

2 m 级望远镜主动调节侧向支撑机构设计与优化

高则超^{1,2}, 郝亮^{1*}, 王富国¹, 张丽敏¹, 王瑞^{1,2}, 范磊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. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘要: 基于某 2 m 轻量化 SiC 主镜, 设计了一种新型主动调节侧支撑机构。先分析常用的侧向支撑机构的结构形式和特点; 再设计由位移促动器、柔性铰链结构和嵌入杠杆系统等部件组成的主动调节支撑机构; 最后, 对机构的支撑力和移动量进行有限元分析, 并且搭建实验平台, 对其进行刚度和调节能力测试。试验结果表明: 当支撑力为 562.55 N 时, 杠杆结构中位移促动器承受的力为 97.57 N, 大大降低了位移促动器的刚度、强度要求; 位移促动器行程为 0.065 mm, 是支撑杆中的 22 倍, 大大降低了位移促动器分辨率要求; 试验测得刚度为 1 225 N/mm, 达到了设计要求, 表明这种柔性杠杆支撑系统具有很好的工程应用能力。

关键词: SiC 主镜; 侧向支撑; 杠杆系统; 主动调节

中图分类号: TH751 **文献标志码:** A **DOI:** 10.3788/IRLA201948.0814001

Design and optimization of active adjusting lateral support mechanism for 2 m telescope

Gao Zechao^{1,2}, Hao Liang^{1*}, Wang Fuguo¹, Zhang Limin¹, Wang Rui^{1,2}, Fan Lei¹

(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: Based on a 2 m lightweight SiC primary mirror, a new type of active adjusting lateral support mechanism was designed. Firstly, the structure forms and characteristics of the commonly used lateral support mechanism were analyzed; and then the active adjusting support mechanism composed of displacement actuator, flexible hinge structure and embedded lever system was designed. Finally, the finite element analysis of the support force and the displacement of the mechanism were carried out, and the experimental platform was built to test the stiffness and the energy-saving ability of the mechanism. The experimental results show that when the supporting force is 562.55 N, the force acting on the displacement actuator in the lever structure is 97.57 N, and the stiffness and strength requirements of the displacement actuator are greatly reduced; The stroke of the displacement actuator is 0.065 mm, which is 22 times that of the supporting rod, and greatly reduces the resolution requirement of the displacement

收稿日期: 2019-04-28; 修订日期: 2019-05-20

作者简介: 高则超(1991-), 男, 硕士生, 主要从事光机系统结构设计与分析方面的研究。Email: 1040910788@qq.com

导师简介: 王富国(1979-), 男, 研究员, 博士生导师, 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的研究。

Email: wfg109@163.com

actuator; The stiffness measured by the experiment is 1 225 N/mm, which meets the design requirements. It shows that the flexible lever support system has good engineering application ability.

Key words: SiC primary mirror; lateral support; lever system; active regulation

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^[1-2]。主镜作为光电望远镜主光学系统中的关键元件,其面形精度直接影响望远镜的成像质量^[3]。一般而言,轴向支撑产生的主镜变形影响更大,但随着主镜径厚比的增大,以及新型镜坯材料的使用和凹面镜、弯月镜等新结构形式的应用,侧向支撑研究的重要性日益提高。

侧支撑形式根据主镜的直径和应用形式而具有多种类型,并且根据主镜的受力来分类。WHT 望远镜的 4.2 m 主镜使用径向均匀承重侧支撑。NTT 望远镜的 3.5 m 主镜使用径向等距推拉侧支撑。TST 望远镜的 4.2 m 主镜在外缘使用等间距的推拉剪切侧支撑。VLT 望远镜的 8.2 m 主镜则采用了外边缘不等间距推-拉-剪切侧支撑方式^[4]。

文中针对 2 m 级轻量化 SiC 主镜,在采用一种边缘切向剪切侧向支撑方案^[5]的基础上,设计了一种新型的主动调节侧向支撑机构。对机构的支撑力和移动量进行有限元分析,并且搭建实验平台,对其进行刚度测试试验,评估工程应用能力。

