

文章编号 1004-924X(2012)02-0313-08

高精度无导轨位移平台误差分析

曹佃生^{1,2}, 高云国^{1*}

- (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:研究了基于补偿式柔性平行四杆机构的高精度位移平台的运动精度,对变形板尺寸误差、比例杆球心距误差和内外变形板装配夹角误差等误差源进行了分析计算。采用半梁模型分析了变形板,得到变形板行程与耦合位移量的关系,给出了平台直线度误差和耦合位移量误差关于平台位移和变形板尺寸的表达式。使用自准直仪和高精度微分测量头对平台直线度和耦合位移量进行了测量,结果表明,该补偿式结构的高精度无导轨位移平台在大行程(5 mm)工作时,仍具有较高的运动精度,直线度小于 $1.5''$,耦合位移量小于 $13.7\ \mu\text{m}$,与理论分析吻合。

关键词:位移平台;直线度;耦合位移;柔性四杆机构;变形板

中图分类号:TH703;TP273 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20122002.0313

Error analysis of precise non-guiding displacement platform

CAO Dian-sheng^{1,2}, GAO Yun-guo^{1*}

- (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: gaoyunguo@163.com*

Abstract: The motion accuracy of a platform based on two compensated flexible four-bar linkages was researched and three error sources, namely, batten size error, the sphere center distance error of ratio lever and the assembling angle between the inner and external battens were analyzed. A semi-beam model was established to analyze the deformation of the batten and the relationship between working displacement and coupled displacement. The expressions of the platform straightness error and the limiting coupled displacement error which was concerned with the platform displacement and the batten sizes were derived. Finally, an autocollimator and a high precise measuring head were used in the measurements of the platform straightness and the coupled displacement. The experimental results show that the straightness error is smaller than $1.5''$ and the coupled displacement error is less than $13.7\ \mu\text{m}$ when the stroke of the displacement platform is no longer than 5 mm. It is proved that the platform works with high motion accuracy and the experimental result is consistent with the analysis results.

收稿日期:2011-05-23;修订日期:2011-07-06.

基金项目:中国科学院长春光学精密机械与物理研究所三期创新工程资助项目(No. 061X20C060)

Key words: displacement platform; straightness; coupled displacement; flexible four-bar linkage; bat-ten

1 引言

精密位移和定位技术在光学、电子、微机电系统、航空航天、机械制造和生物医学等领域都有着重要的地位,是前沿学科和工程技术领域的关键技术之一^[1-2]。精密位移和定位一般通过高精度位移平台来实现。与传统的机械结构相比,柔性机构具有无机械摩擦、体积小、便于安装、免维护、运动灵敏度和分辨率高等优点,因此在现代的高精度位移平台中多有应用。

由于平行四杆机构具有良好的导向性能^[3],很多学者提出了基于柔性铰链或者柔性板组合的柔性四杆机构的高精度无导轨位移平台,并获得了较高的运动精度。直线度和耦合位移量是评价无导轨类平台性能的两个重要的指标。在运动过程中平台倾角的变化量称为平台直线度;由于平台结构或者其他原因,平台在进行一维运动时,沿与工作方向垂直的方向上产生的位移量称为平台的耦合位移量。目前,常见的无导轨平台多是基于单平行四边形结构和多平行四边形组合结构^[4-9]。单平行四边形结构的行程较小,耦合位移量随工作位移的增大迅速增加。多四边形组合结构可以在一定程度上减小耦合位移量,但是同样不能获得较大的位移,且在最大行程处需要较大的驱动力。基于补偿式结构的无导轨位移平台可以较好地解决行程和驱动力的问题。

针对采用伪刚体模型对柔性机构近似分析产生的误差,本文采用半梁理论对柔性变形板进行了分析计算,得到变形板在不同工作位移下的耦合位移量表达式。对变形板尺寸误差、比例杆球心距误差和内外变形板装配夹角误差等误差源进行了分析计算,求得平台直线度极限误差和耦合位移量极限误差。通过对误差源的分析,得到了各误差源对平台精度的影响,实验结果同理论分析吻合,为基于柔性结构的高精度无导轨类平台提供了一种理论分析方法。

