

DOI: 10.12086/oe.2018.170686

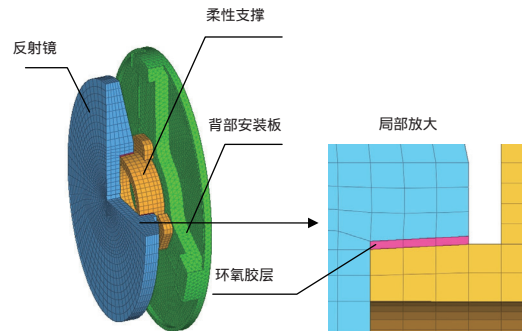
## 空间轻小型反射镜柔性支撑设计与动力学分析

柳鸣<sup>1\*</sup>, 张立中<sup>1</sup>, 李响<sup>1</sup>, 李小明<sup>1</sup>,  
张家齐<sup>1</sup>, 孟立新<sup>1</sup>, 刘俊杰<sup>2,3</sup>

<sup>1</sup>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;

<sup>2</sup>天津大学精密仪器与光电子工程学院, 天津 300072;

<sup>3</sup>天津航技术物理研究所, 天津 300308



**摘要:** 针对某星载激光通信中光电跟瞄系统的反射镜组件进行研究, 对比了三种柔性支撑方案, 结合空间载荷实际应用情景综合评估结构的刚度优势和面形精度。分析结果表明, 颈口侧壁开槽的柔性支撑方案在重力和温度变化影响下的面形精度(RMS)可达 2.05 nm 和 8.88 nm, 基频模态为 926.1 Hz, 在保证面形精度的柔性要求与高刚度抵御振动损坏的平衡中, 这种柔性设计方案最为合理。进一步完成了柔性支撑结构的参数优化设计并进行了动力学分析, 频率响应下应力最大值为 96 MPa, 小于材料的抗拉强度极限; 随机振动分析结果表明, 反射镜加速度响应均方根为 11.14 g RMS, 并满足  $3\sigma$  准则。文章最后通过 0.2 g 正弦扫频试验, 验证了有限元模态分析相对误差为 2.4%。实验结果表明, 分析结果基本准确可靠, 柔性环节设计可靠, 满足使用要求。

**关键词:** 轻小型反射镜; 柔性支撑; 有限元分析; 动态刚度; 面形精度。

**中图分类号:** TH703.3

**文献标志码:** A

**引用格式:** 柳鸣, 张立中, 李响, 等. 空间轻小型反射镜柔性支撑设计与动力学分析[J]. 光电工程, 2018, 45(5): 170686

## Design of flexure support of space compact reflector subassembly and dynamic analysis

Liu Ming<sup>1\*</sup>, Zhang Lizhong<sup>1</sup>, Li Xiang<sup>1</sup>, Li Xiaoming<sup>1</sup>, Zhang Jiaqi<sup>1</sup>, Meng Lixin<sup>1</sup>, Liu Junjie<sup>2,3</sup>

<sup>1</sup>National and Local Joint Engineering Research Center of Space Optoelectronics Technology, Changchun University of Science and Technology, Changchun, Jilin 130022, China;

<sup>2</sup>School of Precision Instrument and Opto-Electronics Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China;

<sup>3</sup>Tianjin Jinhang Institute of Technical Physics, Tianjin 300308, China

**Abstract:** The mirror assembly of an electro-optical tracking and pointing system for a space borne laser communication system is studied, three flexible supports are contrasted, according to practical applications of space load, the structural stiffness advantage and surface figure of the three flexible support scheme have been evaluated. The analysis results show that the surface figure RMS of neck side grooving flexible support scheme resisting micro-gravity and thermal environment change can reach 2.05 nm and 8.88 nm, the fundamental frequency mode is 926.1 Hz, in the balance between the surface figure RMS and the higher stiffness resisting he vibration damage, the flexible

收稿日期: 2017-12-13; 收到修改稿日期: 2018-02-11

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(91338116)

作者简介: 柳鸣(1988-), 男, 博士, 助理研究员, 主要从事光学精密机械结构的设计与优化的研究。E-mail: liuming2525775@126.com

design is most reasonable. On this basis, the parameterized design of the flexible support structure of the reflector is completed and dynamic analysis have been done. The maximum stress of the frequency response is 96 Mpa, which is less than the material's tensile strength limit. The results of random vibration analysis show that root mean square of acceleration response is 11.14 g RMS, meeting  $3\sigma$  law. Finally, a 0.2 g sine swept test proves that the relative error of the modal analysis is 2%, the experimental result show that the analysis results are basically accurate and reliable, that is, flexible support design is reliable to meet the requirements of use.

**Keywords:** compact reflector subassembly; flexure support; finite element analysis; dynamic stiffness; surface figure

**Citation:** Liu M, Zhang L Z, Li X, *et al.* Design of flexure support of space compact reflector subassembly and dynamic analysis[J]. *Opto-Electronic Engineering*, 2018, 45(5): 170686

## 1 引言

星载激光通信光电跟瞄系统常用的粗跟踪转台结构形式主要有万向架式结构、周扫望远镜式结构和单反射镜式结构。其中周扫望远镜式结构是一种大角度伺服的跟踪转台结构形式，系统利用两块法线相互垂直的反射镜组，通过潜望式周扫转台的方位和俯仰轴系的二维转动，带动反射镜的旋转实现了对光轴的二维调整。周扫望远镜式跟瞄转台光路经过两次反射，反射环节多，所以对于反射镜组件在抵御重力和温度变化时面形精度要求高，并且由于卫星载荷在火箭飞行过程中的跨音速飞行、级间段分离会产生低频振动，以及气动噪声和喷流噪声等的动力学环境，对于反射镜组件的动态刚度也有较高要求。国内外学者经过研究发现，在支撑结构中设置一定程度的柔性环节能有效改善反射镜组件在重力工况下的面形精度，同时反射镜的结构刚度仍然可以在一定程度上得以保证<sup>[1-4]</sup>。因此，柔性支撑结构在空间载荷的设计中得到了大量的应用。

