

文章编号 1004-924X(2015)11-3168-08

基于交叉簧片柔性铰链的空间微位移机构

魏传新^{1,2,3}, 陈洪达^{2,3}, 尹达^{-1,2,3*}

- (1. 中国科学院大学, 北京 100049;
2. 中国科学院 上海技术物理研究所, 上海 200083;
3. 中国科学院 红外探测与成像技术重点实验室, 上海 2000083)

摘要: 基于交叉簧片柔性铰链(简称‘交叉铰链’)设计了一种用于光束跟踪、精密指向和瞄准的同轴八铰微位移放大机构。该机构使用菱形构型, 用交叉铰链作集中柔性元件, 节点处交叉铰链两两同轴配合使用, 以便保证运动的平稳输出。研究了机构的运动学以及力学性能, 计算了微位移机构的行程放大比和灵敏度; 根据交叉铰链的刚度模型, 推导出微位移机构的理论刚度; 最后, 应用有限元软件对机构进行建模并对运动学、静力学以及动力学性能进行仿真。完成了样机的加工和测试, 测试结果显示, 机构放大比为 1.905, 理论与测试误差低于 2.2%, 结构刚度为 18.21 N/mm, 误差低于 0.32%, 一阶频率为 8.8 Hz, 误差低于 5%。分析结果验证了本设计的可行性和有效性。该机构适用于空间高精度微位移领域。

关键词: 交叉簧片; 柔性铰链; 微位移柔性机构; 放大机构

中图分类号: TH112; TP271.2 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20152311.3168

Spatial compliant micro-displacement magnifying mechanism based on cross-spring flexural pivot

WEI Chuan-xin^{1,2,3}, CHEN Hong-da^{2,3}, YIN Da-yi^{1,2,3*}

- (1. *University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China;*
 2. *Shanghai Institute of Technical Physics, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 200083, China;*
 3. *Key Laboratory of Infrared System Detection and Imaging Technology, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 200083, China)*
- * *Corresponding author, E-mail: yindayi@mail.sitp.ac.cn*

Abstract: A new diamond micro-displacement magnifying mechanism using eight cross-spring flexural pivots was presented for light beam acquisition, tracking and pointing in space optical communication. The piezoelectric ceramic was taken as the actuator, and the cross-spring flexural pivots as the centralized flexural elements. Every two pivots were set in one axis, and the coaxial set of two pivots on each corner of the diamond configure could reduce the axis draft and improve the rigidity and stability of the mechanism. Through analyzing the operation principle, the magnifying ratio and the sensitivity of the mechanism were derived. According to the stiffness model of the cross pivots, the theoretical stiffness of the displacement mechanism was deduced. Finally the displacement mechanism

收稿日期: 2015-03-07; 修订日期: 2015-04-15.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(No. 40776100)

was modeled by finite element method and its kinematics, statics and dynamics were simulated. A prototype was established and tested. Some characteristic parameters were derived, such as the structure stiffness and the eigen frequency of the mechanism. The test results show that the magnifying ratio is 1.905 with the error of 2.2%, the stiffness is 18.21 N/mm with the error of 0.2% and the eigen frequencies is 8.8 Hz with the error of 5%. The experimental data verify the feasibility and effectiveness of proposed design and show that the mechanism is suitable for high precise spatial micro-displacement fields.

Key words: cross-spring; flexural pivot; micro-displacement flexural mechanism; magnifying mechanism

1 引言

随着我国光电技术的发展和广泛应用,天文观测、激光通讯、现代空间探测等领域对光束跟踪、精密指向和瞄准技术产生了迫切的需求,光束运动精度要求达到微弧度和亚微弧度量级,而高精度的光束操作需要高精度的微位移机构来实现。柔性机构具有零摩擦,零间隙,运动分辨率高等优点,能够产生纳米到微米量级的微位移,因而在这些领域获得了广泛的应用。

柔性机构研究是近年来微位移技术发展的新方向,交叉簧片柔性铰链(简称“交叉铰链”)作为一种分布柔度转动副,与传统的切口型柔性铰链不同,其具有行程大、应力分布、寿命长、构型多样化等优点^[1]。由于簧片分布柔度特性导致载荷位移关系产生非线性,交叉铰链的理论分析比较复杂,目前多采用理论分析与数值仿真相结合的方法对交叉簧片的力学特性进行研究。