2 工作原理简介

高精度无导轨平台采用补偿式柔性平行四杆结构和比例杆驱动结构实现一维精密运动,其结构示意图如图 1 所示。

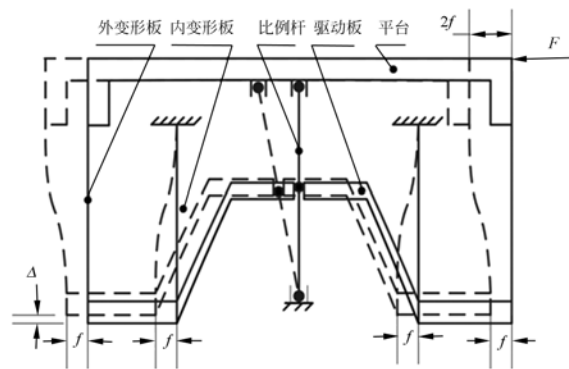


图 1 平台结构示意图

Fig. 1 Framework of the platform

内变形板的上端固定于支架,下端固定于驱动板,外变形板的下端固定于驱动板,上端固定于平台,内外变形板尺寸相同,比例杆的 3 个球心等距。在力 F 的作用下,平台产生 $2f$ 的位移,在比例杆的驱动下,内外变形板下端的位移均为 f ,外变形板上端的位移为 $2f$,内外变形板在工作方向上的绝对变形量均为 f ,从而保证 4 个变形板变形量一致。内外两个平行四边形结构保证平台运动的直线度,内外变形板在垂直方向的耦合位移量大小相等方向相反,保证平台只在工作方向产生位移并补偿耦合位移。

3 直线度误差分析

根据平台的工作原理,平台直线度是靠双层平行四边形结构来保证的,因此,任何一层平行四边形结构的直线度误差均会引起平台的直线度误差。由于两层结构对称,取外层结构作为研究对象,其变形情况如图 2 所示。

在平台中,4 个变形板的尺寸和受力情况是

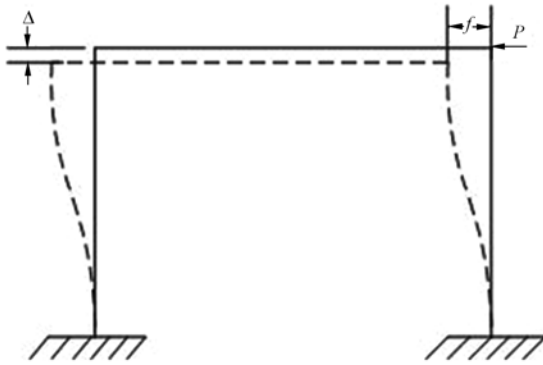


图 2 外层变形板变形示意图

Fig. 2 Deformation of external batten structure

相同的,为了研究变形板尺寸对平台运动精度的影响,取其中一个变形板进行分析。由于平台其他部件的刚度远大于变形板,可以认为在平台工作过程中只有变形板发生变形^[10]。变形板运动端受到连接板的导向作用,底端固定,因此两端的转角都为零,自由端必定受力 F 和力矩 M 的共同作用。变形板的受力模型如图 3 所示。

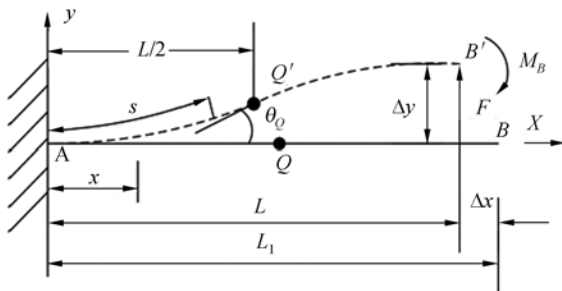


图 3 变形板受力模型

Fig. 3 Force model of the batten

变形板在离 A 点距离为 x 处的弯矩为:

$$M(x) = F(L - x) - M_B, \quad (1)$$

从力学方面有:

$$\frac{1}{\rho(x)} = \frac{M(x)}{EI}, \quad (2)$$

式中, $1/\rho(x)$ 为横坐标 x 处的曲率, EI 为变形板的抗弯刚度。

从数学方面有:

$$\frac{1}{\rho(x)} = \frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{[1 + (\frac{dy}{dx})^2]^{3/2}}, \quad (3)$$

