

文章编号 1004-924X(2011)07-1552-08

# 单轴柔性铰链柔度系数试验装置的设计

李海星<sup>1,2\*</sup>, 丁亚林<sup>1</sup>, 惠守文<sup>1</sup>, 田海英<sup>1</sup>, 许永森<sup>1</sup>

(1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033;

2. 中国科学院 研究生院, 北京 100039)

**摘要:**为了在空间光学遥感器大尺寸反射镜柔性支撑结构的试验研究过程中获得柔度特性试验数据,设计了一种结构紧凑的单轴柔性铰链试验装置,采用该装置在材料拉伸试验机上同时实现了端部弯曲和纯弯曲试验功能。该装置利用杠杆原理实现纯弯曲加载,并采用由刚性辊子组成的约束通道对纯弯曲组件进行约束,从而降低了摩擦对载荷传递的影响。试验过程的模拟分析表明,“L”型下推杆引起的横向偏载是影响纯弯曲试验的主要因素,最大横向偏载可控制在4.783 N。试验结果和有限元分析结果及理论计算值取得了很好的一致性。与有限元分析结果相比,试验结果和理论计算值都稍偏小,试验值最大偏差为3.87%。该装置为光学反射镜柔性支撑的试验研究提供了有效的解决方案。

**关键词:**柔性铰链;柔度系数;试验装置;载荷传递;纯弯曲

**中图分类号:**V443.5;TH703 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20111907.1552

## Design of compliance factor experiment setup for single-axis flexure hinge

LI Hai-xing<sup>1,2\*</sup>, DING Ya-lin<sup>1</sup>, HUI Shou-wen<sup>1</sup>, TIAN Hai-ying<sup>1</sup>, XU Yong-sen<sup>1</sup>

(1. *Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics,  
Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;*

2. *Graduate University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039, China)*

*\* Corresponding author, E-mail: windchaster\_lhx@163.com*

**Abstract:** To obtain the test data from the experimental research on the compliance factors of the flexure support structure of a large scale reflector used in an airborne image sensor, a compact single-axis flexure hinge experimental setup was proposed and designed. By using this experimental setup, end-bending and pure moment bending experiments of the single-axis flexure hinge could be achieved on a common single-axis Material Testing System(MTS). This setup utilizes the leverage principle to realize the pure moment loading on the single-axis MTS and takes the side constraint configuration which is composed of several sets of rigid rollers to constrain the pure moment loading sub-assembly. By these ways, the effect of the friction on the load transmission was reduced greatly. Furthermore, the virtual simulation of the pure moment bending process was performed. It indicates that the side force stemmed from the constraint of “L” pushing component is the main influence factor on the bending

收稿日期:2010-08-16;修订日期:2010-09-28.

基金项目:国家 863 高技术研究发展计划资助项目(No. 2007AA701203)

processing, and the maximum side force can be controlled at 4.783 N. In order to verify the test data, Finite Element Analysis (FEA) and theoretical calculation were employed. The comparison shows that the test results are coincident with FEA results and theoretical results well, and test results and theoretical results are slightly smaller than FEA results. Compared with FEA, the maximum relative error of the test data is only 3.87%, which indicates that this experimental setup is a good solution for study of flexure support structures used in optical reflectors.

**Key words:** flexure hinge; compliance factor; experimental setup; load transmission; pure moment bending

## 1 引言

柔性铰链作为一种体积小、无机械摩擦、无间隙和高灵敏的传动结构,不仅在精密机械、精密测量和纳米技术等领域得到了广泛的应用<sup>[1-4]</sup>,在光学工程领域也颇受青睐,如反射镜柔性支撑、同步辐射角度微调装置和自动调焦机构等<sup>[5-7]</sup>。由两个相互正交的单轴柔性铰链所组成的两轴柔性支撑元件是大尺寸光学反射镜的常用支撑形式之一。

