

GEO 激光通信系统主镜组件优化设计

刘伟达^{1,2}, 孟立新^{1,2}, 张树仁¹, 张立中^{1,2}

(1. 长春理工大学 机电工程学院, 吉林 长春 130022;
2. 长春理工大学 空间光电技术国家地方联合工程研究中心, 吉林 长春 130022)

摘要: 为保证 GEO 激光通信系统主镜的面形误差、主镜组件的结构刚度满足设计要求, 需要进行主镜组件结构参数优化设计。由于组件的结构参数较多, 为避免参数之间重复优化, 提高优化设计效率, 采用正交优化方法, 用 9 种结构参数组合完成全部 81 种参数组合的主镜优化设计, 保证了 1 g 重力、2 °C 径向温差分别作用时的面形误差 RMS 值满足 $RMS \leq \lambda/50$ ($\lambda=632.8$ nm) 的面形精度要求, 并且改善了 5 °C 均匀温升作用下的面形误差 RMS 值; 在此基础上, 进行了柔性支撑优化设计。仿真分析表明, 主镜组件一阶频率为 213 Hz, 高于要求的 200 Hz 固有频率, 主镜在 1 g 重力、2 °C 镜体径向温差和 5 °C 均匀温升共同作用下的最大面形误差为 10.78 nm, 满足面形精度要求。经实验测试: 5 °C 均匀温升的面形误差 RMS 值为 7.27 nm, 优于设计要求。优化设计为主镜组件的设计、加工、装校提供了技术支持。

关键词: 激光通信; 主镜面形误差; 正交优化

中图分类号: V474.6; V412.4 **文献标志码:** A **DOI:** 10.3788/IRLA201645.1218004

Optimal design of primary mirror subassembly in GEO laser communication system

Liu Weida^{1,2}, Meng Lixin^{1,2}, Zhang Shuren¹, Zhang Lizhong^{1,2}

(1. Mechanical and Electronic Department, Changchun University of Science and Technology, Changchun 130022, China;
2. NUERC of Space and Optoelectronics Technology, Changchun University of Science and Technology, Changchun 130022, China)

Abstract: In order to meet the requirements of the surface error RMS value and stiffness of GEO (Geostationary Earth Orbit) laser communication primary mirror subassembly, the subassembly structure was optimized. Firstly, the optimal design of 9 group parameter combination of primary mirror was conducted by orthogonal optimization method, instead of total 81 group combination, avoiding repeating parameter optimization and heightening the efficiency of optimal design, in which the surface error RMS value on 1 g gravity and the one on 2 °C radial temperature difference were satisfied with $\lambda/50$ ($\lambda=632.8$ nm) surface error demand, the RMS value under 5 °C uniform temperature rise can be improved. Secondly, the flexure support was optimized. The simulation result showed that the first order fundamental frequencies is 213 Hz, superior to 200 Hz fundamental frequency, the maximum surface error RMS values

收稿日期: 2016-04-05; 修订日期: 2016-05-10

基金项目: 国家 863 计划(2012AAJ204)

作者简介: 刘伟达(1984-), 男, 博士生, 主要从事空间光机结构优化方面的研究。Email: 1158398209@qq.com

导师简介: 张树仁(1952-), 男, 教授, 博士生导师, 博士, 主要从事空间光机结构优化方面的研究。Email: srzhang@126.com

of 1 g gravity on three directions, 5 °C uniform temperature rise and 2 °C radial temperature difference is 10.78 nm, lower than surface error demand. The test demonstrated that the RMS value under 5 °C uniform temperature rise is 7.27 nm, less than design requirement. The optimal design provided technical support to process and alignment of primary mirror subassembly.