联立式(2)、(3)有:

$$\frac{M(x)}{EI} = \frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{[1 + (\frac{dy}{dx})^2]^{3/2}}, \quad (4)$$

对上式进行积分:

$$\frac{\frac{dy}{dx}}{[1 + (\frac{dy}{dx})^2]^{1/2}} = \frac{1}{EI} (-Fx^2 + 2FLx - 2M_Bx) + C, \quad (5)$$

利用边界条件: $y(0) = 0, y'(0) = 0; y(L) = L, y'(L) = 0$ 解得:

$$C = 0, M_B = \frac{1}{2} FL, \quad (6)$$

代入上式得:

$$M(\frac{L}{2}) = 0. \quad (7)$$

将式(7)代入式(2)可知中点 Q 处的曲率为零。由于变形板在两端受力和弯矩的作用,而在 Q 点只受力 F 的作用,说明弯矩在以 Q 点对称的位置大小相等方向相反,因此,变形板的变形关于 Q 点反对称,在 Q 点处有最大转角 θ_Q 。所以,变形板的变形可以简化为两个反对称悬臂梁模型的叠加。Q 点在 x 方向和 y 方向上的位移量均为 B 点的一半,半梁模型如图 4 所示。

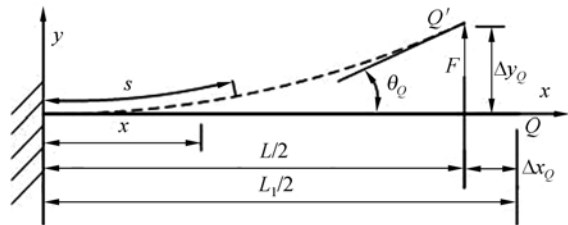


图 4 半梁模型

Fig. 4 Semi-beam model

根据悬臂梁方程,列出 Elastica 方程组^[11]:

$$\begin{cases} \frac{d\theta}{ds} = \frac{M}{EI} \\ \frac{dx}{ds} = \cos \theta, \frac{dy}{ds} = \sin \theta \end{cases}, \quad (8)$$

可以解得 Q 点在 x 方向上的耦合位移量为:

$$\Delta x_Q = \frac{L}{2} \left(1 - \frac{\sqrt{2(2r^2 - 1)}}{K(r) - F[r, \arcsin(\frac{1}{\sqrt{2}r})]} \right), \quad (9)$$

式中, $F(r, \Phi) = \int_0^\Phi \frac{d\Phi}{\sqrt{1 - r^2 \sin^2 \Phi}}$ 为不完全的第一类椭圆积分;

$K(r) = F(r, \frac{\pi}{2})$ 为完全的第一类椭圆积分;

$r = \sqrt{(1 + \sin \theta)/2}$ 为中间变量。

可见, Q 点在 x 方向的耦合位移量取决于变形板的高度和最大转角, 而最大转角是由 Q 点在 y 方向上的位移量决定的。因此, 变形板变形时的耦合位移量是变形板高度 L 和工作位移 f_B 的函数:

$$2\Delta x_Q = g(L, f_B). \quad (10)$$

若变形板高度不相等, 在工作过程中会使平台在直线运动过程中产生转动量, 形成直线度误差:

$$\Delta\theta = \theta_1 - \theta_2 = \frac{g(L, f) - g(L + \delta, f)}{c}. \quad (11)$$

由于内层变形板和外层变形板分别存在直线度误差 $\Delta\theta_1$ 和 $\Delta\theta_2$, 平台的综合直线度误差^[13-14]为:

$$\Delta\theta_{\text{sum}} = \sqrt{\Delta\theta_1^2 + \Delta\theta_2^2}. \quad (12)$$

