

引用格式: SHAO Meng-qi, ZHANG Lei, LI Lin, *et al.* Design and Test of Flexible Supporting Structure for Ultra-light Mirror[J]. *Acta Photonica Sinica*, 2019, 48(12): 1222001

邵梦旗,张雷,李林,等.超轻反射镜柔性支撑结构与试验[J].光子学报,2019,48(12):1222001

# 超轻反射镜柔性支撑结构与试验

邵梦旗<sup>1,2</sup>,张雷<sup>1,3</sup>,李林<sup>4</sup>,魏磊<sup>3</sup>,贾学志<sup>1,3</sup>

(1 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所,长春 130033)

(2 中国科学院大学,北京 100049)

(3 长光卫星技术有限公司,长春 130031)

(4 北京控制工程研究所,北京 100190)

**摘要:**针对微型遥感载荷超轻反射镜柔性支撑问题,提出了一种折臂梁式柔性支撑结构.根据反射镜结构特点,建立柔性支撑结构的参数化模型.采用第二代非支配排序遗传算法建立了多约束多目标的参数优化模型,对柔性结构关键参数进行了优化,最小尺寸仅为 1.30 mm.对反射镜与柔性结构粘接面积的强度进行了校核,安全裕度为 3.6.并对反射镜组件进行了工程分析和力学试验,所设计的柔性结构能够在 1g 重力和温度 4℃ 变化时保证超轻反射镜具备优于 3 nm 的面形精度,仿真分析与力学试验相对误差均在 10% 以内.最后,对反射镜组件进行了镜面的面形检测,力学振动试验前后,镜面的表面误差 RMS 均为 0.020λ,表明该反射镜组件稳定性良好.本文提出的折臂梁式柔性支撑结构设计方法是可行的,结构性能是可靠的.

**关键词:**光机结构;光学支撑;柔性支撑;优化设计;随机振动

中图分类号:V423.4+2

文献标识码:A

doi:10.3788/gzxb20194812.1222001

## Design and Test of Flexible Supporting Structure for Ultra-light Mirror

SHAO Meng-qi<sup>1,2</sup>, ZHANG Lei<sup>1,3</sup>, LI Lin<sup>4</sup>, WEI Lei<sup>3</sup>, JIA Xue-zhi<sup>1,3</sup>

(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*)

(3 *Chang Guang Satellite Technology Co. LTD, Changchun 130031, China*)

(4 *Beijing Institute of Control Engineering, Beijing 100190, China*)

**Abstract:** Facing the flexible support problem of the ultra-light mirror for micro-remote sensing payloads, a flexible support structure with folded-arm beam was proposed. According to the structural characteristics of the mirror, a parametric model of the flexible support structure is established. The second-generation non-dominated sorting genetic algorithm is used to establish a multi-constrained and multi-objective parameter optimization model. The key parameters of the flexible structure are optimized. The minimum size is only 1.30 mm. The strength of the bonded area is checked and the safety margin is 3.6. Finally, the engineering analysis and mechanical test of the mirror assembly are carried out. The flexible structure designed can ensure that the surface accuracy of the ultra-light mirror is better than 3 nm, when it is under the gravity and temperature is changed by 4℃. The relative error of simulation analysis and mechanical test is less than 10%. Finally, the mirror surface accuracy of the mirror

基金项目:国家重点研发计划(No.2016YFB0500904)

第一作者:邵梦旗(1994-),男,博士研究生,主要研究方向为空间相机光机结构的优化设计与分析.Email:18300608158@163.com

导师(通讯作者):张雷(1982-),男,副研究员,博士,主要研究方向为小卫星及其有效载荷的结构优化设计.Email:18686344285@163.com

收稿日期:2019-07-23;录用日期:2019-09-06

<http://www.photon.ac.cn>

assembly was detected. Before and after the mechanical vibration test, the surface error RMS of the mirror is  $0.020\lambda$ , indicating that the mirror assembly has good stability. The feasibility of the design method and reliability of the flexible support structure with folded-arm beam proposed in this paper are verified.

**Key words:** Optomechanics; Optic mounts; Flexible support; Optimal design; Random vibration

**OCIS Codes:** 220.4880; 220.4830; 120.0280; 350.4600

## 0 引言

微型遥感载荷技术作为微型航天器分布式遥感技术研究的核心内容,其体积小、质量轻、研制周期短等特点,能够在资源监测、应急救援、军事侦察等需求进行快速响应.反射镜作为遥感载荷系统的核心组成部件,其安装、装配及定位精度将直接影响反射镜的面形,从而影响遥感载荷的成像质量.为保证遥感载荷成像质量,在环境条件(例如,重力释放、热辐射、温度变化、装配误差等)变化时,反射镜必须具有足够好的面形.因此,反射镜柔性支撑结构作为连接安装基座与反射镜镜体的主要部件,必须具有良好的动、静态力学性能和热性能,以保证环境条件变化时反射镜具有足够好的稳定性<sup>[1-2]</sup>.