Key words: laser communication; primary mirror surface error; orthogonal optimization

0 引言

空间环境中重力的释放, 温度的剧烈变化会导致主镜面形变化过大, 严重影响光学性能, 使通信链接无法建立, 通信质量得不到保证。需要通过主反射镜组件结构优化设计, 使主镜面形精度满足指标要求, 同时保证系统的力学稳定性。

目前, 主反射镜的结构优化设计主要采用拓补优化^[1-2]和参数化建模^[3-5]两种方法。这两种方法都以减小反射镜质量为目标, 把微重力作用的变形量作为约束条件, 拓补优化通过设计反射镜的形状实现优化, 参数化建模是基于结构参数优化组合, 得到优化后的反射镜结构; 反射镜结构形成后, 支撑件采用柔性结构^[6-9], 使均匀温升或温降条件下的镜面变形量满足面形精度要求。

GEO 激光通信系统主镜组件设计要求如下:

(1) 1 g 重力、5 °C 均匀温升和 2 °C 径向温差^[10]共同作用下的面形误差 RMS 值满足设计指标 $RMS \leq \lambda / 50$ ($\lambda = 632.8 \text{ nm}$); (2) 主镜组件一阶固有频率高于 200 Hz。为了满足上述要求, 提高优化设计效率, 文中首先采用正交优化^[11]方法, 对主镜的镜体厚度、镜面厚度、支撑点的径向位置和加强筋的厚度等结构参数进行优化, 用 9 种结构参数的组合完成全部 81 种参数组合的主镜优化设计, 避免了参数之间重复优化, 提高了优化设计效率; 在此基础上, 进行了柔性支撑优化; 综合分析了主镜在 1 g 重力、2 °C 径向温差、5 °C 均匀温升共同作用下的面形误差、主镜组件的动态刚度变化, 使优化设计更加符合实际工况。仿真和实验测试结果表明, 主镜面形误差、主镜组件动态刚度都满足设计要求。

1 主镜组件组成及材料选择

文中的 GEO 激光通信系统主镜组件由主镜、支撑件和支撑背板组成, 组件结构如图 1 所示。主镜口

径为 250 mm, 反射面曲率为 -625 mm, 中心孔直径为 30 mm, 镜面厚度为 10 mm, 镜体厚度为 45 mm, 支撑点径向位置为距离中心 62.5 mm 的位置。主镜与支撑件之间用胶粘接, 支撑件与支撑背板用螺钉连接, 支撑背板通过螺钉连接到主镜室。

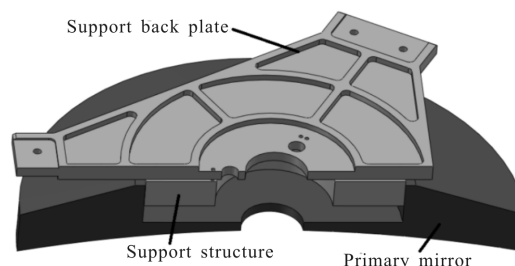


图 1 主镜组件结构示意图

Fig.1 Primary mirror components structure diagram

为保证主镜具有良好的力、热稳定性。主镜及其组件的材料选择按照以下原则进行: (1) 比刚度较高, 使系统在冲击、振动的影响下不易被损坏, 从而保证主镜组件的力学稳定性; (2) 主镜和支撑件选用线膨胀系数差异小的两种材料, 使主镜在均匀温升或温降载荷作用下的面形误差满足设计要求, 保证主镜的热稳定性; (3) 考虑机械、光学可加工性, 安全性, 使用成本和制造周期等因素。

根据以上的原则, 选取的材料如表 1 所示。SiC

表 1 主镜组件材料属性表

Tab.1 Primary mirror assembly material properties

| Part | Material | $\rho / \text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$ | E / GPa | $\lambda / \text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{C}^{-1})^{-1}$ | α / C^{-1} |
|---------|----------|--|------------------|--|--------------------------|
| Mirror | SiC | 3.2 | 400 | 180 | 2.4×10^{-6} |
| Support | TC4 | 4.4 | 114 | 7.4 | 9.1×10^{-6} |
| Plate | 4J32 | 8.1 | 141 | 13.8 | 2.2×10^{-6} |

材料弹性模量高, 比刚度高, 导热性能良好, 作为主镜材料; 钢(Invar4J32)材料线膨胀系数可调, 能够调整到与SiC材料的线胀系数只差 $0.2e^{-6} / \text{C}$, 达到主镜与支撑件之间的线胀系数匹配, 为支撑件材料; 为

