $M-M'$ 或 $N-N'$ 转动的力矩,因而平台以中心处柔性球铰形成支点链完成绕 $M-M'$ 或 $N-N'$ 的偏转运动。

2.2 柔顺指向平台理论建模

本小节将弹性梁理论与伪刚体方法相结合,建立了柔顺指向平台的混合解析静力运动学模型,推导了指向平台的角刚度和传动比。各种相关柔度单元的静力分析基于前期工作[15]中所构建的统一柔度矩阵模型进行逐项推导,并遵循轴坐标和相对于全局坐标框架测量局部坐标的惯例。

图 3 所示结构为柔顺指向平台的主运动功能模块,主要由柔性球铰和桥式放大机构组成。其中变截面柔性单元(S 铰链与 R 铰链)为指向平台中的主要变形区域,分别为柔性球铰和桥式放大机构中的矩形变截面柔性单元,其余组成部分均可分割为矩形横截面柔性单元计算。输入端 0-1 只受压缩力且缺角部分影响极小,故可等效为横截面单元。如图 4 所示的一般化“固定-自由”柔性单元囊括了上述所涉及的所有柔性单元,这些柔性单元平面运动过程中,均有 3 个输出变量 $\Delta^i = (\delta x, \delta y, \delta z)$ 和 3 个输入变量 $F = (f_x, f_y, m_z)$ 。在图 4 所示的参照系 $o-xyz$ 中,柔

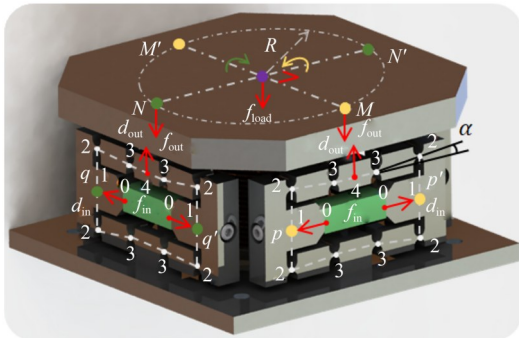


图 1 柔顺指向平台结构图

Fig. 1 Structure of compliant steering stage

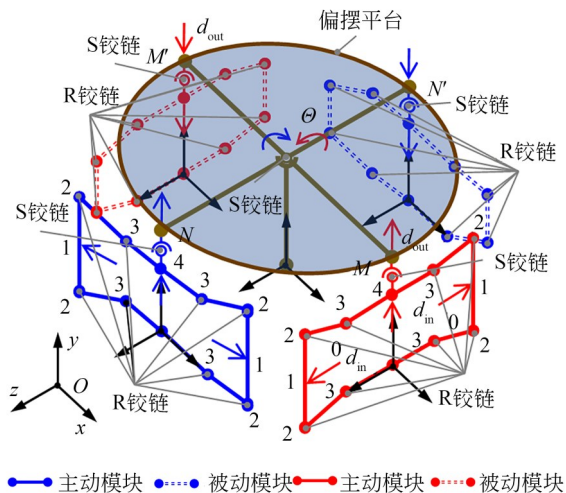


图 2 柔顺指向平台工作原理图

Fig. 2 Working principle diagram of compliant steering stage

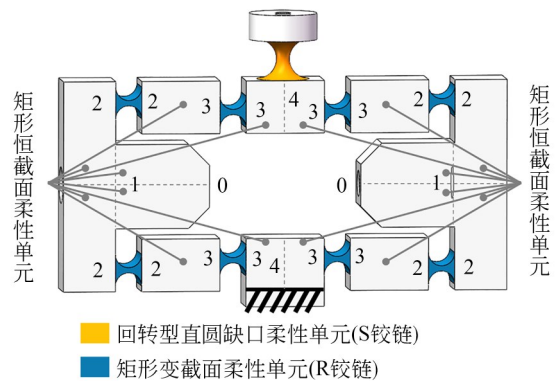


图 3 主运动功能模块结构示意图

Fig. 3 Structure of main motion functional module

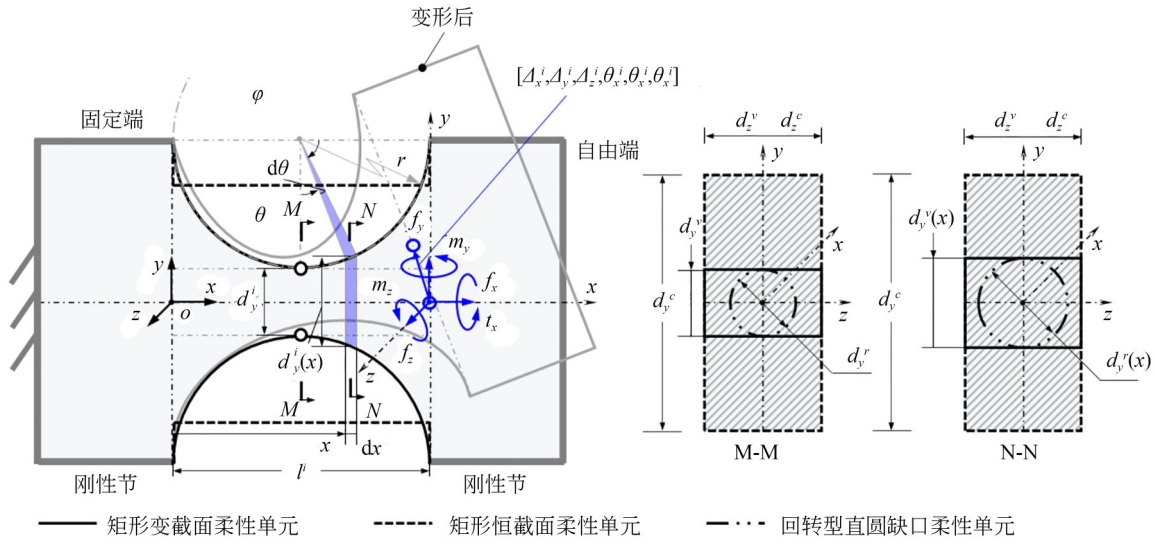


图 4 不同类型柔性单元的统一柔度建模

Fig. 4 Unified compliance modeling for variable types of flexure elements

性单元的柔度模型可以表示为三自由度的平移和旋转运动:

$$\Delta^i = C^i \cdot F, \quad (1)$$

即:

$$\begin{pmatrix} \delta_x^i \\ \delta_y^i \\ \vartheta_z^i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C_{dxfx}^i & 0 & 0 \\ 0 & C_{dyfy}^i & C_{dymz}^i \\ 0 & C_{rxfy}^i & C_{rzmz}^i \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_x \\ f_y \\ m_z \end{pmatrix}, \quad (2)$$

其中: $i=v, c$ 和 r 分别对应图 3 中的变矩形截面、恒矩形截面和回转型直圆缺口柔性单元。根据先前的研究^[15], 采用统一方程对多类型柔性单元作如下一般化建模:

$$\begin{cases} C_{dxfx}^i = \int_0^l \frac{1}{E \cdot A^i(x)} dx \\ C_{dyfy}^i = \int_0^l \left[\int_0^{v'} \frac{l^i - v}{E \cdot I_z^i(v)} dv \right] dx + \int_0^l \frac{1}{G \cdot A^i(x)} dx \\ C_{dymz}^i = C_{rxfy}^i = \int_0^l \frac{l^i - x}{E \cdot I_z^i(x)} dx \\ C_{dxfx}^i = \int_0^l \frac{1}{E \cdot I_z^i(x)} dx \end{cases}. \quad (3)$$