平台内外变形板尺寸为 $H \times L \times B = 50 \text{ mm} \times 31.5 \text{ mm} \times 0.5 \text{ mm}$, 平行板高度尺寸最大加工误差 $\delta = 0.05 \text{ mm}$, 内层变形板间距 $c_1 = 55 \text{ mm}$, 外层变形板间距 $c_2 = 100 \text{ mm}$, 在平台的最大位移 $2f = 5 \text{ mm}$ 时, 代入前面公式得, 平台的极限直线度误差为 $1.5''$ 。

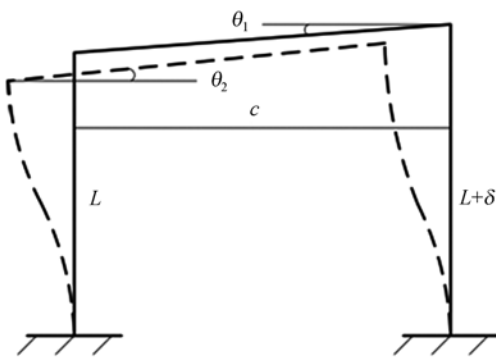


图 5 直线度误差来源示意图

Fig. 5 Error source of the platform straightness

4 耦合位移量误差分析

4.1 误差来源

由无导轨位移平台的工作原理, 运动过程中的耦合位移量主要受 3 方面误差的影响^[15]: (1) 变形板的尺寸误差, 主要是内外变形板的高度误

差; (2) 比例杆的尺寸误差, 主要是比例杆的球心不等距误差; (3) 内外变形板的安装夹角误差。

4.2 单项误差分析

4.2.1 变形板尺寸误差

内外变形板的高度不相等, 使内变形板向上的耦合位移量和外变形板向下的耦合位移量不能完全补偿抵消, 从而使平台产生耦合位移量误差。

在内外层变形板高度尺寸误差为 δ_1 时, 平台的耦合位移量为:

$$\Delta y_1 = g(L, f) - g(L + \delta_1, f). \quad (13)$$

当平台内外变形板高度尺寸最大加工误差 $\delta_1 = 0.05 \text{ mm}$, 平台的最大位移 $2f = 5 \text{ mm}$ 时, 代入公式(13)得平台的极限耦合位移误差 $\Delta y_1 = 0.2 \mu\text{m}$ 。

4.2.2 比例杆尺寸误差

若比例杆的中心不严格等距, 内外变形板的自由端的位移量不能严格保证是 1:2 的关系, 从而使得内外变形板引起的耦合位移量不相等, 平台将产生耦合位移量误差, 如图 6 所示。比例杆球心距为 s , 球心距误差为 δ_2 , 平台位移为 $2f$, 在比例杆的驱动下内外变形板的自由端相对于固定端的位移量分别为 $f(1 + \frac{\delta_2}{s})$, $f(1 - \frac{\delta_2}{s})$, 平台的耦合位移量误差为:

$$\Delta y_2 = g[L, f(1 + \frac{\delta_2}{s})] - g[L, f(1 - \frac{\delta_2}{s})]. \quad (14)$$

当比例杆的最大球心距误差 $\delta_2 = 0.05 \text{ mm}$, 平台的最大位移 $2f = 5 \text{ mm}$ 时, 代入公式(14)得, 平台的极限耦合位移误差为 $\Delta y_2 = 1.7 \mu\text{m}$ 。