保证主镜组件的结构轻量化,与支撑件连接的支撑背板采用密度较小的钛合金(TC4)材料。

2 主镜组件优化设计

主镜组件优化设计的约束条件为:(1) 轴向 1 g 重力、5℃均匀温升、2℃径向温差分别引起的主镜面形误差 RMS 值满足 $RMS \leq \lambda/50$ ($\lambda=632.8 \text{ nm}$) 要求, 20℃为主镜组件基准温度,5℃均匀温升指组件各零件都提高到 25℃的工况,2℃径向温差指主镜径向两侧分别添加 20℃和 22℃的温差工况;(2) 主镜组件一阶固有频率高于 200 Hz。主镜面形误差 RMS 值计算结果如表 2~4 所示。经过计算,1 g 重力、2℃径向温差分别作用下的面形误差 RMS 值优于设计要求;但是,由于支撑件和支撑背板的材料线膨胀系数差异较大,5℃均匀温升作用下的面形误差 RMS 值远远大于 $\lambda/50$ ($\lambda=632.8 \text{ nm}$),不能保证主镜光学性能,需要进行主镜组件优化设计,改善均匀温升的面形误差,同时保证前两个工况的主镜面形误差 RMS 值优于设计要求。

表 2 1 g 重力对主镜变形的影响结果

Tab.2 Influence 1 g gravity on primary mirror deformation

| Gravity direction | RMS/nm |
|-------------------|--------|
| X | 3.03 |
| Y | 1.76 |
| Z | 3.71 |

表 3 5℃均匀温升作用下主镜的面形误差 RMS 值

Tab.3 Primary mirror RMS value of surface precision under 5℃ uniform temperature rise

| Uniform temperature rise/℃ | RMS/nm |
|----------------------------|--------|
| 5 | 74.24 |

表 4 2℃径向温差作用下主镜的面形误差 RMS 值

Tab.4 primary mirror RMS value of surface precision under 2℃ radial temperature difference

| Radial temperature difference/℃ | RMS/nm |
|---------------------------------|--------|
| 2 | 4.23 |

2.1 主镜组件优化设计原理

均匀温升导致主镜面形变化量过大,严重影响

光学性能,所以以此工况为例,进行主镜组件优化设计原理分析。分析模型如图 2 所示。三个凸台的中点 A、B、C 为支撑点,在圆周方向以 120°均匀分布,形成了初始的等边支撑三角 ΔABC 。

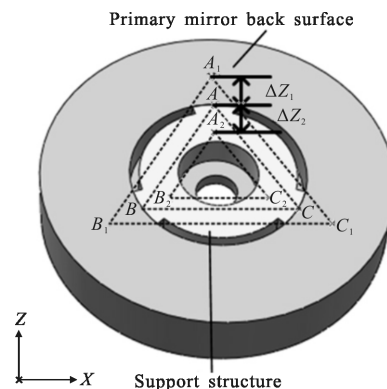


图 2 面形误差影响分析

Fig.2 Surface errors parameters analysis diagram

考虑到主镜和支撑件所用的材料线膨胀系数接近,支撑件和支撑背板的材料线膨胀系数差异较大,均匀温升过程中,支撑件、支撑背板之间的温度变化产生的力载荷通过 A、B、C 三点传递到主镜,是影响这三点位置变化的主要因素。温度上升会造成元件的膨胀,支撑件在主镜的内侧,膨胀时该组件上 A、B、C 三点会沿着径向往主镜外侧移动,形成支撑件支撑三角 $\Delta A_1B_1C_1$;相反,主镜上 A、B、C 三点形成主镜支撑三角 $\Delta A_2B_2C_2$ 。