在本文主运动功能模块结构所涉及的柔性单元中, 矩形横截面柔性单元的变量代入较为简单, 且分布于桥式放大机构的 0-4 节点链中, 各部分矩形横截面柔性单元根据自身材料与几何参数代入(3)式计算可得柔度矩

$$C_{01}^c = \begin{pmatrix} \frac{l_{01}^c}{E \cdot d_y^{01} d_z^{01}} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{4(l_{01}^c)^3}{E \cdot (d_y^{01})^3 d_z^{01}} & \frac{6(l_{01}^c)^2}{E \cdot (d_y^{01})^3 d_z^{01}} \\ 0 & \frac{6(l_{01}^c)^2}{E \cdot (d_y^{01})^3 d_z^{01}} & \frac{12l_{01}^c}{E \cdot (d_y^{01})^3 d_z^{01}} \end{pmatrix}, \quad (4)$$

$$C_{12}^c = \begin{pmatrix} \frac{l_{12}^c}{E \cdot d_y^{12} d_z^{12}} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{4(l_{12}^c)^3}{E \cdot (d_y^{12})^3 d_z^{12}} & \frac{6(l_{12}^c)^2}{E \cdot (d_y^{12})^3 d_z^{12}} \\ 0 & \frac{6(l_{12}^c)^2}{E \cdot (d_y^{12})^3 d_z^{12}} & \frac{12l_{12}^c}{E \cdot (d_y^{12})^3 d_z^{12}} \end{pmatrix}, \quad (5)$$

$$C_{23}^c = \begin{pmatrix} \frac{l_{23}^c}{E \cdot d_y^{23} d_z^{23}} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{4(l_{23}^c)^3}{E \cdot (d_y^{23})^3 d_z^{23}} & \frac{6(l_{23}^c)^2}{E \cdot (d_y^{23})^3 d_z^{23}} \\ 0 & \frac{6(l_{23}^c)^2}{E \cdot (d_y^{23})^3 d_z^{23}} & \frac{12l_{23}^c}{E \cdot (d_y^{23})^3 d_z^{23}} \end{pmatrix}, \quad (6)$$

$$C_{34}^c = \begin{pmatrix} \frac{l_{34}^c}{E \cdot d_y^{34} d_z^{34}} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{4(l_{34}^c)^3}{E \cdot (d_y^{34})^3 d_z^{34}} & \frac{6(l_{34}^c)^2}{E \cdot (d_y^{34})^3 d_z^{34}} \\ 0 & \frac{6(l_{34}^c)^2}{E \cdot (d_y^{34})^3 d_z^{34}} & \frac{12l_{34}^c}{E \cdot (d_y^{34})^3 d_z^{34}} \end{pmatrix}. \quad (7)$$

缺口型柔性单元沿 x 轴正方向存在截面面积和转动惯量变化的问题,为简化计算过程,其理论柔度推导需通过如下换元,将线变量 x 转换为角变量 θ 进行求解:

$$d_y^i(x) = 2r^i + d_y^i - 2\sqrt{(r^i)^2 - (r^i - x)^2}, \quad (8)$$

$$x = r^i + r^i \sin \theta, \quad (9)$$

$$d_y^i(\theta) = 2r^i + d_y^i - 2r^i \cos \theta. \quad (10)$$

代入相应材料与几何参数,经(3)式积分推导可得变矩形截面和回转型直圆缺口柔性单元

的柔度矩阵为:

$$C^v = \begin{pmatrix} \frac{P_1^v}{E \cdot d_z^v} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{P_2^v - P_3^v}{E \cdot d_z^v} + \frac{P_4^v}{G \cdot d_z^v} & \frac{P_3^v}{E \cdot d_z^v} \\ 0 & \frac{P_3^v}{E \cdot d_z^v} & \frac{P_3^v}{E \cdot d_z^v} \end{pmatrix}, \quad (11)$$

$$C^r =$$

$$\begin{pmatrix} \frac{4r^r Q_1^r}{\pi E \cdot d_z^v} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{64(r^r)^3 Q_2^r}{3\pi E} + \frac{4(r^r) \kappa Q_1^r}{\pi G \cdot d_z^v} & \frac{32(r^r)^2 Q_3^r}{3\pi E \cdot (d_z^v)^3} \\ 0 & \frac{32(r^r)^2 Q_3^r}{3\pi E \cdot (d_z^v)^3} & \frac{64(r^r) Q_4^r}{3\pi E} \end{pmatrix}, \quad (12)$$

其中:

$$\begin{cases} P_1^v = \frac{(d_y^v + 4r^v) \arctan \sqrt{1 + \frac{4r^v}{d_y^v}}}{\sqrt{d_y^v(d_y^v + 4r^v)}} - \frac{\pi}{4} \\ P_2^v = 24 \left[\frac{12\tau^4(2\tau + 1)}{(4\tau + 1)^{\frac{5}{4}}} \arctan \sqrt{1 + 4\tau} + \frac{2\tau^3(6\tau^2 + 4\tau + 1)}{(4\tau + 1)^2(2\tau + 1)} \right] \\ P_3^v = 12 \left[\frac{48\tau^5 + 8\tau^4 + 20\tau^3 + 30\tau^2 + 10\tau + 1}{2(4\tau + 1)^{\frac{5}{4}}} \arctan \sqrt{1 + 4\tau} - \frac{\tau(-12\tau^3 + 2\tau^2 + 6\tau + 1)}{2(4\tau + 1)^2} - \frac{\pi}{8} \right] \\ P_4^v = \frac{2(2\tau + 1)}{\sqrt{4\tau + 1}} \arctan \sqrt{1 + 4\tau} - \frac{\pi}{2} \end{cases}, \quad (13)$$

$$\begin{cases} Q_1^r = \frac{4r^r}{(4r^r + d_y^r)^{\frac{3}{2}} \sqrt{d_y^r}} \arctan \sqrt{1 + \frac{4r^r}{d_y^r}} + 1 \\ Q_2^r = \sqrt{d_y^r(4r^r + d_y^r)} [(d_y^r)^2 + 4d_y^r r^r + 6(r^r)^2] + 6r^r(2r^r + d_y^r) \arctan \sqrt{1 + \frac{4r^r}{d_y^r}} \\ Q_3^r = \frac{4r^r + 3d_y^r}{(2r^r + d_y^r)^2} \\ Q_4^r = \frac{[3(d_y^r)^4 + 24(d_y^r)^3 r^r + 92(d_y^r)^2 (r^r)^2 + 176d_y^r (r^r)^3 + 120(r^r)^4] + (2r^r + d_y^r)^2 [d_y^r(4r^r + d_y^r)]^3}{24r^r [(d_y^r)^2 + 4d_y^r r^r + 5(r^r)^2] \arctan \sqrt{1 + \frac{4r^r}{d_y^r}} + [d_y^r(4r^r + d_y^r)]^{\frac{7}{2}}} \end{cases}, \quad (14)$$

