

# 正六边形反射镜支撑结构设计

于夫男, 张春悦

(中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 长春 130033)

**摘要:**研究了正六边形主镜的支撑结构组件,对主镜组件进行了材料选择、结构形式与尺寸参数设计、仿真分析和试验验证。首先,针对使用要求,对主镜进行了材料选择,确定主镜材料为微晶玻璃,并进行了轻量化设计,对边长320 mm的正六边形主镜最终重量约为7 kg,轻量化率为57%;其次,确定主镜支撑采取背部三点的支撑方式,支撑点分布圆为 $\phi 184$  mm,对支撑组件中的镶嵌件、柔节和支撑背板进行了材料选择,并给出了组件的装配工艺,采取正交试验和有限元仿真相结合的研究方法对支撑组件中的柔节进行了优化设计,给出了柔节优化后的尺寸参数,分析结果表明:在1 g、 $-2$  °C工况及1 g、 $2$  °C工况下因结构支撑引入的面形误差分别为3.9 nm RMS和5.2 nm RMS,能够满足光学指标要求;最后,对组件进行了实物试验,试验结果表明:在室温 $18$  °C下检测其面形精度RMS为 $0.0189\lambda$ ( $\lambda=632.8$  nm),在室温 $20$  °C下检测其面形精度RMS为 $0.0196\lambda$ ,获得了比较好的面形精度,验证了结构设计的合理性,具备良好的性能,满足系统使用要求。

**关键词:**正六边形主镜;柔节;镜体支撑;有限元分析

中图分类号: TH743

文献标志码:A

文章编号:1672-9870(2020)03-0001-06

## Support Structure Design of a Hexagonal Reflect Mirror

YU Fu-nan, ZHANG Chun-yue

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

**Abstract:** The supporting structure of regular hexagonal primary mirror are studied. The material selection, structural form and dimension parameter design, simulation analysis and experimental verification of the primary mirror components are carried out. Firstly, according to the requirements, the material selection of the primary mirror is made, the material of the primary mirror is ZERODUR, and the light-weight scheme is carried out. The final weight of primary mirror with 320 mm opposite side is about 7 kg, and the lightweight rate is 57%. Secondly, the support of the primary mirror is determined to adopt a three-point support mode on the back, with the support points distributed in a circle of 184mm, and material selection of the bushing, flexible joint and A-frame are given. Optimum design of flexible joint is carried out by combining theoretical analysis with finite element simulation. Optimum dimension parameters are given for flexible joint. The analysis results show that the surface figure accuracy (RMS) of the primary mirror reaches 3.9 nm and 5.2 nm on the working conditions of 1 g,  $-2$  °C and 1 g,  $2$  °C, which can meet the requirements of optical indicators. Finally, the results of the test of the components show that the surface shape accuracy is  $0.0189\lambda$  under gravity and  $18$  °C, the surface shape accuracy is  $0.0196\lambda$  under gravity and  $20$  °C. the better surface precision is obtained, which verifies the rationality of the structure design with having good performance and meeting the requirements of the system.

**Key words:** regular hexagonal primary mirror; flexible joint; primary mirror support; FEA

主镜作为成像光学系统中最为重要的一部分,其面形精度、刚度、稳定性的优劣直接影响

收稿日期: 2019-06-17

基金项目: 国家重点研发计划(2016YFE0205000)

作者简介: 于夫男(1986-),男,硕士,助理研究员, E-mail: 847378033@qq.com

到整个成像系统成像质量的好坏,为保证主镜的面形精度,国内外学者针对不同形状、类别的反射镜镜体支撑方法做了大量细致的工作,积累了丰富的工程经验<sup>[1-14]</sup>。在前期设计过程中,通常采用理论计算与有限元工程分析相结合的方法对镜体支撑结构进行设计,最后通过实物试验验证设计的合理性与可靠性。