现有反射镜柔性结构:1)整体尺寸过大,不适用于微纳遥感载荷反射镜的支撑;2)柔性结构与反射镜镜体连接需要另外设计锥套结构,增加了微型遥感载荷反射镜设计变量和装配难度;3)柔性头由三个均布的柔性块组成,柔性方向较少,不适用于微型载荷反射镜对面形的超高要求.

此外,相对于反射镜刚性支撑来说,柔性支撑更能保证在外载荷作用下反射镜的面形精度.西安光机所 LIU Bei 等<sup>[3]</sup>针对空间大口径反射镜提出了一种可调节的双脚架式的柔性支撑技术,可以通过调节双脚架之间的距离有效地降低因光轴方向重力引起的像差.长春光机所李钰鹏等<sup>[4]</sup>对反射镜支撑结构的柔度进行了详细的分析和计算,以保证反射镜轴向支撑刚度和卸载能力为目的,计算出了口径 200 mm 反射镜的柔性支撑结构的尺寸参数.清华大学机械工程学院 ZHANG Zheng 等<sup>[5]</sup>为达到大口径激光传输镜波前像差最小的目标,设计了一种低应力柔性安装结构,寻找到最合适的螺栓预紧力,使得镜面梯度均方根值为 5.35 nm/cm.美国航空航天局的 IRIS 光谱仪内 16 个光学元件均需要满足精确的面形精度和稳定性,WEINGRODI 等<sup>[6]</sup>为每个光学元件设计了精密的双脚架式柔性支撑结构,成功地通过了环境测试和发射试验.韩国空间光学中心 KIHM H 等<sup>[7]</sup>在双脚架支撑结构中增加了机械垫片,以便在镜面精度检测时调整反射镜的状态,并研究了镜面像散误差与垫片厚度之间的关系,使反射镜的像差最小,并减小了发射阶段反射镜柔节之间胶粘剂的应力.

本文针对某 5 kg 量级微型遥感载荷的  $\varphi 185$  口径超薄超轻反射镜组件展开研究,提出一种用于微型遥感载荷反射镜的折臂梁式柔性支撑结构,对柔性结构进行了参数化建模,并对参数进行优化设计.对设计的柔性结构进行了静、动力学分析和力学试验,验证了所设计柔性支撑结构的合理性.

## 1 微型超薄超轻反射镜柔性支撑结构设计

### 1.1 柔性支撑结构设计需求

柔性支撑结构作为连接反射镜与镜室的关键环节,不仅需要消除机加误差,装配误差以及装配应力带来的影响,还要消除系统温度变化时引入的微量变形,以保证反射镜组件的高度稳定性<sup>[8-9]</sup>;另外,柔性支撑结构还需要具备足够的强度和动态刚度,以保证在发射过程中不被破坏.

某微型遥感载荷超轻反射镜组件主要由两部分组成,超薄反射镜和柔性支撑结构,系统总体设计指标为:有效通光口径为  $\varphi 180$  mm、内孔径  $\varphi 58$  mm、反射镜组件重量不超过 580 g、一阶自然频率高于 200 Hz、反射镜组件在 1g 重力及室温  $20\pm 4^\circ\text{C}$  环境下反射镜面形优于  $\lambda/50$ (取可见光  $\lambda = 632.8$  nm).其中超薄超轻反射镜设计后质量为 465 g 留给柔性支撑结构的接口尺寸直径为  $\varphi 24$  mm,超轻反射镜模型如图 1 所示.超薄反射镜柔性支撑结构质量设计余量仅剩 115 g,平均到单个柔性结构上的质量不足 40 g,这给柔性支撑结构的设计带来了巨大压力.本文的反射镜基体材料为碳化硅,为保证组件的稳定性,柔性支撑结构选用与反射镜材料热膨胀系数相近,并且由易于加工的殷钢材料制作.材料的性能参数如表 1 所示.



图1 超轻反射镜

Fig.1 Ultra-light mirror

表1 反射镜组件的材料及性能参数

Table 1 Material and performance parameters of mirror assembly

|                  | Material         | Elasticity modulus/GPa | Poisson's ratio | Density/(g · cm <sup>-3</sup> ) | Thermal expansion coefficient/(10 <sup>-6</sup> m · °C <sup>-1</sup> ) |
|------------------|------------------|------------------------|-----------------|---------------------------------|--|
| Mirror           | SiC              | 350                    | 0.27            | 3.05                            | 2.70   |
| Flexible support | 4j36 invar alloy | 140                    | 0.25            | 8.10                            | 2.70   |