柔性铰链的承载能力和转动特性是设计应用的重要技术指标。从20世纪60年代开始,国内外学者在该领域相继开展了一系列的基础研究。Paros和Weisbord于1965年首次给出了圆弧型柔性铰链的设计计算公式<sup>[8]</sup>。Smith、Lobonitu等对导角、椭圆、抛物线和双曲线形柔性铰链进行了系统的理论研究,给出了柔度和转动精度的解析表达式,并进行了大量的数值分析计算<sup>[9-10]</sup>;Xu等使用有限元法对直圆、导角和椭圆3种形式柔性铰链的精度进行了对比分析<sup>[11]</sup>;Ruy综述了影响柔性铰链机构执行精度的各种误差源<sup>[12]</sup>。国内的许多学者也对柔性铰链进行了大量的研究<sup>[13-16]</sup>,吴鹰飞等进一步简化了Paros和Weisboro给出的直圆型柔性铰链理论计算公式<sup>[13]</sup>;陈贵敏等推导了椭圆切口和混合型柔性铰链的柔度公式<sup>[14-15]</sup>。这些基础研究为柔性铰链的实际应用提供了重要的理论参考,但是设计计算比较复杂,不便使用。因此,特定材料条件下,柔性铰链的承载特性数据对具体的工程应用具有重要的现实意义。

在空间光学遥感器的大尺寸反射镜柔性支撑

结构的研究中,为了获得其柔度特性和承载能力的第一手试验数据,需要研究不同结构参数对该支撑结构柔度特性的影响规律。本文设计了一种结构紧凑的单轴柔性铰链试验装置,通过使用该装置,可在普通材料试验机上进行单轴柔性铰链的端部弯曲和纯弯曲试验,从而避免了在单轴材料试验机上进行纯弯曲加载的困难,为试验的顺利进行提供了重要的硬件支撑条件。

## 2 单轴柔性铰链的柔度模型

圆弧切口柔性铰链是单轴柔性铰链的典型代表,其基本结构参数如图1(a)所示,其中 $L$ 为柔性铰链的长度,亦等于切口部位圆弧的直径, $t$ 为柔性部位最小厚度, $w$ 为宽度。其力学分析模型如图1(b)所示。

图1中的XY面是柔性铰链的易变形面,位于该平面内的载荷 $F_{1x}$ ,  $F_{1y}$ 和 $M_{1z}$ 是引起结构变形的的主要载荷,称为面内载荷。忽略其余次要载荷的作用,单轴柔性铰链自由端的位移和载荷关系为

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ \theta_{1z} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{x,F_x} & 0 & 0 \\ 0 & C_{y,F_y} & C_{y,M_z} \\ 0 & C_{y,M_z} & C_{\theta_z,M_z} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ M_{1z} \end{Bmatrix}. \quad (1)$$