其中:

$$\tau = \frac{r^v}{d_y^v}. \quad (15)$$

由于桥式放大机构具有双对称特性,因此仅取四分之一结构(2-3-4)单独进行推导,并将其视为单独的柔性单元进行建模,输入载荷及形变关系可表示为:

$$\begin{pmatrix} d_{in} \\ d_{out} \\ \theta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C_{dxfx}^q & C_{dxfy}^q & C_{dxmz}^q \\ C_{dyfx}^q & C_{dyfy}^q & C_{dymz}^q \\ C_{rzfx}^q & C_{rzfy}^q & C_{rzmz}^q \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_x \\ f_y \\ m_z \end{pmatrix}, \quad (16)$$

$$C^q = C^v + T(l_{23} + 2r, -(l_{23} + 2r^v) \sin \alpha) C^v T^T (l_{23} + 2r^v, -(l_{23} + 2r^v) \sin \alpha) + T(2r^v, -\frac{(l_{23} + 2r^v) \sin \alpha}{2}) C_{23}^v T^T (2r^v, -\frac{(l_{23} + 2r^v) \sin \alpha}{2}), \quad (18)$$

其中传递矩阵表示为:

$$T(X, Y) = \begin{pmatrix} 1 & 0 & Y \\ 0 & 1 & -X \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (19)$$

为实现理论模型的精准推导,本节考虑了输出端载荷以及桥腿(0-1-2)发生形变引起的输入位移损失,因而总的输入位移:

$$d_{in} = f_x [C_{uxfx}^q + \frac{1}{2} C_{uxmz}^q (l_{23} + 2r^v) \sin \alpha] + d_{loss} - f_y [C_{uxfy}^q - \frac{1}{2} C_{uxmz}^q (l_{23} + 2r^v)]. \quad (20)$$

由桥式机构的桥腿及压电陶瓷输入端产生的位移损失为:

$$d_{loss} = f_x \left[\frac{l_{01}^c}{E \cdot d_y^{01} d_z^{01}} + \frac{4(l_{12}^c)^3}{E \cdot (d_y^{12})^3 d_z^{12}} + \frac{6l_{12}^c}{5G \cdot d_y^{12} d_z^{12}} \right]. \quad (21)$$

输出端载荷主要由结构形变产生的反作用力和电磁力共同形成:

$$f_{out} = 2d_{out} \left\{ \frac{1}{\left[C_{uyfy}^q - \frac{1}{2} C_{uymz}^q (l_{23} + 2r^v) \right]} + \frac{3}{C_{rymy}^r R} \right\}. \quad (22)$$

指向平台的传动比为:

$$\eta = \frac{\Theta}{d_{in}}, \quad (23)$$

其中偏摆角为:

$$\Theta = \arctan \frac{d_{out}}{R}. \quad (24)$$

进而求得其角刚度:

其中:

$$\begin{cases} f_x = \frac{1}{2} f_{in} \\ f_y = \frac{1}{2} f_{out} \\ m_z = \frac{1}{4} (d_{23} + 2r^v) (f_{in} \sin \alpha - f_{out}) \end{cases}. \quad (17)$$

根据三个柔性单元之间的位置关系,可通过传递矩阵求解四分之一桥式机构的柔度矩阵:

$$K_{\Theta} = \frac{f_{in}}{\Theta}. \quad (25)$$

3 有限元验证与运动分析

3.1 有限元验证

在本节中,采用有限元方法对指向平台的闭式传动比和刚度方程进行对比验证。平台材料属性定义为 Al7075,其弹性模量 $E=72$ GPa,泊松比为 0.33,密度为 2.8 g/cm^3 。指向平台的结构参数如表 1 所示。将建立好的三维模型导入 ANSYS Workbench 中,设定平台底板固定约束,对回转缺口型柔性铰链以及桥式位移放大机构中的柔性铰链网格单元加密处理,设定为 0.2 mm,其余部分定义为自动划分。

平台与 5 个回转缺口柔性单元的顶端固定连接,选择其中一个桥式放大机构的输入端加载驱动力,通过设置平台上表面为响应面,可记录其偏摆角度。

指向平台的初始结构为对称过约束构型,能够有效抑制寄生位移和中心点漂移等问题,但其

表 1 柔顺指向平台结构的尺寸参数

Tab. 1 Structure parameters of compliant steering stage (mm)

距离 l_{01}	距离 l_{12}	距离 l_{23}	厚度 w	半径 r^v	半径 r^r
16	8	15	10	2.5	3.75
半径 R	距离 h	厚度 d_y^r	厚度 d_y^v	厚度 d_z^r	厚度 d_z^v
50	1.8	2.5	1.0	10	10

结构整体尤其是偏摆平台部分过于臃肿沉重,是影响有限元与理论解误差的重要因素。

3.2 拓扑优化

由于指向平台的初始结构惯性力较大,也难以适应较高的工作频率。提取初始结构的前六阶模态如图 5 所示,一阶固有频率为 66.004 Hz,功能运动方向的固有频率分别为 107.66 Hz 和 107.67 Hz。为此,采用多工况拓扑优化在初始结构的基础上进行模块优化。在 ANSYS Work-

bench 中搭建多工况拓扑优化模块,由于变截面柔性单元为指向平台中的主要变形区域,因而优化区域定义为除该单元与固定连接处的所有范围,响应约束目标为主运动方向的模态。由于模块中参数设定仅为参考值,根据初始结构主运动方向的固有频率值,结合预分析过程中的对比分析,本次优化程序上下边界分别设置为 200~1 000 Hz 之间,并设定最小柔度和最大固有频率为优化目标。