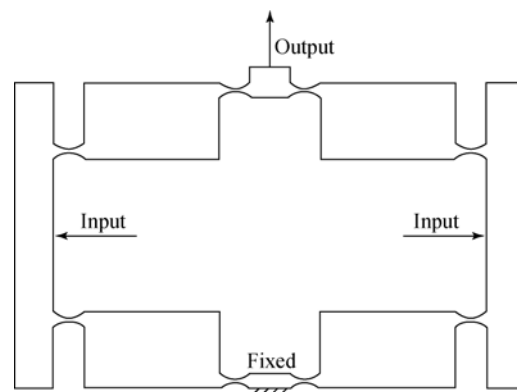
对于簧片柔性铰链的研究,HARINGX 等^[2]给出了纯弯曲载荷下端点位移的求解;JENSEN 等^[3]对交叉铰链进行了分析研究与建模,通过有限元分析方法得到了 2 种简化模型,并验证了模型的准确性;ZELENKA^[4]全面研究了交叉铰链在广义载荷下共同作用的响应情况。ZHAO 等^[5]提出了交叉铰链的恒刚度特性;张爱梅等^[6]提出了基于完备椭圆积分的建模方法;刘承平等^[7]设计出等值刚度柔性铰链,并通过组合的方式得到了更大行程的复合铰链;对于研究中出现的交叉铰链的轴心漂移问题,刘浪等^[8]提出采用簧片对称交叉布局的方式来消除柔性铰链的翘曲。以上分析表明,交叉铰链在满足一定的设计条件下,可以满足等刚度及微小轴心漂移的问题。

目前,以 Riverhawk 为代表的一些公司,已经将交叉铰链进行商品化生产,并且成功应用于多种精密运动领域。

本文提出了应用于光束跟踪、精密指向和瞄准的位移放大机构,该机构具有零摩擦、零间隙,精度高、行程大,放大比灵活等优点。文中设计了基于交叉簧片柔性铰链的同轴八铰微位移机构,并对其运动学、静力学以及动力学性能进行了仿真分析和试验验证,结果表明其满足空间应用的需求。

2 微位移放大机构的设计原理

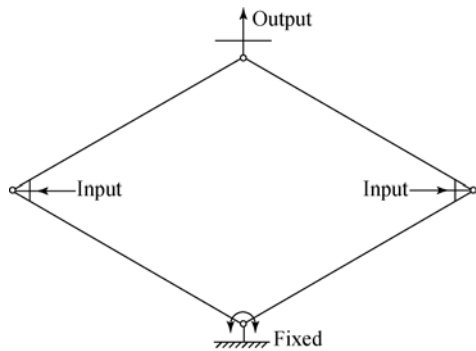
目前绝大多数的柔性机构均使用切槽型的柔性铰链^[9]。图 1(a)所示为比较常用的一种柔性构型^[10],这种设计结构简单,整个零件通过线切割一体完成,但是这种结构行程较小,整体式加工需保证所有切口铰链的同一性,对加工要求比较高,同时使用这种切口柔性铰链在设计上分析方法比较复杂。在此基础上,根据实际工程应用,提出一种使用交叉铰链作为柔性元件,如图 1(b)所示。



(a)切槽 8 铰对称微位移机构

(a) Symmetric configuration of MDMM using eight grooving

flexural pivots



(b) 菱形同轴 8 铰对称微位移放大机构

(b) Diamond symmetric coaxial configuration of MDMM using eight cross-spring flexural pivots

图 1 两种微位移放大机构构型

Fig. 1 Two configurations of MDMM

机构所有的柔性元件都集中在菱形的 4 个顶点上,每个顶点分别同轴布置 2 个分布柔度转动副——交叉铰链,由于此类柔性元件的商品化的机械接口较少,出于实际工程的考虑,采用 Riverhawk 公司的 6000 系列双端铰链。

微位移机构三维模型如图 2 所示,上下、左右对称布局。压电杆促动器安装在水平对角线位置,下底座为整个机构的固定安装面,上底座为与微动目标的连接面,在水平方向促动器运动过程中,机构构型始终保持菱形不变,垂直方向产生所需的微位移。