Paros 和 Weisbord 等在 1965 年推算出了圆弧形柔性铰链支撑刚度的计算公式<sup>[5]</sup>，Smith 等在 1997 年针对椭圆形柔性铰链支撑刚度进行了详细的研究<sup>[6]</sup>。国内陈贵敏在 Smith 研究基础上，提出了深切口椭圆柔性铰链支撑，推算出了这类柔性铰链的转动刚度的计算公式并进行了分析和实验验证<sup>[7]</sup>；电子科大的左行勇等推算出了弓形柔性铰链、倒圆角直梁形柔性铰链和椭圆形柔性铰链这三种柔性铰链的刚度与设计参数之间的关系<sup>[8]</sup>。中国科学院长春光机所李宗轩等针对大口径空间反射镜提出了一种 Cartwheel 型柔性支撑设计方法<sup>[9]</sup>；长春光机所李行等针对空间反射镜提出了一种在柔性支撑底部安装面开圆弧形支撑结构，并且对这种柔性支撑结构的关键尺寸参数进行了优化，这种结构从原理上十分接近理想球铰。通过上述国内

外研究的现状可见，柔性支撑是一种常用且有效的保证反射镜的面形精度的设计方式。本文在上述国内外研究成果的基础上，对比了颈口侧壁开槽柔性支撑结构，颈口环形切槽柔性支撑形式以及底面直线切槽柔性支撑形式在抵抗重力释放下的面形精度，以及各自动态刚度特性，综合实际装配情况设计出最为合理的反射镜组件，最终通过正弦扫描振动实验验证分析的准确性。

## 2 反射镜组柔性支撑结构设计与分析

### 2.1 反射镜组件结构设计

本文设计的反射镜组件由反射镜、柔性支撑衬套以及椭圆背部安装板组成，如图 1 所示。其中反射镜呈椭圆形，其中长边直径为 104 mm，短边直径为 74 mm，反射镜采用中心支撑方式，通过粘接方式与柔性支撑衬套相连接。柔性支撑衬套颈口侧壁开柔性槽，柔性支撑衬套与椭圆背部安装板通过螺钉连接。

反射镜材料选定为热膨胀系数极小的微晶玻璃 (Zerodure) 制成；柔性支撑选用 4J32 材料，其热

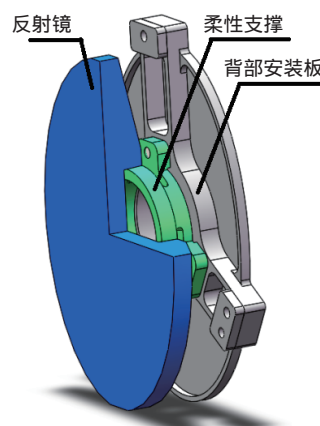


图 1 反射镜组件结构示意图

Fig. 1 Scheme of reflector subassembly

膨胀系数与反射镜材料微晶的膨胀系数基本相同,使得反射镜的热稳定性能良好;椭圆背部安装板选用钛合金材料,至此完成了反射镜心中定位支撑结构设计。

### 2.2 反射镜柔性支撑方案

空间反射镜对于低频振动环境下的动载荷稳定性要求较高,为了保证反射镜组件动载荷较高的稳定性,反射镜的固结就需要增加预紧力。但是由于空间环境微重力的释放,预紧力的存在又促使结构应力的释放难以控制,镜面面形容易受到较大影响<sup>[10]</sup>。试图设计一种柔性支撑衬套,既能保证动载荷下的结构刚度,又能保证较好的面形精度。

本文尝试三种柔性支撑衬套方案,均采用在衬套的局部区域开槽口,并保证三种方案的柔性支槽口的宽度相同,以便数据对比。第一种是在柔性支撑衬套的三个安装面上开直线槽口,增加结构的柔性,这种结构可以有效降低温度变化或重力释放影响下背板拉动衬套发生的或凹或凸的应变带来的反射镜面形误差,该方案的柔性支撑槽口宽度为 2 mm,切槽深度为 2.5 mm,质量为 0.039 kg,如图 2(a)所示;第二种是在柔性支撑衬套的颈口侧壁处开槽,这种结构主要

为了减小温度变化或重力释放影响下产生的扭转与剪切应变带来的反射镜面形误差。该方案的槽口宽度为 2 mm,切槽圆心角  $b=0.87$  rad,质量为 0.039 kg,如图 2(b)所示;第三种是柔性支撑衬套的侧壁处开环形深切槽,这种结构在原理上接近球铰支撑结构,实现轴向转动,使得柔节具有三维转动柔性。该方案的槽口宽度为 2 mm,整周环形切槽,质量为 0.04 kg,如图 2(c)所示。

为了保证光电跟瞄系统捕获和跟踪精度,反射镜组必须保证良好的动态刚度以确保光电跟瞄系统不会因为外界扰动而产生抖动。因为光电跟瞄系统在轨工作时会受到温度变化以及自重引力的影响,所以需对反射镜组进行模态以及反射镜面形精度进行分析。

### 2.3 三种柔性支撑方案面形误差与模态分析对比

为了分析反射镜组件的面形精度与动态特性,在 MSC Patran 中对反射镜组建立有限元模型如图 3 所示。反射镜组件共划分了 6707 个六面体单元,反射镜面共 858 个节点用于分析面形精度。该星载光端机反射镜采用微晶材料(Zerodur),柔性支撑衬套选用钢钢(4J32)材料,椭圆背部安装板选用钛合金(TC4),各材