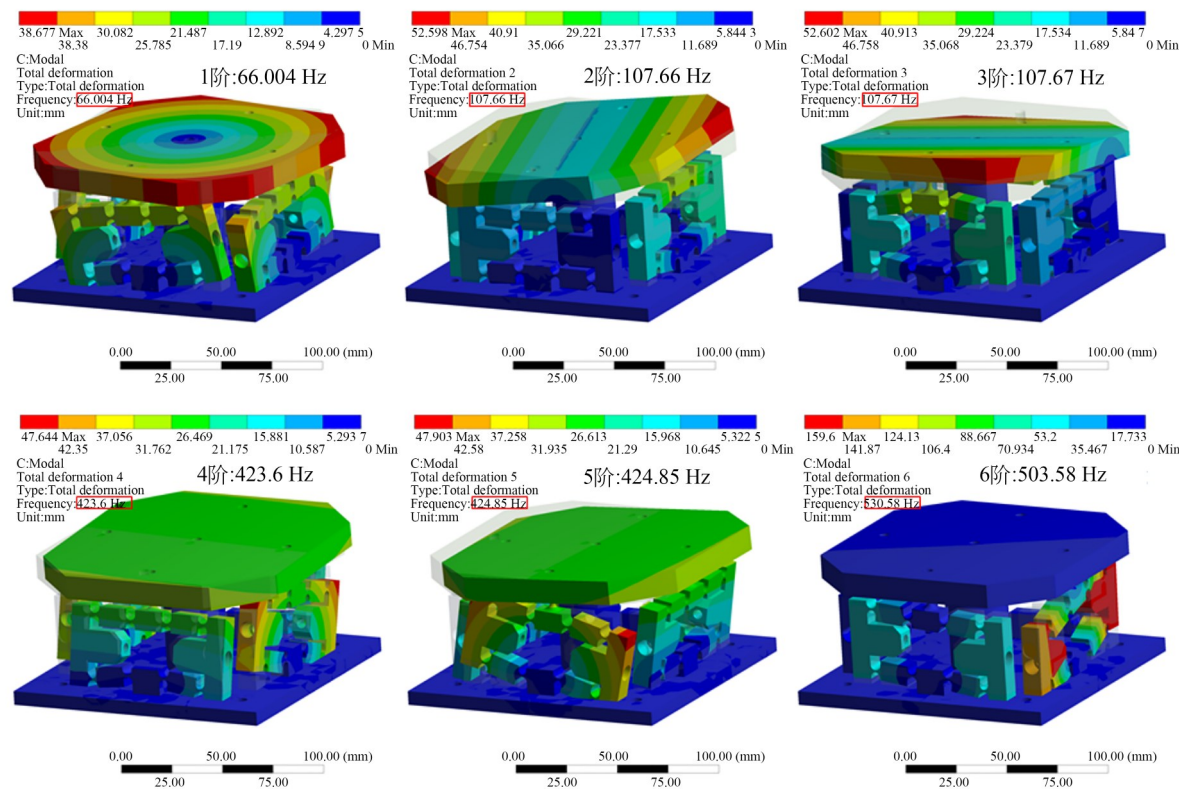


图 5 初始模型的模态云图
Fig. 5 Modal cloud image of the initial model

利用搭建好的优化模块进行拓扑优化,由于指向平台整体结构质量过于冗余臃肿,尤其在偏摆平台部分表现更为突出,因此我们预先对程序中可选择的质量保留率进行对比分析并确定合理的百分比值,图 6(a)展示的为 ANSYS Workbench 自动生成并保留平台整体质量 20% 的结果。观察优化结果可知,部分结构不符合实际需求,尤其是桥式放大机构的拓扑还不够合理。这是因为桥式放大机构本身结构简单,能够有效去除的质量相对较少,所以为进一步实现优化目标,单独对桥式机构做了保留其质量 50% 的拓扑

优化,结果如图 6(b)所示,尽管软件执行过程中仅将 20% 与 50% 的率值作为参考,但最终导出

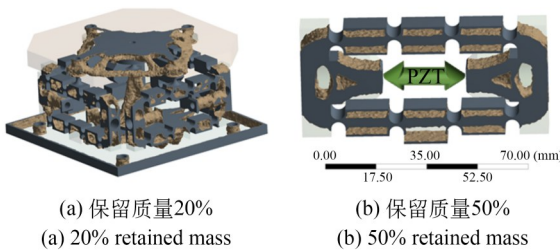


图 6 结构拓扑优化
Fig. 6 Structural topology optimization

的结果模型仍可作为二次设计的参考依据。

依据拓扑优化结果以及实际场景需求,考虑加工及安装可行性,二次设计了指向平台的结构与主要优化部位的具体结构参数如图 7 所示,可以看出驱动部分由压电陶瓷和电磁共同

构成,压电驱动完成指向平台的偏摆主运动,电磁组合可生成法向力抵抗负载引起的偏摆角损失,并避免桥式机构输出端过载失效。压电-电磁复合驱动指向平台内部具体结构详见图 8 所示的爆炸图。

