

文章编号 1004-924X(2011)07-1560-09

大孔径长条反射镜支撑结构的设计

辛宏伟^{1*}, 关英俊², 李景林¹, 杨利伟¹, 董得义¹, 张学军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. 长春工业大学 机电工程学院, 吉林 长春 130012)

摘要: 为了使大孔径长条形空间反射镜支撑结构同时满足高刚度、高强度和良好的热尺寸稳定性要求, 建立了反射镜支撑系统的模态解析数学模型, 并对该模型所描述的反射镜沿各轴向的平动和转动模态特性进行了研究。根据模态解析解得出 3 个支撑点确保质量分布相对均匀时, 系统的动-静态刚度最大的结论, 并结合有限元分析技术确定了反射镜的支撑位置。此外, 在支撑结构中设置了柔性环节, 改善了反射镜在各工况下所受的应力环境以确保其光学性能。通过优化柔性铰链最薄处的厚度和圆弧半径两个参数来调节反射镜的面形精度, 使面形精度满足设计要求。分析及试验结果表明: 柔性铰链最薄处厚度为 4 mm, 圆弧半径为 2 mm 时, 反射镜在重力和 4℃ 均匀温升工况下的面形精度 RMS 值均优于 12.3 nm; 组件实际一阶固有频率为 146 Hz, 与有限元分析结果的误差小于 5%; 柔性支撑结构动态应力响应远小于材料的屈服极限, 完全满足反射镜结构系统的设计要求。

关键词: 空间遥感器; 离轴三反; 主镜; 柔性支撑; 有限元分析

中图分类号: V443.5; TH703 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20111907.1560

Design of support for large aperture rectangular mirror

XIN Hong-wei^{1*}, GUAN Ying-jun², LI Jing-lin¹,

YANG Li-wei¹, DONG De-yi¹, ZHANG Xue-jun¹

(1. *Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;*

2. *School of Mechatronic Engineering, Changchun University of Technology, Changchun 130012, China)*

** Corresponding author, E-mail: xinhwciomp@sina.com*

Abstract: To design a large aperture rectangular mirror with high stiffness, high strength and good thermal dimensional stability precisely, an analytical mathematical model of the mirror supporting system was established and its modal characteristics were investigated. Firstly, the support location of the mirror was determined according to the conclusion obtained by modal analytical solution that the dynamic and static stiffness is the highest when the three supports keep the mass distribution relatively homogenous. Then, the support structure was analyzed in detail by Finite Element Method(FEM) and a new type of flexible support was presented. By adjusting two parameters, the thinnest thickness and the arc radius of a flexible hinge, the surface figure accuracy of the mirror was modified. Finally, the modal analysis of mirror component was performed. Analytical and experimental results indicate that the surface fig-

ure accuracy of the mirror can reach RMS 12.3 nm under the load case of gravity and 4°C uniform temperature rise, respectively, when the thickness of the flexible hinge is 4 mm and its circular radius is 2 mm. Moreover, its first order natural frequency is 146 Hz, which shows an error under 5% compared to FEA results. Research demonstrates that the mirror structure satisfies all design indexes.

Key words: space remote sensor; off-axis three mirror anastigmat; primary mirror; flexible support; finite element analysis

1 引言

在采用离轴三反(Off-axis three mirror anastigmat)光学系统的长焦距、大孔径高分辨率空间遥感器中,参与成像的主镜通常为尺寸最大的光学元件,其外形一般为长条形,属于非轴对称结构。目前,国外已经成功发射十余种不同类型的离轴三反空间光学成像遥感器^[1],但对于这些遥感器所使用的长条形大孔径主反射镜及其支撑结构设计却鲜有介绍。大口径反射镜及其支撑结构的设计需要考虑地面加工、装调、发射运载、空间轨道运行等环境因素的影响^[2-3],最大限度地提高反射镜的环境适应能力。在结构设计中,一方面要满足反射镜在重力、温度载荷以及重力与温度载荷耦合作用下的面形精度和位置精度(含刚体位移和反射镜倾角)要求,另一方面要考核反射镜结构系统的动态刚度,即反射镜组件的一阶固有频率和振型,使其具有足够高的一阶固有频率,以免在发射运载动力学环境中发生反射镜系统与整机或运载工具的共振。除了考虑反射镜结构系统的动、静态刚度和热尺寸稳定性要求,还要使反射镜结构系统质量最轻。实际上,这些指标要求与结构设计相互矛盾,因此,如何在这些矛盾中寻求折衷,使系统整体性能指标达到最优成为反射镜支撑结构设计的关键。

