

大口径 SiC 主镜主动支撑研究及促动器设计

李剑锋, 吴小霞, 邵 亮

(中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033)

摘 要: 大口径轻量化 SiC 主镜是一种新型主镜, 之前没有成功的支撑案例作为参考。通过对各类大口径主镜的主动支撑技术的优劣进行分析, 确定利用液压并联力促动器的支撑方式对 SiC 轻量化主镜进行支撑, 并利用自由谐振模式定标方法研究了某 4 m SiC 主镜的校正力需求, 计算发现该主镜对力促动器的校正力分辨率要求为 0.1 N。针对这一需求, 详细分析了影响机械式力促动器精度的主要因素, 并进行了相应的设计, 采用步进电机作为动力源, 通过大减速比减速器驱动滚珠丝杠输出微米级微位移, 并利用复合弹簧系统将位移转化为作用力, 最终设计并加工出一款高精度力促动器, 并对促动器进行了测试, 发现该促动器的输出力范围-400~400 N, 位移分辨率 0.96 μm , 力分辨率 0.05 N, 可以满足主动支撑对力促动器的需求。

关键词: 主动支撑; 大口径主镜; 力促动器

中图分类号: TH851 文献标志码: A DOI: 10.3788/IRLA201645.0718003

Study on active support for large SiC primary mirror and force actualtor design

Li Jianfeng, Wu Xiaoxia, Shao Liang

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

Abstract: Large SiC mirror is a new kind of primary mirror. There is no success support example for study. In order to support SiC larger mirror, the merits and drawbacks of different active supports methods were analyzed. Finally the hydraulic system parallel connection with force actuator ways was chosen. The free harmonic oscillation model scaling method was used to study the active correction force of some 4 m SiC mirror. It was found that the smallest correction force is 0.1 N. To design a force actuator with such a small force resolution, the method of how to design high precision actuator was studied. Main factors that affect the precision of force actuator were discussed. The force actuator was designed with a step motor/harmonic drive combination to drive lead screw/floating nut to produce small displacement. A complex spring system was used to transform the stroke of the screw into a force. The force actuator was produced and tested. It was found that force output range is -400 N-400 N, the displacement resolution is 0.96 μm and the force resolution is 0.05 N. These test results suggested that this force actuator can satisfied the need.

Key words: active support; large primary mirror; force actuator

收稿日期: 2015-11-14; 修订日期: 2015-12-21

基金项目: 总装备部测通所项目

作者简介: 李剑锋(1982-), 男, 副研究员, 博士, 主要从事精密机械及主动光学研究。Email: ljfengli@mail.ustc.edu.cn

0 引言

目前地基大口径主镜或是采用单块轻量化主镜,或是多面拼接主镜,8 m 以上望远镜一般采用拼接主镜,而 8 m 以下则大多采用单块主镜。目前的单块轻量化主镜镜坯制备有两大类:一类是美国亚利桑那大学研制的背部开孔的硼硅酸盐轻量化主镜;另一类是镜子的厚度相对直径很小的弯月型薄镜,主要生产商是美国康宁公司的 ULE 镜和德国肖特公司的微晶玻璃镜。而 SiC 作为新一代光学材料,在热稳定性、机械性能及光学加工性能方面具有较明显的优势,是一种比较理想的光学材料,但也很大程度上受制于镜坯的制造工艺。目前中国科学院长春光学精密机械与物理研究所正在组织研究烧制大口径轻量化 SiC 主镜^[1]。而如何支撑大口径 SiC 主镜也是一个急需解决的问题。

4 m 量级的大口径主镜支撑一般采用主动支撑技术,目前的主动支撑技术可以分为 3 种类型:(1)采用力促动器作为主镜支撑,设定 3 个促动器作为硬点控制主镜位置,如 SOAR、NTT 等^[2-3],这种方法只需要研制促动器即可,但由于主镜的位置和面型控制都是用促动器实现,因此存在主镜位置和面型控制耦合在一起的问题;(2)采用 Stewart 六杆机定位+力促动器,如 MMT、LBT 等,该方法实现了主镜位置和面型控制的解耦,但与六杆机构不承担主镜重量,因此促动器既承担主镜重量,又输出校正力,对促动器的要求较高;(3)采用液压被动并联力促动器的主动支撑技术,其中液压系统支撑主镜重量并控制主镜位置,促动器只负责输出校正力校正主镜面型,如 GEMINI、VLT 等^[4-5]。