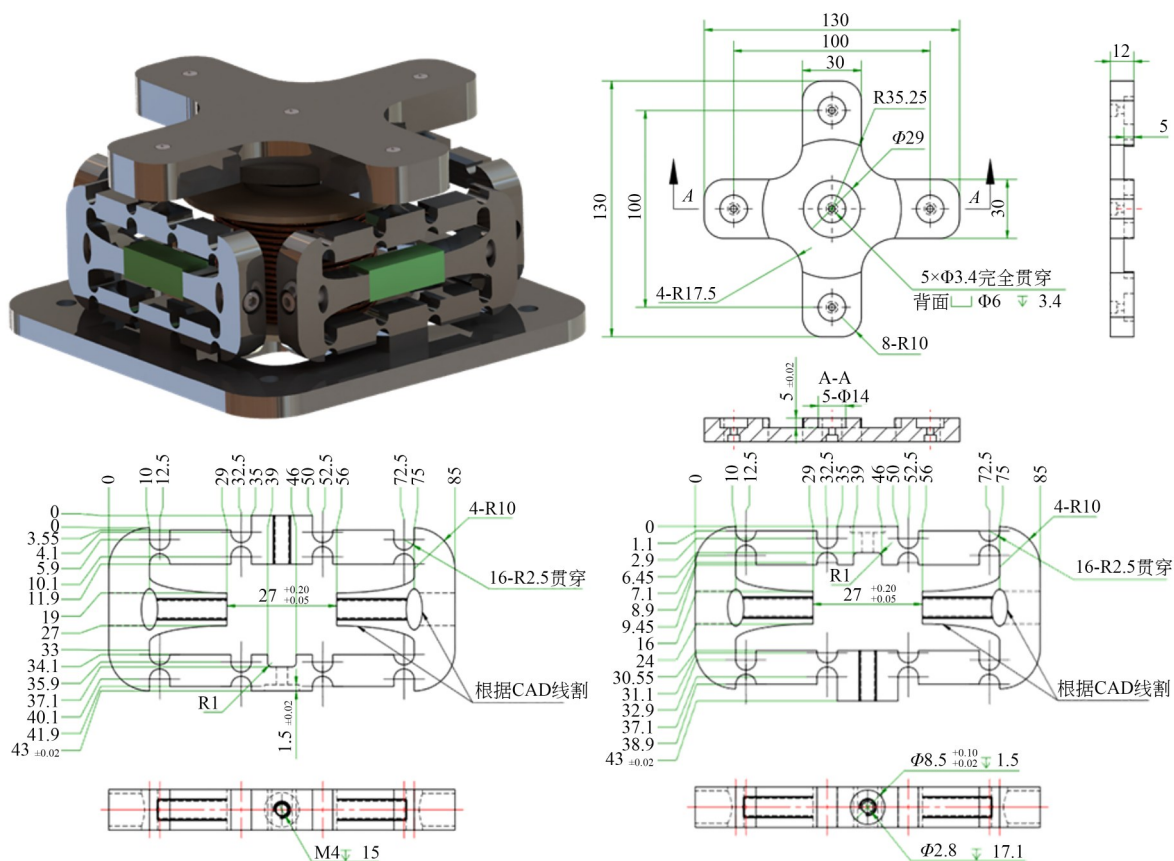


图 7 拓扑优化结果

Fig. 7 Topology optimization structure result

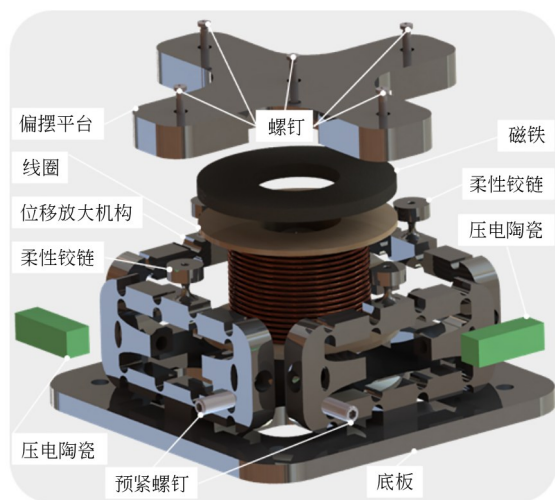


图 8 复合驱动指向平台爆炸图

Fig. 8 Explosion diagram of hybrid driven steering stage

为分析指向平台偏摆两自由度运动方向的耦合影响,在 M,N 侧主动模块分别施加幅值为 $\pm 50\text{ N}$ 的正、余弦函数变化的驱动力,并记录偏摆平台绕 M-M' 与 N-N' 轴的偏转角度。结果如图 9 所示,当 M 侧驱动力为 0 N ,N 侧驱动力为 50 N 时,偏摆平台只绕 N-N' 轴偏转,几乎不产生绕 M-M' 轴偏转的运动,同规律也适用于仅在 N 侧驱动。此外,由于图中驱动力和偏转角轨迹点一一重合,当 M,N 侧同时驱动时,两侧驱动力的权重与绕两轴偏转角度的权重相同,因而仿真结果中该指向平台具备良好的解耦性能与对称性。逐步对输入端施加驱动力 $[0, 500\text{ N}]$,并记录各步对应的偏转角度,将有限元结果与上节理论模型结果对比如图 10 所示,随着驱动力的增加,平

台偏摆角呈线性上升趋势,相对误差约为 8.43%,证明了理论模型的准确性。

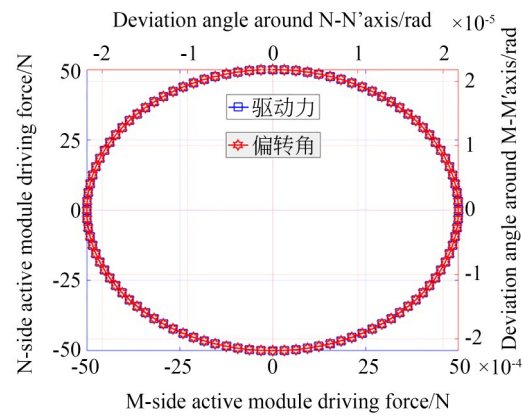


图9 解耦特性有限元分析

Fig. 9 Finite element analysis of decoupling performance

采用有限元仿真对拓扑优化后的模型及初始结构进行对比,由于其结构的对称性,仅需对其中一个偏摆方向进行试验,图 11 展示了初始与优化平台形变应力对比云图,主运动、寄生运动

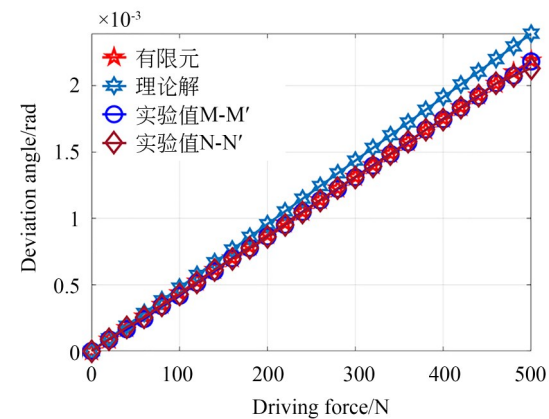


图 10 理论模型与有限元和实验结果对比

Fig. 10 Comparison of analytical result with finite element simulation and experimental results of tip/tilt performance

及相应的耦合比情况如图 12 所示。设定输入力为 10 N 不变,逐步增加载重,以载重引起的输入、输出端位移变化方向为正,从图中可知指向平台的偏摆角随载重的增加呈线性下降。载重在 0~500 N 之间变化范围内,拓扑优化结构主运动的

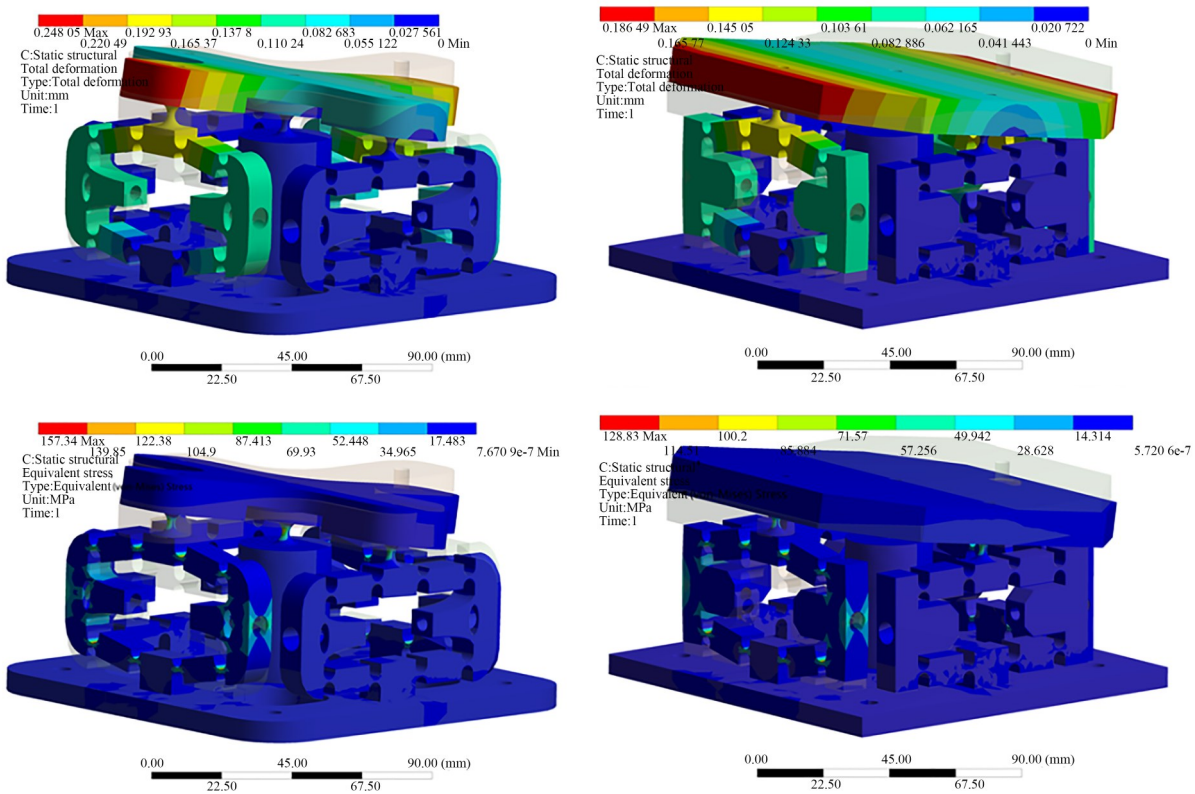


图 11 初始与优化平台形变应力对比云图

Fig. 11 Comparison cloud maps of initial and optimized stage on deformation stress