1 主动调节的侧向支撑机构

文中研究了 2 m 级轻质 SiC 主镜侧向支撑机构, SiC 镜材比其他镜面材料具有更高的比刚度和更大的热膨胀系数。

文中研究了 2 m 级轻量化 SiC 主镜侧向支撑机构, SiC 主镜材料比其他镜面具有更高的比刚度和更大的热膨胀系数。其尺寸以及 SiC 材料的特殊性对支撑总体方案提出了很高的要求。侧向支撑的主要目的是限制主镜的径向位移,并且保证满足设计要求的面形精度^[6]。文中设计主动调节侧向支撑机构的主要组成包括位移促动器、杠杆结构、柔性件 1、套筒螺母、支撑杆、测力传感器、柔性件 2、殷钢垫等,图 1 为侧向支撑机构的示意图。

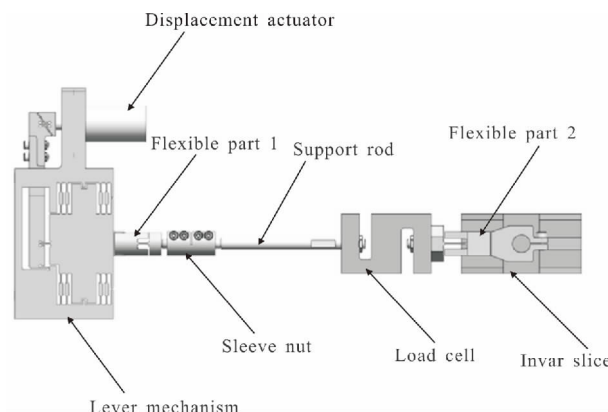


图 1 侧向支撑机构的示意图

Fig.1 Schematic diagram of lateral support mechanism

1.1 杠杆机构

设计侧支撑机构时,需要考虑一个最关键的问题是位移促动器的分辨率。放大位移促动器的量程是提高分辨率的最有效方法。因此,设计了一种基于柔性铰链技术的新型微杆放大机构,如图 2 所示。

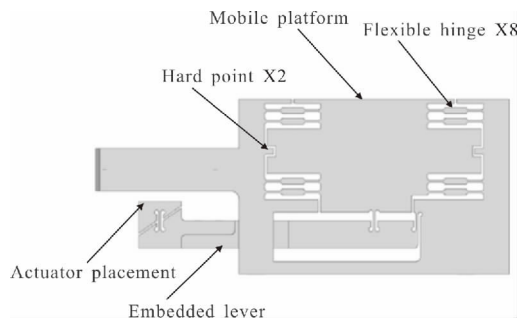


图 2 微杠杆放大机构

Fig.2 Micro lever magnification mechanism

来自促动器的位移通过嵌入式杠杆传入到移动平台,移动平台只沿切向杆轴线移动,沿着另外 5 个自由度的运动受到柔性铰链的限制。沿着杆轴线的运动被硬点限制在 ± 1 mm 之间,当任何弯曲的灾难性故障,使移动平台只能产生 1 mm 的运动。

杠杆比为 6 时,该设计降低了促动器的刚度、强度和分辨率要求。该设计还有一个优点,那就是促动器的重量都由主镜室来承担,减小了主动连接机构重力大而带来的波前误差。

1.2 柔性件 1

由于侧向支撑在光轴水平的情况下起到主要作用,镜子沿径向方向热膨胀,侧向支撑结构对主镜的作用力垂直于光轴,并且其合力通过镜子重心。柔性件 1、柔性件 2 均为含有柔性铰链的机构,有效地减小了装配应力和热应力。