式(1)右端的矩阵称为柔度矩阵,依照经典梁理论,其中的各项系数为

$$C_{x,F_x} = \frac{1}{E\omega} \int_0^L \frac{dx}{t(x)}, \quad (2)$$

$$C_{y,F_y} = \frac{12}{E\omega} \int_0^L \frac{x^2 dx}{t(x)^3}, \quad (3)$$

$$C_{y,M_z} = \frac{12}{E\omega} \int_0^L \frac{x dx}{t(x)}, \quad (4)$$

$$C_{\theta_z}, M_z = \frac{12}{E\omega} \int_0^L \frac{dx}{t(x)^3}, \quad (5)$$

式中： $E$  为材料的弹性模量， $\omega$  为柔性铰链的宽度（ $z$  向尺寸）。

从式(2)~(5)的表达形式可看出，在  $\omega$  一定的情况下，柔性铰链切口部位的结构尺寸会对其柔度特性产生较大的影响。

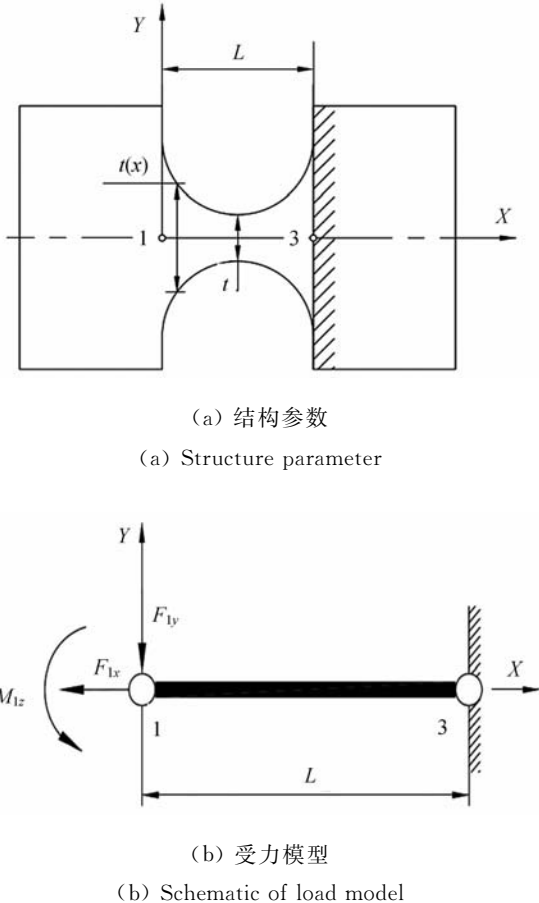


图 1 圆弧切口柔性铰链结构参数及受力模型

Fig. 1 Structure and load model of single axis flexure hinge

### 3 试验原理

为了对图 1 所示的单轴柔性铰链的柔度特性进行试验研究，也就是通过试验手段确定式(2)~(5)的数值。在施加式(1)右端的载荷向量，并获得相应位移向量的基础上，通过求解方程组(1)便可得到柔性铰链的柔度特性数据。式(1)载荷向量中的  $F_{1x}$  在材料试验机上容易得到，在此不作赘述。 $F_{1y}$  和  $M_{1z}$  的加载方法如图 2(a)和(b)所

示，其中的纯弯曲载荷  $M_{1z} = F \cdot L_m$ 。

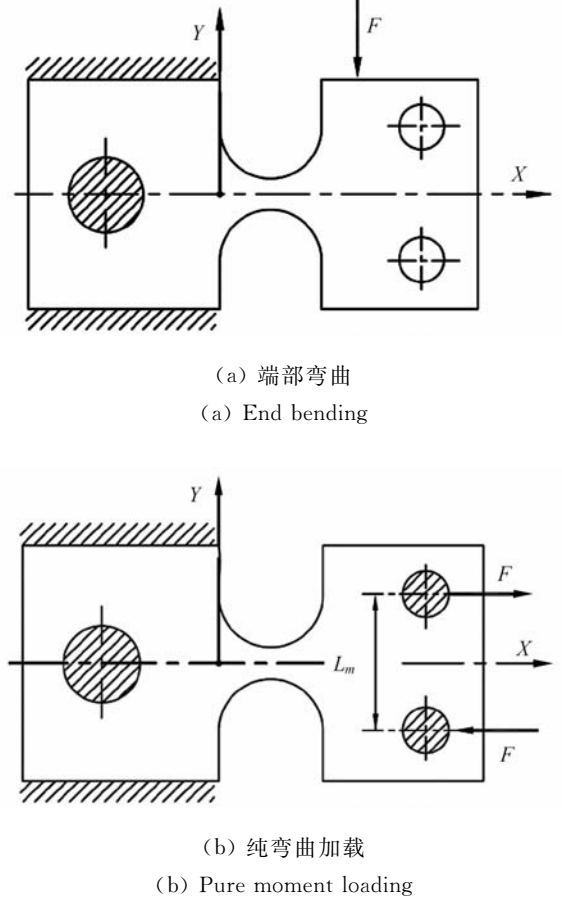


图 2 单轴柔性铰链弯曲试验原理

Fig. 2 Schematic diagram of single-axis flexure hinge bending experiment

### 4 试验装置及关键组件

试验的加载平台是 MTS810 型电子万能材料试验机，该试验机配备了高精度的位移传感器，可以满足位移测量需求。但是，该试验机只能进行单向拉压加载，不能实现纯弯曲加载。试验装置的设计是基于该试验平台的现有条件而展开的。

