

4 m SiC 主镜硬点定位机构指标性能分析

魏梦琦^{1,2}, 吴小霞¹, 高则超^{1,2}, 王 瑞^{1,2}

- (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. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘要: 为了保证 4 m SiC 主镜的位姿精度和支撑系统的刚度, 根据主镜支撑系统的光学指标对六杆硬点定位机构的相关参数指标进行了分析。应用有限元方法并借助于有限元软件, 对六杆硬点定位机构进行了优化设计, 确定了硬点分布半径、定位夹角、轴向刚度和轴向拉压力极限。分析计算出在主镜背部半径为 1 345 mm 的圆周上, 均匀分布六个硬点机构连接点时, 单个硬点轴向刚度达到 15 000 N/mm。此时, 主镜支撑系统的固有频率大于等于 15 Hz, 满足设计要求, 为后续结构的优化设计提供了依据。

关键词: 硬点; 定位机构; 六杆定位; SiC 主镜

中图分类号: TH751 **文献标志码:** A **DOI:** 10.3788/IRLA201948.0418004

Performance analysis of hardpoint positioning mechanism for 4 m SiC primary mirror

Wei Mengqi^{1,2}, Wu Xiaoxia¹, Gao Zechao^{1,2}, Wang Rui^{1,2}

- (1. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;
2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: In order to ensure the position accuracy and the stiffness of the support system for the 4 m SiC primary mirror, the parameters of hardpoints in a hexapod configuration were analyzed according to the optical indexes of the primary mirror support system. Using the finite element method, the hardpoint positioning mechanism was optimized. The hardpoint distribution radius, positioning angle, axial stiffness and the limit of axial tension and compression were determined by the finite element software. The analysis results show that six hardpoints should be equally distributed at 1 345 mm of the radius on the circumference in the primary mirror backface. When the axial stiffness of the hardpoint reaches 15 000 N/mm, the natural frequency of the primary mirror support system is greater than or equal to 15 Hz. It can meet the design requirements and provide the basis for the following design optimization.

Key words: hardpoint; positioning mechanism; hexapod configuration; SiC primary mirror

收稿日期: 2018-12-01; 修订日期: 2018-12-24

作者简介: 魏梦琦(1994-), 女, 硕士生, 主要从事光机系统结构设计与分析方面的研究。Email: weimengqi0620@163.com

导师简介: 吴小霞(1981-), 女, 研究员, 硕士生导师, 博士, 主要从事大口径反射镜主动支撑系统设计和系统仿真分析方面的研究。

Email: wu_xiaoxia@sohu.com

0 引言

为了提高望远镜的观测能力,地基望远镜的口径不断增大^[1]。大口径望远镜通常采用的是主动支撑系统,按支撑方式的不同可分为三类^[2]:机电式主动支撑系统、液压式主动支撑系统和气压式主动支撑系统。机电式主动支撑系统采用机电式力促动器配合实际硬点定位机构,代表性望远镜有 VST、SOAR、NTT 等。液压式主动支撑系统采用液压 whiffletree 结合机电式力促动器,代表性望远镜有 VLT、AEOS 等。气压式主动支撑系统采用气压式力促动器结合六杆硬点定位机构,代表性望远镜有 MMT、GMT、SORT、LBT、LSST^[3-5]。采用气压式主动支撑系统的望远镜在负载下发生弯曲变形时,可以通过分散的力促动器输出的主动力来抵消重力,从而维持镜子面形。并且由于气体具有可压缩性,难以约束反射镜平面的六个自由度,故另设硬点来定位反射镜^[6]。由于硬点定位具有较高的刚度,同时能够调节主镜的六个自由度、可以达到较高的位姿精度,且气压式促动器结构简单、响应速度快,故气压式主动支撑系统在保证反射镜面形精度的基础上,能够更为精确地调整反射镜位姿,相较于机械式、液压式具有明显优势。对于 4 m SiC 主镜,基于其高精度的位姿和面形要求,文中采用六杆硬点定位机构结合气压式力促动器的主动支撑系统,这样既能准确控制主镜面形精度又能精确调整位姿,保证望远镜良好的成像质量。