## 1.2 柔性支撑结构方案设计

微型反射镜柔性支撑结构需要具备能够有效卸载来自横向、纵向的热变形,以及来自三个位移方向三个旋转方向的其他应力、应变,确保反射镜不会由于外界环境变化而导致面形的波动,因此该微型反射镜柔性支撑结构有两个设计准则:1)较高的刚度,保证在发射过程中反射镜组件不受破坏;2)提供六个自由度方向的柔性支撑,能够有效卸载外界引入的应力、应变。

根据该微型反射镜的结构特点,本文提出一种适用于微型遥感载荷的折臂梁式柔性支撑系统,主要包括三部分:微型反射镜、柔性支撑结构和基础部分,其剖面如图2(a)所示,其中,反射镜组件坐标系的定义为:X轴指向柔性支撑结构并与光轴方向垂直,Z轴指向镜面并与光轴方向平行,Y轴由右手定则确定,如图2(b)所示。

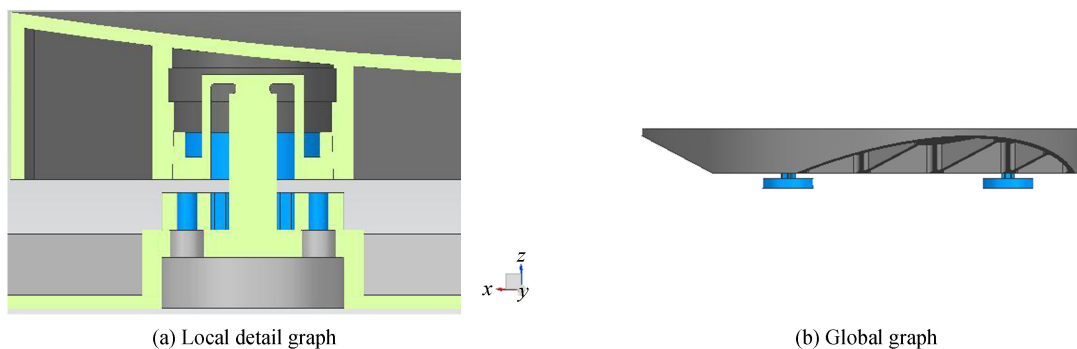


图2 反射镜组件结构方案设计

Fig.2 Structural scheme design of mirror assembly

柔性支撑结构上端通过胶粘剂与反射镜本体粘接,下端通过销钉定位后通过螺钉与镜室基础连接,每个柔性结构有四个相互垂直的折臂梁组成,每个折臂梁具有两个横梁和两个竖梁,每个折臂梁外围与锥形环连接,另一端与柔性结构的中心结构连接。

柔性支撑结构核心部分参数设计如图3所示,柔性支撑结构的刚度通过设计参数梁的长度  $l_{h1}$ 、 $l_{h2}$ 、 $l_{v1}$ 、 $l_{v2}$ 、 $h$  以及梁的宽度  $b$  及厚度  $t_i$  获得,其中  $i$  分别取  $h_1$ 、 $h_2$ 、 $v_1$ 、 $v_2$ ,分别代表横梁1、横梁2、竖梁1、竖梁2。 $l_{h1}$ 、 $l_{h2}$  为横梁长度, $l_{v1}$ 、 $l_{v2}$  为竖梁长度, $h$  为三个柔性支撑结构在与反射镜配合面的中间平面上的回转中心(即图3中垂直于光轴方向过  $l_{v2}$  竖梁中点的平面与对称中心线的交点)  $C_g$  至反射镜质心  $C_m$  沿光轴方向的距离。

编程建立柔性支撑结构关键参数的有限元模型,如图4所示,其中,编号1、2、3...是节点编号,①、②、③...是梁单元编号,每段梁单元可看作为空间 Euler-Bernoulli 梁单元.