本文所研究的离轴三反遥感器属于长焦距大口径空间光学遥感器,其长条形反射镜孔径较国际文献所述的遥感器中的反射镜要大^[4-6],它的支撑结构设计相对于长条小孔径反射镜及圆孔径反射镜则更具挑战性^[7]。光学成像对这个反射镜提出的最基本的光学性能指标要求为:反射镜在自重和 4°C 均匀温变载荷工况下面形精度满足 $PV \leq \lambda/10$, $RMS \leq \lambda/40$ ($\lambda = 632.8 \text{ nm}$), 反射镜倾角变化不大于 4"。本文详细地推导了长条形反射镜支撑结构的模态解析式,结合有限元分析

技术合理地设计了一种长条形反射镜支撑结构,并得到了满足设计指标要求的支撑结构形式。分析和试验表明,这种大孔径反射镜支撑结构形式完全满足空间遥感器的使用要求。

2 大孔径长条反射镜的支撑方式

在空间遥感器中,大孔径反射镜的支撑结构设计首要考虑的问题是支撑方式的确定和反射镜及支撑结构材料的选取^[8]。

支撑方式的确定:大孔径反射镜的支撑方式通常采用两种形式:其一为周边粘接固定,将反射镜设置在镜室中间,反射镜周边采用胶层粘接的形式,与镜室固定到一起。这种方式工艺简单,容易实现,但反射镜定位精度差,而且要设计一个较大的镜室结构,成本大且加工周期长;其二是在背部设置多个支撑点,这些支撑点或者跟大托板直接相连接,或者通过中间环节过渡到三点,再与大托板相连接。多点支撑方式虽然可以较大程度的提高动、静态刚度,但缺点是它对加工工艺及其零件的加工精度提出极高的要求,甚至超出一般工艺手段的能力范围。即使装配良好的组件,在动态测试和热环境试验中,金属件因为类似退火效应产生相互干涉、微小滑动的概率会非常高,一旦出现相互干涉和微小滑动的现象,反射镜的面形质量将急剧降低,各种像差将相继出现,最终将导致反射镜无法正常使用。因此,本文直接采用背部三点支撑的方式,虽然这种方式系统的刚度低于背部多点支撑,但经过充分的理论分析、有限元分析及优化设计,权衡反射镜各种性能参数,得到了最佳的平衡点,满足了反射镜的光学性能指标要求。

由于选择 SiC 作为反射镜材料,因此本文所研究的大口径反射镜采用等静压法进行素坯的制作。SiC 材料脆性非常大,为增加反射镜镜坯的

可加工性,即便采用三点支撑,也将反射镜本体设计为对称结构,一方面增加了加工工艺的可靠性,另外一方面也便于从中优选 3 个位置精度最高的支撑点。

考虑到材料的热特性匹配,反射镜背部支撑孔与支撑结构相连接的镶嵌件选择与 SiC 材料线胀系数相近的 4J32,而支撑结构件选择高比刚度、高强度、低密度且加工工艺成熟的钛合金(TC4)制作,与支撑结构件相连的背部刚性支撑板则采用高比刚度、低线胀系数的铝基复合材料(SiC/Al)制作。具体材料属性见表 1。

表 1 反射镜组件材料属性

Tab. 1 Material properties of mirror component

材料	密度 ρ / $g \cdot mm^{-3}$	弹性模量 E/GPa	导热系数 λ / $(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})/(10^{-6} \cdot K^{-1})$	热胀系数 α	泊松比 μ
SiC	3.1	400	140	2.3	0.18
4J32	8.1	141	13.9	2.4	0.25
TC4	4.44	109	6.8	9.2	0.29
SiC/Al	2.94	213	235	8.0	0.23

除了保证反射镜与其支撑结构材料的热特性匹配外,还应合理地设计支撑结构参数来满足反射镜的各项性能指标要求^[9]。柔性支撑技术^[10-12]可以解决反射镜过定位安装、热环境适应性等诸多问题,利用支撑结构的柔性,改善反射镜在各种工况下的应力环境,可提高反射表面的面形精度,因此许多遥感器反射镜支撑中都采用此项技术。然而,支撑结构刚度的降低,将导致组件的静态刚度、动态刚度也随之降低。静态刚度降低会使反射镜在重力作用下刚体位移变大,位置精度降低;动态刚度降低将直接导致反射镜组件固有频率降低,同时支撑零件强度也会降低,增加了在发射动力学环境中被破坏的可能性。

大孔径反射镜支撑方案的制定,一方面要使三轴方向的结构刚度小,以增加柔性,提高在热环境下的面形精度;而另外一方面要使三轴方向的刚度大,以保证系统固有频率高于运载工具的固有频率,避免产生共振。大孔径反射镜支撑方案的难度主要体现在如何平衡刚度和柔性这对矛盾。本文的主镜采用片状柔性结构,柔节与托板螺栓,而托板最终与遥感器整体连接,最终实现反射镜的固定,如图 1 所示。