4 m SiC 主镜要求其支撑系统达到较高的定位精度(± 0.02 mm)并保证固有频率大于等于 15 Hz,而这两项指标均是由硬点机构来实现的。其中,主镜支撑系统的固有频率取决于硬点的刚度,同时也和硬点的自身排布情况相关。为了达到固有频率的指标要求,文中针对六杆硬点定位机构的相关参数指标进行研究,主要分析硬点机构的分布半径、定位夹角、轴向刚度和轴向拉压力极限,为后续结构参数的设计选择提供依据,这是国内对 SiC 主镜进行六杆硬点定位的初次尝试。

1 主镜的硬点定位

1.1 硬点定位原理

六杆硬点定位装置是由 Stewart 平台发展而来

的,由六个相同的硬点组成,限定反射镜的六个自由度,能够精确调节反射镜相对于镜室的位置和姿态。文中采用的是六杆硬点机构对 4 m SiC 主镜进行定位,结构类似于 Stewart 平台^[7],两两一组、三组均布,上端与粘接在主镜背板上的楔形块连接,下端与镜室内刚性构件连接,结构形式如图 1 所示。

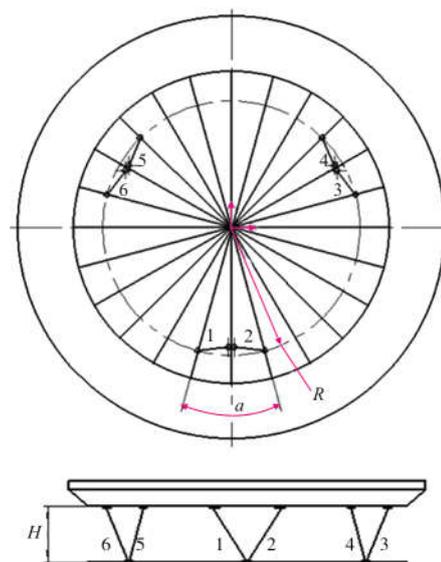


图 1 硬点定位连接示意图

Fig.1 Schematic of hardpoint positioning attachments

根据空间机构的自由度公式计算硬点自由度:

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

式中: F 为机构中自由度总数; n 为机构中完全独立的构件数; g 为机构中运动副的数目; f_i 为第 i 个运动副的相对自由度数。六杆硬点定位装置可以简化为六个拉伸杆和上下两个连接平台,则在整个机构中独立构件数 $n=14$;每个杆件上下连接处和自身各有一个运动副,故 $g=18$;工作状态下运动副相对自由度的总数 $\sum_{i=1}^g f_i=36$,则 $F=6 \times (14-18-1)+36=6$;静止状态下 $\sum_{i=1}^g f_i=30$,则 $F=6 \times (14-18-1)+30=0$ 。即:六杆硬点定位装置具有六个调整自由度,可以完全限制主镜的所有自由度。

1.2 硬点定位要求

硬点机构不仅要能够精确保证主镜位置,还需要具备以下功能:(1)高轴向刚度。由于气压式力促动器的刚度相对较低,硬点的刚度决定了主镜支撑系统中固体的共振频率,所以为了提高主镜的自振

频率,硬点机构必须达到一个非常高的轴向刚度^[8-9];
 (2) 力学物理量实时反馈。硬点还需要将重力、风载、系统误差或是望远镜操作误差等施加到主镜上的力或力矩实时地反馈给主动光学系统,进而指导支撑和定位系统的调整;(3) 过载保护。假设出现力促动器系统压力故障、地震或其它突发情况,为了避免主镜自重突然施加在硬点上导致主镜背板连接处产生较大局部应力、损坏主镜,当受力超过一定值时,要求硬点机构能够迅速脱离其正常位置,实现过载保护。

1.3 硬点结构

六杆硬点定位机构是由六个相同的硬点组件构成的,每个硬点有五大主要部件,结构形式如图 2 所示,分别为:用于连接硬点和镜室的基座;用于控制硬点长度、调节主镜空间位置的位移促动器;用于测量外部零散载荷施加到硬点上的瞬时力,并将其实时传递到力促动器上的测力传感器;用于过载保护,当受力超过一定值时,可以使硬点与反射镜分离,避免主镜受到较大冲击的轴向分离装置;用于径向解耦,保证硬点机构自由度为 6 的柔性支承。其中,位移促动器的轴向位移决定了硬点的长度,其结构设计要求能够对长度进行精确、实时地调节。轴向分离装置在正常工作情况下刚性连接,但当受力达到阈值时,要求进行快速响应、迅速断开使得主镜安全落到静态支撑上。较之其他定位机构,六杆硬点机构可以实现对主镜位姿实时、精确地调整。