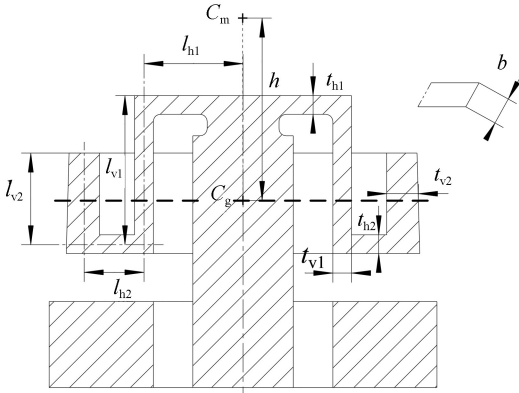


图3 柔性支撑结构的参数化尺寸

Fig.3 Parametric dimensions of flexible support structure

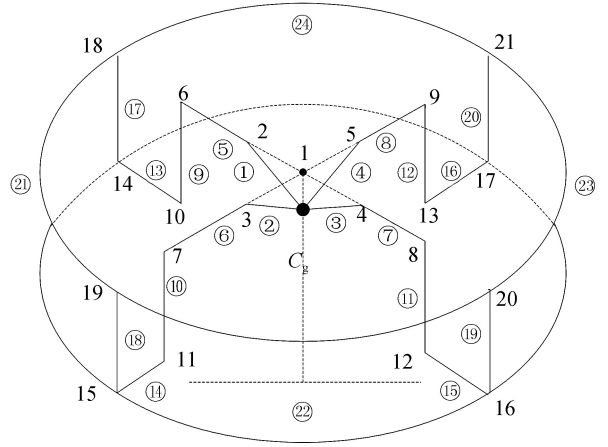


图4 柔性支撑结构有限元模型

Fig.4 Finite element model of flexible supported structures

### 1.3 柔性支撑结构参数优化

根据图中建立的柔性结构参数关系,建立优化的数学模型,对折臂梁式柔性结构进行参数优化,本文中的参数优化旨在寻找合适的变量参数  $\mathbf{P}$ ,使得反射镜具有最优面形,变量参数  $\mathbf{P}$  用式(1)表示.

$$\mathbf{P} = (l_{h1}, l_{h2}, l_{v1}, l_{v2}, h, b, t_i)^T \quad (1)$$

该微型反射镜组件要求一阶自然频率不小于 200 Hz,面形误差不大于  $\lambda/50$ , ( $\lambda = 632.8 \text{ nm}$ ).另外,结合实际设计尺寸限制,空间折臂梁各参数边界范围为横梁  $l_h$  (1~7 mm)、竖梁  $l_v$  (3.5~15.4 mm)、中心距  $h$  (0~10 mm)、梁宽  $b$  (0~19.6 mm)、梁厚  $t_i$  (0~7.6 mm);此外,由于反射镜柔性支撑安装孔的限制,柔性支撑结构安装面直径方向的整体尺寸不大于 20 mm,即  $l_{h1}, l_{h2}, t_{v2}/2$  的和不大于 10 mm.

通过优化柔性支撑结构的参数获取反射镜的最优面形.目前,最常用的反射镜面形拟合多采用 Zernike 多项式对镜面面形进行拟合<sup>[10-11]</sup>,以获得反射镜面形的均方根值 RMS,用式(2)表示.

$$\text{RMS} = \sqrt{\sum_{i=1}^N (\delta_i - \bar{\delta})^2} \quad \delta_i = \Delta\omega - c_0 - c_1 Z_1 - c_2 Z_2 - c_3 Z_3 \quad (2)$$

式中,  $N$  表示离散点数量,  $c_i$  和  $Z_i$  为 Zernike 多项式低阶项的系数和多项式的值,分别代表镜面的偏移、沿两个正交平面的倾斜、离焦.

至此,本文参数优化的目标为质量最小,面形最优,其数学模型简述为

$$\begin{aligned} &\text{Find: } \mathbf{P} = (l_{h1}, l_{h2}, l_{v1}, l_{v2}, h, b, t_b)^T \\ &\text{Min: } \begin{cases} \text{RMS} = \sqrt{\sum_{i=1}^N (\delta_i - \bar{\delta})^2} \\ \text{Mass} = \sum m_i \end{cases} \\ &\text{Subject to: } \begin{cases} \text{RMS} \leq \bar{R} \\ f_1 \geq 200 \\ l_{h1}, l_{h2} \in (1, 7) \\ l_{h1}, l_{h2} \in (3.5, 15.4) \\ h \in (0, 10) \\ b \in (0, 19.6) \\ t_b \in (0, 7.6) \\ l_{h1} + l_{h2} + \frac{t_{v2}}{2} \leq 10 \end{cases} \end{aligned} \quad (3)$$

采用第二代非支配排序遗传算法(Non-dominated Sorted Genetic Algorithm-II, NSGA-II)对柔性支撑结构的参数优化模型求解,NSGA-II是NSGA的改进算法, $O(MN^2)$ 为总计算复杂度,其中 $M$ 为优化目标总数, $N$ 为种群规模,通过复杂性的快速非支配排序机制、优势点保持和无外部参数的拥挤距离计算方法,来寻找多目标多约束问题的Pareto最优集,从而在该解集中选出一个最优解,NSGA-II算法具有更高的运算效率与稳定性<sup>[12]</sup>.本文中的优化流程如图5所示,通过优化流程的自动寻优过程,避免了大量的人工操作,提高了寻优的可靠性.