SiC 主镜的刚度较大,主动调整需要的校正力比较大,如果要承担主镜的重量,则力促动器的要求会很高,力促动器的研制难度变大。液压系统并联力促动器的方法中,力促动器只负责输出校正力,此支撑技术对力促动器的力输出范围没有很大要求。因此液压并联力促动器主动支撑技术是比较符合 SiC 轻量化主镜的支撑要求的^[6-11]。

较小的校正力范围需求有利于提高促动器的输出力精度,而促动器的校正力精度需要对主镜进行力学分析,建立不同面型函数情况下的响应矩阵,从

而计算出校正不同像差时需要的校正力大小,得到促动器的校正力范围和精度。

针对 SiC 主镜比刚度大等特点,文中采用液压被动并联机促动器的主动支撑技术对其进行支撑,通过分析 4 m 口径 SiC 主镜的面型校正力需求后,设计了主动支撑元件力促动器结构,并对力促动器原理样机进行了性能测试。

1 校正力需求分析

力促动器主动校正力的计算一般采用模式定标法。模式定标法即预先计算出使主镜产生的每一种需要改正的项(模式)的变形所需要的支撑力的分布,然后将每一支撑圈上的最大支撑力存在计算机中,将需要校正的波前误差用这些模式拟合得到各项的系数,即将波前误差分解成各种像差模式,将得到的系数与之前得到的每项模式支撑力分布相乘即得到校正波前误差需要的校正力。常用的模式有准 Zernike 模式和自由谐振模式,文中采用 L.Noethe 提出的自由谐振模式来描述主镜的光学像差项,得到类似于 Zernike 模式的自由振动云图,从而可以得到主动校正力值。

以某 4 m SiC 主镜作为设计对象,该主镜口径为 4 m,主镜质量约为 2.4 t,轻量化率 77%。该主镜背部 54 个支撑点,分布在 4 个支撑圈上。标定时只针对主镜前十阶自由谐振模式进行定标计算,标定出每一阶模式下镜面面型 RMS 值为 500 nm 时所需要的主动校正力的大小,如表 1 所示。分析时采用的参

表 1 主镜标定计算结果

Tab.1 Calibration results of the primary mirror

Model	$F1_{\max}/N$	$F2_{\max}/N$	$F3_{\max}/N$	$F4_{\max}/N$
Astigmatic	2.2	13.5	28.1	41
Defocus	-620.5	-306.7	-30.6	323.9
Trefoil	0	53.1	142.5	264.8
Coma	-381.7	-381.8	-185.5	196.2
Tetra foil	-1.4	92.1	328.5	763.8
4 th astigmatic	-453.8	-1 011.7	-718	376.8
Spherical aberration	-1 122.2	473.3	662.3	-286.3
Pent foil	2.4	-102.8	500.7	1 664.3
4 th trefoil	0	1 508.2	1 328.4	-463.1
3 rd coma	-2 479	279.9	1 385.5	-417.3

数:SiC 弹性模量为 392 GPa,密度为 $3.05 \times 10^{-9} \text{ t/mm}^3$,泊松比为 0.25。

由标定结果可见:(1)当校正相同量级的像差时,校正像散、三叶差、四叶差等低阶像差所需的校正力较小;(2)校正像散所需的校正力最小,若需校正 RMS 为 $\lambda/30$ ($\lambda=632.8 \text{ nm}$) 的初级像散,所需要的最小校正力约为 0.1 N,因此主动校正元件力促动器的分辨率指标应初步确定为 0.1 N。

2 力促动器设计

如图 1 所示,所设计的力促动器可以分为三部分:位移输出单元、弹簧单元和测力反馈单元。位移输出单元由电机、减速器、轴承、丝杠螺母和防转向机构组成。工作时由电机通过减速器带动安装在轴承上的丝杠旋转,丝杠上的螺母通过导向机构导向产生直线位移。弹簧单元负责将螺母产生的直线位移转化为作用力。测力反馈单元(一般为 Loadcell)实时测量力促动器的输出作为促动器闭环控制的反馈。