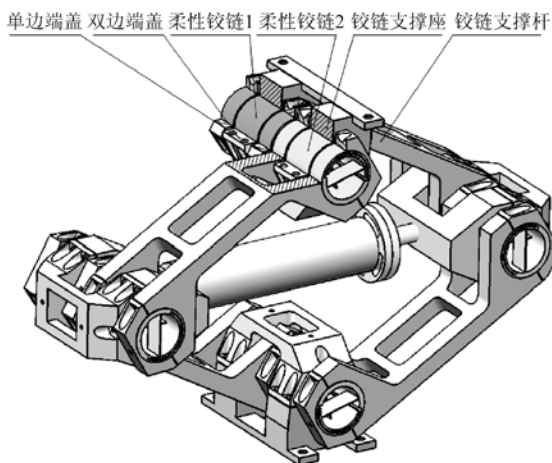


图 2 微位移机构三维模型图

Fig. 2 3-D model of the MDMM

整个机构为菱形构型,且在运动过程中保持构型不变,当作动器按照控制要求进行拉伸或压

缩时,作动器所在的水平对角线方向发生相应的拉伸或者压缩,相应的竖直对角线方向则产生压缩或拉伸,产生目的方向的运动。压电杆在整个运动过程中,每一个铰链中心轴线投影点处的 2 个撑杆相对交点处的对角线对称运动,方向相反,故柔性铰链产生的扭矩方向相反,产生的合力矩为零。这样可以保证在压电杆运动过程中不会产生危害压电杆的扭矩,还可以保证运动过程中目的方向始终保持不变。

柔性微位移结构具有以下优点:使用柔性铰链,整个装置没有摩擦,无需润滑;使用压电陶瓷为作动器,运动精度可为亚微米量级,运动范围可达到几十个微米,并可以提供较大的推力;8 铰同轴机构可以消除压电陶瓷所不能承受的剪切力;微位移放大比例可以调节,通过改变菱形夹角的大小调节微位移放大比例。

3 微位移放大机构的运动学分析

为了确保机构设计的合理性,对其放大比、灵敏度等特性参数进行了分析。

3.1 机构放大比分析

压电杆作动时,相邻的 2 个支撑杆件相对其对角线对称运动,此时 2 个同轴的转动副合力矩为零,工作过程始终不对促动器以及上、下支撑座产生任何扭转,保证促动器工作过程中不受任何剪切应力,并且上、下底座运动保持设计方向不发生变化。

整个结构的运动几何关系如图 3 所示, X 为水平柔性铰链的中心距, Y 为目标高度, L 为支撑杆中心距。根据设计要求确定合理的目的高度 Y ,以及整个微位移量程 ΔY ,对于已经选用的促动器的微位移量程为 X ,可以列出:

$$\begin{cases} X^2 + Y^2 = (2L)^2 \\ (X + \Delta X)^2 + (Y + \Delta Y)^2 = (2L)^2 \end{cases} \quad (1)$$

整理式(1)可以得出机构的放大比:

$$\frac{\Delta Y}{\Delta X} = \frac{\sqrt{4L^2 - X^2} - \sqrt{4L^2 - (X + \Delta X)^2}}{\Delta X} \quad (2)$$

将式(2)进行简化得:

$$\frac{\Delta Y}{\Delta X} \approx -\frac{X}{\sqrt{4L^2 - X^2}} = -\frac{X}{Y} = -\tan \frac{\theta}{2} \quad (3)$$

故此时机构的放大比近似为 $-\tan \frac{\theta}{2}$ 。

取 $L=110.5\text{ mm}$, $\theta=124.6^\circ$, $\Delta X=60\text{ }\mu\text{m}$, 由上面 3 个参数可以确定 X 、 Y 、 L 、 ΔY 。可知:

$$\frac{dY}{dX} = -1.905; \frac{\Delta Y}{\Delta X} = -1.906;$$

$$\Delta = \left| \left[\frac{dY}{dX} - \frac{\Delta Y}{\Delta X} \right] / \frac{dY}{dX} \right| = 0.1\%$$

由于结构整体尺寸 Y 远大于促动器的量程 ΔY , 近似值有效, 传动比可以按 $-\tan \frac{\theta}{2}$ 计算。为了兼顾微位移机构的行程和分辨率, 建议采用的传动比一般选择, 即 θ 位于 $37\sim 143^\circ$ 。