#### 4.1 试验装置

试验装置的整体结构如图 3 所示，主要由外围组件、端部弯曲组件、纯弯曲组件和支撑框架组件组成。外围组件主要用作辅助试验，一方面提供了与材料试验机活动横梁的接口，以实现载荷施加，另一方面辅助测量位移和固定工件。端部弯曲组件由压块、施压柱和压块导柱组成，以确保

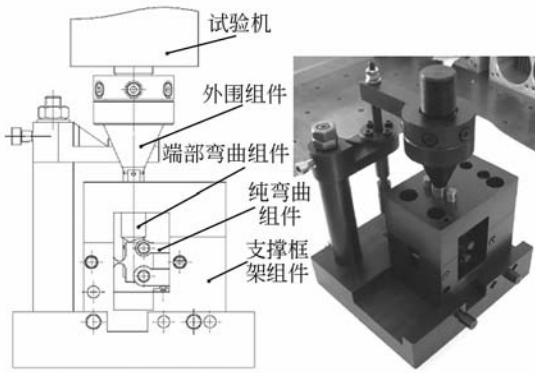
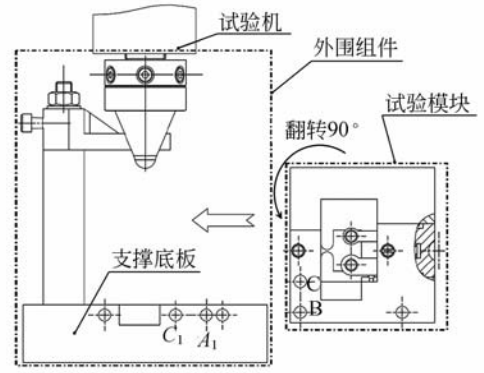


图 3 试验装置整体结构

Fig. 3 Structure of experimental setup



(b) 纯弯曲试验

(b) Pure bending experiment

图 4 试验过程中外围组件与试验模块的装配关系

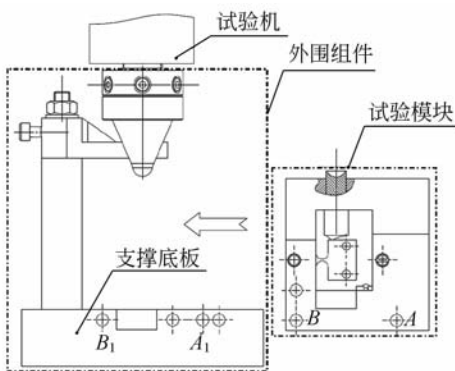
Fig. 4 Assembling of test model and outer accessory in test

试验过程中载荷顺利施加到试样的指定位置。纯弯曲组件主要由上拉杆、下推杆、过渡杠杆和施压块组成,可以将一个单向作用力分解为一对大小相等,方向相反的作用力,形成力偶作用,从而实现纯弯曲加载,试验过程如图 4 所示。当支撑框架组件上只安装端部弯曲组件时,将装好试样的试验模块沿图 4(a)所示方向嵌入支撑底板,使 A、B 孔分别对准支撑底板上的 A<sub>1</sub>、B<sub>1</sub> 孔,并通过销钉固定于支撑底板,然后通过试验机加载来进行端部弯曲试验。当支撑框架组件上只安装纯弯曲组件时,可进行纯弯曲试验,试验模块与支撑底板的安装关系如图 4(b)所示。当进行纯弯曲试验时,每调换一个试样,需要将装好试件的试验模块绕其轴线翻转 90°,使试验模块的 B 和 C 孔分别对准支撑底板上的 A<sub>1</sub> 和 C<sub>1</sub> 孔,并通过销钉将其固定于支撑底板,同时确保压头的球头对准施压块的球窝部位。

整个试验过程中,力和位移信息的采集是同步的,具有一一对应关系;而且,还可以任意设定载荷步的大小。这样可以记录整个试验过程中每个瞬时的力和位移数值,从而为后续的数据分析提供足够的信息。

