

文章编号 1004-924X(2013)10-2648-08

6-PSS 型光学元件精密轴向调节机构

郭 抗*, 巩 岩

(中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所 应用光学国家重点实验室, 吉林 长春 130033)

摘要:设计了一种采用 6-PSS 型并联机构的光学元件精密轴向调节机构,以使光刻物镜中光学元件的调节行程达微米级,调节精度达纳米级。将 6-PSS 型并联机构中的 6 个移动副改进为 3 个,减少了驱动器的使用数量,提高了轴向调节机构的可靠性;设计了一种圆角薄柔性铰链结构作为 6-PSS 型并联机构中的球铰副,实现了轴向调节机构的结构一体化,简化了光机组件的装调过程,提高了机构的机械精度;利用空间矢量法分析了机构输入构件与输出构件之间的位置关系,推导出了机构的传动比表达式,为机构主要结构尺寸的选取提供了依据。轴向调节机构的验证试验结果表明:机构传动比的理论计算值接近于实测值,轴向调节机构的调节行程为 74.4 μm ,调节精度在 40 nm 以内,满足光刻物镜中光学元件轴向调节机构的使用需求。

关键词:光刻物镜;光学元件;调节机构;并联机构;一体化结构;6-PSS

中图分类号:TP273;TH703 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20132110.2648

Precise axial adjustment mechanism with 6-PSS type of optical elements

GUO Kang*, GONG Yan

(State Key Laboratory of Applied Optics, Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China)

* Corresponding author, E-mail: guok@sklao.ac.cn

Abstract: A precise axial adjustment mechanism based on 6-PSS type parallel mechanism was designed to realize the stroke adjustment in micrometer sizes and the accuracy adjustment in nanometer sizes for optical elements in a photolithographic objective lens. The amount of the prismatic pairs in the 6-PSS type parallel mechanism was improved into 3 from 6 to decrease the usage number of the actuators and increase the reliability of the axial adjustment mechanism. A fillet thin flexure hinge was designed as the spherical hinge in the 6-PSS parallel mechanism to realize monolithic configuration of the axial adjustment mechanism, by which the alignment process of the optical-mechanical components was simplified and the mechanical accuracy of the mechanism was improved. Based on space vector method, the position relationship between input components and output components of the adjustment mechanism was analyzed and the expression of transmission ratio was derived to provide a basis for determining the primary structural dimension of the axial adjustment mechanism. Verification test results of

收稿日期:2013-03-26;修订日期:2013-04-18.

基金项目:国家重大科技专项 02 专项资助项目(No. 2009ZX02005)

the axial adjustment mechanism show that the numerical result of the transmission ratio is in good agreement with the experimental one; the adjustment stroke of the axial adjustment mechanism is 74.4 μm and the adjustment accuracy is within 40 nm, which satisfies the operation requirement of the photolithographic objective lens.

Key words: lithographic objective; optical element; adjustment mechanism; parallel mechanism; monolithic configuration; 6-PSS

1 引言

随着集成电路特征线宽的不断减小,极大规模集成电路制造所需的光刻物镜的精度要求越来越高^[1]。光刻物镜中用于补偿光学系统倍率、场曲、像散、畸变、球差等指标的光学元件轴向调节机构的精度要求也越来越高。机构的调节量一般为微米级,而其调节精度往往需达到纳米级^[2]。传统的齿轮齿条、蜗轮蜗杆、丝杠螺母、凸轮等调节机构远不能满足使用要求^[3-6]。

基于直线驱动器直接驱动的调节机构不需要将旋转运动转化为直线运动,简化了系统结构,是一种实现高精度调节的理想驱动方式^[7]。将直线驱动器应用于光刻物镜的调节机构中,在结构上有其自身的使用特点。光刻物镜中多片光学元件沿光学系统的轴向成组使用,若将直线驱动器沿光学系统的轴向布置,其在轴向上将占用较大的结构空间,容易造成镜片间机械结构的相互干涉,不利于光机结构的布置。如若将直线驱动器改为沿光学元件的径向安装,向光学元件的径向延伸,使用光机结构的径向空间,则可解决光学元件沿光轴方向成组使用时,光机结构的布置问题^[8]。但此时直线驱动器的出力方向为光学元件的径向方向,需增加一种换向结构,将直线驱动器的出力方向由光学元件的径向转换为轴向。