A、B、C 三点在圆周方向均匀分布,三点受到的温度变化产生的力载荷相同,所以 $\Delta A_1B_1C_1$ 和 $\Delta A_2B_2C_2$ 也为等边三角形;这两个支撑三角的三个顶点与对应的初始支撑三角形 ΔABC 的顶点距离相同,只要计算出其中一点的温度引起的主镜、支撑件上三个顶点受到的力载荷,就可以得到这三点的主镜、支撑件的力载荷变化。文中以顶点 A 为例,计算力载荷变化,具体计算如下:

$$F=K_1\Delta z_1=K_2\Delta z_2 \quad (1)$$

式中:F 为支撑件、支撑背板之间的温度变化产生的力载荷; K_1 和 K_2 分别为支撑件、主镜的刚度; Δz_1 和 Δz_2 分别为支撑件、主镜在 A 点处的位移。主镜组件的结构、材料和安装位置一定的情况下,相同的均匀温升(降)引起的力载荷是不变的。要想减小均匀温升(降)引起的变形量,在考虑到结构重量、加工装调、线膨胀系数很难再进一步减小等因素,需要提高主

镜的刚度,降低主镜在接触点处的位移量,同时在支撑件中设置柔性支撑,降低支撑件刚度,释放力载荷,减少均匀温升引起的主镜面形误差。

从以上的分析可知,主镜组件优化设计应通过优化主镜、柔性支撑结构,使主镜面形误差、主镜组件的最低谐振频率都能满足设计要求。

2.2 主镜优化设计

为满足主镜组件优化设计约束条件(1),进行了主镜优化。主镜的结构参数的取值按照以下原则进行:(1) 镜体的径厚比通常在 5~8 之间^[2];(2) 支撑点的径向位置 r 选择要考虑悬臂梁效应,不能离中心过近或过远;(3) 镜面厚度 h 根据径厚比经验和支撑位置的取值;(4) 加强筋的厚度 t 根据加工工艺和径厚比的取值经验。这几个参数的取值如表 5 所示。

为避免参数之间的重复优化,提高主镜优化设计的效率,文中采用正交设计方法^[1],表 5 中的各个参数取值为该方法选择的因素水平。根据 $L_9(3^4)$ 标准正交表,用 9 种结构参数组合完成全部 81 种参数组合的主镜优化。由因素水平表和正交表得出表 6 中的 9 种主镜结构参数优化方案。表 6 中, N_1 表示 1g 轴向重力产生的面形误差 RMS 值, N_2 表示 5℃ 均匀温升产生的面形误差 RMS 值, N_3 表示 2℃ 径向温差产生的面形误差 RMS 值。

表 7 主镜 1g 重力、5℃ 均匀温升和 2℃ 径向温差面形精度 RMS 值的极差分析(单位: nm)

Tab.7 Variance analysis of RMS value of surface error of 1g gravity, 5℃ uniform temperature rise and 2℃ radial temperature difference(Unit: nm)

| | 1 g gravity | | | | 5℃ uniform temperature rise | | | | 2℃ radial temperature difference | | | |
|-------|-------------|-------|-------|-------|-----------------------------|--------|--------|--------|----------------------------------|-------|-------|-------|
| | t | r | h | H | t | r | h | H | t | r | h | H |
| K_1 | 12.21 | 5.75 | 4.58 | 8.14 | 227.52 | 120.51 | 123.19 | 145.15 | 40.66 | 21.86 | 22.49 | 30.1 |
| K_2 | 5.68 | 10 | 13.21 | 13.59 | 137.95 | 152.05 | 132.41 | 144.38 | 27.41 | 26.85 | 22.66 | 25.54 |
| K_3 | 9.61 | 11.75 | 9.71 | 5.77 | 100.63 | 193.54 | 210.5 | 176.57 | 19.77 | 39.13 | 42.69 | 32.2 |
| k_1 | 4.07 | 1.92 | 1.53 | 2.71 | 75.84 | 40.17 | 41.06 | 48.38 | 13.55 | 7.29 | 7.49 | 10.03 |
| k_2 | 1.89 | 3.33 | 4.41 | 4.53 | 45.98 | 50.68 | 44.14 | 48.13 | 9.14 | 8.95 | 7.55 | 8.52 |
| k_3 | 3.21 | 3.92 | 3.24 | 1.93 | 33.54 | 64.51 | 70.17 | 58.86 | 6.59 | 13.05 | 14.23 | 10.73 |
| R | 2.18 | 2 | 2.88 | 2.6 | 42.3 | 24.34 | 29.11 | 10.73 | 6.96 | 5.76 | 6.74 | 0.7 |