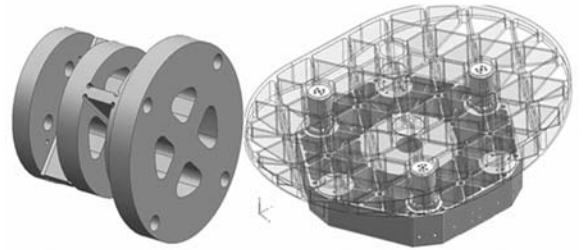


图 1 主镜支撑结构

Fig. 1 Support structure of primary mirror

3 大孔径反射镜的模态求解

通过反射镜组件模态的解析解,可以有效地确定反射镜支撑点的大致位置,为结构参数的优化设计奠定基础。

3.1 绕 X 轴转动,沿 Z 平动

将背部支撑板、反射镜、镶嵌件等部件全部简化为刚性结构,分析只针对柔节进行。由于两边支撑板簧的刚度不一定相同,所以其振动形式更为复杂。设反射镜绕质心所在的 X 轴的转动惯量为 I_x ,质心距板簧的距离分别为 l_1, l_2 。每个柔节可以简化为两个相互串连的圆柱弹簧,其等效拉压刚性可按 $K_{nF} = \frac{K_{n1F}K_{n2F}}{K_{n1F} + K_{n2F}}$ 求得。其中 K_{n1F}, K_{n2F} 分别为每个柔节上下两层的片体结构的刚度, K_{1F}, K_{2F}, K_{3F} 分别为每个柔节的串联刚度。可以求得每个柔节等效拉压刚性分别为:

$$K_{1F} = \frac{K_{11F}K_{12F}}{K_{11F} + K_{12F}}, \quad (1)$$

$$K_{2F} = \frac{K_{21F}K_{22F}}{K_{21F} + K_{22F}}, \quad (2)$$

$$K_{3F} = \frac{K_{31F}K_{32F}}{K_{31F} + K_{32F}}, \quad (3)$$

其中, $K_{1F} = K_{3F}$, 具体数值可根据其相应结构参数和材料参数求得。

这里设 z, θ 都是微小位移,对刚性板应用质心运动定律和刚体转动定律,得到图 2 中关于 z, θ 的两个运动微分方程:

$$m_{\text{mir}}\ddot{z} + (K_{2F} + 2K_{1F})z - (K_{2F}l_1 - 2K_{1F}l_2)\theta = F(t), \quad (3)$$

$$I_x\ddot{\theta} - (K_{2F}l_1 - 2K_{1F}l_2)z + (K_{2F}l_1^2 + 2K_{1F}l_2^2)\theta = M(t), \quad (4)$$

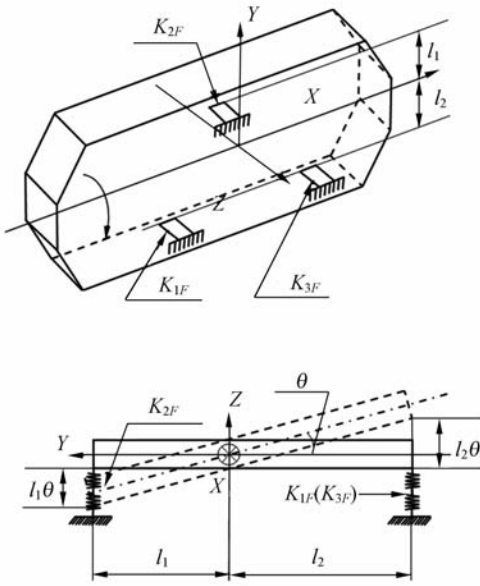


图 2 绕 x 轴转动与沿 y 轴平动示意图

Fig. 2 Diagram of rotation around x axis and translation along y axis

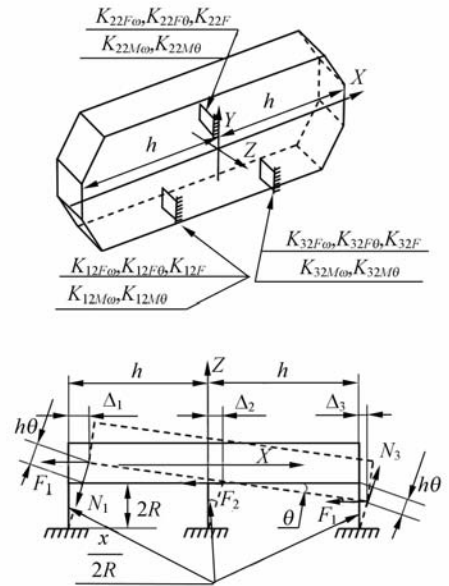


图 3 绕 y 轴转动与沿 x 轴平动示意图

Fig. 3 Diagram of rotation around y axis and translation along x axis

其矩阵表达式为:

$$\begin{bmatrix} m_{mir} & 0 \\ 0 & I_x \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{2F} + 2K_{1F} & -(K_{2F}l_1 - 2K_{1F}l_2) \\ -(K_{2F}l_1 - 2K_{1F}l_2) & K_{2F}l_1^2 + 2K_{1F}l_2^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z \\ \theta \end{Bmatrix} = \{F(t)\}, \quad (5)$$

$$\Delta(\omega) = \begin{vmatrix} K_{2F} + 2K_{1F} - m_{mir}\omega^2 & -(K_{1F}l_1 - 2K_{2F}l_2) \\ -(K_{2F}l_1 - 2K_{1F}l_2) & K_{2F}l_1^2 + 2K_{1F}l_2^2 - I_x\omega^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (6)$$