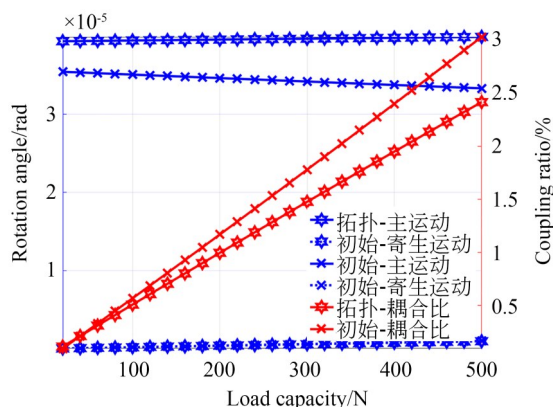


图 12 初始与优化平台的偏摆性能对比

Fig. 12 Comparison of tip/tilt performance between initial and optimized stages

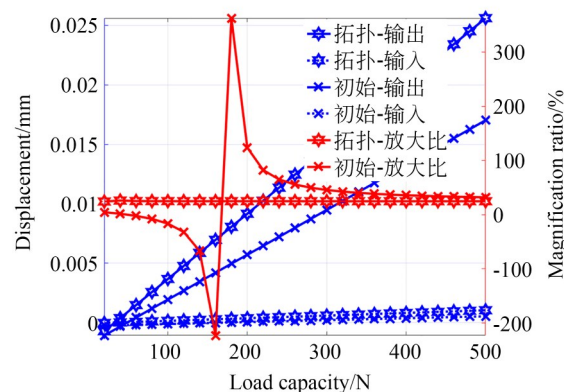


图 13 初始与优化平台的输入输出运动对比

Fig. 13 Comparison of input and output motion of the initial and optimized stage

角刚度相比初始结构平均提升 15.33%, 最大寄生耦合比降低 20.29%。图 13 展示了指向平台中桥式放大机构输入端及输出端随载重增加的变化情况, 初始结构的放大比随着载重的增加出现了较大振荡, 这一点在载重为 170 N 左右表现更为明显, 范围为 $-223.27 \sim 362.77$, 主要原因是载荷与自身重力的共同作用使桥式机构输入、输出端位移到达临界值的载重不一致, 最终引起放大比失稳。尽管输入端、输出端位移相对载重均呈正相关, 载荷的权重更大时才能引起输入端位移方向改变, 因而当载荷到达输入端的临界值 (160 N~180 N 之间) 时, 输入端位移刚产生零点偏移, 而此时输出端的位移已在正方向运动一定值 (载荷到达输出端的临界值介于 40 N~60 N 之间), 较大输出位移与近零的输入位移之比, 最终引起放大比曲线的振荡。而拓扑结构的输入、输出端位移到达临界值的载重基本一致, 其放大比随着载重变化几乎不变, 变化范围仅为 0.49。

由图 14 中应力对比可知, 拓扑优化后的平台结构与初始结构在承受相同载荷的条件下应力变化基本一致且差值较小。对拓扑优化后的模型进行模态分析, 给出前六阶模态如图 15 所示。

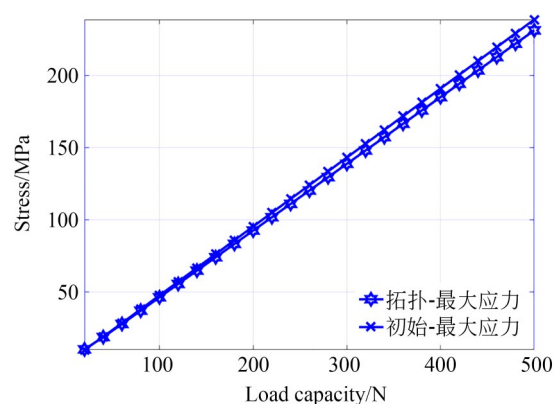
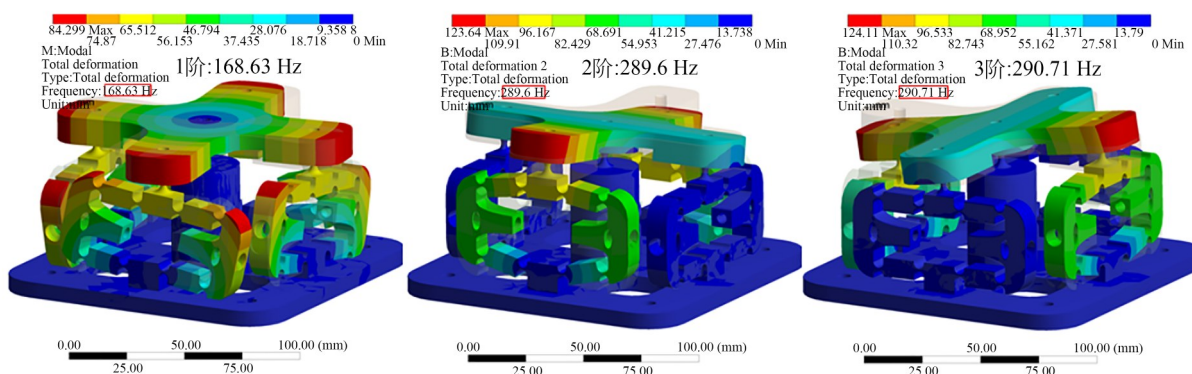


图 14 初始与优化平台的最大应力分析

Fig. 14 Maximum stress analysis of initial and optimized stage



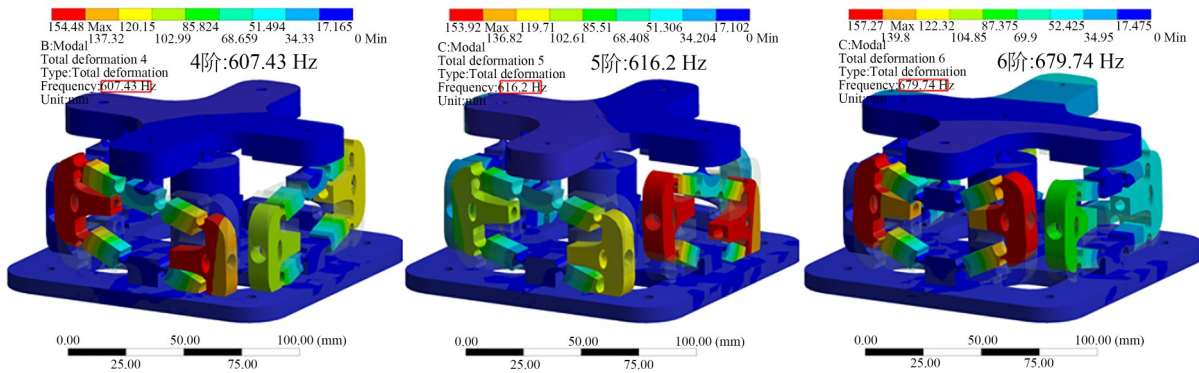


图 15 参数优化模型的模态云图

Fig. 15 Modal cloud image of parameter optimized model

由图 15 可知,拓扑优化后指向平台主运动方向固有频率分别为 289.6 Hz 和 290.71 Hz,相较于初始结构提高 168.99% 和 170.00%,能够实现更高频率的工作。