位置、镜面厚度、加强筋厚度这几个因素的三个水平条件下的主镜面形 RMS 值之和, k_1 、 k_2 、 k_3 分别为 K_1 、

表 5 主镜结构参数因素水平表

Tab.5 Levels of primary mirror structure parameters

| Level | Factors | | | |
|-------|---------|--------|--------|--------|
| | t/mm | r/mm | h/mm | H/mm |
| 1 | 4 | 37.5 | 5 | 35 |
| 2 | 5 | 50 | 7 | 40 |
| 3 | 6 | 62.5 | 10 | 45 |

表 6 主镜变形量正交优化方案(单位: nm)

Tab.6 Orthogonal optimization scheme of primary mirror surface error(Unit: nm)

| Number | t | r | h | H | N_1 | N_2 | N_3 |
|--------|-----|------|-----|-----|-------|--------|-------|
| 1 | 4 | 37.5 | 5 | 35 | 1.06 | 50.09 | 9.09 |
| 2 | 4 | 50 | 7 | 40 | 7.17 | 63.42 | 9.29 |
| 3 | 4 | 62.5 | 10 | 45 | 3.98 | 114.01 | 22.28 |
| 4 | 5 | 37.5 | 7 | 45 | 0.97 | 33.78 | 5.43 |
| 5 | 5 | 50 | 10 | 35 | 2.01 | 59.85 | 13.07 |
| 6 | 5 | 62.5 | 5 | 40 | 2.7 | 44.32 | 8.91 |
| 7 | 6 | 37.5 | 10 | 40 | 3.72 | 36.64 | 7.34 |
| 8 | 6 | 50 | 5 | 45 | 0.82 | 28.78 | 4.49 |
| 9 | 6 | 62.5 | 7 | 35 | 5.07 | 35.21 | 7.94 |

为找出影响面形的主要因素,需要分别对各个结构参数引起的面形误差 RMS 值进行分析。结果如表 7 所示。 K_1 、 K_2 、 K_3 分别表示镜体厚度、支撑点径向

K_2 、 K_3 对应的面形误差 RMS 值的平均值, R 为 k_1 、 k_2 、 k_3 之间的最大差值,即极差值,极差越大,表明某个因

素下所选的水平对面形 RMS 值影响越大。

5℃均匀温升条件下,每个参数的极差值大大高于 1 g 轴向重力、2℃径向温差工况下的值,大大超过 $\lambda/50(\lambda=632.8\text{ nm})$,其中加强筋厚度的极差最大,达到了 $\lambda/15(\lambda=632.8\text{ nm})$,支撑点径向位置、镜面厚度的极差也分别达到了 $\lambda/50$ 、 $\lambda/21$,对面形的影响主次顺序为:加强筋厚度 t 、镜面厚度 h 、支撑点径向位置 r 、镜体厚度 H ;根据三个水平的面形平均值,得到了 5℃均匀温升条件下的最优参数组合: $t=6\text{ mm}$, $r=37.5\text{ mm}$, $h=5\text{ mm}$, $H=40\text{ mm}$ 。2℃径向温差工况下,各参数极差值年远小于 $\lambda/50(\lambda=632.8\text{ nm})$,最大为 $\lambda/91$,从各个参数的 3 个水平可以看出,有的参数组合条件下的面形 RMS 略大于 $\lambda/50$,最大达到了 $\lambda/43$,对参数进行优化组合,会使该工况的主镜面形精度大大优于设计要求,参数优化组合结果、对面形的影响主次顺序与 5℃均匀温升时相同。1 g 轴向那个重力工况对面形 RMS 值的影响最小,面形 RMS 值最大仅为 $\lambda/139$ 。因此,最优参数组合为 5℃均匀温升和 2℃径向温差工况下的最优参数组合,该组合的面形误差 RMS 值计算结果如表 8 所示。

表 8 参数最优组合时的主镜面形精度

Tab.8 Primary mirror surface error of parameter optimum assembly

| Load case | RMS/nm |
|----------------------------------|--------|
| 1 g gravity | 6.56 |
| 5℃ uniform temperature rise | 21.99 |
| 2℃ radial temperature difference | 4.18 |