## 1 镜体支撑组件设计

### 1.1 镜体设计

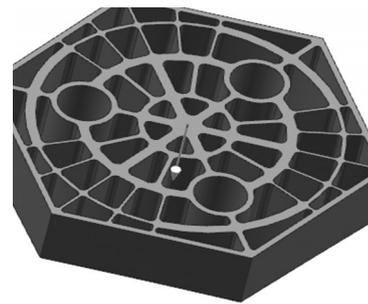
主镜为正六边形,对边长 320 mm。主镜镜体的设计内容主要包括镜体材料选取、径厚比、支撑点位置、以及轻量化结构形式等。空间光学系统中应用于反射镜的光学材料如表 1 所示。

从表 1 中可知,微晶玻璃具有良好的线膨胀系数,材料温度适应性强,并且经济性好、光学加工性能优良,不足之处在于其比刚度相对于碳化硅材料要低,但可以通过相关的镜体设计补偿因其比刚度低而引起的不良影响,因此,最终选择微晶玻璃作为主镜镜体材料。

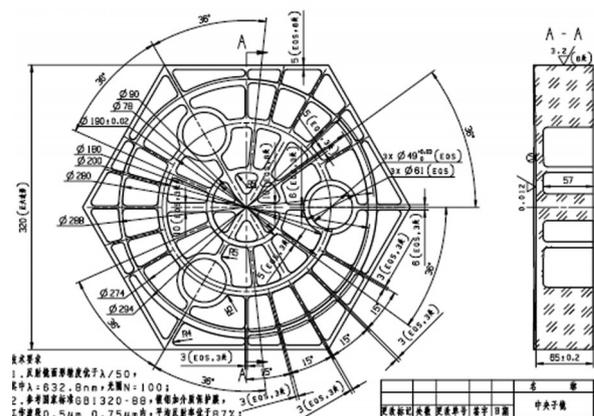
径厚比是对镜体的刚度、强度以及轻量化程度起到直接影响的因素,Roberts 等人<sup>[15]</sup>给出了针对于圆形反射镜的径厚比理论计算公式,如下:

$$\delta = \frac{3\rho g a^4}{16Et^2} = \frac{3\rho g d_r^2 D^2}{256E} \quad (1)$$

式中, $\delta$  为因自身重力引起的最大变形; $\rho$  为镜体材料密度; $g$  为重力加速度; $d_r$  为径厚比; $a$  为镜体半径; $E$  为镜体的弹性模量; $t$  为镜体的厚度。由于微晶玻璃比刚度低的原因,正六边形反射镜的径厚比预设 5:1,因此,初步确定镜体厚度为 60 mm。



(a)轻量化反射镜模型



(b)反射镜轻量化设计

图1 轻量化镜体

支撑点的数量和位置直接决定了反射镜的面形精度,Hall 等人<sup>[16]</sup>研究了反射镜最少支撑点数量的经验公式:

$$N = \frac{1.5r^2}{t} \sqrt{\frac{\rho g}{E\delta}} \quad (2)$$

将根据式(1)计算的结果带入式(2)中,计算得  $N=3.46$ ,因此,主镜采取背部的3点支撑,3点确定一个平面,无过定位产生,并且自身形成三角均布形式,稳定性好,3个支撑点中的每一点位置应位于子镜镜体1/3分块的质心处,依据此理论,初步确定镜体的理论支撑分布圆为  $\phi 184$  mm。结合镜体轻量化结构形式及支撑结

表1 主镜常见使用材料

表序号	材料	密度 $\rho$ /(g/cm <sup>3</sup> )	弹性模量 $E$ /GPa	比刚度 $E/\rho$ /(10 <sup>7</sup> N•mm/g)	导热率 $\lambda$ /(W/m•°C)	线膨胀系数 $\alpha$ /(10 <sup>-6</sup> /°C)
1	SiC	3.05	400	13.1	185	2.5
2	Be	1.85	280	15.1	160	11.4
3	微晶玻璃	2.53	90.3	3.6	1.46	0±0.05
4	石英	2.2	67	3.1	1.3	0.5

构特点,同时经过有限元优化分析,最终确定背部三点支撑分布圆为 $\phi 190\text{ mm}$ 。考虑到轻量化后镜体的刚度等效性以及镜体加工工艺与镜体材料属性、经济性,镜体轻量化采取背部开放式结构。轻量化后的子镜镜体重量为 $7\text{ kg}$ ,轻量化率达到 $57\%$ ,如图1所示。