并联机构近年来受到了广泛的关注,与传统的串联机构相比,并联机构具有结构紧凑、承载能力强、响应速度快、机械精度高等显著的特点^[9-10]。这些特点使得并联机构适合于作为光学元件调节机构中直线驱动器的换向装置。为此,本文设计了一种基于 6-PSS 型并联机构的光学元件轴向调节机构。机构采用一体化的结构形式,可以简化光学组件的装调过程,减小装调过程中引入的误差,提高光机结构的机械精度。本文对该型调节机构的结构和工作原理进行了分析,并

制作了样机,进行了试验验证。

2 结构设计与分析

2.1 6-PSS 型并联机构及改进

6-PSS 型并联机构由 6 条运动支链组成,每条支链包含 1 个移动副(prismatic pair,P)和 2 个球铰副(spherical pair,S)。若各运动支链的移动副(P)同时前进或后退相同大小的位移,机构的动平台就能在轴向(z)上产生上下移动。6-PSS 型并联机构的显著优点就是可以将驱动器布置于静止的基座上,推动布置于动平台上的光学元件移动,同时不影响光学元件的通光口径。

6-PSS 型并联机构在使用时需采用 6 个驱动器分别推动 6 个移动副。为了减少驱动器的使用数量,提高机构的可靠性,同时降低机构的制造成本,对 6-PSS 型并联机构进行了适当改进。将 6 个运动支链分为 3 对,每对共用一个移动副,每个移动副由一个驱动器驱动,如图 1 所示。共用移动副后,机构的自由度数发生变化,但机构在轴向上的运动特性不受影响。

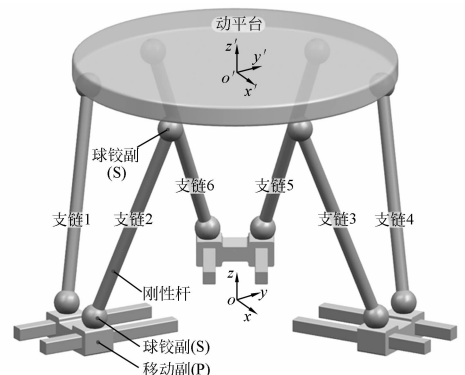


图 1 共用移动副的 6-PSS 型并联机构

Fig. 1 Diagram of the 6-PSS type parallel mechanism with shared prismatic pairs

改进后的 6-PSS 型并联机构的自由度可以采用 Grübler-Kutzbach 公式计算^[11]:

$$M = 6 \times (n - g - 1) + \sum_{i=1}^g f_i, \quad (1)$$

其中: M 表示自由度数, n 为机构构件个数, g 为 n 个构件之间的运动副数目, f_i 为第 i 个运动副的相对自由度。对于图 1 中的 6-PSS 型机构, $n=11$, $g=15$,对于球铰副 $f_i=3$,对于移动副 $f_i=1$,代入式(1)可得 $M=9$ 。而在每个支链位于 2 个球铰副之间的刚性连接杆中均包含一个局部转动自由度,在上述结果中减去 6 个局部自由度,得到机构的名义自由度,即机构具有 3 个自由度。

2.2 调节机构设计

基于共用移动副的 6-PSS 型并联机构所设计的光学元件轴向调节机构如图 2 所示。机构采用结构一体化、扁平化设计,占用的轴向结构空间小。3 对支链在镜筒圆周方向上间隔 120° 均匀布置在镜筒(基座)与镜框(动平台)之间,每对支链中的 2 个支链成 60° 径向对称布置,以增强结构的稳定性。每对支链中的移动副采用平行柔性导向片结构,球铰副采用圆角薄柔性铰链结构。各柔性结构的结构简单、无需润滑、无间隙、无摩擦,可以实现微米级行程的精密调节,同时使整体系统得到较高的精度和分辨率,符合光学元件调节的使用需求。