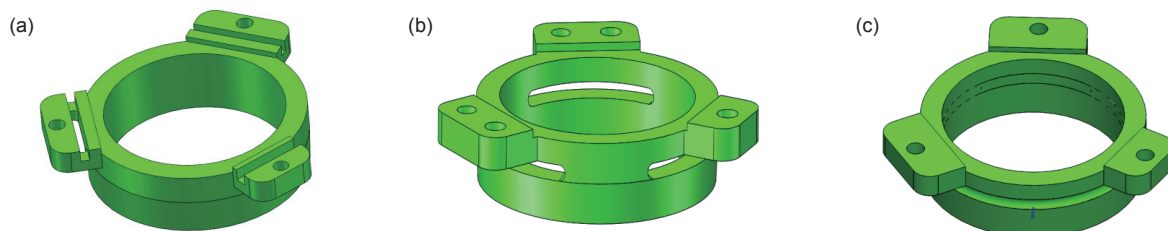


图 2 三种柔性支撑衬套结构示意图。(a) 底面直线开槽; (b) 颈口侧壁开槽; (c) 颈口环形深切槽  
Fig. 2 Diagram of three kinds of flexible support bushing. (a) Underside grooving flexible support; (b) Neck side grooving flexible support; (c) Neck side ring grooving flexible support

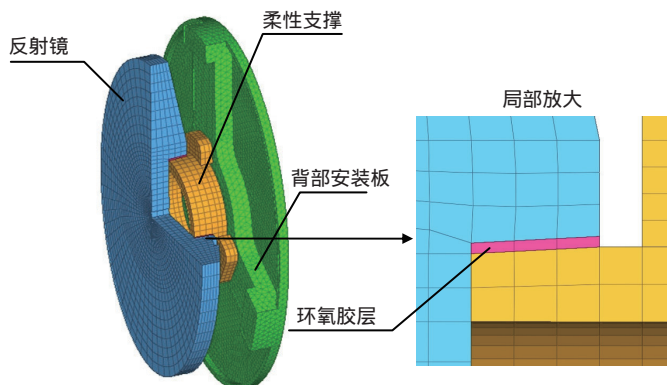


图 3 反射镜组件有限元模型  
Fig. 3 Finite element model of reflector subassembly

料的材料属性如表 1 所示。

反射镜在轨工作期间，受到微重力以及温度变化环境的影响，需要考察反射镜组件在反射面法线与水平呈 45°夹角安装状态下重力释放，以及 5 温度变化影响下的刚体位移，通过热变形有限元分析方法得到反射镜组件在重力和温度变化影响下的刚体位移云图如图 4、图 5 所示，提取反射镜镜面节点云的刚体位移数据拟合三种支撑方案下的反射面的面形误差，分析结果如表 2 所示。

对比三种柔性支撑方案的面形误差结果，相比于底面直线开槽孔柔性支撑结构，颈口侧壁开槽与颈口环形切槽支撑结构在重力影响下的面形精度(RMS)分别提升了 10.5%、26.7%；温度变化  $\Delta T=5$  作用下

形精度(RMS)分别提升了 36.8%、8.5%。可见在侧壁开槽方式能够明显改善反射镜在微重力和温度变化影响下的面形精度。这种结果出现的原因在于重力释放和温度变化影响下背板拉动衬套导致反射镜发生趋于“前倾”的形变，如图 4、图 5 所示，而底面直线开槽结构针对或凹或凸的变形趋势有明显的改善效果，但是对于“前倾”趋势的形变而言柔性效果并不明显；而颈口侧壁开槽可以有效地释放反射镜 45°安装下重力以及温度变化引起的“前倾”剪切应力，提升了面形精度。

表 3 为底面直线开槽、颈口侧壁开槽以及颈口环形深切槽柔性支撑衬套结构的反射镜组件模态分析结果。通过对三组模态频率的对比可知，底面直线开槽

表 1 材料属性表

Table 1 Material parameters of reflector subassembly

	弹性模量/GPa	密度/(g·cm <sup>-3</sup> )	泊松比	线膨胀系数/(10 <sup>-6</sup> · <sup>-1</sup> )
微晶玻璃	90.6	2.52	0.24	0.1
铟钢	141	8.05	0.36	0.038
钛合金	114	4.43	0.31	8.9
环氧胶	0.696	1.22	0.45	236

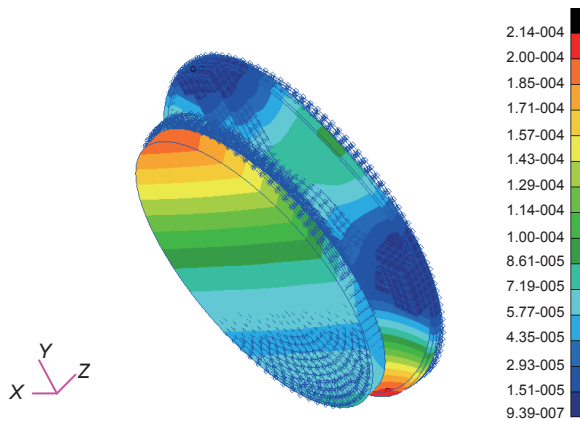


图 4 重力影响下反射镜刚体位移云图

Fig. 4 Rigid body displacement nephogram of reflector subassembly under gravity

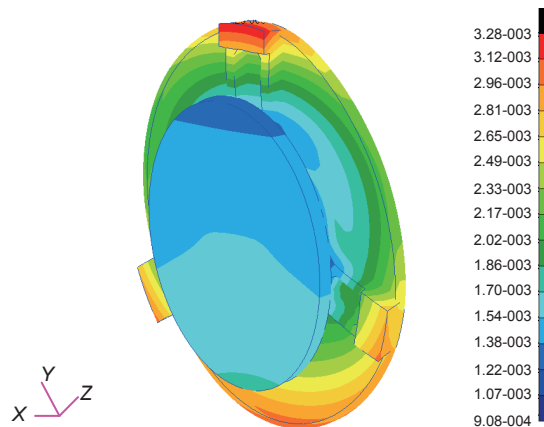


图 5 温度变化时反射镜组件刚体位移云图

Fig. 5 Rigid body displacement nephogram of reflector subassembly under temperature variation

