

文章编号 1004-924X(2016)01-0102-10

基于柔度比优化设计杠杆式柔性铰链放大机构

卢倩, 黄卫清*, 孙梦馨

(南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室, 江苏南京 210016)

摘要: 分析与研究了柔性铰链的柔度特性, 用于柔性放大机构的优化设计。提出了一个通用的柔度比参数 λ , 探讨了具有不同柔度比 λ 的柔性铰链主要输出位移形式的灵敏度, 分析了它对常用柔性铰链的柔度特性的影响规律。然后, 以柔性铰链的柔度比 λ 为基本参数, 在考虑柔性铰链转动中心偏移量的基础上, 推导了二级杠杆式柔性铰链放大机构放大率的理论计算方法, 并依据柔性铰链的柔度比特性提出了柔性放大机构的优化设计方法。开展了有限元仿真和实验研究。结果显示, 优化后的柔性放大机构的放大率比优化前的放大率分别提高了 0.234 和 0.23。实验表明, 依据柔性铰链的柔度比 λ 对柔性放大机构进行优化设计能够有效地提高柔性放大机构的位移放大率与工作行程, 进而提高放大机构的末端运动及定位精度。

关键词: 杠杆式柔性铰链; 柔性放大机构; 柔度比; 优化设计

中图分类号: TH132 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20162401.0102

Optimization design of amplification mechanism for level flexure hinge based on compliance ratio

LU Qian, HUANG Wei-qing*, SUN Meng-xin

(State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

* Corresponding author, E-mail: mehwoq@nuaa.edu.cn

Abstract: The compliance features of flexure hinges were analyzed to design and optimize the flexible amplification mechanisms. A new general structural parameter called compliance ratio λ was proposed. The sensitivities of main type of output displacement of the flexure hinges with different compliance ratios λ were analyzed, and the effect laws of compliance features on the commonly used flexure hinges were also discussed in detail. Then, by taking the compliance ratio λ as the basic parameter, the theoretical calculation method of the amplification ratio of a two-stage lever-type flexure hinge mechanism was proposed in considering the offset of the flexure hinge's rotation. The optimization design of the flexible amplification mechanism was studied on the basis of the characteristics of the compliance ratio λ . The finite element simulation and the experiment were performed. The results show that the amplification ratio of the optimized flexible amplification mechanism is larger than that of the flexible mechanism before optimization, and the increases of the

收稿日期: 2015-06-10; 修订日期: 2015-07-27.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(No. 51375224); 国家自然科学基金重大研究计划资助项目(No. 91223201); 江苏高校优势学科建设工程资助项目

simulation and the experiment are 0.234 and 0.23, respectively. These results demonstrate that to optimize the flexible amplification mechanism based on the compliance ratio λ of flexure hinges improves the amplification ratio and the working range significantly, and enhances the accuracy of movement and positioning of the amplification mechanism.

Key words: lever-type flexure hinge; flexible amplification mechanism; compliance ratio; optimization design

1 引言

随着光纤通信技术的发展,光学定位调整平台正向着高精度、大行程的方向发展,但光学定位平台的行程扩增会导致误差累积,对系统定位精度构成威胁^[1]。如何实现高精度与大行程之间的平衡成为光学精密定位仪器发展的瓶颈。柔性铰链以其无机械摩擦、无间隙及运动灵敏度高等优点成为光学精密定位平台及仪器的首选,但由于柔性铰链的微位移是利用自身结构薄弱部分的微小弹性变形及其自回复特性实现的,其范围一般在几微米到几十微米之间^[2],因此必须借助微位移放大机构来实现柔性铰链机构输出的微位移的放大和传递,以满足光学定位工作台的行程要求。

国内外学者已经对各种形状的柔性铰链做了深入研究,尤其是一些常用的柔性铰链,如直角型柔性铰链^[3]、倒圆角型柔性铰链^[3-4]、直圆型柔性铰链^[4-5]及椭圆型柔性铰链^[6-8]等。但目前的研究普遍集中在刚度矩阵^[9-10]、结构参数灵敏度^[10]等方面,对于柔性铰链的结构参数对性能的影响研究较少。另一方面,基于柔性铰链的位移放大机构,其放大率直接影响到柔性微位移放大机构的整体性能,众多学者采用不同的建模方法对柔性放大机构的放大性能进行了研究^[11-14],但基本都是遵循着“给定结构参数—得到输出位移—计算放大率”的思路,并没有给出放大增益比的计算方法;而位移放大率是体现和反映柔性微位移放大机构性能优劣的决定性指标,且与柔性放大机构的柔性铰链结构尺寸相关。在针对柔性放大机构放大率特性的研究方面,宫金良等人^[15]提出了一种基于刚度目标的微位移放大模块闭环设计方