### 1.2 支撑组件

正六边形反射镜支撑组件包括反射镜镜体、镶嵌件、柔节以及背部支撑三角板,镜体采用3点背部柔性支撑,如图2所示。镶嵌件通过配研与子镜背部支撑孔配合,并通过环氧树脂胶粘于子镜镜体支撑孔内,镶嵌件止口法兰与镜体背部相贴合。镶嵌件与柔节之间通过底部螺钉连接,镶嵌件与柔节径向间隙为 $0.5\text{ mm}$ ,柔节与支撑背板之间亦通过螺钉连接。装配过程中为保证降低装配应力,在镶嵌件与镜体背部支撑孔配研后将三组镶嵌件分别置于对应孔中,利用三坐标测量仪测量镶嵌件底部端面的共面性,通过修研三组镶嵌件的底面保证其共面性。

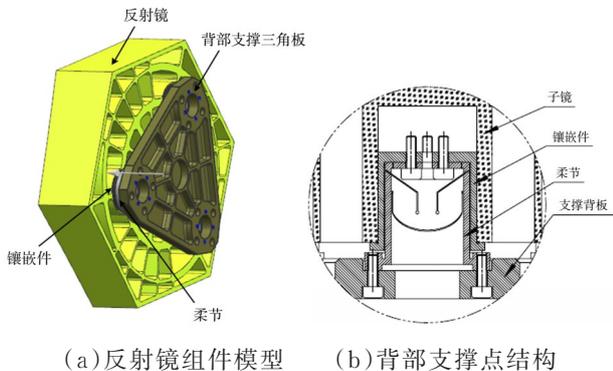


图2 镜体支撑组件结构

支撑结构材料应保证足够的强度、大的比刚度,同时又要要有高的热稳定性以及热传导率。与镜体材料微晶玻璃直接接触的镶嵌件应选择

与其具有相近热膨胀系数的材料,避免因温度的变化产生内应力。镶嵌件与柔节材料选择碳钢4J32,支撑背板选择铝合金。通过与材料供应商沟通,镜体以及支撑结构中各零件材料属性如表2所示。

柔节是支撑组件中的关键部件,柔性支撑的作用一方面在于起到隔振的作用,另一方面可以吸收绝大部分的装配应力避免应力传导至镜体上影响镜面面形精度,且当外界温度变化时,镜体与其支撑结构之间材料热特性的不匹配可以通过柔节给予补偿<sup>[17-18]</sup>。柔节采取如图3所示的结构形式,通过线切割加工出互成 $90^\circ$ 垂直的两组柔槽,以实现万向自由度的应力释放功能。



图3 柔节结构形式

反射镜工作状态为光轴竖直状态( $90^\circ$ 状态),其中,定义光轴水平状态为 $0^\circ$ ,所承载荷为重力和 $\pm 2\text{ }^\circ\text{C}$ 温度载荷,要求结构支撑下的两种工况下镜面精度RMS均小于 $0.02\lambda$  ( $\lambda=632.8\text{ nm}$ ),最大刚体位移小于 $2\text{ }\mu\text{m}$ ,以面形精度和刚体位移为评价目标,采取有限元工程仿真分析的方法进行柔节的优化设计。影响柔节性能的主要尺寸参数如图4所示,包括:柔节的径向厚度 $b$ ;柔槽间距 $t$ ;柔槽的长度 $L$ ;两组互成 $90^\circ$ 柔槽端部距离 $K$ ;柔节割槽角度 $\theta$ 。

表2 支撑组件材料属性

材料	密度 $\rho$ /( $\text{g}/\text{cm}^3$ )	弹性模量 $E$ /GPa	泊松比 $\nu$	导热率 $\lambda$ /( $\text{W}/\text{m}\cdot^\circ\text{C}$ )	比刚度 $E/\rho$ /( $10^6\text{ N}\cdot\text{mm}/\text{g}$ )	热膨胀系数 $\alpha$ /( $10^{-6}/^\circ\text{C}$ )
铝合金	2.8	71	0.33	142	2.54	23.6
4J32	8.1	138	0.25	13.9	1.74	0.06
微晶玻璃	2.46	90.3	0.24	1.46	3.6	0.014