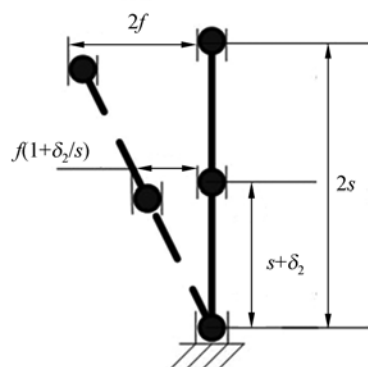


图 6 比例杆误差

Fig. 6 Error of the ratio lever

4.2.3 内外变形板的安装夹角误差

内外变形板在初始安装位置时应是相互平行

的,若存在夹角 α ,在其中一层变形板位移量为零时,另外一层变形板已经存在一定的位移量,在比例杆的驱动下两层变形板的绝对变形量不同,使得耦合位移量不能抵消,产生平台的耦合误差。当变形板夹角为 α ,平台位移为 $2f$ 时,平台的耦合位移量为:

$$\Delta y_3 = g[L, (f + L\alpha)] + g(L, \alpha) \quad (15)$$

当内外变形板安装夹角误差 $\alpha = \pm 0.1^\circ$,平台的最大位移 $2f = 5 \text{ mm}$ 时,代入公式(15)得,平台的极限耦合位移误差 $\Delta y_3 = 13.6 \text{ }\mu\text{m}$ 。

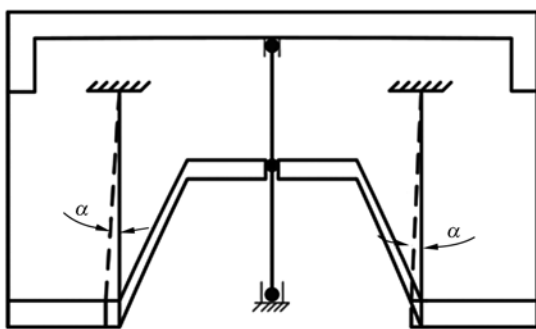


图 7 变形板装配夹角误差
Fig. 7 Assemble angle of the battens

综合以上分析,根据误差合成理论,可以获得平台耦合位移量的总误差极限值。

$$\Delta Y = \sqrt{\Delta y_1^2 + \Delta y_2^2 + \Delta y_3^2} \quad (16)$$

平台的耦合位移量误差随工作位移的增大而增大,在最大行程处,平台耦合位移量极限误差为:

$$\Delta Y_{\max} = \sqrt{0.2^2 + 1.7^2 + 13.6^2} = 13.7 \text{ }\mu\text{m}.$$

5 实验分析

5.1 直线度实验

直线度是无导轨位移平台精度的主要参数,使用自准直仪对平台的直线度进行测量。自准直仪量程为 $0 \sim 10'$,最小分辨率为 $0.1''$ 。将位移平台固定在试验台上,使自准直仪对准平台的工作方向,通过观察固定于平台上的反射镜在不同的位移下产生的微小偏角,来获得平台的直线度误差。如图 8 所示。