#### 4.2 纯弯曲加载

纯弯曲加载原理如图 5 所示。由力的平衡原理可知,作用于施压块的压缩载荷  $F_0$ 。分别分配给下推杆和过渡杠杆的 A 端各  $F$  量值,其作用方向与  $F_0$  相同。过渡杠杆是等臂杠杆,其 A 端的力传递到 B 端后,作用方向改变 180°,从而作用在上拉杆的载荷为  $F_2 = -F$ 。最后,在试件的  $P_1$  和  $P_2$  位置处施加了一对大小相等、方向相反的作用力,实现了纯弯矩加载,其中的纯弯曲组件结构如图 6 所示。



(a) 端部弯曲试验

(a) End bending experiment

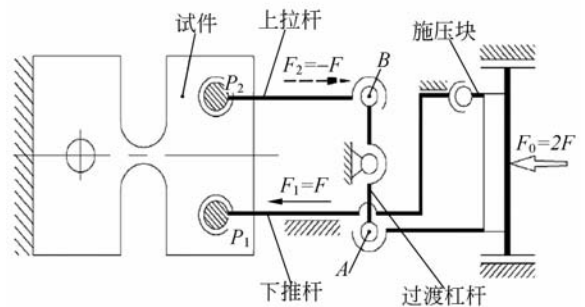


图 5 纯弯曲加载原理

Fig. 5 Schematic diagram of pure bending loading-moment

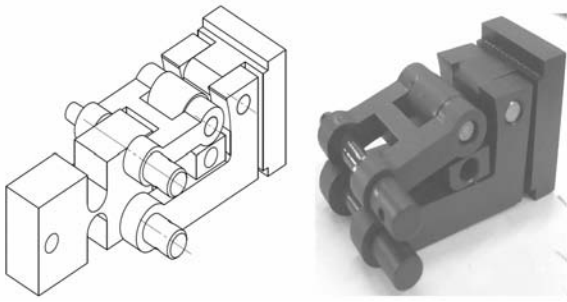


图 6 纯弯曲组件

Fig. 6 Sub-assembly of pure bending moment structure

## 5 载荷传递影响因素分析

在纯弯曲试验过程中,作用于试样上的载荷存在两种潜在的误差:一种是由于上拉杆和下推杆传递载荷差异所造成的力偶矩误差( $F_t \neq F_p$ );另一种是下推杆阻碍试样转动所产生的横向偏载 $F_s$ 。为了减小力偶矩误差,采用一种由刚性辊子组成的加载通道来约束纯弯曲组件,这些刚性辊子仅约束“L”型下推杆,其原理如图 7 所示。为了减小横向偏载 $F_s$ 对试验的影响,将下推杆的活动销插孔设计为长圆孔,削弱其对试样的横向约束,从而达到了降低侧向约束力的目的。

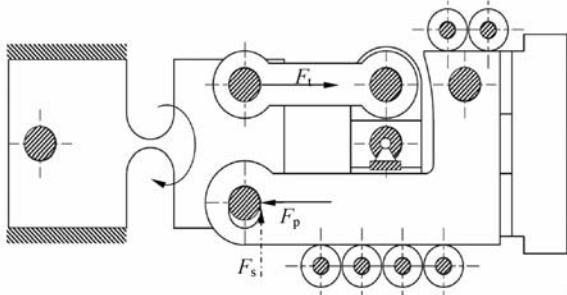


图 7 纯弯曲组件的约束通道

Fig. 7 Side constraints acted on pure bending moment sub-assembly

同时使用有限元方法对上述处理方式的有效性进行了验证。

分析计算选用 MSC/Nastran 的 600 求解器,该求解器具有强大的非线性求解计算能力,可以解算接触等高度非线性问题。有限元建模过程中,为了提高求解效率,各辊子和连接销钉按解析刚体进行处理,其余零件按弹性体处理。试样材

料参数按 TC4 的实验结果选取,其余按钢材选取,作用载荷按预先设计的工作载荷进行施加。图 8 给出了模拟试验过程中该结构的变形分布图,从图中可看出试验过程中整体结构的弹性变形很小,这是该装置能够正常使用的重要保证。