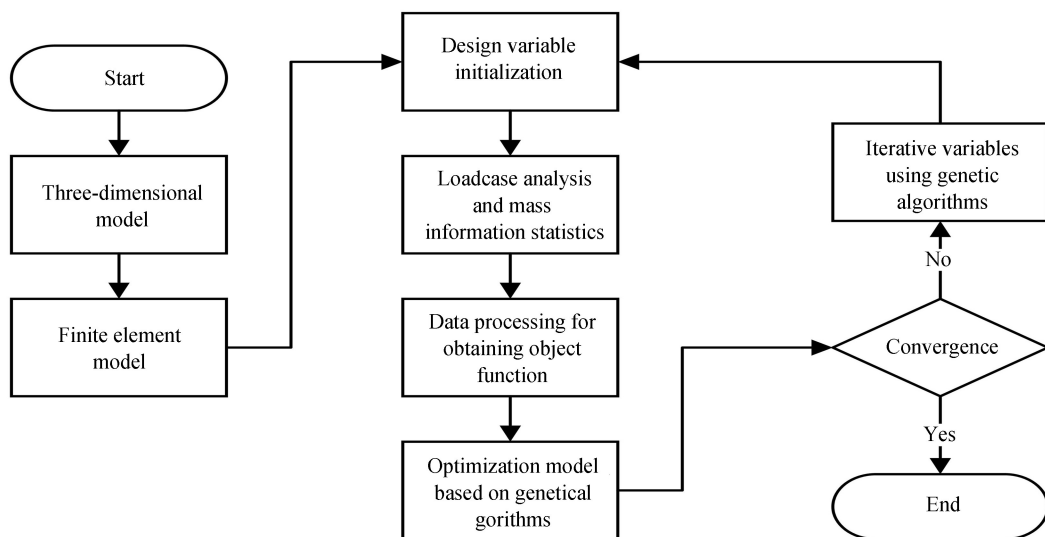


图5 参数优化设计流程  
Fig.5 Flow chart of parameter optimization design

### 1.4 优化结果

经过反复优化迭代计算,获得了柔性结构的理论最优解,柔性机构各设计变量参数的取值范围、初始值、优化结果和最终取值如表2.从优化结果可知,柔性结构参数最小值仅有1.296 mm,为竖梁 $l_{v1}$ 的厚度,与反射镜粘接环端部分长度仅6.848 mm,为了兼顾机械加工的工艺性,对各参数取两位小数作为有效取值结果.

表2 设计参数优化结果  
Table 2 Optimization results of design parameters

| Design variables | Value ranges/mm | Initial values/mm | Optimization results/mm | Structured values/mm |
|------------------|-----------------|-------------------|-------------------------|----------------------|
| $l_{h1}$         | 1~7             | 3                 | 4.527                   | 4.53                 |
| $l_{h2}$         | 1~7             | 3                 | 3.519                   | 3.52                 |
| $l_{v1}$         | 3.5~15.4        | 4.5               | 12.331                  | 12.33                |
| $l_{v2}$         | 3.5~15.4        | 4.5               | 6.848                   | 6.85                 |
| $h$              | 1~10            | 6                 | 1.881                   | 1.88                 |
| $t_{h1}$         | 0~19.6          | 4                 | 1.316                   | 1.32                 |
| $t_{h2}$         | 0~19.6          | 2.5               | 1.497                   | 1.50                 |
| $t_{v1}$         | 0~19.6          | 2.5               | 1.296                   | 1.30                 |
| $t_{v2}$         | 0~19.6          | 2.5               | 1.762                   | 1.76                 |
| $b$              | 0~7.6           | 3.6               | 3.061                   | 3.06                 |

## 2 粘接强度校核

微型化传感器发射过程中要承受复杂恶劣的力学环境,有必要对本文中微型化反射镜与其柔性结构连接强度进行校核.本文设计的柔性支撑结构直接与反射镜背部预留的接口通过胶结连接,根据Yodel等提出的背部支撑式反射镜最小粘接面积计算公式,结合本文中优化结果,对粘接强度进行校核.校核公式为

$$S_{\min} = \frac{W a_g f_s}{J} \quad (4)$$

式中, $W$ 为反射镜质量, $a_g$ 为最大加速度系数, $f_s$ 为安全系数,通常不小于2; $J$ 为粘接区域的抗剪切强度.



本文设计的反射镜组件重量为 567 g,其中三个柔性结构共重 102 g;加速度系数取 200 g;微型载荷的运输、发射以及运行环境十分恶劣,本文安全系数取 3;胶粘剂取抗剪切强度为 10 MPa.计算得该反射镜组件与单个柔性结构的最小粘接面积为 111.1 mm<sup>2</sup>,实际设计的支撑结构与反射镜之间粘接面积为 516.5 mm<sup>2</sup>,远大于最小阈值,安全裕度为 3.6,此支撑结构与反射镜之间的粘接强度足够.柔性结构与反射镜粘接固化之后的反射镜组件如图 6 所示.

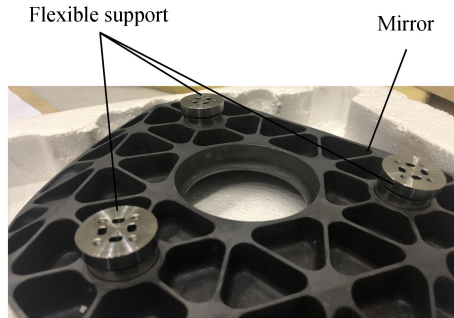


图 6 超轻反射镜组件  
Fig.6 Ultra-light mirror assembly

### 3 工程分析与力学试验

对优化设计之后的柔性支撑结构进行粘接装配,然后对反射镜组件进行静、动力学分析和力学试验,以便对反射镜组件性能进行检验.