表 2 反射镜面形误差分析结果

Table 2 Analysis results of surface shape error of reflector subassembly

支撑方案	重力释放下的面形误差/nm		$\Delta T=5$ 温度变化下的面形误差/nm	
	PV	RMS	PV	RMS
底面直线开槽	11.4	2.29	63.12	14.06
颈口侧壁开槽	9.21	2.05	39.14	8.88
颈口环形深切槽	7.66	1.68	43.02	12.88

支撑方案的反射镜组件基频最高，值为 1097.4 Hz，即动态刚度最佳；颈口环形深切槽支撑方案动态刚度下降较明显；颈口侧壁开槽支撑方案的反射镜组件一阶频率为 926.1 Hz，相较于底面直线开槽柔性支撑结构，动态刚度下降不大，下降的原因从图 6 的前三阶频率振型可知，这种柔性结构释放了“倾覆”、“偏摆”、“绕动”的空间自由度，而要使得面形精度较高就恰恰需要释放这三个空间自由度，那么这就是一个矛盾点。综合三种结构的平衡效果，颈口侧壁开槽支撑方案效果最佳，既保证了重力释放影响下良好的面形精度，又使得反射镜组件具有较高的动载刚度，故下文主要针对颈口侧壁开槽柔性支撑结构进行进一步的研究和分析。

2.4 颈口侧壁开槽柔性结构参数设计

柔性支撑结构卸载外力的基本原理均基于柔性铰

链，柔性环节位于支撑结构的不同位置对于支撑结构的刚度也会产生不同的效果，所以需要分析柔性支撑的关重尺寸参数在外力作用下的刚度。颈口侧壁开槽柔性支撑结构的几何尺寸包括切槽槽宽  $2R$ 、切槽圆心角  $b$ 、柔性铰链最薄处  $t$ ，各参数如图 7 所示。

依据文献[11]可知，柔性支撑结构的刚度随着厚度  $t$  的变化呈现平方规律变化；切槽槽宽  $2R$  2 mm 时，支撑结构的刚度对切槽槽宽  $2R$  变化敏感， $R$  值越大柔性效果越明显，但是对于文中讨论的柔性支撑的尺寸限制了开槽宽度最大即 2 mm。根据上述规律在设计柔性支撑结构参数时，首先依据加工工艺确定  $R$  的尺寸参数，然后通过有限元法分析不同  $b$  值的反射镜组件的刚度，经过反复迭代最终使得结构满足刚度需求的稳定性要求。根据文献[8]计算出的转动刚度与各参数之间的关系，最终确定柔性铰链的各参数的值： $R=1$  mm， $b=0.94$  rad， $t=3.5$  mm。

表 3 反射镜组件模态分析结果

Table 3 Results of MODAL analysis of reflector subassembly

模态频率	底面直线开槽	颈口侧壁开槽	颈口环形深切槽
一阶频率/Hz	1097.4	926.1	793.4
二阶频率/Hz	1653.5	1521.4	1493.8
三阶频率/Hz	1882.6	1702.9	1676.8

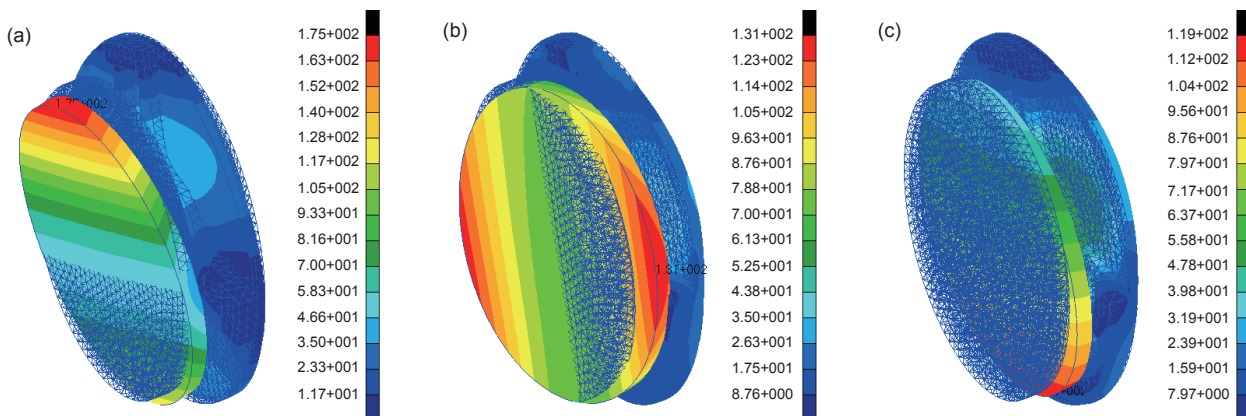


图 6 反射镜前三阶模态振型。(a) 一阶模态振型；(b) 二阶模态振型图；(c) 三阶模态振型

Fig. 6 The first 3th order modal of the mirror subassembly. (a) 1st order modal shape; (b) 2nd order modal shape; (c) 3rd order modal shape