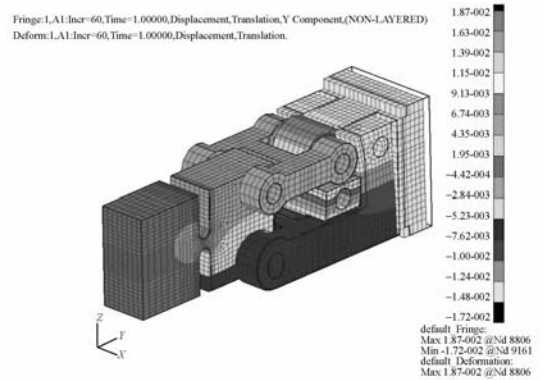


图 8 纯弯曲过程模拟试验的结构变形分布图

Fig. 8 Displacement contour plot of pure bending moment components in simulating test

通过分析可知:(1)在模拟试验过程中,横向偏载占传递载荷的百分比( $F_s/F_p$ )不大于 1.26%,最大横向偏载为 4.783 N;(2)载荷传递过程中,过渡杠杆的结构变形是引起力偶矩误差的主要原因,这种结构变形因素所造成的传递载荷最大误差为  $\Delta = F_t - F_p/F_p = 4.31\%$ 。

## 6 试验结果验证

完成试验之后,使用有限元和理论计算对试验结果进行了验证分析。为了提高有限元分析结果的可靠性,对试样材料 TC4 的力学性能进行了实际测量,图 9 是所获得的应力-应变曲线。试样的基本参数: $w=10$  mm, $L=3$  mm,最薄部位尺寸 $t$ 分别为 1,1.5 和 2 mm,如图 10 所示。

表 1 列出了 3 种不同尺寸单轴柔性铰链柔度系数的试验值、有限元分析结果和理论计算值<sup>[17]</sup>。从表中的数据可以看出,试验结果、有限元分析结果和理论计算值具有很好的一致性。与有限元分析结果相比,理论值和试验值都稍偏小,理论值更接近有限元分析结果,试验值和有限元分析结果的最大偏差为 3.87%,结果表明该试验装置达到了预期的使用效果。

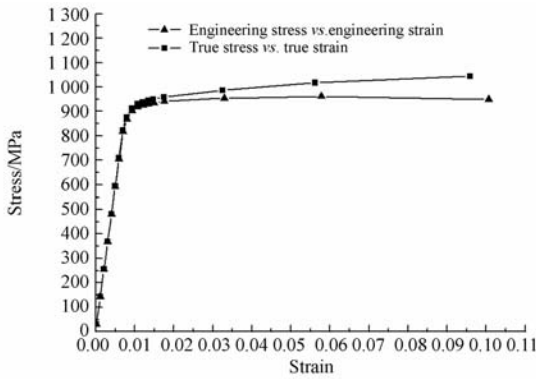


图 9 TC4 力学性能曲线

Fig. 9 Stress-strain curve of TC4

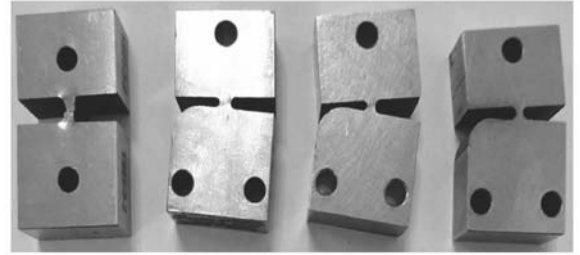


图 10 单轴柔性铰链试样

Fig. 10 Single-axis flexure hinge specimen

表 1 柔度系数试验结果和有限元分析结果及理论结果对比

Tab. 1 Comparison of compliance factors between experimental results, finite element results, and theoretical results