由于在一般情况下, $K_{2F}l_1 \neq 2K_{1F}l_2$, 因而刚度矩阵是非对角的, 两个方程通过坐标 z, θ 而相互作用形成弹性耦合。依据具体的结构参数, 解行列式即可以求得固有角频率值 ω_{d1}, ω_{d2} 。

3.2 沿 X 轴平动, 绕 Y 轴转动

由于涉及到绕 Y 轴的转动, 设定 $K_{nmF\omega}, K_{nmF\theta}$ 分别为每个柔节上下两层片体的弯曲刚度和扭转刚度。

列平动微分方程得:

$$F_1 + F_2x + F_3 + m_{mir}\ddot{x} = F(t), \quad (7)$$

$$K_{12F\omega}\Delta_1 + K_{22F\omega}\Delta_2 + K_{32F\omega}\Delta_3 + m_{mir}\ddot{x} = F(t), \quad (8)$$

$$K_{12F\omega}(x + \frac{x}{2R}\theta h) + K_{22F\omega}x + K_{32F\omega}(x - \frac{x}{2R}\theta h) + m_{mir}\ddot{x} = F(t), \quad (9)$$

同理可得转动微分方程:

$$F_1\Delta_1\sqrt{1 - (\frac{x}{2R})^2} - F_3\Delta_3\sqrt{1 - (\frac{x}{2R})^2} + N_1h + N_3h + I_y\ddot{\theta} = F(t), \quad (10)$$

$$K_{12F\omega}(x + \frac{x}{2R}\theta h)\sqrt{1 - (\frac{x}{2R})^2} - K_{32F\omega}(x - \frac{x}{2R}\theta h) \cdot \sqrt{1 - (\frac{x}{2R})^2} + \theta h K_{12F\omega}h + \theta h K_{32F\omega}h + I_y\ddot{\theta} = F(t). \quad (11)$$

两个方程通过坐标 x, θ 形成弹性耦合, 但在微幅振动的情况下, 这种弹性耦合是较脆弱的, 在转动方程中, θx 的数值相对于转角 θ 小得多, 可以看作是二阶小量, 可以忽略。由于结构对称性, 弹性系数 $K_1 = K_3$, 依此对运动微分进行化简得:

$$m_{mir}\ddot{x} + (K_{12F\omega} + K_{22F\omega} + K_{32F\omega})x = F(t), \quad (12)$$

$$I_y\ddot{\theta} + (K_{12F} + K_{32F})h^2\theta = M(t), \quad (13)$$

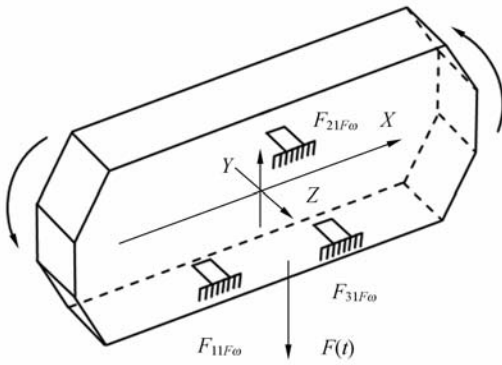
得固有角频率

$$\omega_{d3} = \sqrt{\frac{K_{12F\omega} + K_{22F\omega} + K_{32F\omega}}{m_{mir}}}, \quad (14)$$

$$\omega_{d4} = \sqrt{\frac{(K_{12F} + K_{32F})h^2}{I_d}}. \quad (15)$$

3.3 沿 Y 轴平动, 绕 Z 轴转动

首先考察绕 Z 轴转动, 由于旋转时, 表现为一根变截面的深梁受旋转力矩作用, 而这时的旋转刚度明显大于弯曲刚度, 故与弯曲形式相比, 低

图 4 绕 z 轴转动与沿 y 轴平动示意图Fig. 4 Diagram of rotation around z axis and translation along y axis

阶模态要发生在沿 Y 轴平动方向,见图 4。所以只需对在沿 Y 轴平动方向模态进行分析。沿 Y 向平动形式的振动角频率表达式为:

$$\omega_{d5} = \sqrt{\frac{K_{11F\omega} + K_{21F\omega} + K_{31F\omega}}{m_{\text{mir}}}}, \quad (16)$$