法;沈剑英等人^[16]在考虑柔性铰链转动中心偏移量的基础上推导了多级杠杆式柔性铰链机构放大率计算公式;李威等人^[17]采用矩阵法计算推导了基于平行四杆机构的柔性桥式微位移放大机构的输出位移及位移放大率;Bolzmacher等人^[18]设计了一种多级杠杆式位移放大机构,利用有限元分析方法对放大机构的放大性能进行了仿真分析;Kim等人^[19]利用倾斜的双平行四边形结构实现对微位移的放大;Xu等人^[20]设计了一种桥式位移放大器,并采用欧拉-伯努利梁理论分析了其位移放大特性;Choidr等人^[21]利用压电叠堆元件设计了一种新型桥式放大机构,并给出了放大机构的输出位移的计算方法。在上述的研究中,或集中讨论某一类特定结构形式的柔性微位移放大机构,或将柔性铰链视作理想铰链考察柔性放大机构的放大特性,或仅仅考虑柔性铰链最薄处的变形,而将柔性铰链的其他部分视作刚性体;普遍缺乏基于柔性铰链结构参数的柔性放大机构放大率设计方面的研究,而柔性铰链的结构参数对柔性微位移放大机构的放大率以及其末端运动精度具有决定性作用^[22]。因此,有必要开展面向基于柔性铰链结构参数的柔性微位移放大机构的参数化设计研究。

本文以常用的二级杠杆式柔性放大机构为研究对象,借助于弹性力学理论,以柔性铰链的柔度特性为基本指标参数,在考虑柔性铰链转动中心偏移量的基础上,研究二级杠杆式柔性放大机构的放大率计算方法,考察基于柔性铰链的柔性放大机构放大特性,提出基于柔性铰链柔度特性的柔性放大机构优化设计方法,进而系统的分析柔性铰链的结构参数对柔性放大机构放大性能的影响,并用有限元仿真方法和实验方法进行验证。

2 柔性铰链的柔度参数分析

柔性铰链的结构参数包括最小切割厚度 t 、切口长度 l_x ，以及铰链厚度 ω 。

2.1 柔度比 λ 的定义

柔性微位移放大机构是利用自身结构实现对柔性铰链的微小位移进行放大和传递，但柔性铰链往往同时受到轴向力 F_x 和弯矩 M_z 的作用，会同时产生轴向线位移和旋转角位移，最终会对柔性微位移放大机构的执行末端的定位精度及整体位移放大性能产生影响。为此，需要讨论柔性铰链在同时受到轴向力 F_x 和弯矩 M_z 的作用时，其主要输出位移形式的灵敏度。

柔度比为：

$$\lambda = \frac{\text{拉伸柔度}}{\text{旋转柔度}} = \frac{C_F}{C_M} \quad (1)$$

柔度比 λ 反映的是柔性铰链在受轴向力 F_x 和弯矩 M_z 同时作用时，柔性铰链主要输出位移形式的灵敏度。在相同的尺寸条件和受力(矩)作用下，柔度比越大，表明该柔性铰链输出拉伸轴向线位移的灵敏度越高，越不容易产生旋转角位移；也就是说，柔度比 λ 越大，则该柔性铰链的输出位移形式中轴向线位移的比重越大；反之，柔性铰链则主要输出旋转角位移。

2.2 典型柔性铰链的柔度比 λ 对比分析

对于常见的典型柔性铰链，最小切割厚度 t 对柔性铰链运动性能的影响最深^[9]，为此有必要考察最小切割厚度 t 与柔度比 λ 之间的影响关系。选取常见的直梁型柔性铰链、倒圆角直梁型柔性铰链、直圆型柔性铰链和椭圆形柔性铰链 4 种柔性铰链，假定其他结构参数(铰链切口长度 l_x ，铰链宽度 ω)均相同，编写 Matlab 数值仿真程序，柔度比 λ 随最小切割厚度 t 的变化关系如图 1 所示。随着最小切割厚度 t 的增大，4 种柔性铰链的柔度比 λ 都在逐渐增大，这表明，随着铰链最小切割厚度 t 的增大，4 种柔性铰链的主要输出位移形式中，轴向线位移的输出灵敏度逐渐提高，而旋转角位移的输出灵敏度逐渐降低，即随着铰

链最小切割厚度 t 的增大，4 种柔性铰链的主要输出位移形式逐渐由旋转角位移轴向线位移过渡。

另一方面，从图 1 还可以发现，直梁型和倒圆角直梁型柔性铰链的柔度比 λ 明显小于直圆型和椭圆形柔性铰链的柔度比 λ ，这说明当柔性铰链同时受到轴向力 F_x 和弯矩 M_z 作用时，直梁型和倒圆角直梁型柔性铰链相对于另两种铰链，其输出位移的主要形式是旋转角位移；而直圆型和椭圆形柔性铰链相对另外两种铰链更容易产生轴向线位移。