试样 编号	特征尺寸 /mm	结果类型	$C_{x,F_x}$ /(mm · N <sup>-1</sup> )	$C_{y,F_y}$ /(mm · N <sup>-1</sup> )	$C_{y,M_z}$ /N <sup>-1</sup>	$C_{\theta_x,M_z}$ /(rad · N <sup>-1</sup> · m <sup>-1</sup> )
1	t=1	试验	$3.28 \times 10^{-5}$	$6.38 \times 10^{-4}$	$2.03 \times 10^{-5}$	$3.97 \times 10^{-3}$
		有限元	$3.37 \times 10^{-5}$	$6.61 \times 10^{-4}$	$2.09 \times 10^{-5}$	$4.08 \times 10^{-3}$
		理论	$3.32 \times 10^{-5}$	$6.47 \times 10^{-4}$	$2.05 \times 10^{-5}$	$4.01 \times 10^{-3}$
2	t=1.5	试验	$3.00 \times 10^{-5}$	$2.63 \times 10^{-4}$	$1.13 \times 10^{-5}$	$2.27 \times 10^{-3}$
		有限元	$3.11 \times 10^{-5}$	$2.73 \times 10^{-4}$	$1.18 \times 10^{-5}$	$2.36 \times 10^{-3}$
		理论	$3.06 \times 10^{-5}$	$2.67 \times 10^{-4}$	$1.16 \times 10^{-5}$	$2.31 \times 10^{-3}$
3	t=2.0	试验	$2.58 \times 10^{-5}$	$1.39 \times 10^{-4}$	$0.73 \times 10^{-5}$	$1.45 \times 10^{-3}$
		有限元	$2.68 \times 10^{-5}$	$1.44 \times 10^{-4}$	$0.76 \times 10^{-5}$	$1.51 \times 10^{-3}$
		理论	$2.63 \times 10^{-5}$	$1.41 \times 10^{-4}$	$0.75 \times 10^{-5}$	$1.48 \times 10^{-3}$

## 7 结 论

本文设计了一种单轴柔性铰链柔度特性试验装置,并分析了该装置的载荷传递特性。分析表明,“L”型下推杆引起的横向偏载是纯弯曲试验的主要影响因素,通过采用长圆形活动插销孔可以大大减小横向偏载分量,整个试验过程中,横向

偏载占传递载荷的百分比( $F_s/F_p$ )不大于1.26%,最大横向偏载为4.783 N。与之相比,纯弯曲试验过程中过渡杠杆结构变形所引起的力偶矩误差是可以忽略的。使用该装置获得了满意的试验结果,试验值与有限元结果及理论计算值具有很好的一致性,理论值和试验值较有限元结果稍偏小,试验值和有限元结果的最大偏差为3.87%,满足工程应用精度要求,取得了预期的使用效果。

## 参考文献:

[1] 陈贵敏,韩琪.深切口椭圆柔性铰链[J].光学精密工程,2009,17(3):570-574.  
CHEN G M, HAN Q. Deep-notch elliptical flexure hinges[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009,17(3):570-574. (in Chinese)  
[2] TIAN Y L, BIJAN S, ZHANG D W, et al.. De-

velopment and dynamic modeling of a flexure-based Scott-Russell mechanism for nano-manipulation [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2009,23:957-978.  
[3] DONG J Y, QING Y, PLACID M F. A novel parallel-kinematics mechanism for integrated, multi-axis nano-positioning [J]. *Precision Engineering*, 2008,32:20-33.