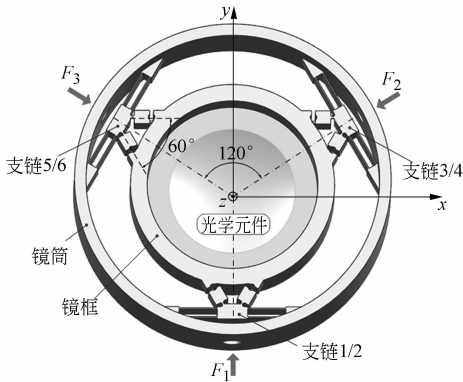


图 2 光学元件轴向调节机构结构示意图

Fig. 2 Configuration of the axial adjustment mechanism for optical element

将圆角柔性铰链减薄后使用,铰链除了具有绕圆角开口方向的旋转自由度 θ_z 外,还将具有绕铰链宽度方向的弯曲自由度 θ_y 和绕铰链长度方向的扭转自由度 θ_x ,如图 3 所示。因此,可以将圆角薄柔性铰链作为 6-PSS 型并联机构中具有 3 个旋转自由度的球铰副使用。

相比于常用作球铰副的圆轴柔性铰链,圆角

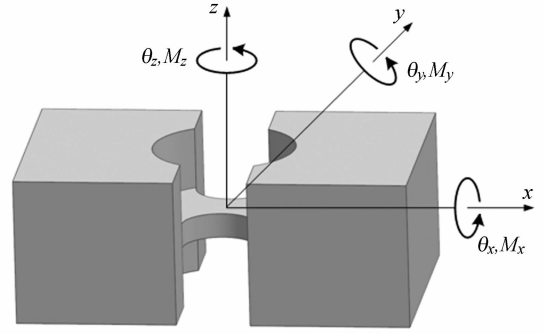


图 3 圆角薄柔性铰链

Fig. 3 Fillet thin flexure hinge

薄柔性铰链便于加工,沿轴向方向(z)铣削、钻孔、铰孔和线切割即可在并联机构加工的同时完成加工,使整个调节机构采用一体化的结构形式成为可能。而若采用圆轴柔性铰链等结构作为球铰副,机构在结构一体化加工时,各支链中的球铰副无法同时完成制作,机构将不得不采用各支链分别制造、分别装配的方式,增大了机构加工、装配的难度,机构的机械精度也将难以保证。

2.3 调节机构的位置分析

机构的输入构件与输出构件之间的位置关系是机构的驱动器选型与调节行程指标设计的主要参考因素,是机构分析最基本的任务^[12-13]。本文所采用的共用移动副的 6-PSS 型并联机构的原理如图 4 所示。图中 $A_1 \sim A_6$ 表示动平台上的球铰副, $B_1 \sim B_6$ 表示静平台上的球铰副。静平台的坐标系为 $O-xyz$, $B_1 \sim B_6$ 所围成的平面圆的圆心为坐标系的原点, z 轴方向与平面圆垂直。动平台的坐标系为 $O'-x'y'z'$, $A_1 \sim A_6$ 所围成的平面圆的圆心为坐标系的原点,平面圆的垂线方向为动平台坐标系的 z 轴方向。 r 为 $A_1 \sim A_6$ 所围成的平面圆的半径、 α 为每对运动支链中动平台上球铰副的夹角、 ω_b 为每对运动支链中静平台上球铰副的间距、 d_b 为每对运动支链中静平台上球铰副到原点 O 的垂直距离、 l 为各运动支链中两球铰副的间距、 l_b 为各运动支链中两球铰副的间距在静平面上的投影距离、 b 为各运动支链中两球铰副的间距在轴向上的投影距离。各结构参数之间存在以下关系:

$$\begin{cases} r \sin \frac{\alpha}{2} - \frac{\omega_b}{2} = l_b \sin \frac{\pi}{6} \\ d_b - r \cos \frac{\alpha}{2} = l_b \cos \frac{\pi}{6} \end{cases} \quad (2)$$