促动器在实际工作中需要通过 Loadcell 测量值进行闭环控制来保证输出力的精度,因此要求促动器的输出力分辨率足够小,而且 Loadcell 的测量精度也能够同步匹配才能保证最后的闭环效果好。促动器的输出刚度是由弹簧单元决定的,弹簧单元的输出刚度设计值为 50 N/mm,如果位移分辨率能够保证 $1 \mu\text{m}$,则力输出分辨率就可以达到 0.05 N。而设计中采用的步进电机为最小步进角 1.2° 的三相步进电机,减速器减速比为 63,丝杠的导程为 5 mm,则在促动器的最小位移分辨率为: $1.2^\circ/63/360^\circ \times 5 = 0.26$

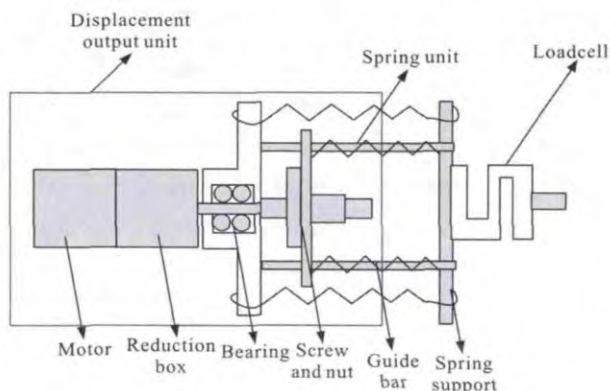


图 1 促动器结构示意图

Fig.1 Sketch of force actuator structure

μm 。则设计的力分辨率为 0.01 N,因此设计力分辨率可以满足要求。

反馈单元的测量精度也和促动器的闭环控制精度相关。设计中选用的测力元件为美国 Celtron 公司的高精度 Stype-50kg 型号的 Loadcell,其形式为 S 型。其输出非线性为 0.02%,非重复性小于 0.01% FS (FS 为全量程),滞后小于 0.02%。

力促动器使用的弹簧单元由压簧和拉簧并联组成,如图 1 所示。在力促动器的工作过程中,输出力主要是压簧的作用,而拉簧起预载的作用,保证输出刚度始终保持恒定,没有过零迟滞现象。同时为了满足设计要求,弹簧单元的输出刚度 K 的线性度要好,要求弹簧单元始终工作在弹簧的线性区域,弹簧的弹性常数一致性较好。

3 力促动器测试和结果分析

根据以上设计加工完成了力促动器的原理样机,并建立如图 2 所示的测试系统对原理样机进行了相应的性能测试。促动器的位移分辨率测试是通过测试促动器丝杠螺母的位移变化来实现,所用的位移测头为奥地利 ESSA 公司的 SM-12.61 系列测微头,测量分辨率 $0.1 \mu\text{m}$ 。输出力的测试利用促动器自带的 Loadcell 测试,测试时利用数据采集卡将 Loadcell 读数读出,并利用串口将数据实时传输到测试电脑。



图 2 力促动器测试系统

Fig.2 Test system of force actuator

3.1 力输出范围及线性度测试

通过测试螺母从最小位置移动到最大位置过程中 Loadcell 的读数来测试力促动器的作用力输出范围,测试中分别设置不同的电机转速:1 r/s 和 6 r/s。图 3 分别给出以上两种情况下的测试曲线,从图中可见:促动器的输出曲线为直线,只有在 6 r/s 转速测试曲线初始阶段有弧度,这是由于电机的初始阶

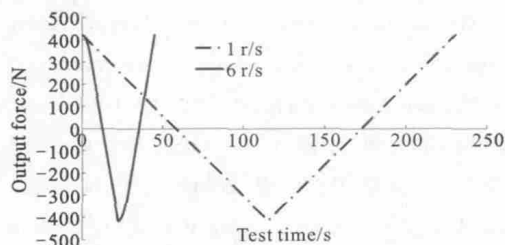


图 3 力促动器出力范围

Fig.3 Output range of force actuator

段的加速过程导致的。测试结果表明促动器的输出刚度在整个行程变化很小,线性度较好,尤其在过零值处不存在过零迟滞现象。

3.2 位移分辨率测试

力促动器的精度和丝杠螺母的位移分辨率直接相关,测试时采用高精度位移测头直接测试螺母位移变化。为更精确地测试促动器的位移分辨率,在 7 mm、1 mm 和 14 mm 处分别测试促动器螺母的位移变化。