#### 3.1 静力学分析

首先进行静力学分析,根据表 1 中参数,建立柔性支撑结构模型,分别计算反射镜组件在 X、Y、Z 向 1g 重力、4℃ 温升工况和 1g 重力与温升耦合工况下反射镜的面形,结果如表 3,其中 Y 向(检测方向)1g 重力及其与温度耦合条件下的面形如图 7 所示.

表 3 各工况下反射镜面形误差  
Table 3 Surface error of mirror under various load cases

| Load cases | $G_x$ | $G_y$ | $G_z$ | $\Delta t$ | $G_x \& \Delta t$ | $G_y \& \Delta t$ | $G_z \& \Delta t$ |
|------------|-------|-------|-------|------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| RMS/nm     | 0.26  | 0.28  | 1.19  | 2.38       | 2.49              | 2.55              | 2.95              |

由表 3 可得,优化后反射镜面形精度 RMS 值均在 3 nm 以内,远小于设计要求的  $\lambda/50$ ,该柔性支撑结构可以保证组件在检测和在轨运行过程中的面形精度.

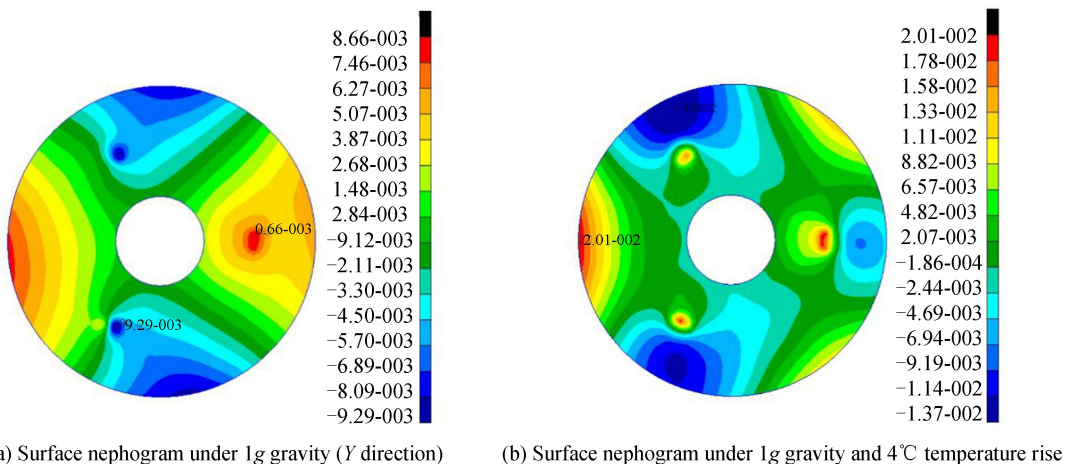


图 7 面形云图  
Fig.7 Mirror surface nephogram

由表 3 可得,优化后反射镜面形精度 RMS 值均在 3 nm 以内,远小于设计要求的  $\lambda/50$ ,该柔性支撑结构可以保证组件在检测和在轨运行过程中的面形精度.

### 3.2 动力学分析与试验验证

通过有限元软件 MSC. Patran & NASTRAN 对反射镜组件进行随机振动仿真分析和力学试验,并对二者结果进行对比.力学振动试验如图 8 所示; $X$ 、 $Y$ 、 $Z$  三个方向的随机振动条件相同,如表 4 所示,其总均方根值为 3.56 g.

表 4 随机振动试验条件  
Table 4 Random vibration test conditions

| Frequency range/Hz          | Random vibration input conditions ( $X$ , $Y$ , $Z$ ) |        |           |
|-----------------------------|---|--------|-----------|
|                             | 10~80   | 80~800 | 800~2 000 |
| PSD/( $g^2 \cdot Hz^{-1}$ ) | +3 dB/oct   | 0.01   | -6 dB/oct |
| GRMS/g                      | 3.56  |        |           |

本文设计的柔性支撑结构局部尺寸很小,最小尺寸为 1.30 mm,在有限元网格划分时,全部采用手动划分,以保证网格具有很好的单元质量,避免给计算引入误差.在进行随机振动试验时,微型反射镜组件仅有 567 g,因此采用微型传感器进行数据采集,其质量仅有 10g,将由于传感器质量的影响降到最低.仿真分析与力学试验结果统计如表 5 所示.