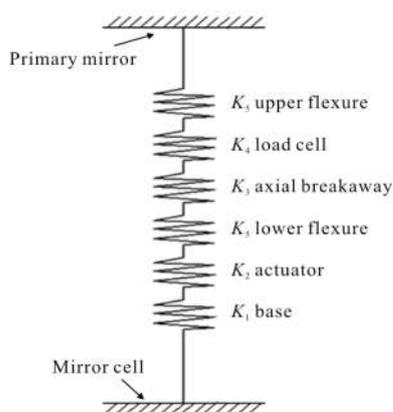


图 2 硬点结构示意图

Fig.2 Schematic of hardpoint structure

2 硬点参数优化

为了最大程度地提高主镜支撑系统的固有频

率,应用有限元方法并借助于有限元软件 Msc. Patran 对硬点的相关性能参数进行优化设计。首先确定硬点的空间布局,基于 4 m SiC 主镜的结构形式,要求选择的硬点分布半径和定位夹角可使得系统的一阶频率达到峰值。同时,要求设计结构的整体轴向刚度能够保证支撑系统的固有频率,故需初步确定轴向刚度,并在后续具体的结构设计完成后再进行验证与优化。为了使轴向分离装置真正实现其过载保护的功能,需要对硬点可承受的轴向拉压力的最大值进行分析与确定。

2.1 硬点分布半径优化

由于主镜背板非整片式,是由环筋和径向肋板交接而成的,故硬点上端输出连接点一定是在其相交处,如图 3 所示。计算六点对主镜的一阶谐振频率,当六点均布时,系统的一阶谐振频率达到最高。对任一半径分布在 393~1 484 mm 之间的环筋,取其于肋板相交处(半径值依次为 393、529、664、799、933、1 068、1 207、1 345、1 484 mm)均布六个连接点,计算出对应的一阶谐振频率,如图 4 所示。计算结果表明,硬点分布半径为 1 345 mm 时,系统一阶谐振频率最高。

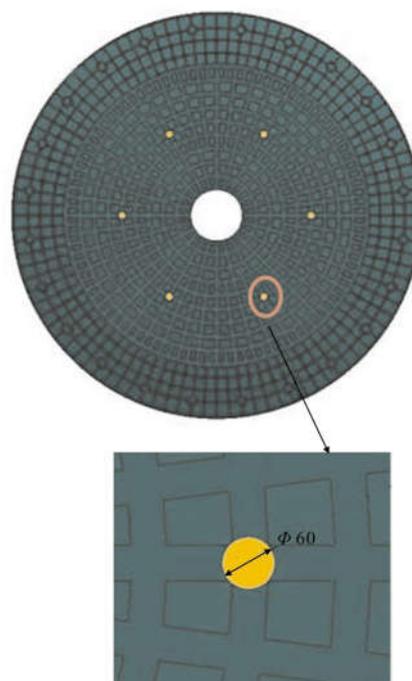


图 3 主镜背板上硬点分布情况

Fig.3 Hardpoint distribution in primary mirror backface

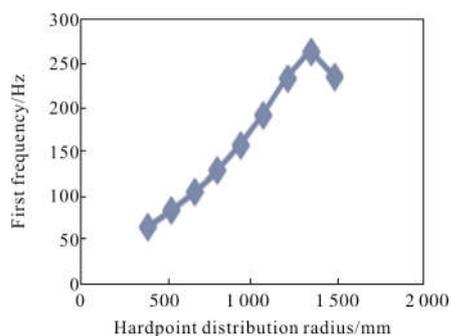


图 4 不同分布半径下的主镜一阶谐振频率

Fig.4 First frequency of primary mirror in different distribution radius

2.2 硬点定位夹角和机构长度

在主镜模型上增加六杆硬点机构模型，将硬点机构简化为杆单元，分布情况见图 1。其中，在主镜背板上，每组硬点连接点之间的夹角称为硬点定位夹角，记为 α ；硬点上下安装面之间的距离，记为 H 。