在 5 mm 行程内,每间隔 0.5 mm 测量平台的直线度误差,实验结果如图 9 所示。平台的最

大直线度误差为 $0.7''$,实验值在无导轨位移平台的允许设计误差范围($1.5''$)内,平台的直线度满足设计要求。

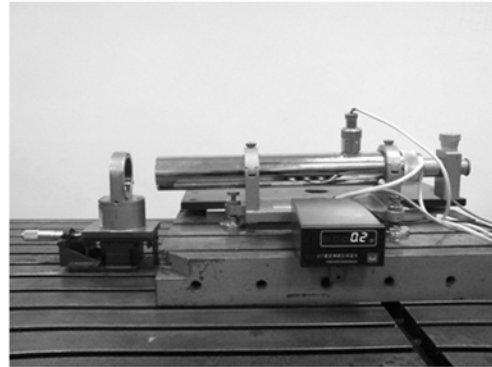


图 8 平台直线度实验

Fig. 8 Experiment of the platform straightness

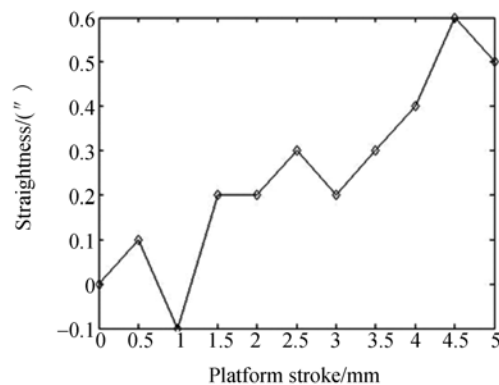


图 9 平台直线度折线图

Fig. 9 Line graph of the platform straightness

5.2 耦合位移量实验

耦合位移量是无导轨位移平台的另外一个重要参数,使用高精度测量头对平台的耦合位移量进行测量。如图 10 所示,高精度测量头的量程为

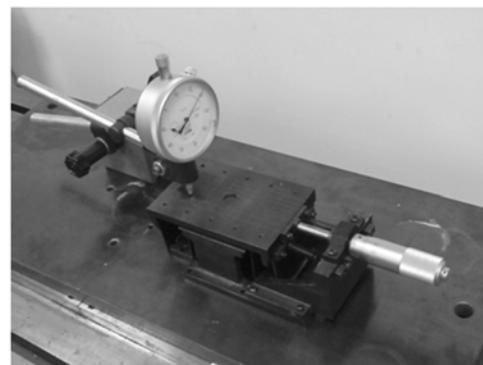


图 10 平台耦合位移量实验

Fig. 10 Experiment of coupled displacement of the platform

0~1 mm,最小分辨率为 $1\ \mu\text{m}$ 。将高精度测量头垂直放置于平台的工作表面,在平台工作表面沿工作方向的直线上取若干点,测量它们在不同的位移时的耦合位移量大小,结果如表 1 的所示。

为了便于观测,将表 1 中数据绘制图形如图 11 所示。各测试点在不同位移下的耦合位移量连线几乎平行,其中,倾角是由于平台本身的加工和装配引起的,说明平台具有较小的耦合位移量。

表 1 平台各测试点在不同位移下的耦合位移量值

Tab. 1 Measured data of coupled displacement at different platform displacements (μm)

位移/mm	0	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5
1	265.0	265.8	266.2	266.0	268.0	269.3	264.3	265.0	267.0	268.5	273.2
2	326.2	326.5	327.0	328.0	329.8	330.5	329.2	330.2	332.2	334.7	336.4
3	396.0	396.4	397.2	398.5	398.2	399.0	397.5	398.2	398.8	400.4	402.3
4	454.5	454.8	454.5	456.5	455.4	456.7	456.1	456.8	457.2	459.2	462.4
5	522.5	522.4	523.2	525.0	526.0	528.9	530.0	531.8	530.0	529.1	531.8
6	577.0	576.2	576.8	578.5	579.5	580.0	581.2	582.0	585.6	585.5	587.2
7	644.2	644.3	645.5	646.0	646.2	648.4	646.3	648.0	650.0	652.1	653.9
8	694.2	694.5	695.0	695.4	696.2	698.6	699.3	700.4	702.0	703.5	704.7