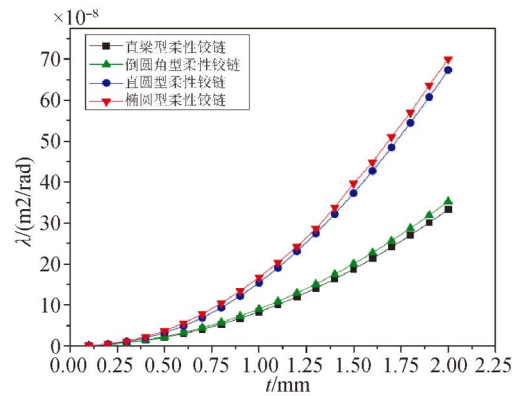


图 1 柔度比 λ 随 t 的变化关系

Fig. 1 Relationship between flexibility ratio λ and t

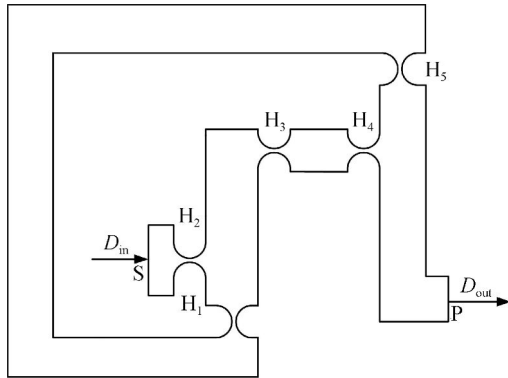
3 二级杠杆式柔性铰链放大机构

3.1 放大机构模型

从图 1 可以发现，直梁型柔性铰链和倒圆角直梁型柔性铰链的柔度比 λ 随着 t 变化的曲线接近，而直圆型柔性铰链和椭圆形柔性铰链的柔度比 λ 随着 t 变化的曲线非常接近。将分别从这两组非常接近的曲线中，选择直梁型柔性铰链和直圆型柔性铰链作为代表，进行杠杆式位移放大机构的优化设计分析。

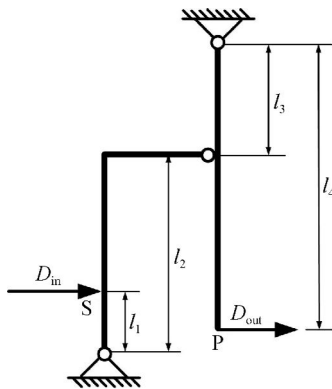
图 2(a) 所示为一种典型的二级杠杆式直圆型柔性铰链放大机构，该柔性放大机构由压电陶瓷驱动器进行驱动，采用 5 个直圆型柔性铰链实现对输入位移的放大和传递。在 S 点输入压电陶瓷驱动器的输出位移，作为整个放大机构的输入

位移 D_{in} , 经过柔性放大机构的传递与放大, 最终在 P 点得到机构的输出位移 D_{out} 。为了分析的方便, 图中的 5 个直圆型柔性铰链全部采用相同的结构参数。图 2(b) 所示为二级杠杆式柔性铰链放大机构的几何模型简图, l_1 、 l_2 分别为第一级杠杆的输入端、输出端到支点的长度, l_3 、 l_4 分别为第二级杠杆的输入端、输出端到支点的长度。第一级杠杆和第二级杠杆分别绕柔性铰链 H_1 和 H_5 的中心轴转动。在理想情况下, 柔性铰链绕其中心轴转动, 中心轴的位置固定; 实际上, 在力的作用下, 柔性铰链的变形不仅仅只发生在切口最薄处, 同时柔性铰链的转动中心轴也会产生位移, 从而影响柔性放大机构的输出位移, 并最终影响到整个放大机构的放大率。



(a) 柔性放大机构结构图

(a) Structure diagram of flexible amplification mechanism



(b) 柔性放大机构几何模型图

(b) Geometric model diagram of flexible amplification mechanism

图 2 二级杠杆式柔性铰链放大机构

Fig. 2 Two stage lever-type flexure hinges amplification mechanism

3.2 机构放大率的计算

在柔性铰链机构运动过程中, 各柔性铰链会同时产生转角变形和拉伸、压缩变形, 这会使得柔性铰链的回转中心发生偏移, 从而影响放大机构的放大率。设作用在柔性铰链 i 上的轴向力为 F_i , 力矩为 M_i , 柔性铰链 i 产生的轴向变形量为 Δ_i , 转动角度为 α_i , 则柔性铰链的变形量与所受力、力矩存在:

$$\Delta_i = F_i \cdot C_F, \quad (2)$$

$$\alpha_i = M_i \cdot C_M, \quad (3)$$

式中: C_F 为柔性铰链的轴向拉伸柔度系数; C_M 为柔性铰链的旋转柔性系数。

设杠杆机构中, 第一级杠杆的转角为 θ_1 , 第二级杠杆的转角为 θ_2 , 中间过渡杆机构的转角为 θ_3 , 有^[16]:

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \theta_1, \quad (4)$$

$$\alpha_3 = \theta_1 + \theta_3, \quad (5)$$

$$\alpha_4 = \theta_1 - \theta_3, \quad (6)$$

$$\alpha_5 = \theta_2. \quad (7)$$

图 3(a) 所示为二级杠杆放大机构的第一级杠杆的受力与位移分析图。第一级杠杆围绕铰链 H_1 的旋转中心转动。可得到:

$$F_1 + F_3 = F_2, \quad (8)$$

$$F_3 l_2 + M_1 + M_2 = F_2 l_1 + M_3. \quad (9)$$

设整个放大机构的输入位移为 D_{in} , 作用在铰链 H_2 轴向上, 铰链 H_2 受轴向力会产生压缩, 压缩量为 Δ_2 ; 同时会使铰链 H_1 的旋转中心发生偏移, 假定偏移量为 Δ_1 , 则第一级杠杆机构的实际有效输入位移 x_2 为:

$$x_2 = D_{in} - \Delta_2. \quad (10)$$

第一级杠杆机构的输出位移 x_3 为:

$$x_3 = \theta_1 l_2 + \Delta_1. \quad (11)$$

第一级杠杆机构的转角 θ_1 为:

$$\theta_1 = \frac{x_2 - \Delta_1}{l_1} = \frac{D_{in} - \Delta_2 - \Delta_1}{l_1} = \frac{x_3 - \Delta_1}{l_2}. \quad (12)$$