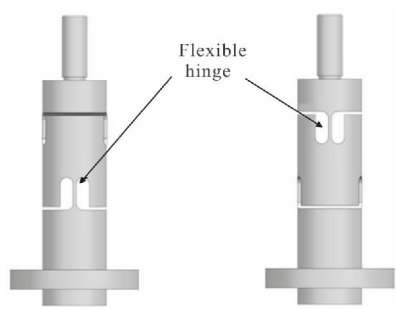


图 3 柔性件 1

Fig.3 Flexible part 1

柔性铰链通过构件的指定位置的轻微角度弹性变形传递运动,消除了传动过程中的间隙和摩擦。它具有结构紧凑,刚性高,响应快的特点,传统的柔性结构如图 4 所示。

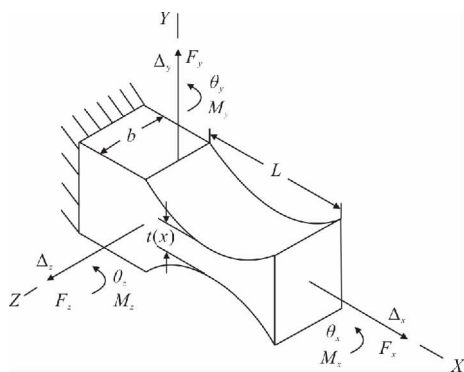


图 4 传统的柔性铰链参数

Fig.4 Traditional flexure hinge parameters

其中, b 为柔性部分的宽度, $t(x)$ 为柔性变形部分在 X 方向上的横截面厚度的函数, L 为柔性部分的长度,分别在 X 、 Y 、 Z 三个方向上施加力 F_x 、 F_y 、 F_z , 并且扭矩为 M_x 、 M_y 、 M_z , 悬臂梁的自由端位移为 Δ_x 、 Δ_y 、 Δ_z , 和转动为 θ_x 、 θ_y 、 θ_z ^[7]。

在实际设计过程中,设计不需要柔性结构构件 Z 方向上的位移量和 X 、 Y 方向上的旋转量,如图 3 所示。因此,柔性构件的相应刚度相对较高,并且相应的施加力和扭矩 F_z 、 M_x 、 M_y 对可忽略不计。在做出

上述简化后,可以得到如下关系:

$$\begin{pmatrix} \theta_z \\ \Delta_y \\ \Delta_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} M_z \\ F_y \\ F_x \end{pmatrix} \quad (1)$$

式中: $[C]$ 为相应的柔度矩阵。

根据叠加原理,从图 3 可以看出: θ_z 所产生的因素 F_x 是无关紧要的,同样 Δ_y 与 F_x 也是无关紧要的, Δ_y 只与尺寸有关,那么公式(1)可简化如下:

$$\begin{pmatrix} \theta_z \\ \Delta_y \\ \Delta_x \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C_{11} & C_{12} & 0 \\ C_{21} & C_{22} & 0 \\ 0 & 0 & C_{33} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} M_z \\ F_y \\ F_x \end{pmatrix} \quad (2)$$

根据功能原理,可得:

$$U = \frac{1}{2} \left(\int_0^L \frac{F_x^2}{EA(x)} dx + \int_0^L \frac{M_{z1}^2}{EI_z(x)} dx \right) \quad (3)$$

式中: $M_{z1} = M_z + F_y \cdot x$; $A(x) = bt(x)$; $I_z(x) = \frac{1}{12} br^3(x)$ 。

根据弯曲与拉压变形关系,可得:

$$\theta_z = \frac{\partial U}{\partial M_{z1}} \quad (4)$$

$$\Delta_y = \frac{\partial U}{\partial F_y} \quad (5)$$

$$\Delta_x = \frac{\partial U}{\partial F_x} \quad (6)$$

将公式(4)、(5)、(6)代入公式(3)中,可以得到:

$$\begin{pmatrix} \theta_z \\ \Delta_y \\ \Delta_x \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{12}{Eb} \cdot \int_0^L \frac{M_z + F_y \cdot x}{t^3(x)} dx \\ \frac{12}{Eb} \cdot \int_0^L \frac{(M_z + F_y \cdot x) \cdot x}{t^3(x)} dx \\ \frac{1}{Eb} \cdot \int_0^L \frac{F_x}{t(x)} dx \end{pmatrix} \quad (7)$$

比较等式(2),可以在相应的柔度矩阵中得到未知量:

$$\begin{cases} C_{11} = \frac{12}{Eb} \cdot \int_0^L \frac{dx}{t^3(x)} \\ C_{12} = C_{21} = \frac{12}{Eb} \cdot \int_0^L \frac{x dx}{t^3(x)} \\ C_{22} = \frac{12}{Eb} \cdot \int_0^L \frac{x^2 dx}{t^3(x)} \\ C_{33} = \frac{1}{Eb} \cdot \int_0^L \frac{dx}{t(x)} \end{cases} \quad (8)$$