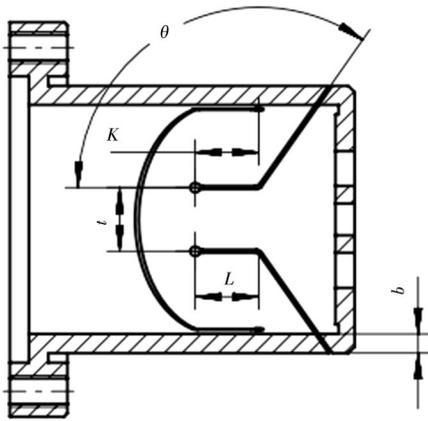


图4 柔节优化参数

采取正交优化方法对柔节的相关尺寸参数进行设计<sup>[19]</sup>,依据以往工程经验,各尺寸参数设计水平如表3所示。

表3 柔节尺寸参数设计水平表

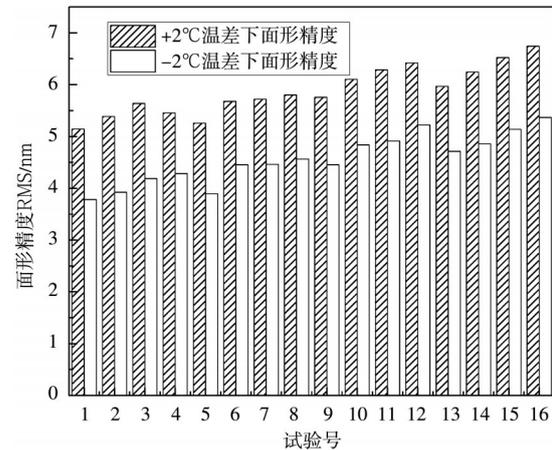
设计参数	水平1	水平2	水平3	水平4
$b/\text{mm}$	2	3	4	5
$t/\text{mm}$	10	11	12	13
$L/\text{mm}$	9	10	11	12
$K/\text{mm}$	8	9	10	11
$\theta/(\text{°})$	122	123	124	125

正交试验中包含5个因素和4个设计水平,根据正交试验的因素和水平的分布,模拟仿真试验安排如表4所示。

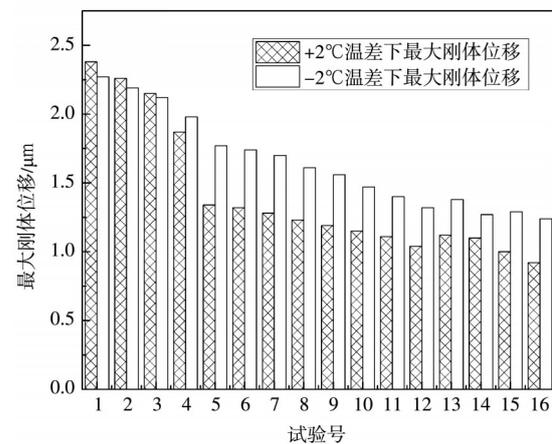
表4 模拟分析正交表

试验号	$b/\text{mm}$	$t/\text{mm}$	$L/\text{mm}$	$K/\text{mm}$	$\theta/(\text{°})$
1	2	10	9	8	122
2	2	11	10	9	123
3	2	12	11	10	124
4	2	13	12	11	125
5	3	10	10	10	125
6	3	11	9	11	124
7	3	12	12	8	123
8	3	13	11	9	122
9	4	10	11	11	123
10	4	11	12	10	122
11	4	12	9	9	125
12	4	13	10	8	124
13	5	10	12	9	124
14	5	11	11	8	125
15	5	12	10	11	122
16	5	13	9	10	123

对表4中不同结构尺寸参数的柔节支撑下的镜体进行面形精度和最大刚体位移分析,施加的外部载荷为重力载荷和 $\pm 2\text{°C}$ 温差载荷,分析结果如图5所示,其中,图5(a)和图5(b)分别为面形精度、最大刚体位移的分析结果。