图 3(b) 所示为二级杠杆放大机构的中间过渡杆的受力与位移分析图。可得到^[16]:

$$F_3 = F_4, \quad (13)$$

$$M_3 = M_4. \quad (14)$$

图 3(c) 所示为二级杠杆放大机构的第二级杠杆的受力与位移分析图。第二级杠杆围绕铰链

H_5 的旋转中心转动。可得到:

$$F_4 = F_5, \quad (15)$$

$$F_4 l_3 + M_4 = M_5. \quad (16)$$

由于第一级杠杆的推力作用,使得铰链 H_3 和 H_4 都轴向受压,设轴向受压产生的变形量分别为 Δ_3 和 Δ_4 。同时,由于中间过渡杆推力 F_4 的作用,使铰链 H_5 的旋转中心发生偏移,假定偏移量为 Δ_5 ,则第二级杠杆的实际有效输入位移 x_4 为:

$$x_4 = x_3 - \Delta_3 - \Delta_4. \quad (17)$$

$$k = \frac{2l_1 l_2 l_3 l_4 C_M^2 + (l_1 l_2 + 4l_1 l_4 + 3l_3 l_4 - l_1 l_3 - l_2 l_4) C_M C_F + C_F^2}{2l_1^2 l_3^2 C_M^2 - (2l_1 l_2 + 4l_2 l_3 - 2l_1 l_3 - 4l_1^2 - 2l_2^2 - 6l_3^2) C_M C_F + 7C_F^2}. \quad (20)$$

将式(1)代入式(20)得:

$$k = \frac{2l_1 l_2 l_3 l_4 + \lambda(l_1 l_2 + 4l_1 l_4 + 3l_3 l_4 - l_1 l_3 - l_2 l_4) + \lambda^2}{2l_1^2 l_3^2 - \lambda(2l_1 l_2 + 4l_2 l_3 - 2l_1 l_3 - 4l_1^2 - 2l_2^2 - 6l_3^2) + 7\lambda^2}. \quad (21)$$

直圆型柔性铰链结构参数如下:最小切割厚度 $t=1$ mm;切口长度 $l=10$ mm ($R=5$ mm);铰链宽度 $w=8$ mm。直圆型柔性铰链的拉伸柔度系数、旋转柔度系数的计算公式可参见文献[3-4]。将相关参数代入式(21)可得基于直圆型柔性铰链的二级杠杆放大机构的放大率为 $k=8.672$ 。将相关参数代入文献[16]中的放大率计算公式可得机构放大率为 8.734,误差仅为 0.71%,证明了式(21)的正确性。

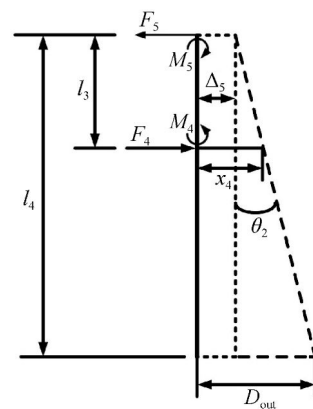
第二级杠杆机构的输出位移为 D_{out} 为:

$$D_{out} = \theta_2 l_4 + \Delta_5. \quad (18)$$

第二级杠杆机构的转角 θ_2 为:

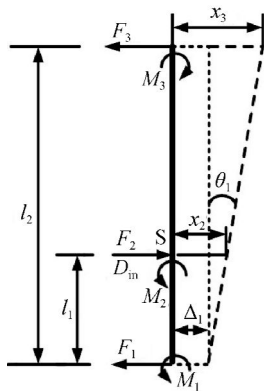
$$\theta_2 = \frac{D_{out} - \Delta_5}{l_4} = \frac{x_4 - \Delta_5}{l_3} = \frac{x_3 - \Delta_3 - \Delta_4 - \Delta_5}{l_3}. \quad (19)$$

联合式(2)~(18)进行求解,最终可推导出该柔性放大机构的实际放大率为:



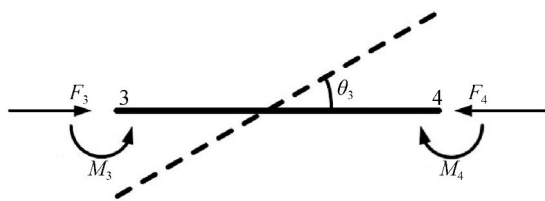
(c) 第二级杠杆机构

(c) The second stage of lever mechanism



(a) 第一级杠杆机构

(a) The first stage of lever mechanism



(b) 中间过渡杆机构

(b) The middle transition rod mechanism

(c) 放大机构受力位移分析
图 3 Analysis on force and displacement of amplification mechanism

Fig. 3 Analysis on force and displacement of amplification mechanism

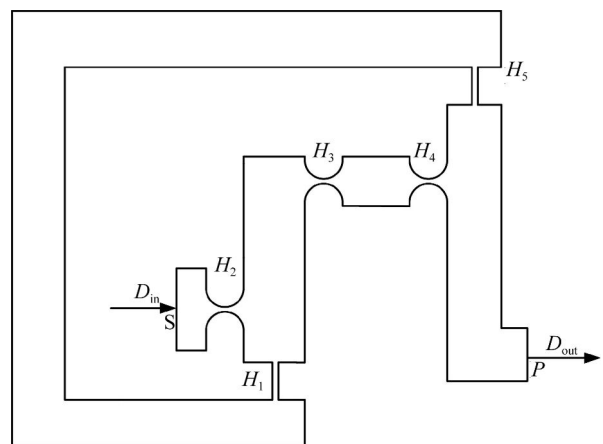


图 4 优化后的柔性放大机构

Fig. 4 Optimization of flexible mechanism

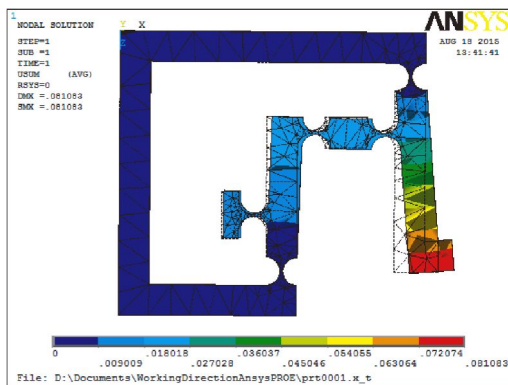
由此可见,由于柔性铰链的柔度比 λ 不同,造成了不同类型的柔性铰链输出的不同位移灵敏度的不同,因此,选取不同类型的柔性铰链,将对基于柔性铰链的柔性放大机构的放大率产生影响。由于理论计算中做柔性铰链变形进行了理想与简化,相信随着加工制造的误差,以及加工过程中不可避免的加工硬化等现象,对基于不同类型柔性铰链的柔性放大机构的放大比影响将更加明显。在高精度、超高精度定位平台系统中,这种由于放大比的不同而造成的定位精度、定位误差都将对系统的整体精度和性能产生较大影响。

4 验 证

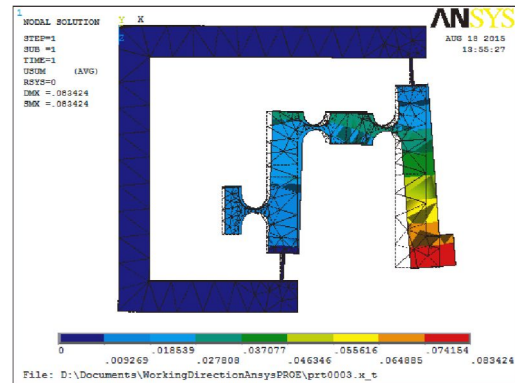
4.1 有限元仿真

为了验证上述理论推导的正确性,采用有限元分析软件 Ansys14.0 仿真分析柔性放大机构的输出位移,进而分析机构的位移放大放大率。

在有限元仿真分析中,给定初始条件为输入位移 $D_{in} = 0.01 \text{ mm}$, 选用三维实体单元 SOLID187, 仿真结果如图 5 所示。图 5(a) 给出了基于直圆型柔性铰链的二级杠杆式放大机构的仿真结果, 仿真结果显示机构的输出位移 $D_{out} = 0.08108 \text{ mm}$, 进而可以计算得到基于直圆型柔性铰链的二级杠杆式放大机构的位移放大率 $k = 8.108$, 与理论计算得到的位移放大率之间的误差为 6.50% 。



(a) 基于直圆型柔性铰链的二级杠杆式放大机构仿真结果
(a) Simulation result of two-stage lever amplification mechanism based on right circular flexure hinge



(b) 优化后的二级杠杆式放大机构仿真结果
(b) Simulation result of two-stage lever amplification mechanism after optimization

图 5 柔性放大机构位移放大率有限元仿真
Fig. 5 FEA simulation of displacement amplification ratio of flexible amplification mechanism

将位移放大机构中的铰链 H_1 和 H_5 更换为柔度比 λ 较小的直梁型柔性铰链, 并进行有限元仿真, 图 5(b) 给出了优化后的二级杠杆式放大机构的仿真结果, 仿真结果显示机构的输出位移 $D_{out} = 0.08342 \text{ mm}$, 进而可以计算得到优化后的二级杠杆式放大机构的位移放大率为 $k = 8.342$, 与理论计算得到的位移放大率之间的误差为 4.64% 。

表 1 仿真结果对比分析

Tab.1 Comparison analysis of simulation results

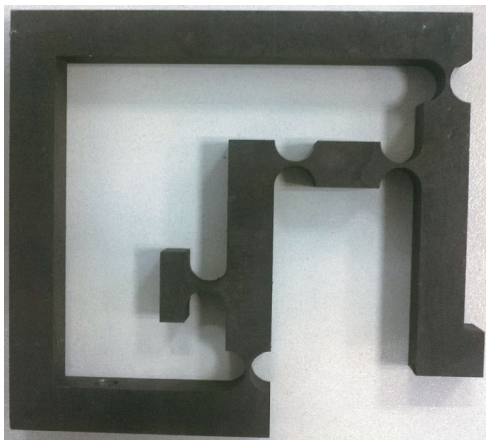
对比项目	位移放大率 k		误差/%
	理论计算值	FEA 仿真值	
基于直圆型柔性铰链的二级杠杆式放大机构	8.672	8.108	6.50
优化后的二级杠杆式放大机构	8.748	8.342	4.64
杠杆式放大机构放大率增加量	0.076	0.234	—