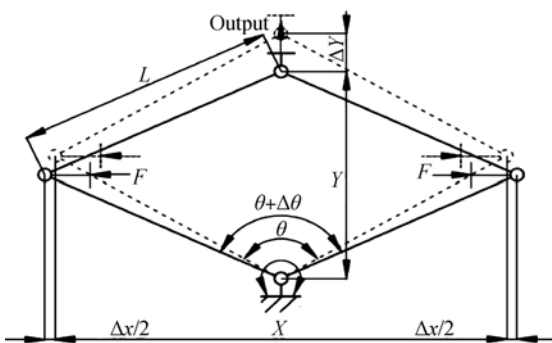


图 3 微位移放大机构结构参数
Fig. 3 Construction parameters of MDMM

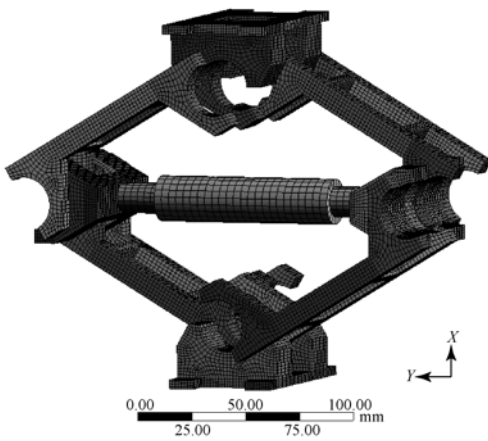


图 4 微位移放大机构模型
Fig. 4 Model of MDMM

3.2 微位移灵敏度测试

灵敏度的测试通过有限元分析软件进行仿真分析, 得出系统在促动器微小位移输入下的输出响应。图 4 所示为结构的有限元模型, 对于柔性铰链直接使用铰接进行约束, 简化模型, 删除对运动性能不产生影响的部件, 减少网格划分数量, 优化了有限元模型。模拟促动器在位移输入端处施

加的位移边界条件, 测量输出端的输出量, 得到机构灵敏度的仿真数据。

利用图 5 所示的设备, 对已经装配完成的微位移机构进行灵敏度测试, 利用压电杆作为促动器, 输入位移载荷, 电容传感器进行微位移测量, 得到结构灵敏度的测试数据。

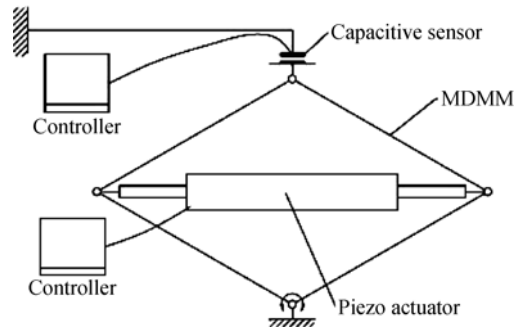


图 5 微位移机构灵敏度测试机构图
Fig. 5 Equipment of sensitivity test

将理论曲线、仿真曲线和测试曲线进行对比, 如图 6 所示, 通过表 2 数据分析可以看出, 结构的灵敏度性能与设计要求符合较好, 输入输出曲线具有较好的线性度, 说明具有较稳定的传动比, 有利于精确的控制微位移输出。试验过程中, 作动器步进 $2\text{ }\mu\text{m}$, 步进误差 (Mean Absolute Error, MAE, 平均绝对误差) 小于 $0.25\text{ }\mu\text{m}$, 分析误差主要源自机构的装配误差和测量误差。

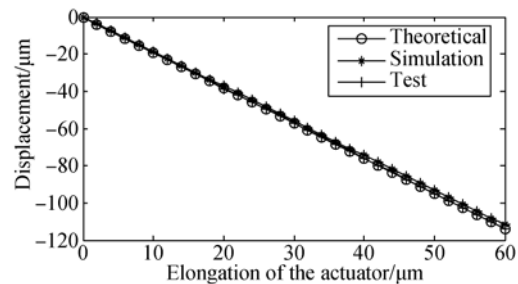


图 6 微位移机构灵敏度曲线图
Fig. 6 Curve of sensitivity of MDMM

表 2 机构灵敏度的理论、仿真与测试结果

Tab. 2 Theory, simulation and test values of sensitivity

	线性度	拟合曲线 K 值	MAE/ μm
理论曲线	0	-1.905	
仿真曲线	0	-1.862	0.082
试验曲线	0.006	-1.898	0.25

4 微位移放大机构的静力学分析

柔性铰链是柔性机构的核心元件,对于柔性机构设计的准确度和稳定度起着重要作用。

4.1 转动刚度的理论分析

簧片在受到载荷作用时,会发生大变形,不同于悬臂梁载荷作用下的小变形模型,需要考虑簧片的轴向载荷和切向载荷。许多学者给出了相应的变形模型,其中 Awart 等^[11]简化的模型清晰,便于计算,故采用此模型的簧片分析结论。