根据等式(8),得到柔性铰链的柔性矩阵由弹性模量 E 、柔性构件沿 X 向截面厚度的函数 $t(x)$ 、柔性部分的长度 L 和柔性的宽度 b 确定。由于柔性铰链

中部较为薄弱,此部分产生的弹性变形对铰链功能的贡献最大,因此其最小厚度 t 对铰链性能影响很大^[8]。基于满足 2 m 级轻量化 SiC 主镜侧支撑机构柔度的设计要求,确定柔性件 1 的柔性铰链参数 $E=206\text{ GPa}$ 、 $t=1\text{ mm}$ 、 $L=10\text{ mm}$ 、 $b=50\text{ mm}$ 。

2 支撑力和刚度计算

2.1 侧支撑力计算

根据边缘切向剪切侧向支撑方案^[5],侧支撑力分别为 144.32、104.05 和 562.55 N,分布情况如图 5 所示。

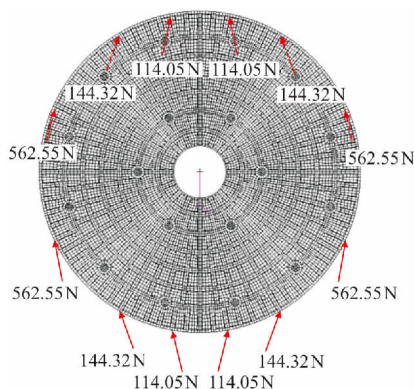


图 5 侧向支撑力的分布

Fig.5 Lateral support forces

2.2 侧支撑机构刚度确定

支撑结构要在设计阶段需充分考虑检测、装调、运输、环境试验等应用环境,满足对大口径的支撑及在上述环境下,保持设计指标要求的刚度要求^[9]。

模型是在轴向支撑采用 18 点 Whiffletree 结构的基础上,侧向支撑通过边缘切向剪切原理采用 12 个边缘离散支撑点进行支撑,如图 6 所示。使用有

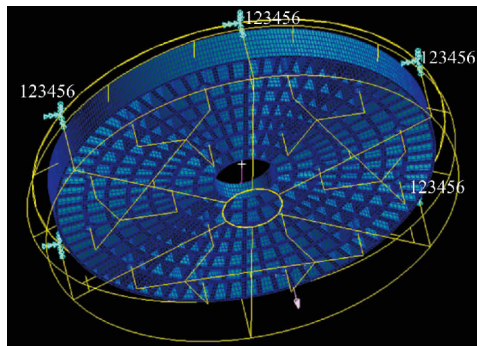


图 6 主镜系统有限元模型

Fig.6 Finite element model of primary mirror system

限元软件 Msc.Patran 进行模态分析,全约束均匀分布在主镜室上的 6 个位置点,得到侧支撑机构的轴向刚度与系统的一阶谐振频率之间的关系,如图 7 所示。2 m SiC 主镜主动支撑系统要求主镜固有频率大于等于 15 Hz,由分析结果得到 15 Hz 下对应的轴向刚度为 1 100 N/mm。

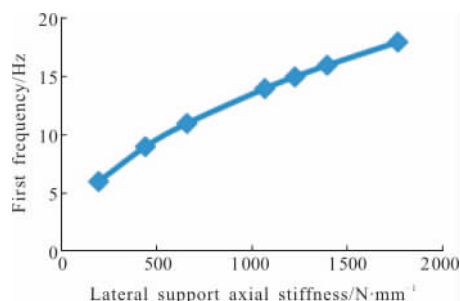


图 7 不同侧向支撑机构轴向刚度下主镜一阶谐振频率

Fig.7 First harmonic frequency of primary mirror under axial stiffness of different lateral support mechanisms

3 侧支撑机构的有限元分析

通过有限元软件 Hypermesh 和 Patran/Nastran,采用手动划分网格的方式简化建立侧支撑组件系统的有限元模型。以侧支撑力 562.55 N 为例,在试验中,驱动位移促动器施加位移,使得测力传感器数值显示 562.55 N,有限元分析最大应力为 $3.24 \times 10^3\text{ MPa}$,远低于要求的许用应力,相应的应力云图如图 8 所示。再测出另外 2 组支撑力分布为 144.32 N 和 104.05 N,记录支撑杆和杠杆受力以及移动量情况,如表 1 所示。