4 复合驱动指向平台运动特性测试

下面在制作出如图 16 所示的指向平台实物的基础上,搭建相应的试验系统,测量指向平台的整体角刚度、三角波响应、阶跃响应等静、动态特性。

4.1 测试系统组成

复合驱动柔顺指向平台静态特性的实验系统如图 17 所示。平台的空间尺寸为 135 mm×135 mm×70 mm 并固定安装在气浮平台上,以减少不必要的外部扰动。激光位移传感器呈直

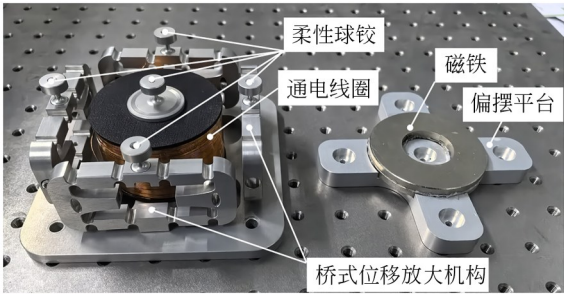


图 16 平台实物样机

Fig. 16 Physical prototype of the steering stage

角三角布置以间接测量指向平台两个自由度的偏摆角度,其型号为 KEYENCE mk-H020 (KEYENCE Corporation, Osaka, Japan),测量范围为 (20±3)mm,重复性精度为 0.02 μm,可有效进行非接触测量,保证了平台微动检测的准确性。控制输入模拟电压由 NI PCI 6259 数据采

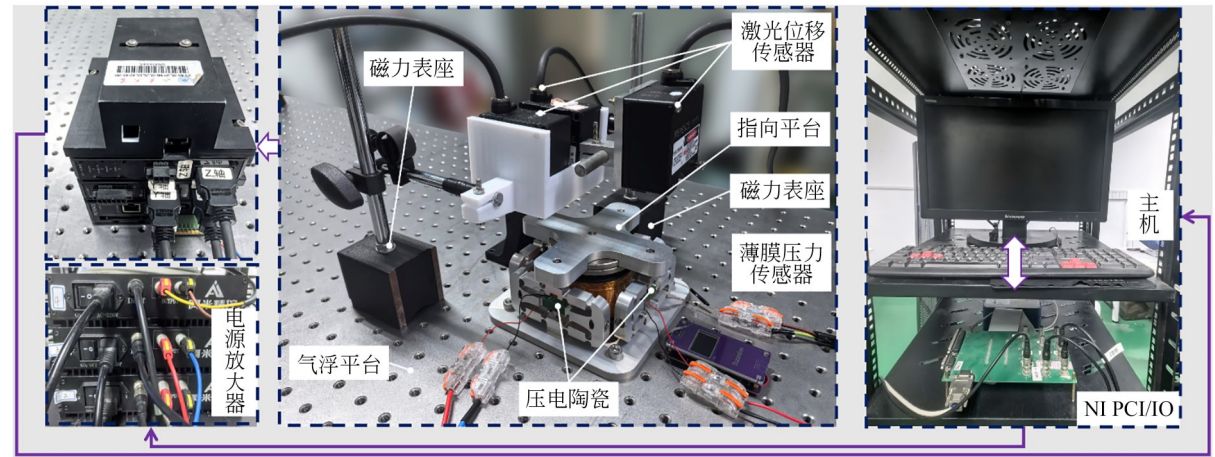


图 17 复合驱动指向平台测试系统

Fig. 17 Testing system of hybrid driven steering stage

集卡的 16 位数模转换器(dac)提供,随后由高带宽 PZT 电压放大器放大以实现驱动。压电执行器驱动电源的分辨率为 10 mV,频率范围为 0~2 kHz;薄膜压力传感器的型号为 RX-S1608,量程为 50 kg,压力重复性 5%,传感器上升时间小于 5 ms。其余装置还包括:计算机、通电线圈驱动电源、磁力表座等。

4.2 角刚度特性测试与验证

测量指向平台的角刚度特性时,使作用于桥式位移放大机构左、右两侧驱动压电陶瓷上的电压逐步加大,并记录薄膜压力传感器不同压力值所对应的指向平台绕 M-M' 与 N-N' 轴偏摆角度值,并将试验测量值与理论解析结果、有限元仿真值进行对比,结果如图 10 所示。指向平台绕 M-M' 与 N-N' 轴的角刚度测试结果分别为:0.24 N/urad 和 0.23 N/urad。

从图 10 对比结果可知:实验测量结果与理论计算、有限元仿真结果基本保持一致,同时实验测量的绕 M-M', N-N' 轴的角刚度特性也趋于一致,误差分别为 8.76% 和 10.88%。存在的部分偏差主要原因有:

- (1) 两边配置的桥式位移放大机构中压电陶瓷的预紧力不一致;
- (2) 线切割制造误差造成的结构不对称;
- (3) 薄膜压力传感器的测量误差;
- (4) 激光位移传感器安装位置的影响。

4.3 三角波响应特性测试

测量指向平台的三角波响应特性时,使作用于每个桥式位移放大机构左、右两侧驱动电极上的电压 U_i , $-U_i$ 为三角波电压,它们的幅值均为 120 V,频率均为 1 Hz,为全面验证指向平台的对称性和解耦性能,绕 M-M' 轴与 N-N' 轴的测量结果如图 18 所示。由图 18 可知:在相同电压的条件驱动下,指向平台的转角随着施加的负载增大

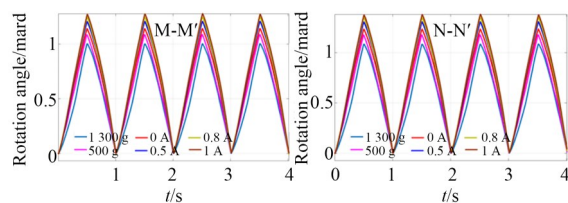


图 18 指向平台主运动方向三角波响应

Fig. 18 Triangular response towards the main motion of the steering stage

而减小,且每施加 500 g 指向平台偏转角度降低约 5.20×10^{-2} mrad;指向平台的转角随着线圈电流的增大而增大,且指向平台偏转角度提高约 1.30×10^{-1} mrad/A。此外,注意到图中三角波信号并不完全对称,驱动器前进回退路径不一致,这主要是压电陶瓷的迟滞效应引起。

4.4 阶跃响应特性测试

测量指向平台的阶跃响应特性时,使作用于每个桥式机构左、右两侧驱动电极上的电压 U_i , $-U_i$ 为阶跃电压,它们的阶跃值均为 120 V,均在第 1.5 s 开始上升,持续时间均为 3.5 s,同时对通电线圈通入不同电流,观察偏摆平台的偏转变化。由图 19 可知:指向平台沿主运动方向运动,响应过程均无振荡,稳态位移中线略呈下降趋势,这主要是由材料本身的蠕变所引起的。由具体测量值显示可知:在相同电压的驱动下,指向平台偏转角度随通电线圈电流的增加而增大,且变化值与 4.3 中结果基本一致。