(a)不同试验号下的面形精度

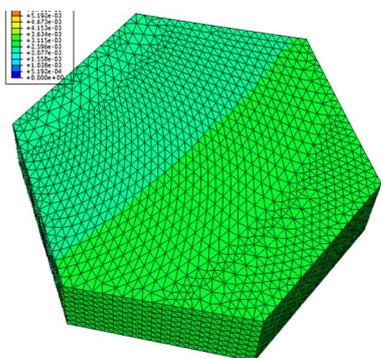


(b)不同试验号下的最大刚体位移

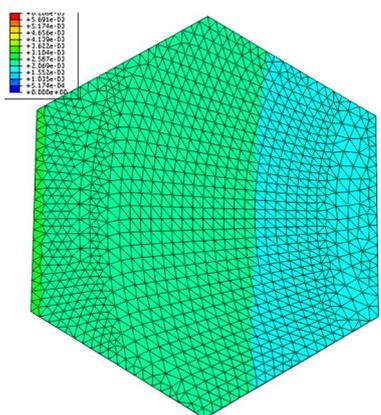
图5 正交模拟试验结果

从图5中可看到,面形精度RMS呈现逐渐增大、退化趋势,而最大刚体位移呈现减小趋势,对比不同试验号中相关试验数据的分布状况可知,柔节的径向厚度 $b$ 和柔槽间距 $t$ 对面形精度与刚体位移起到了较大的影响,当柔节的柔性大时,能够起到很好地应力释放功能,保证应力不被传递到镜面上,但是,对应的刚体位移变大了,影响光学元器件在光学系统中的位置关系,这就需要平衡两者之间的关系,寻求平衡点,试验号5所对应的尺寸参数下的面形精度和刚体位移均能够很好地满足光学指标要求,此时,柔

节的径向厚度  $b = 3 \text{ mm}$ , 柔槽间距  $t = 10 \text{ mm}$ , 柔槽的长度  $L = 10 \text{ mm}$ , 两组互成  $90^\circ$  柔槽端部距离  $K = 10 \text{ mm}$ , 柔节割槽角度  $\theta = 125^\circ$ , 图6为在此尺寸参数下的镜体组件有限元分析结果云图。



(a) 1 g 重力、-2 °C 温变下面形分析



(b) 1 g 重力、2 °C 温变下面形分析

图6 有限元分析云图

分析结果如表5所示。

表5 结构支撑下子镜面形分析结果

工况	最大刚体位移/ $\mu\text{m}$	PV/nm	RMS/nm
1 g、-2 °C 温变下	1.77	16.165	3.892 7
1 g、2 °C 温变下	1.34	23.57	5.258 1

从分析结果中可以看出, 结构支撑下的两种工况镜面精度 RMS 均小于光学设计指标  $0.02 \lambda$ , 最大刚体位移均小于  $2 \mu\text{m}$ 。优化后的柔性支撑结构能够满足光学对结构设计的支撑精度要求, 设计合理、可行。

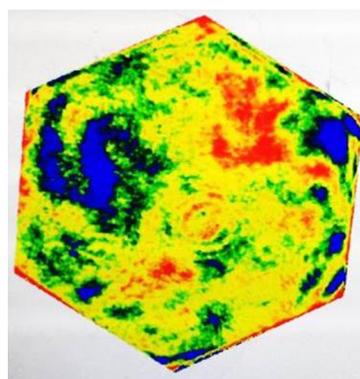
## 2 试验验证

将满足设计公差要求的零件按照合理的装配工艺进行装配, 确保装配不引入过大的装配

误差, 获得较低的装配应力, 装配后的主镜组件实物如图7(a)所示。采取干涉仪对反射镜组件进行光轴竖直( $90^\circ$ )状态下的面形检测, 结果表明面形精度优于  $0.02 \lambda$  ( $\lambda = 632.8 \text{ nm}$ ), 面形检测结果如图7(b)所示, 其中, 在室温  $18 \text{ }^\circ\text{C}$  下检测其面形精度 RMS 为  $0.018 9 \lambda$ , 在室温  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  下检测其面形精度 RMS 为  $0.019 6 \lambda$ , 在室温  $16 \text{ }^\circ\text{C}$  下检测其面形精度 RMS 为  $0.019 2 \lambda$ , 因此背部结构支撑后子镜的面形为完全满足光学指标  $0.02 \lambda$  的设计要求, 显示支撑结构合理。采用千分表与测高仪对刚体位移进行检测, 结果表明刚体位移优于  $2 \mu\text{m}$ 。