受限于径向肋板分布情况(见图 3)，硬点定位夹角 α 可选角度只有 15° 、 30° 、 45° 和 60° 。假定刚度值为 $10\ 000\ \text{N/mm}$ ，赋予杆单元 45 钢材料属性，硬点上下安装面之间的距离 H 的变化可间接反映杆长的变化，随着杆长变化可绘制出在不同的硬点定位夹角 α 下，上下安装面距离 H 与系统一阶谐振频率的曲线图，如图 5 所示。

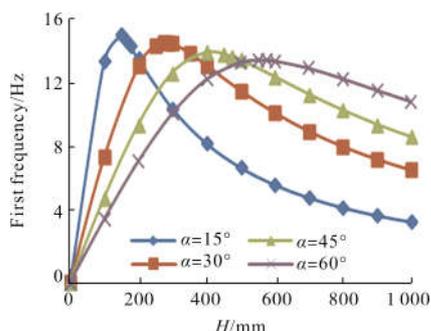


图 5 硬点上下安装面距离与主镜一阶谐振频率的关系

Fig.5 First frequency of primary mirror in different distance from the upper plane to the lower plane

根据硬点结构的初步排布，硬点长度估计在 $700\sim 900\ \text{mm}$ ，因此选用定位夹角为 60° ，后期再根据硬点结构的具体设计进行机构长度的调整。

2.3 硬点机构刚度确定

六杆硬点定位机构的刚度与六个硬点组件在空间中的分布位置和单个硬点的轴向刚度有关，而单

个硬点的轴向刚度为各个组成部件刚度的串联，即：

$$1/K_{\text{Hardpoint}} = 1/K_1 + 1/K_2 + 1/K_3 + 1/K_4 + 1/K_5 \quad (2)$$

式中： K_1 为基座轴向刚度； K_2 为位移促动器轴向刚度； K_3 为轴向分离装置轴向刚度； K_4 为测力传感器轴向刚度； K_5 为柔性支承轴向刚度。

在硬点分布半径、定位夹角初步确定情况下，采用有限元软件 Msc.Patran 进行模态分析，可以得到单个硬点轴向刚度与系统一阶谐振频率的关系，如图 6 所示。 $4\ \text{m}\ \text{SiC}$ 主镜主动支撑系统要求系统固有频率大于等于 $15\ \text{Hz}$ ，由分析结果得到 $15\ \text{Hz}$ 下对应的轴向刚度为 $12\ 270\ \text{N/mm}$ 。给定安全系数 $n=1.2$ ，取单个硬点的轴向刚度值 $K=15\ 000\ \text{N/mm}$ 。以此刚度值对整个硬点机构进行计算、结构设计，则最后测得的系统谐振频率也应满足大于等于 $15\ \text{Hz}$ 的设计要求，此结果将在结构设计完成后进行验证。

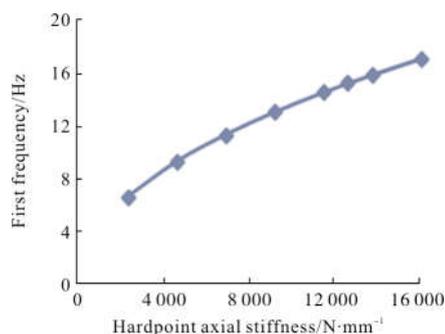


图 6 不同硬点轴向刚度下主镜一阶谐振频率

Fig.6 First frequency of primary mirror in different axial stiffness of the hardpoint

2.4 轴向拉压力极限

为了避免突发状况下主镜背板连接处产生过大的局部应力，当轴向拉压力达到极值时，轴向分离装置使得硬点机构能够迅速脱离其原有位置，保护主镜免受冲击。硬点机构拉压力极限的脱离值在楔块与主镜接触面上造成的应力不能超过主镜材料的许用应力。由以往经验可知， SiC 可承受的最大应力极限为 $1\ \text{MPa}$ ，则支撑垫上的最大应力必须小于 $1\ \text{MPa}$ 。粘在主镜背板连接处的支撑垫是直径为 $\Phi 60\ \text{mm}$ 的圆垫(圆垫局部放大见图 3)。