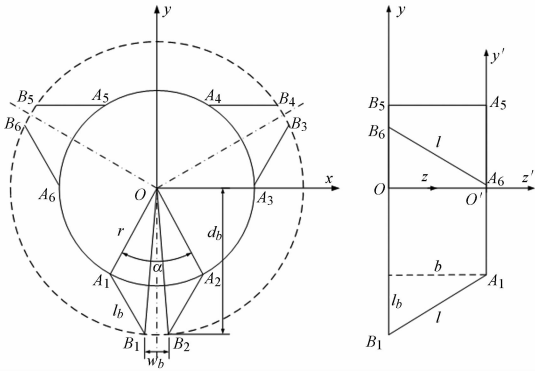


图 4 共用移动副的 6-PSS 型并联机构原理图

Fig. 4 Schematic of the 6-PSS type parallel mechanism with shared prismatic pairs

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \cos \alpha \cos \beta & \cos \alpha \sin \beta \sin \gamma - \sin \alpha \cos \gamma & \cos \alpha \sin \beta \cos \gamma + \sin \alpha \sin \gamma \\ \sin \alpha \cos \beta & \sin \alpha \sin \beta \sin \gamma + \cos \alpha \cos \gamma & \sin \alpha \sin \beta \cos \gamma - \cos \alpha \sin \gamma \\ -\sin \beta & \cos \beta \sin \gamma & \cos \beta \cos \gamma \end{bmatrix}. \quad (4)$$

根据机构的结构尺寸,可以给出 $A_1 \sim A_6$ 相对于原点 O' 的坐标 $[x_{Ai} \ y_{Ai} \ z_{Ai}]^T$, 根据式(3)就可以求出 $A_1 \sim A_6$ 相对于原点 O 的坐标 $[x_{Ai}' \ y_{Ai}' \ z_{Ai}']^T$ 。设各移动副移动的距离分别为 t_{12} 、 t_{34} 、 t_{56} , 可以给出 $B_1 \sim B_6$ 相对于原点 O 的坐标 $[x_{Bi}' \ y_{Bi}' \ z_{Bi}']^T$ 。

并联机构在运动过程中,刚性杆的长度 l 保持不变,根据并联机构的结构矢量关系有:

$$\begin{aligned} (x_{Ai}' - x_{Bi}')^2 + (y_{Ai}' - y_{Bi}')^2 + \\ (z_{Ai}' - z_{Bi}')^2 = l^2, \end{aligned} \quad (5)$$

若动平台的位姿已知,即 $x_p, y_p, z_p, \alpha, \beta, \gamma$ 已知,将 $A_1 \sim A_6$ 以及 $B_1 \sim B_6$ 相对于原点 O 的坐标代入式(5),可求出 t_{12}, t_{34}, t_{56} 的值,从而可以得出机构的输入与输出之间的关系。

2.4 调节机构的传动比

在轴向调节机构中,只利用了 6-PSS 型并联机构在 z 向的移动功能,即只需要动平台沿 z 轴方向移动 $z_p, x=0, y=0, \alpha=0, \beta=0, \gamma=0$,代入式(5),可得 $t = t_{12} = t_{34} = t_{56}$:

$$t^2 - \sqrt{3}l_b t + z_p^2 + 2bz_p = 0. \quad (6)$$

求解(6)式可得:

$$t = \frac{\sqrt{3}}{2}l_b \pm \sqrt{\frac{3}{4}l_b^2 + b^2 - (z_p + b)^2}. \quad (7)$$

上式中含有正负号,表明机构在轴向上输出 z_p 大小的位移时,3 对运动支链中移动副的输入量 t 理论上存在多种组合解;式(7)中的正号表示

设动平台沿 x, y, z 轴的移动量为 x_p, y_p, z_p , 动平台绕 z, y, x 轴旋转的角度为 α, β, γ , 则有:

$$\begin{bmatrix} x_{Ai}' \\ y_{Ai}' \\ z_{Ai}' \end{bmatrix} = \mathbf{R} \begin{bmatrix} x_{Ai} \\ y_{Ai} \\ z_{Ai} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} x_p \\ y_p \\ z_p \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b \end{bmatrix} \quad (i=1, 2, \dots, 6), \quad (3)$$