有限元仿真结果显示, 将柔性放大机构中的关键铰链 H_1 和 H_5 更换为柔度比 λ 较小的直梁型柔性铰链, 机构的位移放大比 k 相较于原先的基于直圆型柔性铰链的放大机构提高了 0.234 , 而理论计算结果显示仅提高了 0.076 , 这主要是因为理论计算仅仅考虑柔性铰链切口段的变形,

将铰链其他结构视作刚体,从而忽略了铰链其他部分的变形。另一方面,有限元仿真的结果也表明,在高精度定位平台及精度驱动系统中,由于选用不同柔度比 λ 的柔性铰链,对于整个柔性机构的位移放大比及定位精度有重要影响。

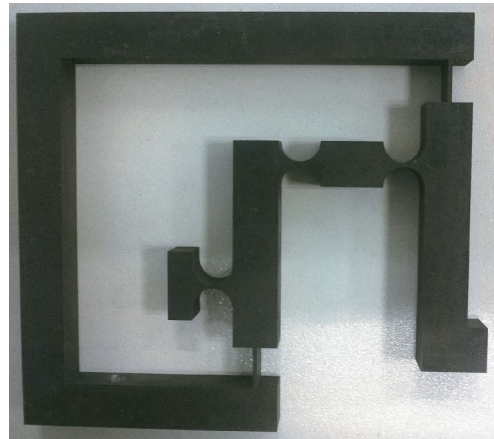
4.2 实验验证

根据基本模型的结构参数尺寸,采用电火花线切割加工方法加工实际的柔性放大机构。



(a) 基于直圆型柔性铰链的二级杠杆式放大机构

(a) The two-stage lever amplification mechanism based on right circular flexure hinge



(b) 优化后的二级杠杆式放大机构

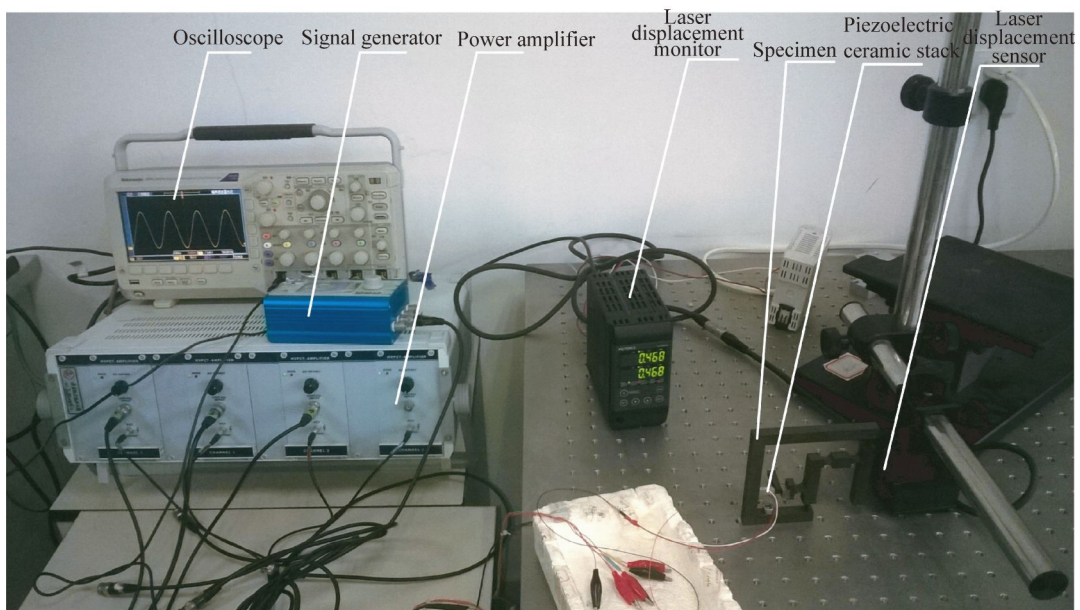
(b) The two-stage lever amplification mechanism after optimization

图 6 柔性放大机构实物图

Fig. 6 Prototype of flexible amplification mechanism

图 6 所示为加工出来的柔性机构实物图。图 7 所示为柔性机构位移放大率测试实验系统图。

对基于直圆型柔性铰链的柔性放大机构和优化后的柔性放大机构开展 3 次实验,分别记录实际的输出位移,采取 3 组实验数据的平均值作为实验测得的位移放大率。实验结果如表 2 所示。



1 示波器 2 信号发生器 3 功率放大器 4 激光位移数据显示器 5 试件 6 压电陶瓷叠堆 7 激光位移传感器

图 7 柔性放大机构实验测试图

Fig. 7 Experiment of flexible amplification mechanism

表 2 实验结果对比分析

Tab. 2 Comparison analysis of experiment results

NO.	驱动 电压/V	输入位移 $D_{in}/\mu\text{m}$	输出位移 $D_{out}/\mu\text{m}$	放大率 k
基于直圆型柔性铰链的 二级杠杆式放大机构	100	6.8	51.64	7.59
优化后的二级 杠杆式放大机构	100	6.8	53.16	7.82