图 4 给出了位移分辨率测试结果,从测试曲线可以看出,不同位置处,促动器的位移曲线略有不同,表 2 中给出了三条曲线的位移步长平均值。计算得到力促动器的位移分辨率为 $0.9625\ \mu\text{m}$,标准差为 $0.043\ \mu\text{m}$,满足位移分辨率小于 $1\ \mu\text{m}$ 的设计要求。

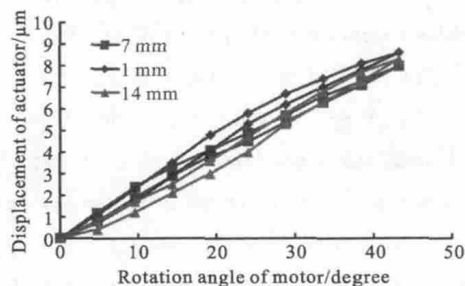


图 4 不同位置处力促动器位移分辨率测试

Fig.4 Test curves of actuator displacement vs rotation angle at different positions

表 2 不同位置处力促动器位移分辨率

Tab.2 Displacement resolution at different positions

Nut position	Average nut displacement
1 mm	$0.9875\ \mu\text{m}$
7 mm	$0.9125\ \mu\text{m}$
14 mm	$0.9875\ \mu\text{m}$

3.3 作用力输出分辨率测试

出力分辨率测试的方法:在不同输出力值处,

对促动器的出力进行步进测试。图 5 给出了促动器在 400 N 处的步进测试曲线,从图中可以看到曲线存在明显的步进台阶,步进幅度约 $0.05\ \text{N}$,说明力促动器在 $0.05\ \text{N}$ 的量级时没有爬行等非线性现象。从图中还可以看到曲线存在有 $0.01\ \text{N}$ 左右的小扰动,该扰动类似背景噪声,对曲线进行限幅滤波处理,并对测试曲线进行统计处理,得到 400 N 处促动器的力输出分辨率平均值为 $0.0595\ \text{N}$ 。

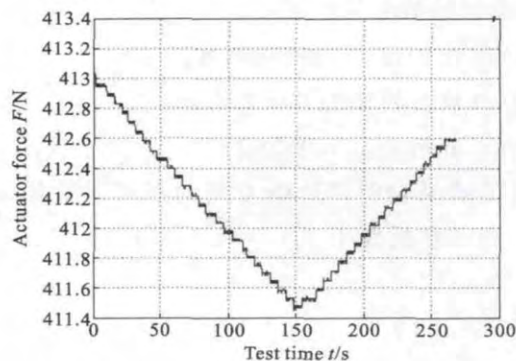


图 5 400 N 处力促动器出力步进测试曲线

Fig.5 Step test curves of force resolution at 400 N around

表 3 给出了促动器在不同位置处力分辨率的统计值。从表中可以看出,不同位置处力促动器的力分辨率略有差别,最大处为 $0.0595\ \text{N}$,而最小为 $0.0469\ \text{N}$,平均值为 $0.05162\ \text{N}$,标准差为 $0.0047\ \text{N}$ 。各处测试值出现差别的原因是弹簧存在的非线性导致的。

表 3 力促动器力分辨率统计表

Tab.3 Statistical table of force resolution of force actuator

Test position	400 N	200 N	0 N	-200 N	-400 N
Average force resolution/N	0.059 5	0.05	0.050 9	0.050 8	0.046 9
Average/N	0.0516 2				

4 结 论

SiC 作为一种新型的光学材料,具有比刚度高、热稳定性好等优点,而以其为基体制备的大口径主镜,可以通过背部开轻量化孔的形式实现高的轻量化率,但这也带来主镜刚度不一致的缺点,这为 SiC 主镜的支撑提出难题,目前世界上也还没有成功的支撑案例作为参考。文中通过对主要的主动支撑技术进行比较,确定选用液压并联力促动器的主动支