其中: $[x_{Ai}' \ y_{Ai}' \ z_{Ai}']^T$ 为 $A_1 \sim A_6$ 在静平台坐标系下的坐标矢量, $[x_{Ai} \ y_{Ai} \ z_{Ai}]^T$ 为 $A_1 \sim A_6$ 在动平台坐标系下的坐标矢量, $[0 \ 0 \ b]^T$ 为动平台坐标系在静平台坐标系下的坐标矢量,动平台坐标系相对于静平台坐标系的旋转变换矩阵 \mathbf{R} 为^[14]:

$B_1 \sim B_6$ 向原点 O 推进,并越过 $A_1 \sim A_6$, 这在实际应用时是不可取的;负号表示 $B_1 \sim B_6$ 向原点 O 推进,但始终位于 $A_1 \sim A_6$ 以外,符合机构不影响光学元件通光口径的应用需求,故符合实际需求的式(6)的解为:

$$t = \frac{\sqrt{3}}{2}l_b - \sqrt{\frac{3}{4}l_b^2 + b^2 - (z_p + b)^2}. \quad (8)$$

由式(8)可知,机构的传动比 $R_a = t/z_p$ 只与机构结构尺寸中的 l_b 及 b 相关。

本文针对一块外径为 90 mm、质量为 0.4 kg 的光学元件开展轴向调节机构的设计。光学元件的轴向调节行程要求在 $60 \mu\text{m}$ 以上,调节精度要

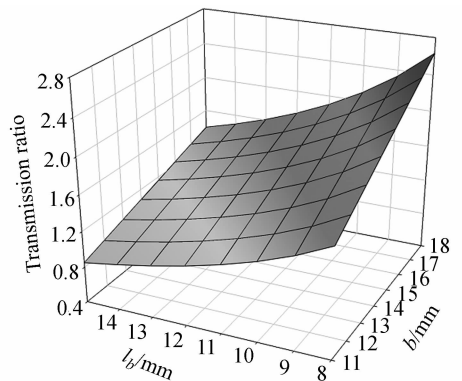


图 5 机构理论传动比与结构尺寸的关系

Fig. 5 Relationship between theoretical transmission ratio and structural dimension of axial adjustment mechanism

求在 50 nm 以内。当 $z_p = 60 \mu\text{m}$ 时, R_a 与 l_b 、 b 的关系曲线如图 5 所示。

综合考虑机构的调节行程指标、驱动器的选型以及与光学元件尺寸的匹配,取机构的结构尺寸中 $l_b = 10 \text{ mm}$ 、 $b = 14 \text{ mm}$ 。根据(8)式,当 z_p 的取值为 $0 \sim 100 \mu\text{m}$ 时,机构传动比的变化趋势如图 6 所示。随着机构的输出位移增大,机构的传动比线性增大,增大幅度在 1.5% 以内。

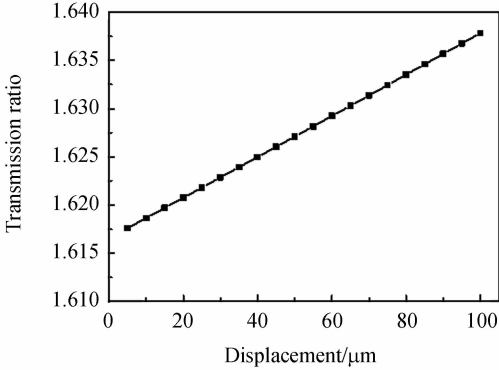


图 6 轴向调节机构理论传动比

Fig. 6 Theoretical transmission ratio of axial adjustment mechanism

3 调节机构试验

3.1 试验测试系统

光学元件轴向调节机构试验样机如图 7 所示,调节机构采用压电驱动器驱动。为了对调节机构的机械性能开展测试,在 3 个驱动器之间布置了 3 个单电极电容传感器,用于检测该点处镜框的轴向位移。3 个传感器同时检测,可以反馈出光学元件的轴向调节量和调节时所产生的倾斜误差。