(a) 主镜组件实物图



(b) 主镜面形精度检测干涉图

图7 反射镜组件实物及面形检测结果

## 3 结论

利用理论分析与有限元数值模拟相结合的研究方法对正六边形主镜组件进行结构设计, 从镜体支撑方式、材料选取、参数优化等方面进行了分析, 同时通过试验验证证明了结构设计的合理性, 结果表明, 在重力以及  $18 \text{ }^\circ\text{C}$  下, 镜体

的面形精度 RMS 为  $0.0189\lambda$ , 在重力及  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  下, 检测镜体的面形精度 RMS 为  $0.0196\lambda$ , 在重力以及  $16\text{ }^{\circ}\text{C}$  下, 镜体的面形精度 RMS 为  $0.0192\lambda$ , 能够获得良好的面形精度。

### 参考文献

- [1] 辛宏伟. 小型轻质长条反射镜挠性支撑方案研究[J]. 光机电信息, 2010, 27(7): 51—55.
- [2] 李志来, 徐宏. 长条形空间反射镜及其支撑结构设计[J]. 光学精密工程, 2011, 19(5): 1039—1047.
- [3] 王智, 王忠素. 月基极紫外相机反射镜与探测器间支撑结构[J]. 仪器仪表学报, 2013, 34(1): 57—64.
- [4] 王富国, 杨洪波, 赵文兴, 等. 1.2 m SiC 主镜轻量化设计与分析[J]. 光学精密工程, 2009, 17(1): 85—91.
- [5] Bittner H, Erdmann M, Haberler P, et al. SOFIA primary mirror assembly: structural properties and optical performance [J]. Proceedings of SPIE — The International Society for Optical Engineering, 2003 (4857): 266—278.
- [6] Paros J. How to design flexure hinges [J]. Mach Des, 1965, 37(27): 151—156.
- [7] Wiss O, Stavitsky D. Design of lightweight primary mirror for the TAUVEK telescope [J]. SPIE, 1992 (1971): 227—233.
- [8] 王克军, 董吉洪, 宣明, 等. Whiffletree 结构中的柔节设计[J]. 长春理工大学学报(自然科学版), 2015, 38(4): 12—17.
- [9] Nelson J E, Lubliner J, Mast T S. Telescope mirror supports: plate deflection on point supports [C]. SPIE, 1982(332): 212—228.
- [10] Cho M K, Richard R M, Vukobratovich D. Optimum mirror shapes and supports for light weight mirrors subjected to self-weight [C]. SPIE, 1989 (1167): 2—19.
- [11] Bayar Mete. Lens barrel optomechanical design principles [J]. Optical Engineering, 1981, 20(2): 181—186.
- [12] Hermann B, Matthias E, Peter H, et al. SOFIA primary mirror assembly: structural properties and optical performance [J]. SPIE, 2003(4857): 266—273.
- [13] Hans J K, Peter E, Martin S. Mechanical principles of large mirror supports [J]. SPIE, 2010 (7733): 77332O—1—77332O—12.
- [14] Yoder J P R. Mounting optics in optical instruments [M]. Bellingham: SPIE Press, 2002.
- [15] Yoder J P R. Opto—mechanical system Design [M]. Bellingham: SPIE Press, 1993.
- [16] Friedman E, Miller J L. Photonics Rules of Thumb [M]. New York: McGraw Hill, 2003.
- [17] Lobontiu N, Paing J S N, Garcia E, et al. Design of symmetric conic—section flexure hinges based on closed—form compliance equations [J]. Mechanism & Machine Theory, 2002, 37(5): 477—498.
- [18] Lobontiu N, Paing J S N, Malley E, et al. Parabolic and hyperbolic flexure hinges: flexibility, motion precision and stress characterization based on compliance closed form equations [J]. Precision Engineering, 2002, 26(2): 183—192.
- [19] 于夫男. 双弯振模态转换型压电电机研制 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.