4.3 讨 论

实验结果表明,基于直圆型柔性铰链的柔性放大机构的放大率为 7.59,优化后的柔性放大机构位移放大率为 7.82,优化前后,实验结果与有限元仿真的结果误差分别为 6.39%和 6.28%;另一方面,实验结果表明,优化后的柔性放大机构位移放大率相较于普通的全直圆型铰链柔性放大机构的放大率提高了 0.23。在高精度的定位平台系统中,输入位移一般只有几微米,甚至是纳米级,经过优化后的柔性放大机构,实际输出位移相较于优化前可提高 0.23 μm ,在微纳尺度下足以引起精密定位平台的较大定位误差,对整个定位平台系统的精度与性能将产生较大影响。

造成实验结果与仿真结果和理论计算结果之间误差的主要原因为:

(1) 由于加工误差,柔性放大机构的实际尺寸和设计尺寸之间存在一定偏差,使得实验值与有限元仿真值、理论计算值之间存在一定差异。(2) 理论计算仅考虑柔性铰链切口范围内的变形,把柔性铰链的其他部分视作刚体,而实际上柔性铰链的其他部分也存在微小变形,因此有限元仿真和实验测量包含了柔性铰链其他部分的变形,造成了理论计算值偏大的现象。(3) 柔性放大机构采用电火花线切割加工,在加工过程中不可避免的存在加工硬化现象,使得整体机构的刚度增大,柔度减小,变形减小,造成了实验值偏小的现象。

参考文献:

[1] XU Q S. Design, testing and precision control of a

5 结 论

本文基于柔性铰链的柔度系数的影响,提出了柔度比 λ ,通过分析最小切割厚度 t 与柔度比 λ 的关系发现,柔度比 λ 越大,柔性铰链的输出位移主要形式为轴向线位移 Δ_x 的灵敏度就越高;通过对常用的四种柔性铰链的柔度比 λ 的分析可知,在相同的尺寸规格下,直梁型柔性铰链和倒圆角型柔性铰链相较于另外两种柔性铰链,其转动刚度更小;而直圆型柔性铰链和椭圆形柔性铰链相较于另外两种柔性铰链,其拉伸刚度更小。

建立了基于柔性铰链的二级杠杆式柔性位移放大机构模型,并考虑柔性铰链在外力作用下旋转中心发生偏移的情况下,理论推导了二级杠杆式柔性放大机构位移放大率的计算公式。当柔性放大机构选用直圆型柔性铰链时,柔性放大机构的位移放大率为 8.672;优化后的柔性放大机构位移放大率为 8.748,相较于优化前的柔性放大机构的放大率提高了 0.076。

结合构建的柔性放大机构的模型尺寸进行了有限元仿真和实验研究。有限元仿真结果显示,全直圆型铰链柔性放大机构的放大率为 8.108,优化后的柔性放大机构位移放大率为 8.342,仿真结果与理论计算的结果误差分别为 6.50%和 4.64%;优化后的柔性放大机构位移放大率相较于普通的全直圆型铰链柔性放大机构的放大率提高了 0.234。实验结果表明,全直圆型铰链柔性放大机构的放大率为 7.59,优化后的柔性放大机构位移放大率为 7.82,实验结果与有限元计算的结果误差分别为 6.39%和 6.26%;优化后的柔性放大机构位移放大率相较于普通的全直圆型铰链柔性放大机构的放大率提高了 0.23。

依据柔性铰链的柔度比特性选取合适的柔性铰链,对微纳尺度下柔性放大机构进行优化设计,进而有效的提高机构的放大率及定位精度,这种优化设计方法是可行且正确的,有利于这一类柔性放大机构的设计与应用。

novel long-stroke flexure micro-positioning system [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2013, 70 (6): 209-224.