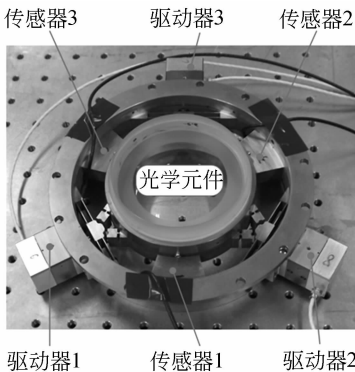


图 7 轴向调节机构试验样机

Fig. 7 Prototype of axial adjustment mechanism

实际使用时,轴向调节机构需要尽可能消除其他方向的耦合运动误差。为此,编制了 PID 闭环控制程序,使光学元件达到指定调节位置时,各传感器测量值的增量相等,即光学元件的倾斜量几乎为零。试验测试系统如图 8 所示。

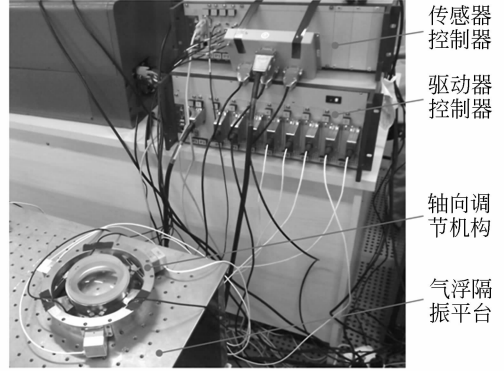


图 8 轴向调节机构试验测试系统

Fig. 8 Testing system of axial adjustment mechanism

3.2 调节行程与调节精度试验

驱动器的最大推力为 50 N,以 50 N 的力推动调节机构,传感器检测到的光学元件无倾斜误差时的最大行程为 $74.4 \mu\text{m}$,即为调节机构的调节行程。理论上,调节机构的调节精度在闭环控制时可以达到传感器的测量精度;实际使用时主要受机构制造精度、驱动器的驱动精度、传感器的测量精度、系统的调节时间要求和闭环控制算法的效率等因素影响。以光学元件调节 $10 \mu\text{m}$ 为例,试验时各传感器在调节过程中的测量曲线如图 9 所示。调节机构调节 $20 \mu\text{m}$ 时,传感器在调节过程中的测量曲线如图 10 所示。从图 9、图 10 可以看出,若无调节时间限制,调节机构的调节精

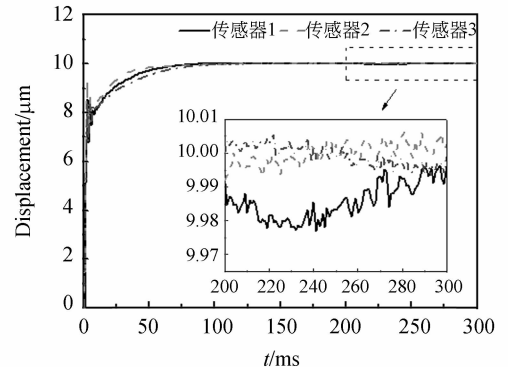


图 9 调节机构调节 $10 \mu\text{m}$ 时,传感器的位移响应曲线

Fig. 9 Displacement response curves of sensors with adjustment stroke of $10 \mu\text{m}$

度可以达到 $0.04 \mu\text{m}$ (40 nm)以内。

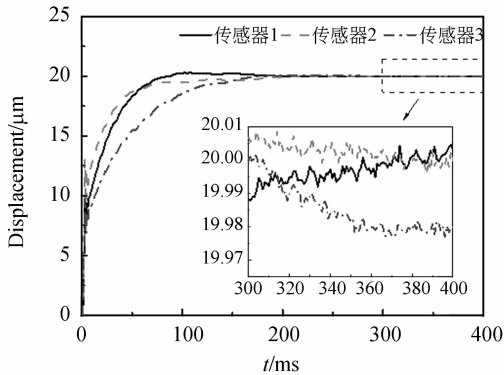


图10 调节机构调节 $20 \mu\text{m}$ 时,传感器的位移响应曲线
Fig. 10 Displacement response curves of sensors with adjustment stroke of $20 \mu\text{m}$

3.3 传动比试验及结果分析

机构实际的传动比受加工产生的尺寸误差的影响,各运动支链的传动比存在较小的差别。分别使各驱动器单独推动调节机构,可得各个驱动器与3个传感器之间的输入输出关系,即为机构的传动矩阵。样机实测结果为:

$$\begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2.7548 & -0.4006 & -0.4705 \\ -0.4554 & 2.5690 & -0.4029 \\ -0.3879 & -0.4498 & 2.6093 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \end{bmatrix}, \quad (9)$$