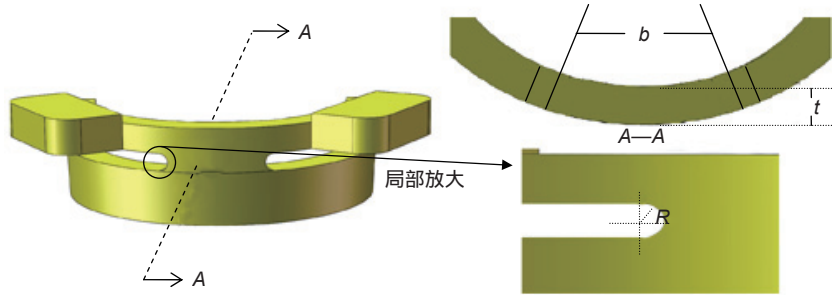


图 7 颈口侧壁开槽柔性支撑结构主要设计参数示意图

Fig. 7 Main design parameter diagram of flexible support structure of neck side grooving flexible support

### 3 颈口侧壁开槽支撑方案动力学分析

#### 3.1 正弦激励下的频率响应分析

频率响应分析目的在于验证颈口侧壁开槽柔性支撑方案下的反射镜组件的动载荷刚度可靠性, 预判在简谐振动载荷下的结构强度是否足够, 通过频率响应分析能够预知结构的持续动力特性, 验证结构的设计是否合理, 以避免结构在承受正弦载荷时失效<sup>[12-13]</sup>。正弦振动分析条件如表 4 所示, 计算中阻尼系数取 0.05。

表 4 正弦振动试验条件

Table 4 Sine vibration test condition

条件参数	数值
频率范围/Hz	10 ~ 2000
振级/g	1
扫描速率 oct/min	4
加载方向	Z 向

响应输出点分别取柔性支撑衬套颈口侧壁开槽的槽口处节点(Node 8644)、镜面边缘节点(Node 9108)、镜面中心节点(Node 8968), 其加速度响应曲线和应力响应曲线如图 8 和图 9 所示。

由图 8 可知: 在正弦激励下, 反射镜组件在频率为 913 Hz 时在产生共振, 振幅最大; 静态下的模态分析共振频率为 926.1 Hz, 和正弦振动的结果分别相差 3.5%。正弦振动的结果也进一步验证了模态分析的正确性。

从频率响应下的柔性支撑等效应力云图 10 可以看出, 应力最大值为 96 MPa, 钢的抗拉强度极限为  $\sigma_b=514$  MPa, 能够满足刚度和强度要求, 所以该结构能承受反射镜在发射中的正弦环境引起的振动损伤。

#### 3.2 正弦激励下的频率响应分析

将随机载荷的功率谱密度(power spectral density, PSD)作为随机振动分析的输入条件如表 5 所示。

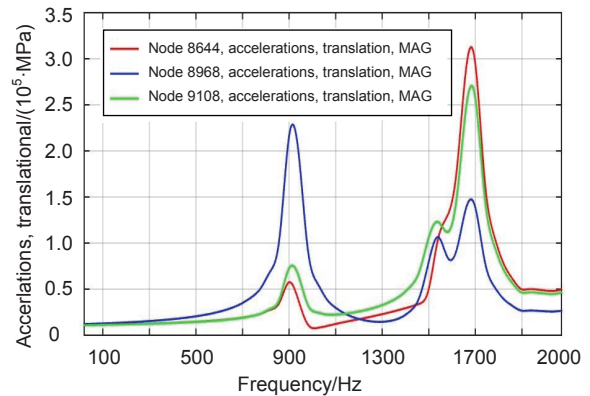


图 8 响应输出点加速度响应曲线

Fig. 8 Acceleration response curve of the output nodes

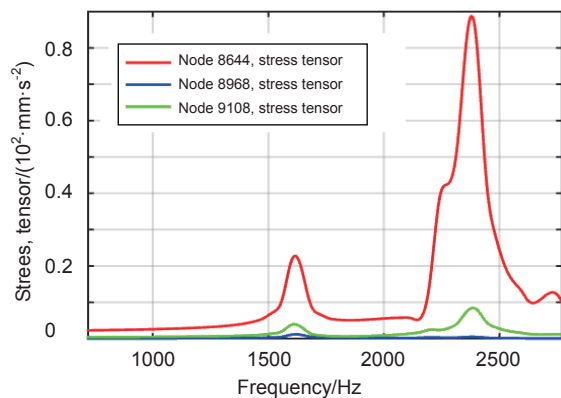


图 9 响应输出点应力响应曲线

Fig. 9 Stress response curve of the output nodes

评估反射镜组件在随机振动载荷下是否产生残余变形或损坏, 可依据  $3\sigma$  准则作为评估标准<sup>[14]</sup>, 即依据输入的功率谱密度曲线计算输入累积均方根  $G_{RMSin}$ , 通过有限元频率响应分析计算被考核结构上响应输出观察点的响应均方根值  $G_{RMSout}$ , 若  $G_{RMSout}/G_{RMSin} < 3$  认为结构是可靠安全的<sup>[14]</sup>。为了评估柔性支撑的动态结构刚度, 取柔性支撑衬套颈口侧壁开槽的槽口处节点(Node 8644)、镜面边缘节点(Node 9108)、镜面中心节点(Node 8968)三个代表性节点作为响应输出观察点, 通过频率响应分析计算出各观察点的加速度响应均方根, 根据  $3\sigma$  准则判断柔性支撑结构设计的动态刚度是

表 5 随机振动加速度功率谱密度

Table 5 Power spectrum density (PSD) of the acceleration under random vibration

频率范围/Hz	鉴定级	总均方根加速度	加载方向
10~150	+3 dB/oct	3.89 g RMS	X、Y 和 Z 向
150~600	0.016 g <sup>2</sup> /Hz		
600~2000	-6 dB/oct		