撑技术作为 SiC 轻量化主镜的轴向支撑, 并利用自由谐振模式定标法计算出某 4 m SiC 主镜的校正力需求, 分析出该主镜对力促动器的作用力分辨率要求为 0.1 N。针对这一需求, 详细分析了影响机械式力促动器闭环控制精度的各个因素, 在设计时采用步进电机作为动力源, 大减速比减速器驱动滚珠丝杠输出微米级微位移, 并利用高精度复合弹簧系统将位移转化为输出力。最后对该促动器进行了性能测试, 得到如下测试结果:

- (1) 输出力范围-400~400 N;
- (2) 位移分辨率为 0.962 5 μm ;
- (3) 力分辨率为 0.051 62。

测试结果表明设计的力促动器可以满足 SiC 主镜对力促动器的要求。

参考文献:

- [1] Dong Binchao, Zhang Ge. Fabrication and properties of ultra-lightweight SiC mirror[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2015, 23(8): 2185-2191. (in Chinese)
董斌超, 张舸. 超轻量化 SiC 反射镜的制备及性能 [J]. 光学精密工程, 2015, 23(8): 2185-2191.
- [2] Conrad Neufeld, Zolcinski-Coertuet M C, Michael Keane, et al. The primary mirror system for the SOAR telescope [C]// SPIE, 2004, 5489: 870-880.
- [3] Tarengi M, Wilson R N. The EOS NTT (New Technology Telescope): The first active optics telescope[C]//SPIE, 1989, 1114: 302-313.
- [4] Larry Stepp, Eugene Huang. Gemini primary mirror support system[C]//SPIE, 1994, 2199: 223-238.
- [5] Ernst-Dieter Knohl, Carl Zeiss Oberkochen. VLT primary support system[C]//SPIE, 1994, 2199: 271-283.
- [6] Wu Xiaoxia, Li Jianfeng, Song Shumei, et al. Active support system for 4 m SiC light weight primary mirror [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2014, 22(9): 2451-2457. (in Chinese)
吴小霞, 李剑锋, 宋淑梅, 等. 4mSiC 轻量化主镜的主动支撑系统[J]. 光学精密工程, 2014, 22(9): 2451-2457.
- [7] Shao Liang, Wu Xiaoxia, Yang Fei, et al. Improvement on hydraulic whiffletree support system for SiC lightweight primary mirror[J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2014, 43(11): 3820-3824. (in Chinese)
邵亮, 吴小霞, 杨飞, 等. SiC 轻量化主镜液压 Whiffletree 支撑系统的改进[J]. 红外与激光工程, 2014, 43(11): 3820-3824.
- [8] Li Zhilai, Xu Hong, Guan Yingjun. Structural design of 1.5 m mirror subassembly for space camera [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2015, 23(6): 1635-1641. (in Chinese)
李志来, 徐宏, 关英俊. 1.5 m 口径空间相机主镜组件的结构设计[J]. 光学精密工程, 2015, 23(6): 1635-1641.
- [9] Li Jianfeng. Study on the design of cylinder used as the primary mirror support of telescope [J]. *Journal of Changchun University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, 2014, 37(3): 32-37. (in Chinese)
李剑锋. 望远镜主镜支撑用液压缸研究与设计[J]. 长春理工大学学报(自然科学版), 2014, 37(3): 32-37.
- [10] Shao Liang, Wu Xiaoxia, Chen Baogang, et al. Passive support system of light-weight SiC primary [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2015, 23(5): 1380-1386. (in Chinese)
邵亮, 吴小霞, 陈宝刚, 等. SiC 轻量化主镜的被动支撑系统[J]. 光学精密工程, 2015, 23(5): 1380-1386.
- [11] Wu Xiaoxia, Hao Liang, Shao Liang, et al. Later support of thin meniscus mirror [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2016, 24(3): 553-559. (in Chinese)
吴小霞, 郝亮, 邵亮, 等. 弯月薄镜的侧向支撑[J]. 光学精密工程, 2016, 24(3): 553-559.