以 Riverhawk 公司产品模型为例,对交叉铰链进行受力变形分析,如图 7 所示的模型铰链为两端柔性铰链,由于铰链关于 XOY 面对称,这里主要分析 Z 轴正向部分铰链,此处定义分析的两部分交叉簧片长度、宽度、厚度三维尺寸均相等,材料相同,其弹性模量、截面惯性矩均相等。

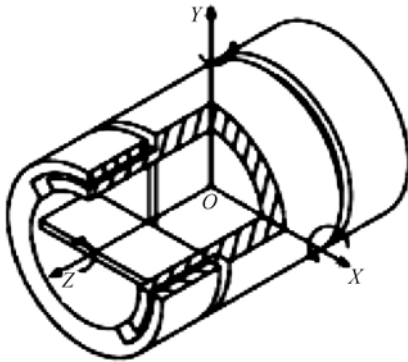


图 7 柔性铰链三维模型^[12]

Fig. 7 Model of cross-spring flexural pivot

根据 Awtar 模型的运动理论,假定运动过程为理想的转动,运动轨迹始终位于同一圆周上,故有如下关系:

$$\begin{cases} p_1 = \frac{f(\gamma \sin \alpha - 2 \cos \alpha) + p(\gamma \cos \alpha + 2 \sin \alpha)}{(\gamma^2 + 4) \sin \alpha \cos \alpha} \\ p_2 = \frac{f(\gamma \sin \alpha + 2 \cos \alpha) - p(\gamma \cos \alpha - 2 \sin \alpha)}{(\gamma^2 + 4) \sin \alpha \cos \alpha} \\ f_1 = \frac{f\gamma(\gamma \sin \alpha - 2 \cos \alpha) + p\gamma(\gamma \cos \alpha + 2 \sin \alpha)}{2(\gamma^2 + 4) \sin \alpha \cos \alpha} \\ f_2 = \frac{f\gamma(\gamma \sin \alpha + 2 \cos \alpha) - p\gamma(\gamma \cos \alpha - 2 \sin \alpha)}{2(\gamma^2 + 4) \sin \alpha \cos \alpha} \end{cases} \quad (4)$$

式中: f_1 、 m_1 、 p_1 、 δ_x 、 δ_y 、 d 均为无量纲参数,其中 f_1 、 m_1 、 p_1 为载荷参数, δ_x 、 δ_y 为位移参数, L 为簧

片长度, T 为簧片厚度, E 为弹性模量, I 为截面惯性矩。由于 γ 为微小位移量,略去 γ^2 的高阶小量,且 $\sin \gamma \approx \gamma$,可推导出:

$$\gamma = \frac{3(f+2m)\cos \alpha}{(3\cos \alpha - 1)p + 12\cos \alpha} \quad (5)$$

在工程应用中,主要考虑弯矩对于交叉铰链的作用,因此设定外部载荷附加载荷 $f = p = 0$,则式(5)转化为:

$$\gamma = \frac{m}{2} = \frac{ML}{2EI} \quad (6)$$

柔性铰链的扭转刚度为:

$$K_z = \frac{M}{\gamma} = \frac{2EI}{L} = \frac{EbT^3}{6L} \quad (7)$$

式中: b 表示单簧片的宽度,系数 2 表示两片簧片截面惯性矩相等,假设交叉铰链具有 N 片中心簧片,则铰链刚度转化为:

$$K_z = \frac{E \sum_{i=1}^n I_i}{L} \quad (8)$$

式中: I_i 表示第 i 片中心簧片的截面惯性矩。通过式(5)可以看出, Z 轴转动角 γ 受到弯矩、切向力和轴向力共同作用 3 种位移载荷以及簧片交叉角的影响。对于纯弯矩载荷,转角 γ 只受到弯矩的作用,不受到簧片交叉角的影响,铰链的扭转刚度主要受到截面惯性矩的影响,对于矩形截面簧片,厚度对扭转刚度的影响最大。