采用最优参数组合的结构时,5℃均匀温升、2℃径向温差、1 g 重力分别作用下的主镜面形 RMS 值小于正交优化的 9 种方案时的值,5℃均匀温升时的 RMS 值大大改善,比采用优化前的主镜结构时降低了 52.25 nm,达到 21.99 nm,钛合金(TC4)材料支撑背板和钢(Invar4J32)材料支撑件之间的线膨胀系数不匹配对温度变形的影响大大降低。因此,把这组参数组合作为优化后的主镜结构参数组合,即镜面厚度 $h=5\text{ mm}$ 、镜体厚度 $H=40\text{ mm}$ 、加强筋厚度 $t=6\text{ mm}$ 、支撑点径向位置 $R=37.5\text{ mm}$,结构如图 3 所示。根据 2.2 节的主镜组件优化设计原理,如果要使主镜在均匀温升作用下的面形误差优于面形精度要求,需要进行支撑件的柔性支撑优化设计。

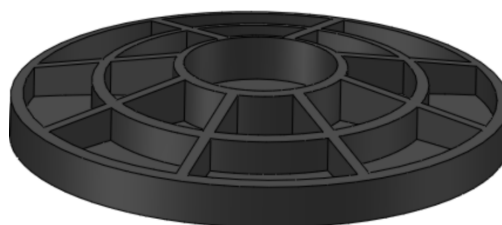


图 3 主镜结构示意图

Fig.3 Primary mirror structure diagram

2.3 柔性支撑优化设计

柔性支撑的优化设计是在主镜面形误差和主镜组件刚度之间寻求平衡,使在 5℃均匀温升条件下的主镜面形误差、主镜组件的固有频率都能满足设计要求。

镜体与支撑件通过凸台连接,采用线切割的方法,在凸台对应的支撑件上切割出圆弧形的槽,形成薄片,作为柔性支撑,提供径向柔性,降低支撑件的刚度。图 4 为柔性支撑的示意图。以槽的弧长 L 、薄片的厚度 t 为变量,把主镜 5℃均匀温升条件下的面形误差 RMS 值、主镜组件的固有频率作为目标函数,寻找两个变量的最优值。根据材料属性和加工工艺, L 取 30°、45°、60°和 90°, t 取 2、3、4 mm,以上参数变化对应 5℃均匀温升面形 RMS 值、主镜组件的一阶固有频率变化,如图 5 所示。

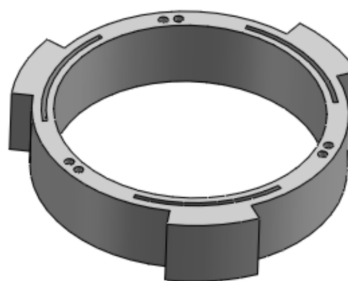
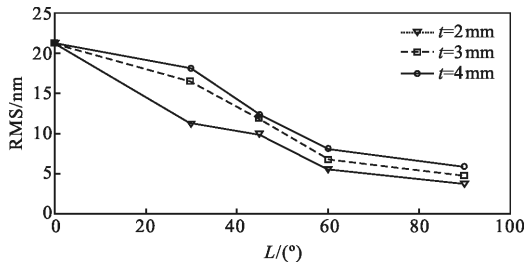


图 4 柔性支撑结构示意图

Fig.4 Flexible support structure diagram

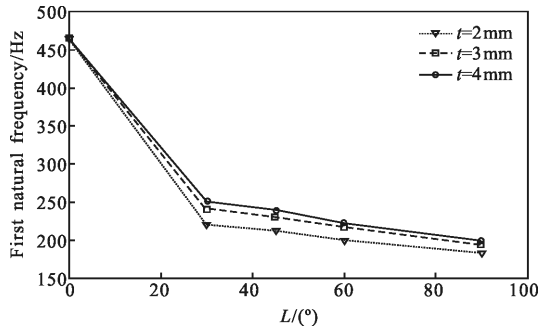
从图 5 可以看出,狭缝的弧长 L 对主镜的面形误差 RMS 值、组件的一阶固有频率影响较大,当 L 为 60°时,薄片厚度为 t 为 2 mm 时,主镜组件一阶固有频率为 213 Hz,5℃均匀温升作用下的主镜面形精度为 7.19 nm,满足设计要求, t 为 4 mm 时,面形精度 RMS 值为 10.33 nm,仍然满足设计要求; L 为 90°时,面形精度 RMS 值大大低于 $\lambda/50(\lambda=632.8\text{ nm})$, t 为 4 mm 时的一阶固有频率刚好满足系统刚度要求,为