[2] 李庆祥,王东升,李玉和. 现代精密仪器设计(第二

- 版)[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- LI Q X, WANG D SH, LI Y H. *Design of Modern Precision Instruments* [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004. (in Chinese)
- [3] 左行勇, 刘晓明. 三种形状柔性铰链转动刚度的计算与分析[J]. 仪器仪表学报, 2006, 27(12): 1725-1728.
- ZUO X Y, LIU X M. Calculation and analysis of rotational stiffness for three types of flexure hinges [J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2006, 27(12): 1725-1728. (in Chinese)
- [4] TIAN Y, SHIRINZADEH B, ZHANG D, *et al.*. Three flexure hinges for compliant mechanism designs based on dimensionless graph analysis [J]. *Precision Engineering*, 2010, 34(1): 92-100.
- [5] ZELENKA S, MUNTEANU M G, DE BONA F. Optimized flexural hinge shapes for microsystems and high-precision applications [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2009, 44(10): 1826-1839.
- [6] SMITH T S, BADAMI V G, DALE J S, *et al.*. Elliptical flexure hinges [J]. *Review of Scientific Instruments*, 1997, 68(3): 1474-1483.
- [7] 陈贵敏, 韩琪. 深切口椭圆柔性铰链[J]. 光学精密工程, 2009, 17(3): 570-575.
- CHEN G M, HAN Q. Deep-notch elliptical flexure hinges [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(3): 570-575. (in Chinese)
- [8] 陈贵敏, 刘小院, 贾建援. 椭圆柔性铰链的柔度计算[J]. 机械工程学报, 2006, 42(Z): 111-114.
- CHEN G M, LIU X Y, JIA J Y. Compliance calculation of elliptical flexure hinge [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2006, 42(Z): 111-114. (in Chinese)
- [9] 赵磊, 巩岩, 华洋洋. 直梁圆角形柔性铰链的柔度矩阵分析[J]. 中国机械工程, 2013, 24(18): 2462-2468.
- ZHAO L, GONG Y, HUA Y Y. Compliance matrix analysis of corner-filletted flexure hinge [J]. *China Mechanical Engineering*, 2013, 24(18): 2462-2468. (in Chinese)
- [10] 卢倩, 黄卫清, 王寅, 等. 深切口椭圆柔性铰链优化设计[J]. 光学精密工程, 2015, 23(1): 206-215.
- LU Q, HUANG W Q, WANG Y, *et al.*. Optimization design of deep-notch elliptical flexure hinges [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015, 23(1): 206-215. (in Chinese)
- [11] 杨志刚, 刘登云, 吴丽萍, 等. 应用于压电叠堆泵的微位移放大机构[J]. 光学精密工程, 2007, 15(6): 884-888.
- YANG ZH G, LIU D Y, WU L, *et al.*. Micro-displacement magnifying mechanism used in piezo-stack pump [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2007, 15(6): 884-888. (in Chinese)
- [12] BI S S, ZHAO S S, ZHAO X F. Dimensionless design graphs for three types of annulus-shaped flexure hinges [J]. *Precision Engineering*, 2010, 34(3): 659-666.
- [13] LOBONTIU N. Compliance-based matrix method for modeling the quasi-static response of planar serial flexure-hinge mechanisms [J]. *Precision Engineering*, 2014, 38(3): 639-650.
- [14] 王姝歆, 陈国平, 周建华, 等. 复合型柔性铰链机构特性及其应用研究[J]. 光学精密工程, 2005, 13(S1): 91-97.
- WANG SH X, CHEN G P, ZHOU J H, *et al.*. Compliant mechanisms consisted of compound flexible hinges and its applications [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2005, 13(S1): 91-97. (in Chinese)
- [15] 宫金良, 胡光学, 张彦斐. 以刚度为目标的微位移放大模块闭环设计方法[J]. 机械工程学报, 2012, 48(15): 58-64.
- GONG J L, HU G X, ZHANG Y P. Closed loop design method of micro-driving displacement amplifier module targeting for stiffness [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(15): 58-64. (in Chinese)
- [16] 沈剑英, 张海军, 赵云. 压电陶瓷驱动器杠杆式柔性铰链机构放大率计算方法[J]. 农业机械学报, 2013, 44(9): 267-271.
- SHEN J Y, ZHANG H J, ZHAO Y. Calculation method of magnification ratio for lever-type flexure hinge mechanism driven by piezoactuator [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2013, 44(9): 267-271. (in Chinese)
- [17] 李威, 叶果, 王禹桥, 等. 一种桥式微位移放大机构的性能研究[J]. 中国矿业大学学报, 2011, 40(2): 310-314.
- LI W, YE G, WANG Y Q. Study of properties of a kind of bridge-type micro-displacement mechanism [J]. *Journal of China University of Mining & Technology*, 2011, 40(2): 310-314. (in Chinese)
- [18] BOLZMACHER C, BAUER K, SCHMID U, *et al.*. Displacement amplification of piezoelectric microactuators with a micromachined leverage unit

- [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2010, 157(1): 61-67.
- [19] KIM J J, CHOI Y M, AHN D, *et al.*. A millimeter-range flexure-based nano-positioning stage using a self-guided displacement amplification mechanism [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2012, 50(2): 109-120.
- [20] XU Q S, LI Y M. Analytical modeling, optimization and testing of a compound bridge-type compliant displacement amplifier [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2011, 46(2): 183-200.
- [21] CHOI K B, LEE J J, HATA S. A piezo-driven compliant stage with double mechanical amplification mechanisms arranged in parallel [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2010, 161(1-2): 173-181.
- [22] 赵磊, 巩岩, 赵阳. 光刻投影物镜中的透镜 X-Y 柔性微动调整机构[J]. *光学精密工程*, 2013, 21(6): 1425-1433.
- ZHAO L, GONG Y, ZHAO Y. Flexure-based X-Y micro-motion mechanism used in lithographic lens [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013, 21(6): 1425-1433. (in Chinese)

作者简介:



卢 倩(1983—),男,江苏盐城人,博士研究生,盐城工学院讲师,2006年、2009年于中国矿业大学分别获得学士、硕士学位,主要从事压电精密致动技术方面的研究。E-mail: jackeylu@126.com



黄卫清(1965—),男,江苏南通人,博士,教授,博士生导师,1987年、1990年于南京航空航天大学分别获得学士、硕士学位,1999年于香港理工大学获得博士学位,主要从事超声电机技术的研究。E-mail: mehqwq@nuaa.edu.cn