4 主镜柔性支撑结构设计

由 3.3 知,板簧的扭转刚度远远大于弯曲刚度,如柔节的角度按 45° 设置,由 6 个方向模态理论分析得,组件绕 3 个坐标轴转动和沿 Z 轴平动刚度不变,沿 X, Y 轴的平动刚度将增大,两个水平方向模态增加,而这两个方向正是地面振动试验所最为关注的,破坏性最大。因此,在实际的反射镜支撑结构设计中,为保证热环境下反射镜面形精度达到使用要求,柔节按 45° 设置,由此不仅可以提高系统的抗振性,而且可以提高静态稳定性,在重力作用下,刚体位移可以明显降低。

4.1 柔性支撑结构参数调节

3 个支撑点位置是反射镜支撑方案的关键特性,支撑点位置布置的合适,系统的动态刚度、静态刚度可以同时得到提高。由模态解析求解可知,当反射镜相对于 3 个支撑点质量分布均匀时,系统的静态、动态刚度最大,这是理论分析得到的最为关键的结论。寻找最佳的支撑位置可以采用解析解与有限元优化相结合的方法。

确定好支撑位置后,通过改变柔性支撑结构的弹性薄板的厚度(t)和切割圆弧半径(r)来调节反射镜的面形精度和反射镜组件的一阶固有频率。文献[13]推导了双轴圆弧柔性铰链刚度与铰

链最薄处厚度和切割圆弧半径的关系,通过数值积分得出了铰链最薄处厚度是影响支撑刚度的最主要因素,而与铰链切割圆弧半径关系不大的结论。所以本文首先考虑工艺因素,选择圆弧切割半径为 2 mm,然后调节柔性支撑结构件最薄处厚度,经有限元分析计算结果如表 2 所示。

表 2 柔性铰链参数优化结果

Tab. 2 Optimal results of parameters of flexible hinge

t /mm	r /mm	RMS/(nm)		组件一阶 频率/Hz
		4℃温升	Y向重力	
2	2	9.5	16	138
2.5	2	9.5	15	142
3	2	9.8	12	144
3.5	2	10	11.5	150
4	2	10.3	9	153
4.5	2	10.5	8.3	156
5	2	11.6	8	158

通过有限元分析可知,当柔性铰链最薄处厚度小于 3 mm 时,反射镜在 Y 向重力作用下变形过大,即反射镜结构系统静态刚度过低;当柔性铰链最薄处厚度取 3~5 mm 时,反射镜在 4℃ 均匀温升和 Y 向重力载荷作用下的镜面面形精度和反射镜组件一阶固有频率变化并不是很明显,且均满足设计指标要求,并有一定裕度。从满足反射镜结构系统高可靠性和优选结构参数的角度出发,本文通过试验的方法来评判不同结构参数的柔性支撑结构在动力学试验中的响应来最终确定其参数。

试验中将柔性铰链分别按 $t=3$ mm, $r=2$ mm; $t=4$ mm, $r=2$ mm; $t=5$ mm, $r=2$ mm 加工成 3 组,分别装配成系统组件进行动态测试。试验测试结果显示,当 $t=3$ mm 时,柔性结构应力响应较大,达到 88.4 MPa,而当 $t=4$ mm 和 $t=5$ mm 时柔性结构的应力响应变化不大,分别是 52.6 MPa 和 48.3 MPa。综合考虑反射镜结构系统的静、动态刚度和热尺寸稳定性,最终确定柔性结构参数为 $t=4$ mm, $r=2$ mm。

经过优化后的模型见图 1,在实施过程中,各装配面需要进行研磨加工,以保证装配应力较小。整个模型确定后,经有限元分析,得到反射镜的整体性能,反射镜组件有限元模型如图 5 所示,有限元网格均采用 8 结点六面体单元划分。

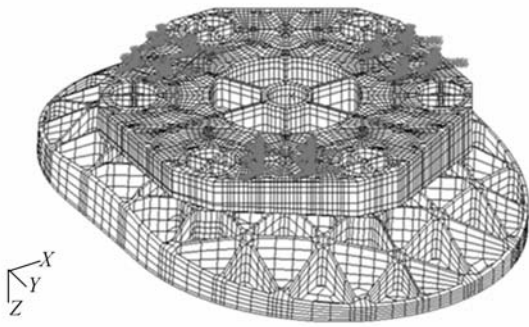


图5 反射镜组件的有限元模型图

Fig. 5 Finite element model of mirror component

4.2 有限元分析结果

支撑结构的具体参数确定后,反射镜系统还需要进行全面的静力学、动力学和热特性分析来最终评价反射镜结构系统的性能指标。具体的分析内容为:(1)3个方向重力载荷作用下反射镜的面形精度和倾角;(2)4℃均匀温升工况下反射镜的面形精度;(3)检测方向(Y向)重力与4℃均匀温升耦合作用下反射镜的面形精度;(4)反射镜组件模态分析及正弦和随机振动载荷下的柔性支撑结构应力分析。表3为自重及4℃温升作用下反射镜变形分析结果。