根据有限元模型计算分析，当施加在硬点上的最大轴向力是 $545\ \text{N}$ 时，楔形块上的最大主应力为

0.982 MPa, 如图 7 所示, 满足设计要求。取安全系数在 1.2~1.5 之间, 理论上, 轴向拉力极限值略大于轴向压力极限值, 但在初期设计阶段, 轴向拉压力极限值均取 400 N。

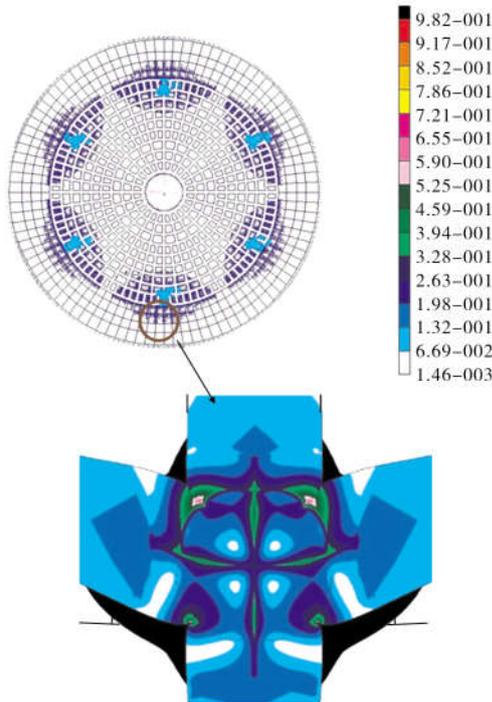


图 7 轴向载荷引起的主镜应力云图

Fig.7 Mirror stress diagram due to the axial load

3 结 论

对于 4 m SiC 主镜六杆硬点定位机构, 根据硬点定位的原理, 初步确定结构布局。然后借助有限元软件, 根据主镜支撑系统固有频率大于等于 15 Hz 的光学指标要求对机构的各项性能指标进行设计, 优化六杆硬点定位机构, 确定出硬点分布半径为 1 345 mm、定位夹角为 60°、单个硬点刚度为 15 000 N/mm; 其中, 采用轴向分离装置使主镜免受冲击, 分析计算出硬点的轴向拉压力极限为 400 N。此外, 硬点机构仍处于设计阶段, 相关参数有待检验。

参 考 文 献:

- [1] Wang Shuai, Deng Yongting, Zhu Juan. Disturbance rejection control for large ground-based telescope [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2017, 25(10): 2627-2635. (in Chinese)
- [2] Yan Conglin. Design and analysis for the support structure of large aperture rectangular mirror [D]. Chengdu: Institute of Optics and Electronics, Chinese Academy of Sciences, 2013. (in Chinese)
- [3] Li Jianfeng, Wu Xiaoxia, Shao Liang. Study on active support for large SiC primary mirror and force actuator design [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2016, 45 (7): 0718003. (in Chinese)
- [4] Zhao Yongzhi, Shao Liang, Ming Ming, et al. Assembly for large aperture telescope primary mirror support system [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2017, 46 (9): 0918003. (in Chinese)
- [5] Wang Huai, Dai Shuang, Wu Xiaoxia. Shafting structure design in a 600 mm thin mirror active optics telescope [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2015, 44 (4): 1260-1266. (in Chinese)
- [6] Peng Yao, Zhang Jingxu, Yang Fei, et al. Hardpoint location technique of large mirror based on active optics [J]. *Laser & Infrared*, 2016, 46(2): 139-144. (in Chinese)
- [7] Ma Jiayi. Singularity analysis of six degrees of freedom of parallel manipulators using geometric algebra [D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2017. (in Chinese)
- [8] Neill D, Angeli G, Clever C, et al. Overview of the LSST active optics system [C]//SPIE, 2014, 9150: 91500G.
- [9] Lan Bin, Yang Hongbo, Wu Xiaoxia, et al. Optimal design of $\Phi 620$ mm ground mirror assembly [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2017, 46(1): 0118001. (in Chinese)