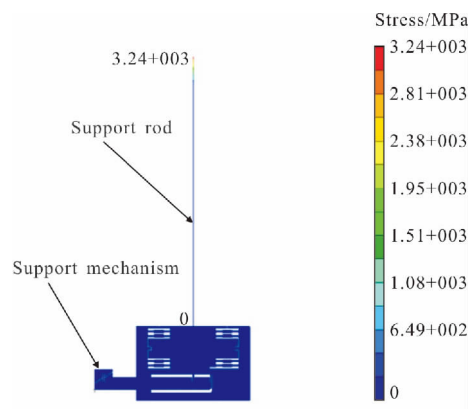


图 8 支撑力为 562.55 N 时杠杆结构应力云图

Fig.8 Stress cloud chart of lever structure when support force is 562.55 N

表 1 不同支撑力时支撑杆和杠杆的受力和移动量

Tab.1 Force and movement of supporting rods and levers with different support forces

Support rod force/N	Support rod movement/mm	Lever force/N	Lever movement/mm
562.55	0.002 9	97.57	0.065
144.32	0.000 8	25.03	0.017
104.05	0.000 5	18.05	0.012

实验结果表明:当支撑力为 562.55 N 时,杠杆结构中位移促动器承受的力为 97.57 N,降为支撑杆的 1/5.8(接近 1/6),大大降低了位移促动器的刚度、强度要求;位移促动器行程为 0.065 mm,是支撑杆中的 22 倍,大大降低了位移促动器分辨率要求,达到 2 m 主镜支撑的设计要求。

4 侧向支撑机构刚度测试试验

前文中可以看出,侧支撑机构的刚度是一个重要的设计参数。在文中,笔者设计并加工了一套侧支撑机构组件,并装配各组件,验证该侧支撑机构的实际刚度。

4.1 试验原理

在该测试试验中,通过微调旋钮代替移位促动器输出位移量,将旋转运动转化为直线运动。由于选用的微调旋钮和螺母之间是滑动螺旋,因为自身的结构特点,存在螺纹间隙。试验开始之前,需要对微调旋钮和螺母进行预先压紧,以消除两零件间在行进方向可能存在的空程差。

试验一阶段:旋转微调旋钮,使 Loadcell 测力传感器显示 200 N,即提供的预紧力 F_0 。

试验二阶段:利用千分表的测量值,做差求出每次支撑机构的变形量 Δx ;利用 Loadcell 测力传感器,测出所对应的力 F 。根据胡克定律 $\Delta F=k\Delta x$,侧向支撑机构的刚度 k 通过最小二乘法获得。

4.2 试验平台搭建和试验

搭建试验平台如图 9 所示,在该试验中,微调旋钮将转动转化为轴向移动,依次记录每次千分表的数值并做差得到 Δx ,同理记录测力传感器的示数并做差得到 ΔF 。最后,将试验中记录的测量数据录入计算机,利用 Matlab 软件进行后续的数据分析处理

工作,完成测试侧支撑机构的刚度测试试验。

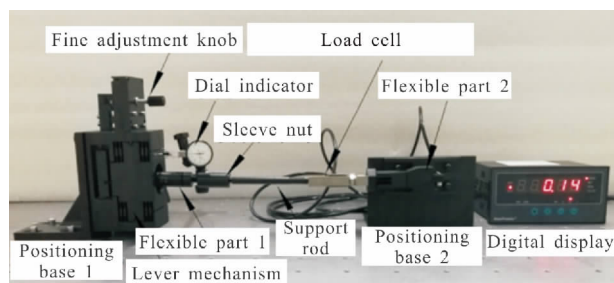


图 9 刚度测试试验平台照片

Fig.9 Photo of stiffness test platform

4.3 试验结果

利用 Matlab 软件,对刚度试验记录的数据进行处理和分析将千分表的示数差值作为横坐标,将测力传感器的示数差值作为纵坐标,测量数据显示在坐标系中。通过最小二乘法进行数据拟合,计算结果如图 10 所示。