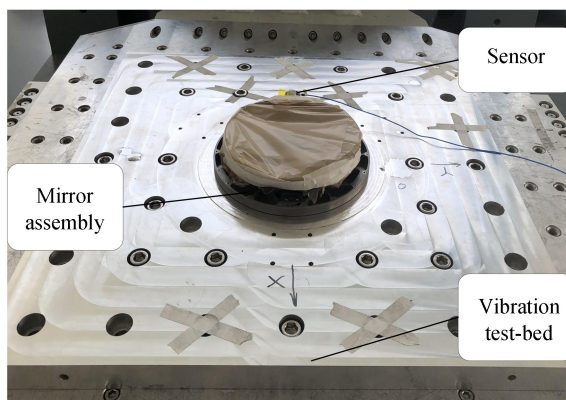


图 8 反射镜组件动力学试验  
Fig.8 Dynamics test of mirror assembly

表 5 仿真分析与试验结果对比  
Table 5 Comparison of simulation analysis and test results

| Direction   |                  | $X$   | $Y$   | $Z$    |
|---|------------------|-------|-------|--------|
| Comparison the results of frequency scanning test with modal analysis | Analysis/Hz      | 635.6 | 634.8 | 1735.4 |
|   | Test/Hz          | 627.3 | 625.9 | 1700.1 |
|   | Relative error/% | 1.3   | 1.4   | 2.0    |
| Comparison the results of random vibration test with analysis         | Analysis/g       | 12.8  | 13.1  | 15.6   |
|   | Test/g           | 13.4  | 14.2  | 17.1   |
|   | Relative error/% | 4.7   | 8.4   | 9.6    |

根据表 5 中数据,自然频率仿真分析与试验相对误差均在 5% 以内,随机响应均方根值相对误差在 10% 以内,其主要原因有以下几个方面:1)微型反射镜组件尺寸很小,在实际加工中很难保证尺寸与设计值完全一致,尤其是圆角部分,设计值为半径 0.5 mm,加工实测值为 0.8 mm;2)材料属性存在差异,微型反射镜采用 RB-SiC 材料,柔性结构采用 TC4 材料,不同批次的材料属性存在微小差异,这也是影响相对误差的因素之一;3)目前有限元仿真分析中模型的边界通常采用 SPC 固定约束,而实际情况则是通过螺钉连接固定的方式,这也会给试验数据代入误差;4)虽然试验采用了微型传感器,其质量仅有 10 g,但仍旧会对结果产生影响.整体来看仿真分析与力学试验结果最大相对误差在 10% 以内,基本满足要求.

### 3.3 反射镜组件的面形检测

面形检测采用光学补偿器法.检测中利用干涉仪发出的准直光经过补偿器到达反射镜时,光波面与被测反射镜面相吻合.这样光线原路返回,在经过补偿器后,为理想的准直光.当它与参考准直光干涉时,就得到

理想干涉图.实际条纹与理想条纹的差异就反映了反射镜镜面的表面误差,经计算机处理后,得到反射镜的面形误差和面形图.面形检测在大理石平台上进行,保证了检测的精确度和稳定性.针对反射镜组件的面形精度指标需求,对装配完成后的反射镜组件进行镜面的面形检测,如图9所示.室温 $24^{\circ}\text{C}$ 为模拟相机在轨条件下热控温度 $20^{\circ}\text{C}$ 提高 $4^{\circ}\text{C}$ 后的工况,光轴处于水平方向.

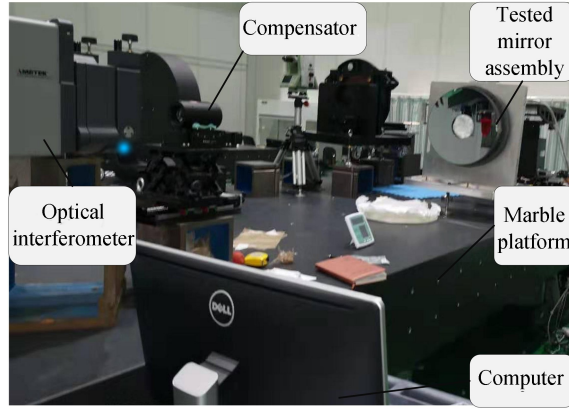
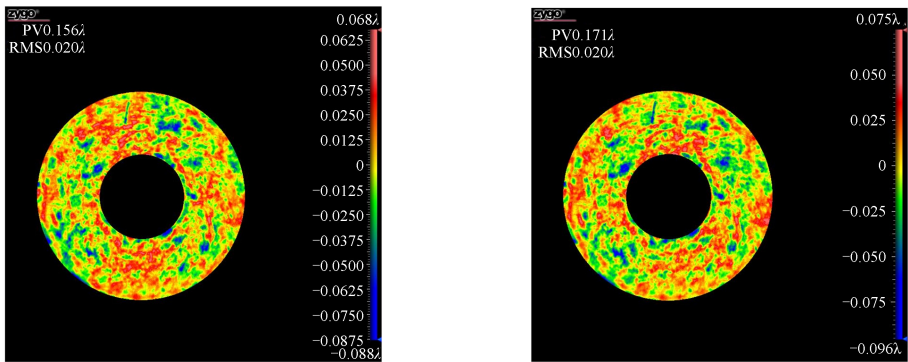