4.2 微位移机构的刚度分析

在微位移机构的位移的输入端同样可以通过输入力使机构产生位移,定义机构输入力与输出位移的比值为微位移机构的刚度。本机构采用的 8 个交叉铰链,为保证机构的输入端输出端在运动过程中保持平稳性,同轴的 2 个铰链刚度须一致,故最多可以布置 4 种不同刚度的铰链,铰链刚度为 c_i ,其中 $i=1,2,3,4$ 。

定义输入力 F 拉伸压电杆的方向为正方向,输出位移 ΔY 向上为正方向。由此可以建立力矩的平衡方程:

$$F \times \frac{Y + \Delta Y}{2} = \sum_{i=1}^4 c_i \times \frac{\Delta \theta}{2} \quad (9)$$

$$\Delta \theta = 2 \left[\cos^{-1} \frac{Y + \Delta Y}{2L} - \cos^{-1} \frac{Y}{2L} \right] \quad (10)$$

根据设计参数知 $\frac{\Delta Y}{2L} < 0.001$,可将反余弦函数进行拉格朗日级数展开对式(10)进行简化:

$$\Delta\theta = \frac{360^\circ Y}{\pi X}. \quad (11)$$

则微位移机构的刚度为:

$$K = \frac{F}{\Delta Y} = \frac{360 \sum_1^4 c_i}{\pi X(Y + \Delta Y)}. \quad (12)$$

由于 $\frac{\Delta Y}{Y} < 0.001$, 可进一步将式(12)简化为:

$$K = \frac{360 \sum_1^4 c_i}{\pi XY} = \frac{180 \sum_1^4 c_i}{\pi L^2 \sin \theta}. \quad (13)$$

假设选用的铰链为同一刚度值 $840 \text{ N} \cdot \text{mm}/(\circ)$ 时,代入式(13)得到 $K = 18.21 \text{ N}/\text{mm}$ 。此时推导出来的公式为机构在空载状态下的刚度,根据应用环境的实际需求,不考虑重力影响。

通过有限元分析软件对推导公式进行复验,在位移输入端施加 $-7.5 \sim 7.5 \text{ N}$ 的子步载荷,测量位移输出端的位移量如图 8 所示,可以得出仿真的刚度为 $18.18 \text{ N}/\text{mm}$,与理论刚度误差为 0.2% ,线性度为 0.04% ,在特定的角范围内,微位移机构的刚度可以认为是一个定值。

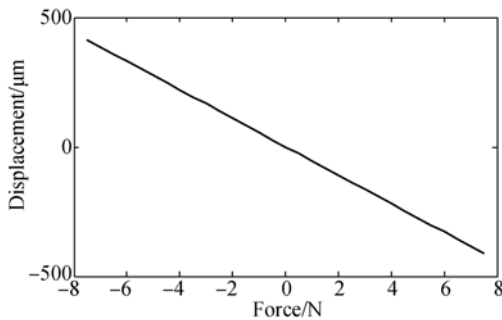


图 8 微位移机构力-位移运动曲线

Fig. 8 Force-displacement curve of MDMM

3 微位移放大机构的动力学仿真及试验验证

机构在使用过程中,会受到工作平台及自身驱动产生的振动影响,甚至产生共振现象,严重影响机构的运转。为保证机构工作的稳定性及可靠性,要摸清机构的特征频率,避开扰动频率的工作范围,降低结构的频率响应。

将有限元模型导入分析软件模态分析算例,提取结构前六阶自然频率如表 3 所示,300 Hz 内共有六阶频率。

表 3 微位移机构前六阶仿真自然频率

Tab. 3 The first 6 orders eigen frequency of MDMM

Order	1	2	3	4	5	6
F/Hz	9.28	59.62	84.85	112.28	158.39	172.57

根据图 9 的仿真结果可以看出:一阶振型为结构整体绕底部铰链中心的转动;二阶振型为结构整体绕 X 轴的摆动,垂直于直面方向;三阶振型为结构整体绕 Z 轴的转动;四阶振型为支撑上底座绕其铰链中心的转动;五阶振型为结构绕压电杆轴线的扭动;六阶振型为结构绕 Z 轴的扭动。