其中: $[D_1 \ D_2 \ D_3]^T$ 为各驱动器的输入位移量, $[S_1 \ S_2 \ S_3]^T$ 为各传感器的输出位移测量值。从式(9)可以得出,当 $S_1 = S_2 = S_3$ 时,各驱动器对应的各对运动支链的传动比分别为: 1.8837、1.7107、1.7716。各驱动器对应的传动比不一致,这与各运动支链的加工不一致有关,还与各驱动器及传感器的安装位置不一致相关。闭环控制时,这些一致性误差可以得到补偿。

参考文献:

- [1] 国家自然科学基金委员会工程与材料科学部. 机械工程学科发展战略报告(2011~2020)[M]. 北京: 科学出版社, 2010.
Engineering and Materials Science Department of the National Natural Science Foundation of China. *Development strategy report of the mechanical engineering discipline (2011~2020)* [M]. Beijing:

机构传动比的理论计算值为各运动支链结构及尺寸完全相同、忽略柔性铰链运动误差等理想情况下的结果。根据图6,取理论计算传动比的平均值为1.625,各实测传动比与理论传动比的误差分别为15.92%、5.27%、9.02%。传动比的理论计算值与实测值存在一定的误差,分析其原因,主要在于2个方面:一是理论计算时将柔性铰链作为理想铰链处理,未计入柔性铰链引入的运动误差,造成理论计算值存在一定的误差;二是调节机构的加工制作误差引起了传动比误差,例如,运动支链薄弱部位的厚度为0.6 mm,若尺寸误差为0.02 mm,则该尺寸的制造误差达3.3%。因此,为了进一步提高调节机构分析和制造的准确性,应该在分析阶段引入对柔性铰链的分析,在制造阶段进一步采取适当的工艺措施,提高机构的加工精度。

4 结论

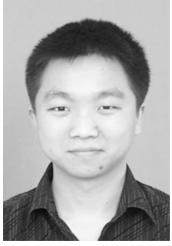
根据光刻物镜中光学元件轴向调节机构结构空间小、调节精度高的使用需求,设计了一种采用6-PSS型并联机构的光学元件轴向调节机构,实现了微米级的调节量及纳米级的调节精度。为了减少驱动器的使用数量,提高机构的可靠性,同时降低轴向调节机构的制作成本,将6-PSS型并联机构中的6个移动副改进为3个,改进后机构保持了较高的轴向调节精度。对改进后的6-PSS型并联机构进行了位置分析,计算结果接近于实测值,说明理论计算能够为实际设计提供指导。机构的结构紧凑、承载能力强、机械精度高,实测调节行程为 $74.4 \mu\text{m}$,调节精度在40 nm以内,体现了并联机构在光刻物镜光学元件轴向调节机构领域应用的优势。

Science Press, 2010. (in Chinese)

- [2] 许伟才,黄玮,杨旺. 投影光刻物镜倍率的公差分析与补偿[J]. 光学学报, 2011, 31(11): 1122003.
XU W C, HUANG W, YANG W. Magnification tolerancing and compensation for the lithographic projection lens [J]. *Acta Optica Sinica*, 2011, 31(11): 1122003. (in Chinese)
- [3] 安源,齐迎春. 空间相机直线调焦机构的设计[J]. 光学精密工程, 2009, 17(3): 609-614.