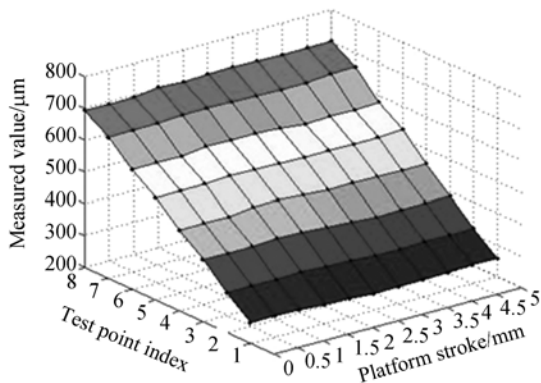


图 11 平台耦合位移量图

Fig. 11 Coupled displacement of the platform

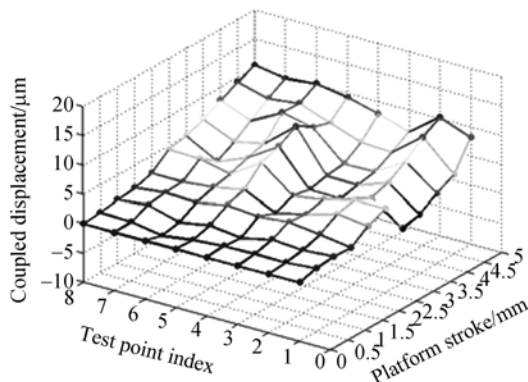


图 12 平台耦合位移量残差图

Fig. 12 Residuals of the coupled displacement

以平台在工作位移为零时的耦合位移量为基准,可以认为在不同的工作位移下的残差值即是对应的耦合位移量误差,如图 12 所示,不同误差源产生的误差互相抵消的程度不同,平台的最大耦合位移量误差为 $10.5\ \mu\text{m}$,优于理论计算的耦合位移量极限误差 $13.7\ \mu\text{m}$,证明平台设计符合要求,同时也验证了理论计算分析的正确性。

6 结 论

本文采用半梁模型对高精度无导轨平台的主要部件变形板进行了分析,并对平台直线度和耦合位移量的误差源进行了综合计算,得到了直线度误差和耦合位移量误差的表达式。该平台具有结构简单、体积小、无机械摩擦、便于装配和维护等优点。实验证明,平台在大行程工作(5 mm)时仍具有较高的运动精度,直线度优于 $1.5''$,耦合位移量优于 $13.7\ \mu\text{m}$ 。本文的研究工作对基于补偿式柔性机构平台的设计和误差分析提供了一定的依据。

参考文献:

- [1] 高云国,张倩,史亚莉,等. 无导轨高精度位移平台的结构设计[J]. 光学精密工程, 2009, 17(9): 2199-2205.
GAO Y G, ZHANG Q, SHI Y L, *et al.*. Structure design of precise displacement platform without guiding apparatus[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(9): 2199-2205. (in Chinese)
- [2] 王生怀,陈育荣,王淑珍,等. 三维精密位移系统的设计[J]. 光学精密工程, 2010, 18(1): 175-182.
WANG SH H, CHEN Y R, WANG SH ZH, *et al.*. Design of 3D precision displacement system [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2010, 18(1): 175-182. (in Chinese)
- [3] 周文闻,何广平. 平面全柔性并联结构柔性铰链的优化分析[J]. 北方工业大学学报, 2007, 19(1): 20-27.
ZHOU W W, HE G P. Optimizing flexure hinges of a planar full compliant parallel mechanism[J]. *J. North China Univ. of Tech.*, 2007, 19(1): 20-27. (in Chinese)
- [4] 戴蓉,谢铁邦. 新型一维位移工作台的设计及特性分析[J]. 光学精密工程, 2006, 14(3): 428-433.
DAI R, XIE T B. Design and analysis of 1-DOF nano-positioning stage [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2006, 14(3): 428-433. (in Chinese)
- [5] 张庆,王华坤,范元勋. 精密微动工作台二维微位移机构的设计研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2002, (10): 26-28.
ZHANG Q, WANG H K, FAN Y X. Research on design of two dimension micro-displacement mechanism of precise worktable [J]. *Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique*, 2002, (10): 26-28. (in Chinese)
- [6] 宗光华,裴旭,于靖军,等. 一种新型柔性直线导向机构及其运动精度分析[J]. 光学精密工程, 2008, 16(4): 630-635.
ZONG G H, PEI X, YU J J, *et al.*. Novel compliant linear guiding mechanism and analysis of kinetic precision [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(4): 630-635. (in Chinese)
- [7] 张磊,刘莹. 基于柔性铰链的微位移机构设计[J]. 机床与液压, 2010, 38(5): 87-89.
ZHANG L, LIU Y. Design of micro-displacement mechanism based on flexure hinges [J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2010, 38(5): 87-89. (in Chinese)
- [8] 张建雄,孙宝元. 基于柔性铰链结构的二维微动工作台的设计分析[J]. 压电与声光, 2006, 28(5): 624-626.
ZHANG J X, SUN B Y. Design and analysis of 2-DOF nanopositioning stage based on dual flexure hinges [J]. *Piezoelectrics & Acousto-optics*, 2006, 28(5): 624-626. (in Chinese)
- [9] 朱仁胜. 新型微动工作台的设计与计算[J]. 合肥工业大学学报, 2008, 31(10): 1585-1589.
ZHU R SH. Design and calculation of a novel 2-DOF micro-motion workstage [J]. *Journal of HeFei University of Technology*, 2008, 31(10): 1585-1589. (in Chinese)
- [10] 杨雪峰,李威,王禹桥,等. 直角柔性铰链单平行四杆机构输出位移分析[J]. 纳米技术与精密工程, 2009, 7(4): 346-350.
YANG X F, LI W, WANG Y Q, *et al.*. Output displacement analysis of single parallel four-Bar mechanism with right angle flexure hinge [J]. *Nanotechnology and Precision Engineering*, 2009, 7(4): 346-350. (in Chinese)
- [11] 伍小强,余同希. 悬臂梁弹塑性大挠度全过程的分析[J]. 力学学报, 1986, 18(6): 516-527.
WU X Q, YU T X. Analysis of the entire process of large deflection of an elastic-plastic cantilever [J]. *Acta Mechanica Sinica*, 1986, 18(6): 516-527. (in Chinese)
- [12] 叶鑫,张之敬,万毕乐,等. 微动工作台的误差源分析[J]. 机械工程学报, 2009, 45(1): 258-266.
YE X, ZHANG ZH J, WAN B L, *et al.*. Error sources analysis of micro-motion platform [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 45(1): 258-266. (in Chinese)
- [13] 毛应泰. 误差理论与精度分析[M]. 北京:国防工业出版社, 1982.
MAO Y T. *Deviation Theory and Accuracy Analysis* [M]. Beijing: Defense Industry Press, 1982. (in Chinese)