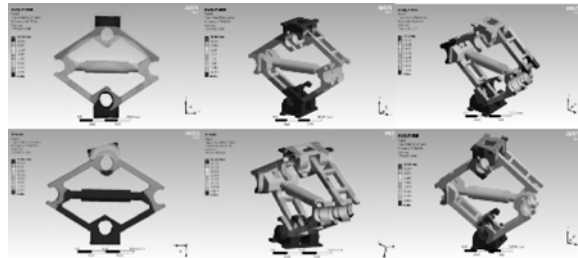


图 9 微位移机构六阶仿真振型

Fig. 9 Simulation of 6 order natural modes

为了验证仿真的准确度,在设计完成后,对机构进行图 11 所示的扫频试验,在 $0 \sim 500 \text{ Hz}$, 3 个方向分别进行扫频,每次扫频均布置 4 个传感器,其中振动量级为 0.5 g 。

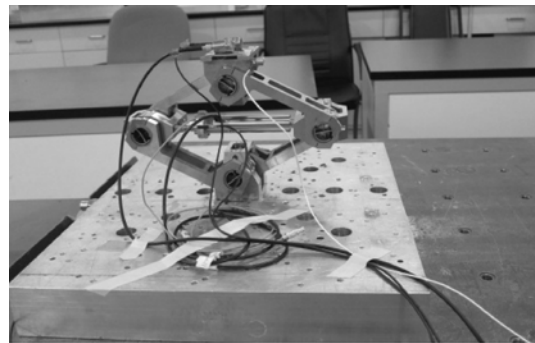


图 10 微位移机构试验扫频

Fig. 10 Sweep-frequency test of MDMM

图 11 所示为 X 向扫频结果,通过 X、Y、Z 3 个方向测试结果可以看出机构的共振频率点为 $8.84, 58.15, 85.79, 158.26, 167.10, 316.539 \text{ Hz}, \dots$ 。在 300 Hz 内频率只扫出五阶,与仿真频率相差一阶,分析比较扫频结果,通过传感器之间的相位关系来确定振型,然后与仿真振型进行比对,第四阶特

征频率激发的振型没有获得提取,分析由于第四阶阵型振动质量低,振动量级小,传感器未产生响应。

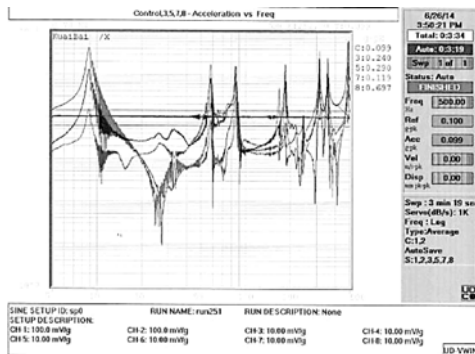


图 11 微位移机构 X 向扫频分析报告

Fig. 11 Reports of X axis sweep-frequency measurement

表 4 微位移机构仿真与扫频分析误差表

Tab. 4 Errors of eigen frequency between simulation and testing analysis of the MDMM

Order	1	2	3	4	5	6
$Fr_{e_{sim}}/Hz$	9.28	59.62	84.85	112.25	158.39	171.24
$Fr_{e_{test}}/Hz$	8.84	58.15	85.79	N	158.26	167.10
Error	5.0%	2.5%	1.1%	N	0.08%	2.5%

参考文献:

- [1] 裴旭,李远玥,侯振兴. 大行程转动柔性铰链性能测试机实验 [J]. 光学精密工程, 2013, 21(4): 927-933.
PEI X, LI Y Y, HOU ZH X. Performance measurement and experiment for rotational flexural joint with large-stroke [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013, 21(4): 927-933 (in Chinese)
- [2] HARINGX J A. The cross-spring pivot as a constructional element [J]. *Applied Scientific Research*, 1949, 1(1): 313-332.
- [3] JENSEN B D, HOWELL L L. The modeling of cross-axis flexural pivots [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2002, 37(5): 461-476.
- [4] ZELENKA S, DE B F. Analytical and experimental characterization of high-precision flexural pivots subjected to lateral loads [J]. *Precision Engineering*, 2002, 26(4): 381-388.
- [5] ZHAO H ZH, BI SH SH. Stiffness and stress characteristics of the generalized cross-spring pivot [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2010, 45(10): 378-391.