202 Hz。根据以上的结果, L 确定为 60° , 保证 t 为 2~4 mm 时, 面形精度都能满足要求; 主镜组件一阶固有频率只要超过设计要求的 200 Hz 即可, 当 $t=2$ mm 时, 固有频率就已经满足设计要求, 因此柔性薄片的厚度为该值。优化后的主镜组件如图 6 所示。



(a) 5°C 均匀温升面形精度 RMS 值

(a) RMS value of surface error of 5°C uniform temperature rise



(b) 主镜组件一阶固有频率

(b) First order modal value of primary mirror assembly

图 5 主镜柔性支撑参数分析曲线

Fig.5 Parameters analysis curves of primary mirror flexible support

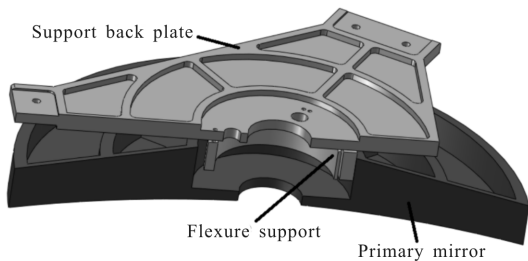


图 6 优化后的主镜组件结构示意图

Fig.6 Primary components structure diagram

3 主镜组件仿真分析与实验

为了验证主镜组件的力、热稳定性, 需要对优化后的主镜组件进行以下的仿真分析。具体分析包括: (1) X、Y、Z 三个方向(Y 方向为轴向)的 1g 重力、2°C 径向温差和 5°C 均匀温升(降)共同作用下的面形误差

RMS 值; (2) 主镜组件模态分析。分析结果见表 9、10。

表 9 5°C 均匀温升(降)和 1g 自重作用下主镜面形精度分析结果

Tab.9 Analysis results of sic/al primary mirror surface error under 5°C uniform temperature rise(reduce) and gravity

| Load case direction | Temperature rise RMS/nm | Temperature reduce RMS/nm |
|---------------------|-------------------------|---------------------------|
| X | 10.78 | 10.74 |
| Y | 8.69 | 8.71 |
| Z | 10.45 | 10.49 |

表 10 主镜组件模态值

Tab.10 Modal value of primary mirror assembly

| Order | Natural frequency/Hz | Mode of vibration |
|-------|----------------------|-------------------------|
| 1 | 213 | Around X axis direction |
| 2 | 217 | Around Z axis direction |
| 3 | 296 | In Y axis translation |

以上的分析结果表明, 组件一阶频率为 213 Hz, 高于要求的 200 Hz 固有频率, 主镜在 1g 重力、2°C 镜体径向温差和 5°C 均匀温升(降)共同作用下的最大面形误差 RMS 值为 10.78 nm, 满足面形精度要求。均匀温升、温降条件下的 RMS 值基本一致。

按 $20^\circ\text{C} \pm 5^\circ\text{C}$ 进行了温度拉偏实验, 采用的主镜组件结构尺寸、安装方式、材料属性与优化设计的组件尺寸一致。图 7 为实验现场。图 8 为主镜面形检测图。主镜面形精度 RMS 值为 7.27 nm, 优于设计要求。5°C 均匀温升(降)引起的面形误差 RMS 值的实验测试与仿真结果的对比, 如表 11 所示。实验测试结果只比仿真结果高出 0.08 nm, 证明了主镜组件的优化设计改善了 5°C 均匀温升作用下的面形误差 RMS 值, 并且使之满足面形精度要求。