- [14] 张世算. 测量误差及数据处理[M]. 北京: 科学出版社, 1979.
ZHANG SH J. *Measure Deviation and Data Analysis*[M]. Beijing: Science Press, 1979. (in Chinese)
- [15] 董吉洪, 徐宏. 全自动金丝球焊机 X-Y 工作台的误差分析[J]. 光学精密工程, 2005, 13(增): 148-152.
DONG J H, XU H. Error analysis on the X-Y table in automatic gold wire bonder[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2005, 13 (Supp.): 148-152. (in Chinese)

作者简介:



曹佃生(1987—),男,山东日照人,博士研究生,2007年于吉林大学获得学士学位,主要从事光学精密机械机构设计研究。E-mail: caodiansheng1987@163.com

导师简介:



高云国(1955—),男,山东乳山人,研究员,博士生导师,主要从事光电仪器总体设计方面的研究。E-mail: gaoyunguo@163.com

● 下期预告

Shack-Hartmann 波前传感器检测大口径圆对称非球面反射镜

张金平^{1,2}, 张学军¹, 张忠玉¹, 郑立功¹

(1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所 光学系统先进制造技术重点实验室, 吉林 长春 130033; 2. 中国科学院 研究生院, 北京 100039)

大口径非球面反射镜在研磨阶段后期的面形与理想面形存在较大偏差,表面粗糙度较大,反射率较低,采用轮廓仪测量费时且精度不能满足加工要求,而用普通干涉仪检测时由于部分光线不能返回,无法对其全口径进行测量。为了解决此阶段大口径非球面反射镜的面形检测中所遇到的问题,提出采用动态范围大且精度较高的 Shack-Hartmann 波前传感器检测大口径非球面反射镜。研究分析了 Shack-Hartmann 波前传感器检测系统的原理及系统误差并编写了相应的数据处理软件。为了验证该方法的可行性,对已经加工完成的 350 mm 口径的旋转对称双曲面面形进行了检测,对测量数据进行分析处理得到面形误差的 PV 值、RMS 值分别为 0.388λ 、 0.043λ ($\lambda=632.8\text{ nm}$),并与干涉测量的标准结果进行了对比,其面形偏差的 PV 值、RMS 值分别为 0.014λ 和 0.001λ 。对比结果表明, Shack-Hartmann 波前传感器的测量结果是正确可靠的,从而证明了 Shack-Hartmann 波前传感器检测大口径非球面反射镜的可行性。