由表 4 数据可以看出,仿真与试验频率误差不超过 5%,证明仿真模型建立比较准确,符合实际工作条件,具有较高可信度。

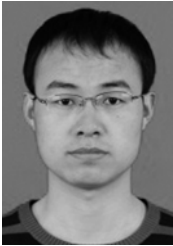
6 结论

本文设计了一种新型的基于交叉铰链的微位移放大机构。机构采用交叉铰链作为柔性元件,行程更大,使用范围更广;采用菱形构型,8 个交叉铰链两两同轴配合使用,保证了运动的平稳输出。对微位移机构的运动学、静力学以及动力学性能进行了理论推导,并且搭建有限元模型进行仿真验证,最后完成样机的加工与性能测试。测试结果表明,该机构的放大比为 1.898,理论放大比为 1.905,误差小于 2.2%,步进平均绝对误差小于 $0.25 \mu\text{m}$;机构理论刚度为 18.21 N/mm,仿真刚度为 18.18 N/mm,误差低于 0.2%;测试一阶频率为 8.84 Hz,仿真一阶特征频率为 9.28 Hz,误差低于 5%。本机构能够应用于天文观测、激光通讯、现代空间探测等领域高精度位移场合。

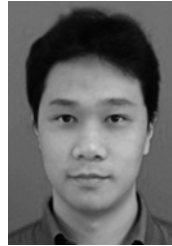
- [6] 张爱梅,陈贵敏,贾建援. 基于完备椭圆积分分解的交叉簧片式柔性铰链大挠度建模 [J]. 机械工程学报, 2014, 50(11): 80-85.
ZHANG A M, CHEN G M, JIA J Y. Large deflection modeling of cross-spring pivots based on comprehensive elliptic integral solution [J]. *Journal of Mechanical Engineering*. 2014, 50(11): 80-85. (in Chinese)
- [7] 刘承平,赵宏哲,毕树生,等. 一种用于机载设备的高精度转动型柔性铰链 [J]. 航空学报, 2013, 34(3): 694-702.
LIU CH P, ZHAO H ZH, BI SH SH, et al.. A precise rotational flexure pivot for airborne equipment [J]. *Acta Aeronautica et Astronautica*, 2013, 34(3): 694-702. (in Chinese)
- [8] 刘浪,毕树生,杨春卫,等. 交叉簧片柔性铰链的翘曲分析与消除 [J]. 北京理工大学学报, 2014, 34(9): 886-891.
LIU L, BI SH SH, YANG CH W, et al.. Analysis and elimination of the cross-spring flexural pivot's warpage [J]. *Transactions of Beijing Institute of Technology*, 2014, 34(9): 886-891. (in Chinese)
- [9] 李琳,杨勇. 空间曲线切口式柔性铰链的设计 [J]. 光学精密工程, 2010, 18(10): 2192-2198.

- LI L, YANG Y. Design of flexural hinges with space curve notches [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2010,18(10): 2192-2198. (in Chinese)
- [10] 刘庆玲. 柔度对称微位移放大机构的分析与仿真 [J]. *工程力学*, 2011, 28(6), 231-235.
- LIU Q L. Analysis and simulation of the compliant symmetrical micro-displacement amplification mechanism [J]. *Engineering mechanics*, 2011, 28(6), 231-235. (in Chinese)
- [11] AWATAR S, SLOCUM A H, SEVINCER E. Characteristics of beam-based flexure modules [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2007,129(6): 625-639.
- [12] TROEGER H. Method of Making a Flexural Pivot [P]. U S: 3807029. 1972.

作者简介:



魏传新(1989—),男,山东济宁人,博士研究生,2011年于武汉大学获得学士学位,主要从事空间遥感仪器动力学方面的研究工作。E-mail:ls_wcx@163.com



陈洪达(1983—),男,内蒙古包头人,硕士,助理研究员,2006年于东华大学获得学士学位,主要从事空间遥感器的精密结构设计方面的研究。E-mail:chenhongda@mail.sitp.ac.cn



尹达一(1976—),男,河南开封人,博士,中国科学院上海技术物理研究所研究员,中国科学院大学博士生导师,中国宇航学会、上海宇航学会会员,主要从事空间光电遥感技术等方面研究工作。E-mail:yindayi@mail.sitp.ac.cn

(版权所有 未经许可 不得转载)