- AN Y, QI Y CH. Design of straight line focusing mechanism for space camera [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(3): 609-614. (in Chinese)
- [4] 王书新, 李景林, 刘磊, 等. 大尺寸焦平面空间相机调焦机构的精度分析[J]. *光学精密工程*, 2010, 18(10): 2239-2243.
- WANG SH X, LI J L, LIU L, *et al.*. Accuracy analysis of focusing mechanism in space camera with long-focal-plane [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2010, 18(10): 2239-2243. (in Chinese)
- [5] 贾学志, 王栋, 张雷, 等. 轻型空间相机调焦机构的优化设计与精度试验[J]. *光学精密工程*, 2011, 19(8): 1824-1831.
- JIA X ZH, WANG D, ZHANG L, *et al.*. Optimizing design and precision experiment of focusing mechanism in lightweight space camera [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(8): 1824-1831. (in Chinese)
- [6] 刘磊, 曹国华. 大视场长焦面光学传感器双凸轮式焦面调焦机构[J]. *光学精密工程*, 2012, 20(9): 1939-1944.
- LIU L, CAO G H. Double cam focusing mechanism of space camera with wide field and long-focal-plane [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2012, 20(9): 1939-1944. (in Chinese)
- [7] 朱华征, 范大鹏, 张智永, 等. 精密光路偏转及焦距调整机构的发展[J]. *激光与红外*, 2009, 39(10): 1028-1033.
- ZHU H ZH, FAN D P, ZHANG ZH Y, *et al.*. Development of precise light beam steering and focusing equipments [J]. *Laser & Infrared*, 2009, 39(10): 1028-1033. (in Chinese)
- [8] 郭抗, 巩岩, 倪明阳, 等. 光学元件一体化精密轴向调整机构的设计[J]. *光学学报*, 2012, 32(S1): s122002.
- GUO K, GONG Y, NI M Y, *et al.*. Design of a monolithic apparatus for the axial fine adjustment of optical element [J]. *Acta Optica Sinica*, 2012, 32(S1): s122002. (in Chinese)
- [9] 孙立宁, 董为, 杜志江. 基于几何非线性方法的大行程柔性并联机器人位置解[J]. *机械工程学报*, 2005, 41(10): 71-74.
- SUN L N, DONG W, DU ZH J. Kinematics analysis of a parallel manipulator with long travel range flexure hinges based on geometric nonlinear method [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2005, 41(10): 71-74. (in Chinese)
- [10] 胡鹏浩, 李松原. 3-PSS 并联机构正解及其在坐标测量机中的应用[J]. *光学精密工程*, 2012, 20(4): 782-788.
- HU P H, LI S Y. Kinematic solution of 3-PSS parallel mechanism and its application in parallel CMM [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2012, 20(4): 782-788. (in Chinese)
- [11] 黄真, 刘靖芳, 李艳文. 150 年机构自由度的通用公式问题[J]. *燕山大学学报*, 2011, 35(1): 1-14.
- HUANG ZH, LIU J F, LI Y W. 150-year unified mobility formula issue [J]. *Journal of Yanshan University*, 2011, 35(1): 1-14. (in Chinese)
- [12] 金振林, 王罕, 高峰. 新型 6_PSS 并联机器人工作空间分析[J]. *中国机械工程*, 2002, 13(13): 1088-1090.
- JIN ZH L, WANG J, GAO F. Workspace analysis of a novel 6- PSS parallel manipulator [J]. *China Mechanical Engineering*, 2002, 13(13): 1088-1090. (in Chinese)
- [13] 金振林, 高峰. 新型基于 6-PSS 三维平台机构的并联微动机器人[J]. *仪器仪表学报*, 2001, 22(6): 566-569.
- JIN ZH L, GAO F. A novel parallel micro-motion manipulator based on 6- PSS three-dimensional platform mechanism [J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2001, 22(6): 566-569. (in Chinese)
- [14] 王旭永, 王显正, 张颖, 等. 三自由度并联驱动平台机构的位置逆解及其分析[J]. *上海交通大学学报*, 1998, 32(1): 102-104.
- WANG X Y, WANG X ZH, ZHANG Y, *et al.*. Investigation on inverse positions solution of 3-DOF parallel driven platform [J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 1998, 32(1): 102-104. (in Chinese)

作者简介:



郭 抗(1984—),男,湖北天门人,博士,助理研究员,2006年、2008年、2011年于吉林大学分别获得学士、硕士、博士学位,主要从事光学元件精密调整机构方面的研究。E-mail: guok@sklao.ac.cn



巩 岩(1968—),男,吉林梅河口人,博士,研究员,博士生导师,2003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,主要从事短波光、光学系统光机集成设计、高精度光学系统装调技术方面的研究。E-mail: gongyi@sklao.ac.cn

(本栏目编辑:马 健)

(版权所有 未经许可 不得转载)