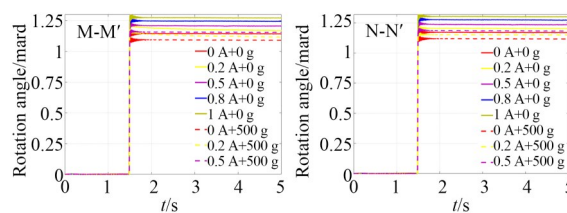


图 19 指向平台主运动方向阶跃响应

Fig. 19 Step response towards the main motion of the steering stage

5 结果分析与讨论

通过采用复合驱动的设计方案解决负载工况下柔顺指向平台的高精度定位,充分利用平台内部空间紧凑化嵌入线圈及磁铁,利用电磁力作用抵消载荷的重力作用引起的偏转角损失,避免桥式放大机构产生压杆失稳。从图 19 可以看出,指向平台的偏转角度随着载荷的增加而损失,在同等载荷条件下引入电磁驱动后,随着电流的增加,平台因载荷引入的偏转角损失得到逐步恢复。为了印证本文的技术指标能够满足应用场景的实际需求,所提出平台设计与现有平台方案进行了表 2 所示的横向对比,结果表明本研究提出的设计方案在保证极限运动性能的基础上具

备更高的负载能力,在光源线束直准系统、EUV/X 射线对准系统等超精密指向系统中具有重要应用价值。然而,对于结构中桥式位移放大机构的放大比尚存在优化空间,这是限制该指向平台工作空间的最大因素。同时,本研究对电磁力的精准解析方程还有待推导,以完善整体研究系统中电-磁-力多物理场数学耦合关系。

表 2 本文与现有设计比较

Tab. 2 Comparisons with other designs

文献	[7]	[11]	[16]	[17]	本文
多轴解耦	是	是	否	是	是
一阶振型/Hz	580	43.058	88.1	165.5	168.63
压电陶瓷数	2	4	3	4	2
最大承载	250 g	30 N m	—	—	>1 300 g

6 结 论

本文提出了一种压电-电磁复合驱动的柔顺指向平台设计,用于抵消载荷对指向平台偏摆定位性能的影响。通过建立并验证指向平台的角刚度及传动比理论模型,实现了材料、结构参数

与偏摆特性的精确解析。在初始结构的基础上对模型进行了拓扑优化,使平台主运动方向的固有频率分别提高了 168.99% 和 170.00%,角刚度相平均提升了 15.33%,最大寄生耦合比降低了 20.29%。采用电磁驱动实现平台的偏转角度调整,在相同的电压驱动条件下电磁驱动转角行程提升 1.30×10^{-1} mrad/A,并有效抑制了由载荷引起的偏转角损失,该复合驱动指向平台设计方案为带有载荷的空间光学指向系统提供了性能优越且可靠性高的角度精细调整解决方案,支持深空探测、主动光学对准等应用。

线圈及磁铁的引入对指向平台角刚度、实际工作频率、重复精度和行程的影响有待在将来的工作中作更详尽的讨论。后续将搭建闭环测试系统,设计控制器对样机进行轨迹跟踪、滞后特性、分辨率等多项性能测试。

作者贡献声明:

杨 剑:设计方案的提出,论文构思和撰写,数据整理和分析;
郝广波:形式分析与验证;
闫鹏:论文审核与编辑写作。

参考文献:

[1] 谭淞年,王福超,许永森,等. 航空光电平台两轴快速反射镜结构设计[J]. 光学精密工程, 2022, 30(11): 1344-1352.
TAN S N, WANG F C, XU Y S, *et al.* Structure design of two-axis fast steering mirror for aviation optoelectronic platform [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2022, 30(11): 1344-1352. (in Chinese)

[2] 李醒飞,何梦洁,拓卫晓,等. 应用于运动平台光电跟瞄系统的惯性参考单元研究综述[J]. 光学精密工程, 2024, 32(3): 401-421.
LI X F, HE M J, TUO W X, *et al.* Review on inertial reference unit applied to photoelectric tracking and pointing system of moving platform [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2024, 32(3): 401-421. (in Chinese)

[3] HOWELL L L, MAGLEBY S P, OLSEN B M. *Handbook of Compliant Mechanisms* [M]. John Wiley & Sons, New York, 2013.

[4] HOWELL L L. *Compliant Mechanisms*, John

Wiley & Sons, New York, 2001.

[5] LING M X, HOWELL L L, CAO J Y, *et al.* Kinetostatic and dynamic modeling of flexure-based compliant mechanisms: a survey [J]. *Applied Mechanics Reviews*, 2020, 72(3): 030802.

[6] 徐新行,张贵明,李冠楠,等. 具有两个双轴柔性铰链的快速反射镜设计[J]. 仪器仪表学报, 2019, 40(2): 174-181.
XU X H, ZHANG G M, LI G N, *et al.* Design of fast steering mirror with two double-axis flexure hinges [J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2019, 40(2): 174-181. (in Chinese)

[7] 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.

[8] LOBONTIU N, HUNTER J, KEEFE J, *et al.* Tripod mechanisms with novel spatial Cartesian flexible hinges [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2022, 167: 104521.

[9] HAO G B. Determinate synthesis of symmetrical,

- monolithic tip - tilt - piston flexure stages[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2017, 139(4): 042303.
- [10] YU J J, LU D F, HAO G B. Design and analysis of a compliant parallel pan-tilt platform[J]. *Meccanica*, 2016, 51(7): 1559-1570.
- [11] DONG W, ZHANG Q J, ZHU D F, *et al.* Design and analysis of a piezo-actuated 2-DOF high-precision parallel pointing mechanism capable of carrying a heavy load [J]. *Precision Engineering*, 2023, 81: 50-59.
- [12] ZHANG S J, LIU J K, DENG J, *et al.* Development of a novel two-DOF pointing mechanism using a bending-bending hybrid piezoelectric actuator [J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2019, 66(10): 7861-7872.
- [13] LIU P B, YAN P. A new model analysis approach for bridge-type amplifiers supporting nano-stage design [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2016, 99: 176-188.
- [14] ZHANG W P, YAN P, LIU P B. Enhanced piezo-driven compliant motion stage by electromagnetically tunable mechanical resonance[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2025, 305: 110706.
- [15] YANG J, YAN P. Generalized model and performance analysis of elliptical-fillet cross-sectional flexure hinges[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2024, 238(5): 1355-1365.
- [16] 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.
- [17] 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]. *Review of Scientific Instruments*, 2013, 84(11): 115103.

作者简介:



杨 剑(1995—),男,江西南昌人,博士研究生,2018年于南昌大学获得学士学位,2022年于汕头大学获得硕士学位,主要从事柔顺机构学、精密定位系统的建模与控制等方面的研究。E-mail: yangjian@mail.sdu.edu.cn

通讯作者:



闫 鹏(1975—),男,山东济南人,教授,博士生导师,1997年、1999年于东南大学分别获得学士、硕士学位,2003年于俄亥俄州立大学获得博士学位,主要从事微纳测量/控制与制造、超精密机电系统的设计与控制、微纳智能系统等方面的研究。E-mail: yanpeng@sdu.edu.cn