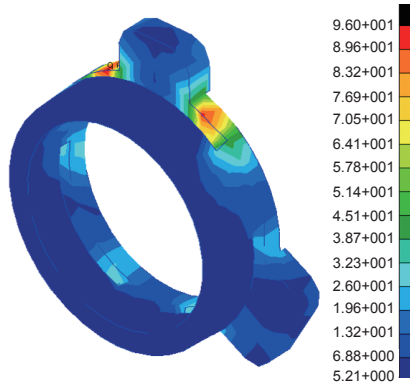


图 10 柔性支撑频率响应等效应力云图

Fig. 10 Frequency response equivalent stress nephogram of flexible support

否可靠。图 11、图 12 为各取样点的加速度响应 PSD 曲线与累积均方根值(cumulative RMS, CRMS)。

从分析结果可以看出,加速度响应均方根为 11.14 g RMS,放大倍数为 2.86 倍,即加速度响应均方根值小于 3 倍输入均方根值,满足 3σ 准则。图 13 为随机振动载荷下柔性支撑的等效应力云图,从分析结果可知最大应力值为 191 MPa,而钢合金的抗拉强度极限 σ<sub>b</sub> 为 541.0 MPa,即柔性支撑结构设计可靠,满足强度与刚度安全要求。

#### 4 实验验证

使用 ZYGO 激光干涉仪分别在(20±5) °C 环境温度下对反射镜组件面形进行检测,检测系统如图 14 所

示。图 15(a)~15(c)为不同温度下摆镜面形的检测结果。当环境温度为 15 °C,面形均方根值(RMS)为 0.034λ,如图 15(a)所示。当环境温度为 20 °C,面形均方根值(RMS)为 0.029λ,如图 15(b)所示。当环境温度为 25 °C,面形均方根值(RMS)为 0.03λ,如图 15(c)所示。可以满足激光通信光学天线对于反射镜面形指标的要求。

通过 0.2 g 正弦扫频试验来验证反射镜柔性支撑结构刚度的可靠性,反射镜组件实物如图 16 所示,图 17 为 Z 向正弦扫描振动实验装置,该实验同时验证了有限元模型和分析的准确。在反射镜组件背板安装传感器,该测点的响应曲线如图 18 所示。

由图 18 响应曲线可知,主镜组件 Z 向一阶自然频率为 904.3 Hz,与模态分析结果的相对误差为 2.4%。

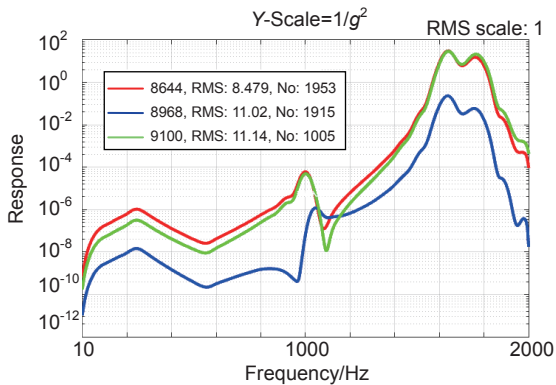


图 11 加速度响应功率谱密度(PSD)

Fig. 11 Power spectrum density (PSD) of the acceleration response

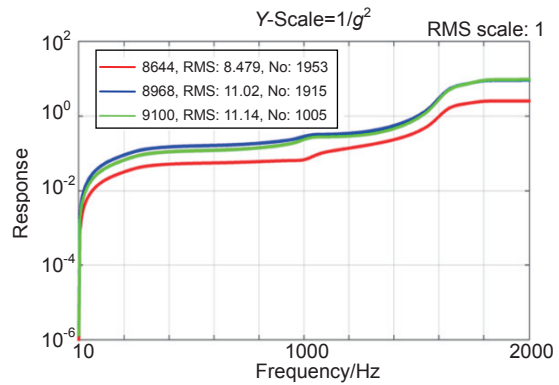


图 12 速度响应累积均方根值(CRMS)

Fig. 12 Cumulative root mean square (CRMS) of the acceleration response

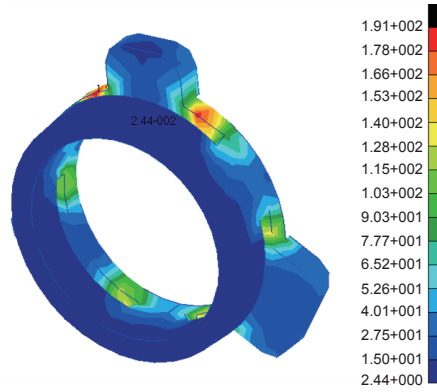


图 13 随机振动下的柔性支撑等效应力云图

Fig. 13 Random vibration response equivalent stress nephogram of flexible support

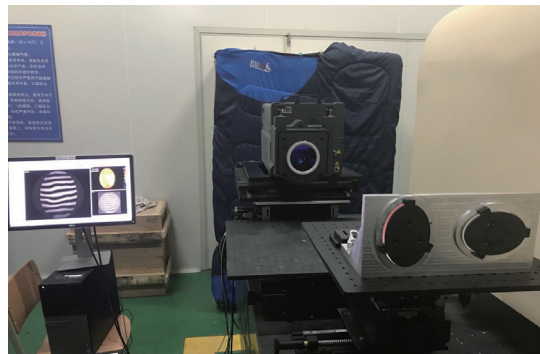


图 14 反射镜组件面形检测系统

Fig. 14 System for reflector subassembly surface shape testing

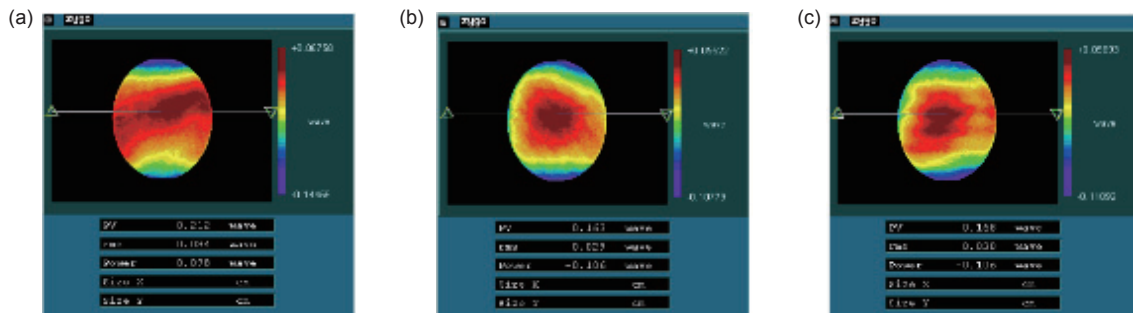


图 15 不同温度下反射镜面形检测结果

Fig. 15 Results of reflector subassembly surface shape testing at different temperatures