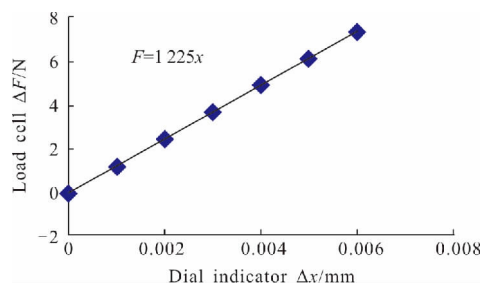


图 10 侧向支撑机构刚度测试结果

Fig.10 Stiffness test results of lateral support mechanism

试验结果显示:侧支撑组件柔性支撑刚度为 1 225 N/mm,满足设计要求指标。

5 结 论

文中设计了一种主动调节侧支撑机构,适用于 2 m 级轻量化 SiC 反射镜,12 个柔性侧支撑机构分布在主镜外圆周上。该侧支撑模式中的主镜消除了对心轴或轴向硬点定位的需要,并补偿了对主镜的机械和热效应的影响。杠杆比为 6 的杠杆结构,大大降低了微位移促动器的刚度、强度和分辨率要求,精确调节侧支撑力,刚度满足设计指标要求,表明侧向支撑机构合理可行。该设计方案对 2 m 及其以上口径的轻量化主镜主动调节侧向支撑机构研究具有较高的指导意义。

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)
王帅, 邓永停, 朱娟. 地基大口径望远镜伺服系统的抗扰动设计[J]. 光学精密工程, 2017, 25(10): 2627–2635.
- [2] Wei Mengqi, Wu Xiaoxia, Gao Zechao, et al. Performance analysis of hardpoint positioning mechanism for 4 m SiC primary mirror [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2019, 48(4): 0418004. (in Chinese)
魏梦琦, 吴小霞, 高则超, 等. 4 m SiC 主镜硬点定位机构指标性能分析[J]. 红外与激光工程, 2019, 48(4): 0418004.
- [3] 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)
赵勇志, 邵亮, 明名, 等. 大口径望远镜主镜支撑系统装调[J]. 红外与激光工程, 2017, 46(9): 0918003.
- [4] Wu Xiaoxia. Design research on tangent lateral support of thin meniscus mirror [J]. *Journal of Changchun University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, 2011, 34(1): 53–56. (in Chinese)
吴小霞. 弯月薄镜的切向侧支撑设计研究[J]. 长春理工大学学报(自然科学版), 2011, 34(1): 53–56.
- [5] Gao Zechao, Wang Fuguo, Ding Liang, et al. Design and optimization of edge tangential shear support on 2 m SiC lightweight primary mirror [J]. *Science Technology and Engineering*, 2018, 18(27): 130–134. (in Chinese)
高则超, 王富国, 丁良, 等. 2 m 级轻量化主镜的边缘切向剪切支撑设计与优化[J]. 科学技术与工程, 2018, 18(27): 130–134.
- [6] Liu Tingyu. Research on flexure mounts for a 1.23 m SiC telescope [D]. Changchun: Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, 2012. (in Chinese)
刘婷毓. 1.23 m SiC 轻量化主镜柔性支撑技术的研究[D]. 长春: 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 2012.
- [7] Shao Liang. Research on flexure lateral support mechanism design applied to primary mirror of telescope [J]. *Journal of Changchun University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, 2013, 36(6): 15–19. (in Chinese)
邵亮. 望远镜主镜柔性侧支撑机构设计研究[J]. 长春理工大学学报(自然科学版), 2013, 36(6): 15–19.
- [8] Xin Hongbing, Zheng Weizhi, Zhao Fu. Research on flexible hinges [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2003, 11(1): 89–93. (in Chinese)
辛洪兵, 郑伟智, 赵果. 新弹性铰链研究[J]. 光学精密工程, 2003, 11(1): 89–93.
- [9] Yang Xue, Zhang Xiaohui, He Xu. Optimization of rear end support structure for large aperture space telescope [J]. *Information Technology in China*, 2018, 14(34): 91–93. (in Chinese)
杨雪, 张晓辉, 何煦. 大口径空间望远镜后端支撑结构优化[J]. 中国科技信息, 2018, 14(34): 91–93.