表3 自重及4℃温升作用下反射镜变形分析结果

Tab. 3 Analysis results of mirror under gravity and 4℃ uniform temperature rise

主镜	RMS /nm	绕 X 轴	绕 Y 轴
		转角/(°)	转角/(°)
设计指标	15.82	4	4
检测方向(Y)	9.0	0.1	0.32
垂直方向(X)	11.2	0.2	0.15
加工方向(Z)	17.5	0.3	0.5
4℃温升	10.3	0	0
4℃温升+Y向重力	13.8	0.1	0.32

从分析结果可见,4℃温升与检测方向耦合作用下反射镜面形误差最大,但RMS值也接近要求,绕X轴和绕Y轴的倾角均小于设计指标要求,所以分析结果显示反射镜具有足够高的静态刚度和热尺寸稳定性。

通过模态分析可以考查反射镜结构系统的动态刚度,模态分析也为反射镜支撑结构修改提供重要参考依据。表4为反射镜组件前三阶模态的分析结果。

表4 反射镜组件模态分析结果

Tab. 4 Analysis results of mirror component's models

阶次	固有频率	振型描述	振型云图
1	153	主镜沿Y轴平动	图6
2	162	主镜沿X轴平动	
3	173	主镜绕X轴转动	

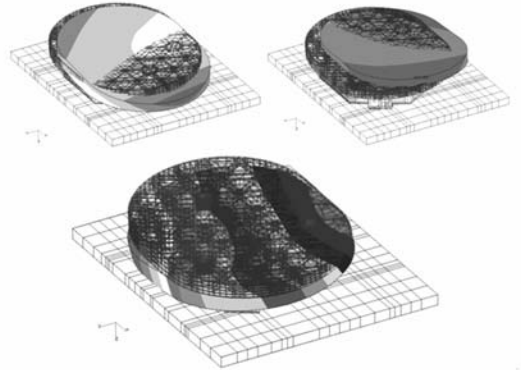


图6 反射镜组件的前3阶振型图

Fig. 6 The first 3-order vibration models

动态载荷分析:主镜组件在正弦振动与随机振动载荷作用下的应力计算结果如表5所示。

表5 柔性支撑结构应力分析结果

Tab. 5 Stress analysis results of flexible support structures

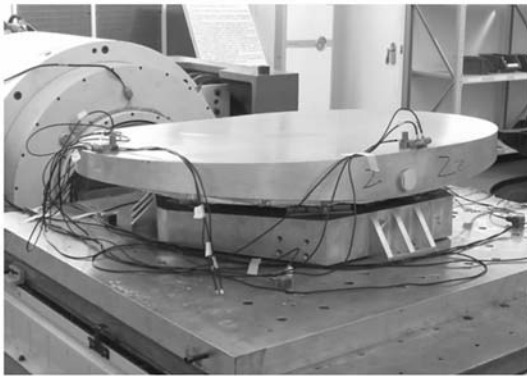
响应频率 /Hz	柔性支撑应力(材料为钛合金)/MPa		
	正弦	随机峰值	平均 ($g_{rms}=3g$)
X向	100	185.8	58.8
	118		
Y向	100	220.2	62.9
	119		
Z向	100	121.1	34.6
	173		

经对反射镜组件3个方向的正弦和随机振动工况下的支撑结构应力分析可以看出,最大平均应力发生在Y向,其值为62.9MPa,远小于钛合金(TC4)的屈服应力877MPa,有足够的安全裕度,所以支撑结构强度满足设计指标要求。

5 动力学试验

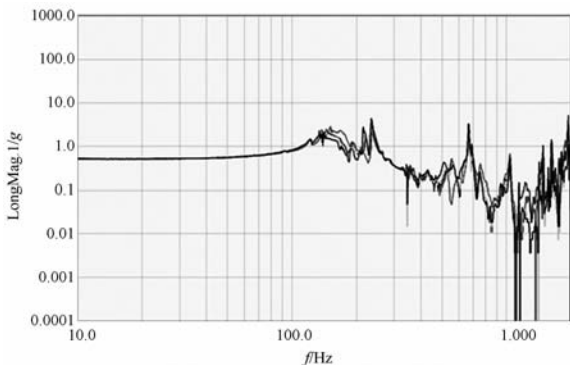
为了模拟反射镜组件在发射运载阶段的动力学响应,需对反射镜组件进行动力学试验,一方面