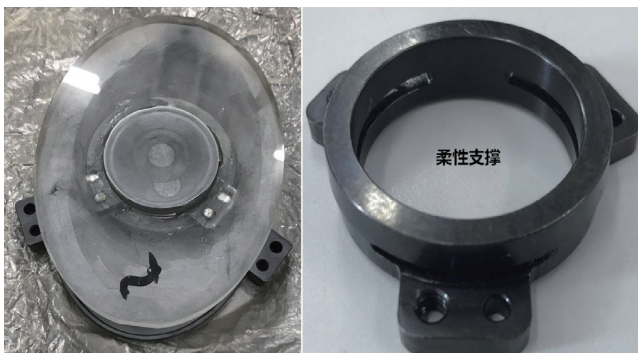


图 16 反射镜组件实物

Fig. 16 Reflector subassembly object



图 17 主镜组件 Z 向正弦扫频试验现场

Fig. 17 Sweep sine response test site of reflector subassembly



根据正弦扫频试验可以得出,分析中有限元模型比较接近实际情况,分析结果相对准确。

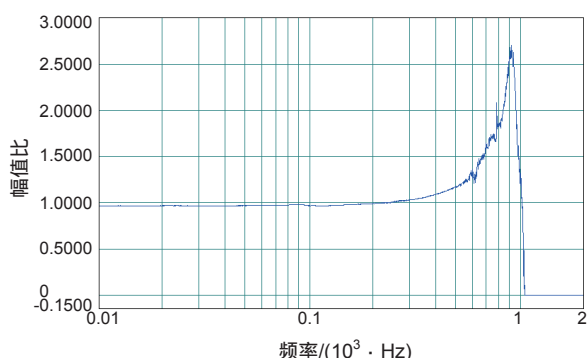


图 18 Z 向正弦扫频试验曲线

Fig. 18 Sweep sine response curve under Z vibration

## 5 结论

本文针对某星载的反射镜组件进行研究,设计了一种颈口侧壁开槽柔性支撑结构,使之在原理上接近球铰支撑,且相较于底面直线开槽孔与颈口环形切槽柔性支撑结构,颈口侧壁开槽支撑结构在微重力以及  $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$  作用下,反射镜面形精度 RMS 值分别为 2.05 nm, 8.88 nm, 反射镜组件一阶频率为 926.1 Hz, 即该结构能够获得较为理想的支撑刚度以及面形精度。在此基础上,完成了反射镜柔性支撑结构的参数化设计,随后对参数优化设计后的反射镜组件进行了试验前的动态刚度预判分析,重点分析了发射镜组件中相对比较薄弱的柔性支撑上的应力响应情况,对其是否会在正弦振动与随机振动中发生破坏或塑性变形给出了的结论。最终通过试验结果表明预示分析结果与试验结果基本相符。

## 参考文献

[1] Li X, Xu Z B, Li J Q. Design of new flexure hinge support of space reflector subassembly[J]. *Electronic Measurement Technology*, 2014, **37**(8): 1–6.  
李行, 徐振邦, 李静秋. 空间反射镜新型柔性支撑结构设计[J]. *电子测量技术*, 2014, **37**(8): 1–6.

[2] Schaffer C B, Jamison A O, Mazur E. Morphology of femtosecond laser-induced structural changes in bulk transparent mate-

rials[J]. *Applied Physics Letters*, 2004, **84**(9): 1441–1443.

[3] Liu M, Zhang X M, Fatikow S. Design and analysis of a multi-notched flexure hinge for compliant mechanisms[J]. *Precision Engineering*, 2017, **48**: 292–304.

[4] Du Z J, Yang M, Dong W, et al. Static deformation modeling and analysis of flexure hinges made of a shape memory alloy[J]. *Smart Materials and Structures*, 2016, **25**(11): 158–163.

[5] Paros J M, Weisbor L. How to design flexure hinges[J]. *Machine Design*, 1965, **37**(27): 151–157.

[6] Smith S T, Badami V G, Dale J S, et al. Elliptical flexure hinges[J]. *Review of Scientific Instruments*, 1997, **68**(3): 1474–1483.

[7] Chen G M, Liu X Y, Jia J Y. Compliance calculation of elliptical flexure hinge[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2006, **42**(S1): 111–115.  
陈贵敏, 刘小院, 贾建援. 椭圆柔性铰链的柔度计算[J]. *机械工程学报*, 2006, **42**(S1): 111–115.

[8] Zuo X Y, Liu X M. Calculation and analysis of rotational stiffness for three types of flexure hinges[J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2006, **27**(12): 1725–1728.  
左行勇, 刘晓明. 三种形状柔性铰链转动刚度的计算与分析[J]. *仪器仪表学报*, 2006, **27**(12): 1725–1728.

[9] Li Z X, Chen X, Zhang L, et al. Design of cartwheel flexural support for a large aperture space mirror[J]. *Acta Optica Sinica*, 2014, **34**(6): 210–218.  
李宗轩, 陈雪, 张雷, 等. 大口径空间反射镜 Cartwheel 型柔性支撑设计[J]. *光学学报*, 2014, **34**(6): 210–218.