图 7 主镜组件面形测试实验现场

Fig.7 Surface error verification experiment of primary mirror assembly



图 8 主镜面形误差检测结果

Fig.8 Test result of primary mirror surface error

表 11 5℃均匀温升引起的面形误差 RMS 值的实验测试与仿真结果的对比(单位: nm)

Tab.11 Result of experiment and simulation about primary mirror RMS value of surface error under 5℃ uniform temperature rise (Unit: nm)

| Simulation | Experiment |
|------------|------------|
| 7.19 | 7.27 |

4 结论

文中首先根据正交优化方法,用 9 种结构参数组合完成全部 81 种参数组合的主镜优化设计,提高了优化设计效率,得到了主镜参数的最优组合,即镜面厚度 $h=5\text{ mm}$ 、镜体厚度 $H=40\text{ mm}$ 、加强筋厚度 $t=6\text{ mm}$ 、支撑点径向位置 $R=37.5\text{ mm}$,保证了 1 g 重力、 $2\text{ }^\circ\text{C}$ 径向温差分别作用下的面形误差 RMS 值满足设计要求,大大改善了 $5\text{ }^\circ\text{C}$ 均匀温升引起的主镜面形误差 RMS 值;在此基础上,进行柔性支撑优化设计,在支撑件中切割出弧长为 60° ,厚度为 2 mm 的柔性薄片结构。仿真分析表明,主镜组件固有频率为 213 Hz ,高于要求的 200 Hz 基频;主镜在 1 g 重力、 $2\text{ }^\circ\text{C}$ 镜体径向温差和 $5\text{ }^\circ\text{C}$ 均匀温升共同作用下的最大面形误差为 10.78 nm ,满足面形精度要求。经实验测试, $5\text{ }^\circ\text{C}$ 均匀温升的面形误差 RMS 值为 7.27 nm ,优于设计要求。因此,主镜组件的优化设计使主镜组件的结构刚度和热稳定性满足了系统的设计要求。为主镜组件的设计、加工、装校提供了技术支撑。

参考文献:

- [1] Xu Wei, Wu Qingwen, Zhai Yan, et al. Optimal design and analysis of long circular reflector subassembly in the space optical remote sensor [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2013, 42(3): 752-757. (in Chinese)
- [2] Liu Lei, Gao Minghui, Li Lifu, et al. Primary mirror topological optimum design of space camera [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2010, 39(6): 1066-1074. (in Chinese)
- [3] Yang Jiawen, Huang Qiaolin. Optimized design of structure parameters for large-aperture mirrors [J]. *Chinese Space Science and Technology*, 2011, 8(4): 77-83. (in Chinese)
- [4] Liu Fuhe, Cheng Zhifeng, Shi Lei, et al. Design and analysis of supporting structure for rectangular mirror [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2015, 44(5): 1512-1517. (in Chinese)
- [5] Zhu Junqing, Sha Wei, Chen Changzhen, et al. Position layout of rear three point mounting for space rectangular mirror [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2015, 23(9): 2562-2569. (in Chinese)
- [6] Li Haixing, Di Yalin, Zhang Hongwen. Support system study of rectangular mirror [J]. *Acta Optica Sinica*, 2015, 35(5): 05230021-7. (in Chinese)
- [7] Li Zongxuan, Chen Xue, Zhang Lei, et al. Design of cartwheel flexural support for a large aperture space mirror [J]. *Acta Optica Sinica*, 2014, 34 (6): 0623003. (in Chinese)
- [8] Xu Hong, Guan Yingjun. Structural design of large aperture sic mirror subassembly [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2014, 43(12): 83-88. (in Chinese)
- [9] Wang Zhongsu. Design of flexible support structure of reflector in space remote sensor [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2010, 18(8): 1833-1841. (in Chinese)
- [10] Wang Fuguo. Study on the influence of temperature and support style to the 1.2 m sic primary mirror surface figure [J]. *Acta Photonica Sinica*, 2011, 40(6): 933-936. (in Chinese)
- [11] Ren Luquan. Optimum Design and Analysis of Experiments [M]. Beijing: Higer Education Press, 2003. (in Chinese)
- [12] Paul R, Yoder Jr. Optical -Mechanism System Design [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2008. (in Chinese)