来验证有限元分析模型的有效与准确性;另一方面主要通过动力学试验考核反射镜的动态加速度放大倍率和柔性支撑结构在振动条件下是否会发生塑性变形或破坏。试验中采用铝合金制作了与 SiC 主镜质量特性一致的主镜模拟件,其它反射镜支撑结构则采用实际的结构件,以考查支撑结构在振动过程中的动态应力响应。如图 7(a)所示,反射镜结构系统在 V946 振动台上进行动力学试验。试验流程为:首先进行 0.5g 特征频率扫描试验,其主要目的是初步掌握反射镜组件在 0~2 000 Hz 的全部动态特性;然后进行 0~100 Hz 的正弦扫描振动;之后进行随机振动;最后再进行一次 0.5g 的正弦频率特性扫描,以检验在整个振动过程中反射镜结构动态特性有无明显变化。振动测试的主要项目为模态值、加速度响应放大倍率和柔性环节的最大应力(在柔节最薄弱环节粘贴应变片)。



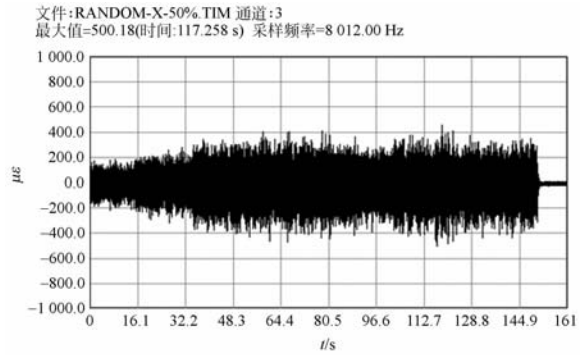
(a) 反射镜组件在振动台上

(a) Mirror component on shaker



(b) 0.5g 正弦扫频振动时反射镜的加速度响应曲线

(b) Acceleration response curves of mirror component under 0.5g sinusoidal vibration



(c) 随机振动柔性支撑结构的应力响应曲线

(c) Stress response curves of flexible support under random vibration

图 7 主镜组件动态测试

Fig. 7 Dynamic test of mirror component

图 7(b)、(c)分别为反射镜组件在 0.5g 正弦扫频振动中的加速度响应和柔性结构件在随机振动中的应力响应。通过测试结果可以看出,反射镜组件 1 阶固有频率为 146 Hz,随机振动过程中的最大应力响应为 54.5 MPa。试验测试结果表明:模态数值、加速度响应与工程分析结果差别很小;而柔性环节的最薄弱部位应力测试结果远小于材料的屈服强度。试验前后标准反射镜指向精度检测表明,反射镜组件没有发生结构变形,说明反射镜组件具有足够高的动态刚度,且柔性支撑结构强度足够高。

6 结 论

本文对某大孔径长条形反射镜进行了详细的支撑结构设计,推导了 3 点背部支撑的反射镜模态解析算法,提出了一种适合于大口径长条形空间反射镜支撑的新型柔性支撑结构。利用解析算法与有限元分析相结合的方法对柔性支撑结构的参数进行了调节。分析及试验结果表明:柔性支撑件薄板厚度为 4 mm,切割圆弧半径为 2 mm 时,反射镜在重力与 4℃ 均匀温升耦合作用下达到综合面形精度最优,反射镜面形精度 RMS 达到 13.8 nm,最大倾角为 0.32";反射镜组件一阶固有频率为 146 Hz,有限元分析误差小于 5%;反

射镜在正弦扫描振动和随机振动试验中的最大测试应力为 54.5 MPa,远小于支撑结构材料的屈服强度。反射镜支撑结构能够满足大口径长条形空

间反射镜高强度、高刚度和高热尺寸稳定性的设计指标要求,该支撑结构已成功应用于某光学遥感器光机结构中。

参考文献:

- [1] 张科科,阮宁娟,傅丹鹰. 国外空间用三反离轴相机发展分析与思考[J]. 航天返回与遥感, 2008, 29(3):63-70.
ZHANG K K, RUAN N J, FU D Y. Analysis and consideration of development of overseas space off-axis TMA system camera [J]. *Spacecraft Recovery & Remote Sensing*, 2008, 29(3):63-70.
- [2] 张学军,李志来,张忠玉. 基于 SiC 材料的空间相机非球面反射镜结构设计[J]. 红外与激光工程, 2007, 36(5):577-582.
ZHANG X J, LI ZH L, ZHANG ZH Y. Space telescope aspherical mirror structure design based on SiC material [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2007, 36(5):577-582. (in Chinese)
- [3] 任建岳,陈长征,何斌. SiC 和 SiC/Al 在 TMA 空间遥感器中的应用[J]. 光学精密工程, 2008, 16(12): 2537-2543.
REN J Y, CHEN CH ZH, HE B. Application of SiC and SiC/Al to TMA optical remote sensor [J]. *Opt. and Precision Eng.*, 2008, 16(12): 2537-2543. (in Chinese)
- [4] BRET-DIBAT T, ALBOUYS V, BERTHON J, et al.. Tests of a high resolution three mirrors anastigmat telescope[J]. *SPIE*, 1999, 3870:126-137.
- [5] LENCIONI D E, DIGENIS C J. Design and performance of the EO-1 advanced land imager, Florence, Italy, September[J]. *SPIE*, 1999, 3870:269-280.
- [6] RISSE S, GEBHARDT A, DAMM C, et al.. Novel TMA telescope based on ultra precise metal mirrors [J]. *SPIE*, 2008, 7010:701016-1-701016-8.
- [7] 鲍赫,李志来. 长条形 SiC 反射镜轻量化及支撑结构的设计[J]. 光学技术, 2008, 34(4):593-596.
BAO H, LI ZH L. Design of the strip SiC mirror supporting structure and lightweight [J]. *Optical Technique*, 2008, 34(4):593-596. (in Chinese)
- [8] 郭疆. 大口径空间遥感相机主反射镜支撑设计[J]. 光学精密工程, 2008, 16(9):1642-1647.
GUO J. Design of support for primary mirror of space remote sensing camera [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(9):1642-1647. (in Chinese)
- [9] 李志来,薛栋林,张学军. 长焦距大视场光学系统的光机结构设计[J]. 光学精密工程, 2008, 16(12): 2485-2490.
LI ZH L, XUE D L, ZHANG X J. Optical and mechanical design for long focal length and wide-field optical system [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(12):2485-2490. (in Chinese)
- [10] YAN Y, JIN G, YANG H B. Design and analysis of large spaceborne light-weighted primary mirror and its support system [J]. *SPIE*, 2007, 6721: 67210V-1-67210V-7.
- [11] 闫勇,王栋,金光. 大口径 SiC 反射镜组件研制技术 [J]. 光电工程, 2010, 37(6):108-112.
YAN Y, WANG D, JIN G. Design and fabrication technology large aperture SiC mirror assembly [J]. *Opto-Electronic Engineering*, 2010, 37(6): 108-102. (in Chinese)
- [12] 王忠素,翟岩,梅贵,等. 空间光学遥感器反射镜柔性支撑的设计[J]. 光学精密工程, 2010, 18(8): 1833-1841.
WANG ZH S, ZHAI Y, MEI G, et al.. Design of flexible support structure of reflector in space remote sensor [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2010, 18(8):1833-1841. (in Chinese)
- [13] 孙宝玉. 光学反射镜柔性支撑结构尺寸稳定性分析[J]. 光电工程, 2009, 36(9):142-145.
SUN B Y. Stability analysis on the dimension of flexible supporting structure of the optical reflector [J]. *Opto-Electronic Engineering*, 2009, 36(9): 142-145. (in Chinese)

作者简介:



辛宏伟(1970—),男,吉林长春人,副研究员,硕士生导师,主要从事空间相机光机结构的研究。E-mail: xinhwciomp@sina.com



杨利伟(1980—),男,河南开封人,助理研究员,2009年于中科院长春光学精密机械与物理研究所获得硕士学位,主要从事空间光学遥感器光机结构的设计工作。E-mail: yanglw2006@yahoo.com.cn.



关英俊(1978—),男,吉林永吉人,讲师,主要从事空间光学遥感器 CAD/CAE 及结构优化设计方面的研究。E-mail: gyj5460@sohu.com



董得义(1979—),男,博士研究生,助理研究员,2002年、2005年分别于北京工业大学获学士、硕士学位,主要从事空间光学遥感器工程分析、优化设计、力学试验等方面的研究。E-mail: s200201029@163.com



李景林(1963—),男,吉林长春人,研究员,硕士生导师,主要从事空间相机光机结构的研究。Email: aq0183@126.com



张学军(1968—),男,吉林长春人,博士,研究员,主要从事先进光学制造技术的研究。email: zxj@ciomp.ac.cn

● 下期预告

悬臂梁式压电振动能采集器的建模及实验验证

贺学锋^{1,2}, 杜志刚², 赵兴强², 温志渝^{1,2}, 印显方²

(1. 重庆大学 光电技术及系统教育部重点实验室, 重庆 400044;

2. 重庆大学 微系统研究中心, 重庆 400044)

为了根据环境振动和电学负载的特点对悬臂梁式微型压电振动能采集器进行优化, 必须建立具有较高精度的理论模型。考虑质量块质心与悬臂梁末端的位置差异, 建立了在基础激励作用下的悬臂梁式微型压电振动能采集器的运动微分方程和边界条件。通过引入常数, 建立了对单压电层、双压电层并联和双压电层串联的悬臂梁式微型压电振动能采集器均适用的耦合电路方程。得到了采集器固有频率和振型的表达式, 推导了简谐基础激励和任意基础激励作用下的输出电压表达式。实验结果表明, 对于三个振动能采集器样机而言, 以上固有频率和输出电压表达式的相对误差分别小于 10% 和 20%, 该模型基本满足微型压电振动能采集器优化设计的要求。