[10] Li X F, Wang B, Hu Y. Influence of mirror thermal distortion in thermosphere to space-to-ground laser communication links[J]. *Journal of Astronautics*, 2005, **26**(5): 581–585.  
李晓峰, 汪波, 胡渝. 在轨运行热环境下的天线镜面热变形对空地激光通信链路的影响[J]. *宇航学报*, 2005, **26**(5): 581–585.

[11] Sun B Y. Design and analysis on the flexible structure of the optical reflector based on the computer aided engineering[J]. *Opto-Electronic Engineering*, 2009, **36**(1): 103–106.  
孙宝玉. 基于 CAE 的光学反射镜柔性结构设计与分析[J]. *光电工程*, 2009, **36**(1): 103–106.

[12] Zhang Y G, Kou S, Yu J J, et al. Design and analysis of the primary mirror subassembly in a star sensor[J]. *Aviation Precision Manufacturing Technology*, 2010, **46**(5): 14–16.  
张银刚, 寇生, 余建军, 等. 星敏感器主反射镜组件的设计与分析[J]. *航空精密制造技术*, 2010, **46**(5): 14–16.

[13] Zhang X J, Yu J J, Guo X H, et al. Dynamic analysis of CCD drawtube of the lightweight space camera[J]. *Machine Design and Manufacturing Engineering*, 2008, **37**(5): 27–30, 34.  
张新建, 余建军, 郭旭红, 等. 轻型空间 CCD 相机镜筒的动力学分析[J]. *机械设计与制造工程*, 2008, **37**(5): 27–30, 34.

[14] Li H, Yu J J, Guo X H, et al. Finite-element analysis of the reflect component of an aerial spectral camera[J]. *Optical Technique*, 2013, **39**(3): 263–266.  
李浩, 余建军, 郭旭红, 等. 航空光谱相机反射镜部件的有限元分析[J]. *光学技术*, 2013, **39**(3): 263–266.

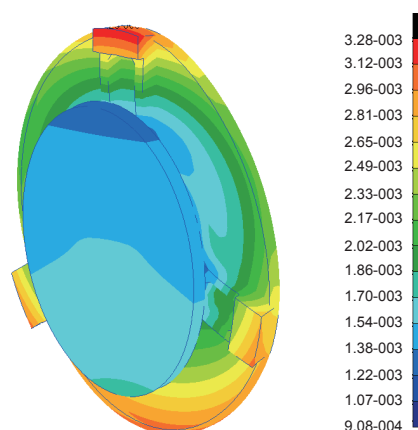
# Design of flexure support of space compact reflector subassembly and dynamic analysis

Liu Ming<sup>1\*</sup>, Zhang Lizhong<sup>1</sup>, Li Xiang<sup>1</sup>, Li Xiaoming<sup>1</sup>, Zhang Jiaqi<sup>1</sup>, Meng Lixin<sup>1</sup>, Liu Junjie<sup>2,3</sup>

<sup>1</sup>National and Local Joint Engineering Research Center of Space Optoelectronics Technology, Changchun University of Science and Technology, Changchun, Jilin 130022, China;

<sup>2</sup>School of Precision Instrument and Opto-Electronics Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China;

<sup>3</sup>Tianjin Jinhang Institute of Technical Physics, Tianjin 300308, China



Rigid body displacement nephogram of reflector subassembly under temperature variation

**Overview:** The reflector assembly of a telescopic week scan electro-optical tracking and pointing system for a space borne laser communication system is studied. There are many reflection links in the electro-optical tracking and pointing system, so the requirements for the surface figure and dynamic stiffness of the reflector assembly under the operating conditions are high. The surface figure of neck side grooving flexible support, neck side ring grooving flexible support and underside grooving flexible support with the same grooving width resisting microgravity and thermal environment change are contrasted, and the modes of the three flexible support structures are also analyzed. According to practical applications of space load, the structural stiffness advantage and surface figure of the three flexible support scheme have been evaluated. The analysis results show that the surface figure RMS of neck side grooving flexible support scheme resisting microgravity and thermal environment change can reach 2.05 nm and 8.88 nm, the fundamental frequency mode is 926.1 Hz and there is no dense frequency phenomenon in all modes. In the balance between the surface figure RMS and the higher stiffness resisting the vibration damage, the flexible design is most reasonable. On this basis, the parameterized design of the flexible support structure of the reflector is completed. To further verification of the dynamic stiffness of neck side grooving flexible support structure in space vibration environment, frequency response analysis and random vibration analysis of neck side grooving flexible support are have been done. The frequency response analysis results show that the magnification of the acceleration response is 2.86 times, the maximum stress is 96 MPa under the resonance which is less than the tensile strength limit of the material, the safety factor is 5.35; The frequency response analysis results show that the root mean square of the acceleration response of the reflector assembly is 11.14 g RMS, and the RMS of acceleration response is less than 3 times the input satisfying the  $3\sigma$  criterion. The mean stress response of the flexible support under random vibration is 191 MPa which is also less than the tensile strength limit of the material, and the safety factor is 2.83. Finally the reliability of the stiffness of the flexible support structure is verified by a 0.2 g sinusoidal sweep test. The experimental results show that the primary natural frequency of the reflector components is 904.3 Hz, and the relative error with the modal analysis results is 2.4%, that is, the analysis results are basically accurate and reliable. So the flexible support design of reflector assembly is reliable to meet the requirements of the use.

**Citation:** Liu M, Zhang L Z, Li X, *et al.* Design of flexure support of space compact reflector subassembly and dynamic analysis[J]. *Opto-Electronic Engineering*, 2018, 45(5): 170686

Supported by National Natural Science Foundation of China(91338116)

\*E-mail: liuming2525775@126.com