图9 反射镜组件的面形检测  
Fig.9 Surface detection of mirror assembly

为保证相机的成像质量,反射镜组件的面形误差RMS需不大于 $\lambda/50$ ( $\lambda = 632.8 \text{ nm}$ ).光学检测得到的反射镜面形如图10所示.振动前后的面形误差RMS值均为 $0.020\lambda$ ,满足空间要求,证明该柔性支撑结构能够保证反射镜组件的面形稳定性.仿真与试验表明了柔性结构具备优良性能,验证了本文折臂梁式柔性支撑结构设计的方法可行性和结构性能的可靠性.



(a) Surface nephogram before mechanical vibration test (b) Surface nephogram after mechanical vibration test

图10 光学干涉仪检测的面形图

Fig.10 Surface nephogram detected by optical interferometer

## 4 结论

针对微型遥感载荷的超薄超轻反射镜支撑要求,设计了一种折臂梁式柔性支撑结构,建立了柔性结构的参数化模型,并对关键参数进行了优化,柔性结构最小尺寸为 $1.3 \text{ mm}$ ,仿真分析表明该柔性结构可保证微型反射镜在 $1g$ 重力和温度 $4^{\circ}\text{C}$ 变化时具备良好的面形精度,面形RMS值在 $3 \text{ nm}$ 以内,远优于设计指标.工程分析和试验相对误差均在 $10\%$ 以内,结果证明了本文提出的折臂梁式柔性支撑结构设计方法可行性和结构性能的可靠性.

### 参考文献

- [1] HU Rui. Topology optimization-based design method of space mirror and flexure support structure[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2017: 97-106.  
胡瑞. 基于拓扑优化的空间反射镜与柔性支撑结构设计方法[D]. 大连: 大连理工大学, 2017: 97-106.
- [2] DANIEL V, RALPH M R. Flexure mounts for high-resolution optical elements[C]. SPIE, 1988, **959**: 18-36.
- [3] LIU Bei, WANG Wei, QU Yan-jun, *et al.* Design of an adjustable bipod flexure for a large-aperture mirror of a space camera[J]. *Applied Optics*, 2018, **57**(15): 4048-4055.



- [4] LI Yu-peng, WANG Zhi, SHA Wei. Flexibility calculation and analysis of Bipod reflector support structure[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2018, **26**(7): 1691-1697.  
李钰鹏, 王智, 沙巍, 等. Bipod 反射镜支撑结构的柔度计算及分析[J]. *光学精密工程*, 2018, **26**(7): 1691-1697.
- [5] ZHANG Zheng, QUAN Xu-song, WANG Hui, et al. Optomechanical analysis of the flexure mounting configuration of large-aperture laser transport mirror[J]. *Optical Engineering*, 2017, **56**(2): 025103.
- [6] WENGRAD I, CHOU C Y, HOLMES B, et al. Design of bipod flexure mounts for the IRIS Spectrometer[C]. SPIE, 2013, **8836**(20): 88360Q.
- [7] KIHM H, YANG H S, MOON I K, et al. Adjustable bipod flexures for mounting mirrors in a space telescope[J]. *Applied Optics*, 2012, **51**(32): 7776-7783.
- [8] HU Jun-feng, HAO Ya-zhou, XU Gui-yang. Comparative analysis of temperature effects on four kinds of flexure hinges [J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2016, **38**(1): 144-150.  
胡俊峰, 郝亚洲, 徐贵阳. 4 种柔性铰链的温度效应比较分析[J]. *机械强度*, 2016, **38**(1): 144-150.
- [9] WU Qian-qian, ZHANG Xin-ting, LIANG Jing. Design of primary mirror flexure support of optical antenna for marine laser communication system[J]. *Meteorological, Hydrological and Marine Instruments*, 2017, **34**(4): 59-63.  
吴倩倩, 张欣婷, 梁婧, 等. 海洋光通信系统光学天线主镜柔性支撑设计[J]. *气象水文海洋仪器*, 2017, **34**(4): 59-63.
- [10] DAI G M, MAHAJAN V. N, Orthonormal polynomials in wavefront analysis: error analysis[J]. *Applied Optics*, 2008, **47**(19): 3433-3445.
- [11] MAHAJAN V N. Zernike circle polynomials and optical aberrations of systems with circular pupils[J]. *Applied Optics*, 1994, **33**(34): 8121-8124.
- [12] CHENG Jin, DUAN Gui-fang, LIU Zhen-yu, et al. Interval multiobjective optimization of structures based on radial basis function, interval analysis, and NSGA-II[J]. *Journal of Zhejiang University Science A (Applied physics & Engineering)*, 2014, **15**(10): 774-788.