- [4] 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(增刊):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(supp.):91-97. (in Chinese)
- [5] 郭疆,何欣.大口径空间遥感相机主反射镜支撑设计[J].光学精密工程,2008,16(9):1642-1647.  
GUO J, HE X. Design of support for primary mirror of space remote sensing camera [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008,16(9):1642-1647. (in Chinese)
- [6] 闫勇,贾继强,金光.新型轻质大口径空间反射镜支撑设计[J].光学精密工程,2008,8:1533-1538.  
YAN Y, JIA J Q, JIN G. Design of new type space borne light-weighted primary mirror support [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008,8:1533-1538 (in Chinese)
- [7] 孙宝玉.空间光学传感器柔性支撑结构设计[J].哈尔滨工业大学学报,2009,41(7):184-186.  
SUN B Y. Design of flexible supporting structure for optical space remote sensor [J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2009,41(7):184-186. (in Chinese)
- [8] PAROS J M, WEISBORD L. How to design flexure hinges[J]. *Machine Design*. 1965,37(27):151-156.
- [9] SMITH S T, BADAMI V G, DALE J S, *et al.*. Elliptical flexure hinges [J]. *Review of Scientific Instrument*, 1997,68(3):1474-1483.
- [10] LOBONTIU N, PAINE J S N, GARCIA E, *et al.*. Corner-filletted flexure hinges [J]. *ASME Journal of Mechanical Design*, 2001,123(3):346-352.
- [11] XU W, KING T G. Flexure hinges for piezo-actuator displacement amplifiers; flexibility, accuracy and stress considerations [J]. *Precision Engineering*, 2002,19(1):4-10.
- [12] RUY J W, GWEON D G. Error analysis of a flexure hinge mechanism induced by machining imperfection [J]. *Precision Engineering*, 2001,21(4):83-89.
- [13] 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 ZH Y. Design of flexure hinges [J]. *Engineering Mechanics*, 2002,19(6):136-140. (in Chinese)
- [14] CHEN G M, SHAO X D, HUANG X B. A new generalized model for elliptical arc flexure hinges [J]. *Review of Scientific Instruments*, 2008,79(095103):1-8.
- [15] CHEN G M, LIU X Y, GAO H W, *et al.*. A generalized model for conic flexure hinges [J]. *Review of Scientific Instruments*, 2009,80(055106):1-10.
- [16] 张志杰,袁怡宝.典型柔性铰链柔度性能的计算与分析[J].工程力学,2008,25(4):106-110.  
ZHANG ZH J, YUAN Y B. Compliance calculation and analysis of typical flexure hinges [J]. *Engineering Mechanics*, 2008,25(4):106-110. (in Chinese)
- [17] LOBONITU N. *Compliant Mechanisms Design of Flexure Hinges* [M]. New York: CRC Press, 2003.

## 作者简介:



李海星(1980—),男,河南灵宝人,博士研究生,2003年、2006年于吉林大学分别获得学士和硕士学位,主要从事航空遥感相机稳定成像技术方面的研究。  
E-mail:windchaser\_lhx@163.com



惠守文(1974—),男,吉林白城人,研究员,2003年于中国科学院长春光学精密机械与物理研究所获得硕士学位,主要从事航空光学遥感仪器方面的研究。  
E-mail:hs\_w\_1@sohu.com

## 导师简介:



田海英(1975—),女,山西汾阳人,博士,研究员,2004年于中国科学院长春光学精密机械与物理研究所获得博士学位,主要从事航空光学遥感技术方面的研究。E-mail: tianhy@ciomp. ac. cn



丁亚林(1964—),男,吉林长春人,研究员,博士生导师,主要从事航空遥感相机稳定成像技术的研究。E-mail: dingyl1964@sohu. com

## ●下期预告

## 两路脉冲固体激光器相干合成实验

卢常勇<sup>1</sup>,李 莉<sup>2</sup>,刘 旭<sup>1</sup>,朱孟真<sup>1</sup>,米朝伟<sup>1</sup>,刘 洋<sup>1</sup>,黎 伟<sup>1</sup>,张广远<sup>1</sup>

(1. 武汉军械士官学校 光电技术研究所,湖北 武汉 430075;

2. 武汉军械士官学校 光学教研室,湖北 武汉 430075)

采用迈克尔逊干涉复合腔技术进行了两路固体激光器相干合成的实验研究。该方案利用了双光束干涉时的相干相长和相干相消特性,结合谐振腔自身的增益损耗原理,从而获得两路激光器的被动式相干合成。理论分析了该技术的锁相机理,并在实验中实现了两路脉冲固体激光器的相位锁定,获得了单脉冲能量 300 mJ 的相干合成激光输出,合束效率约为 80%。实验表明,采用迈克尔逊干涉复合腔技术实现相干合成具有自选择和自调整的特点,且结构简单、合束效率高,可以实现多路固体激光器的相干合成。