大口径空间反射镜 Cartwheel 型柔性支撑设计

李宗轩^{1,2} 陈 雪³ 张 雷¹ 金 光¹ 张 元¹ 贾学志¹ 孔 林^{1,2}

(¹ 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所小卫星技术国家地方联合工程研究中心, 吉林 长春 130033) ² 中国科学院大学, 北京 100049

³ 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所应用光学国家重点实验室, 吉林 长春 130033

摘要 针对同轴三反式空间光学遥感器对大口径主反射镜组件的高刚度、高强度、高热稳定性等特殊要求,提出一种基于 Cartwheel 型双轴柔较的三点柔性支撑结构。首先利用无量纲方法研究了单个柔性支撑的柔度特性,然后利用有限元方法对反射镜组件的静力学、动力学与热特性进行灵敏度分析,确定了支撑结构中柔性环节的几何尺寸参数,并进行了有限元数值仿真。最后,利用面形值为 $\lambda/40$ 均方根(RMS)的非球面镜进行了反射镜组件面形检测实验并利用等效球面镜组件进行了动力学实验。仿真与实验结果表明:当柔性环节尺寸为:壁厚 t=8 mm,直梁高度 h=4 mm,直梁长度 L=8 mm时,在正交三向自重与 15 \mathbb{C} 稳态温升作用下,反射镜面形精度 RMS 小于 12 nm;反射镜组件一阶固有频率实验值为 296 Hz,与仿真结果相差 6%,能够满足使用要求。 关键词 光学器件;反射镜支撑;Cartwheel 铰链;无量纲方法;有限元方法;动力学实验 中图分类号 TH133 文献标识码 A doi: 10.3788/AOS201434.0622003

Design of Cartwheel Flexural Support for a Large Aperture Space Mirror

Li Zongxuan^{1,2} Chen Xue³ Zhang Lei¹ Jin Guang¹ Zhang Yuan¹ Yan Yong¹ Jia Xuezhi¹ Kong Lin^{1,2}

¹National and Local United Engineering Research Center of Small Satellite Technology, Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun, Jilin130033, China ²University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China

³ State key lab of applied optics, Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun, Jilin 130033, China

Abstract The large aperture primary mirror assembly (PMA) mounted in space remote sensor should have the extraordinary virtues as high stiffness, high strength, high thermal stability etc.. A novel three-point flexural support configuration based on Cartwheel flexural hinge for large aperture PMA is presented in this paper. Firstly, the stiffness characteristic of the support structure is approached using the dimensionless design method. Then, static and dynamic analysis based on finite element method are performed on the PMA to find the optimal dimension parameters of the support flexure. Finally, optical test on a mirror with $\lambda/40$ root mean square (RMS) surface figure and vibration experiment on an equivalently spherical mirror are performed to validate the design configuration. The simulation and experiment results indicate that when the thickness of flexure t = 8 mm, beam height h = 4 mm, beam length L=8 mm, the surface figure of PMA can keep below RMS 12 nm under the load of 1 G gravity and 15 °C temperature change. The first natural frequency reaches 296 Hz, only deviating 6% from the analysis result. The Cartwheel flexure support can satisfy the extraordinary design requirements.

Key words optical devices; mirror support; Cartwheel hinge; dimensionless method; finite element method; dynamic test OCIS codes 120.4880; 220.4880; 350.4600

收稿日期: 2013-10-21; 收到修改稿日期: 2013-12-23

基金项目: 国家 863 计划(2007AA12J123)

作者简介: 李宗轩(1986—),男,博士研究生,主要从事空间光学仪器设计与分析方面的研究。E-mail: lizongx@126.com 导师简介: 金 光(1958—),男,博士,研究员,主要从事空间光学星载一体化技术方面的研究。

E-mail: jing@ciomp.ac.cn

1 引 言

同轴三反式光学系统轴向长度较小、装调难度 低、加工周期短。在实现相同分辨率与像质指标的 前提下,相机的体积更小,重量更轻,有利于载荷的 小型化与轻量化,且杂散光容易得到控制,发射成本 低,是商业遥感卫星、敏捷卫星、快速响应卫星光学 系统的首选成像形式^[1]。口径为 Φ624 mm 的圆形 主反射镜是某同轴三反式空间光学遥感器实现对地 目标高质量成像的关键部件,其面形精度的好坏直 接决定了遥感成像质量的高低。而空间光学遥感器 在加工、检测、装调、运输、发射和在轨工作期间,要 经历振动、冲击、自重释放、高低温变化等恶劣的力 学与热学环境。保证主反射镜组件在经历上述过程 中的力、热载荷作用下,光学反射面面形精度不超出 允差范围,是空间遥感器主反射镜设计的基本要求。

目前国外对于亚米级或 1 m 级的圆形空间反 射镜常采用以下两种支撑形式:1)美国、西欧、日、韩 等国家,采用在反射镜背部表面或侧缘表面直接粘 接 hexapod 柔性支撑元件的结构形式^[2-3];2)俄罗 斯等国家,采用在反射镜背部加工盲孔,安装柔性支 撑元件的结构形式^[4]。上述两种支撑结构均已成功 实现了对高面形精度空间反射镜的安装支撑。

受材料、工艺等条件限制,国内对于空间反射镜 的支撑结构常采用上述第二种形式:在反射镜背部 加工若干数量的盲孔,将支撑元件的一端安装于盲 孔内,另一端安装在高刚度的背板上。其中支撑元 件的柔性形式主要分为两种:1) 豁口型双轴柔铰,在 支撑元件上加工出圆角型豁口构成柔性环节[5-6]。 这种柔性铰链具有较高的转动精度,但在受到较大 力学载荷作用时,应力集中较大;2)簧片型双轴柔 铰,在支撑元件上加工出长条形的簧片结构形成柔 性环节[7]。这种柔性铰链应力集中问题较小,但柔 性环节的几何尺寸较大,转动精度稍低,不易将所有 柔性环节的转动中心与反射镜镜体的质心保持共 面。这有可能导致在反射镜受到径向的重力作用 时,反射镜镜面产生一定的像散形式的变形。在选 取柔性形式时将上述两种柔性形式的优点进行综 合,是实现高性能柔性支撑设计的关键。

某同轴三反式空间光学遥感器对圆形主反射镜 有如下要求:通光口径为 154 mm≪Ф≪606 mm;在 三个正交方向自重及 15 ℃稳态温升分别作用下通 光面面形精度值均方根(RMS)小于 12 nm,峰谷值 (PV)小于 63 nm,反射镜组件的一阶固有频率高于 250 Hz。本 文针 对上述要求,提出一种基于 Cartwheel 型双轴柔性铰链的主反射镜柔性支撑结构,给出了其无量纲刚度特性,并对柔性环节进行了结构优化设计。工程分析与实验结果表明所设计的Cartwheel 型柔性支撑满足空间光学遥感器的设计要求。

2 主反射镜组件支撑形式

在确定空间光学系统中主反射镜组件(PMA) 支撑结构方案时,需要确定组件中各个零件的结构 材料,反射镜的结构形式以及支撑点的布置形 式^[8-9]。

对于空间光学系统,其反射镜材料的选择应遵 循以下原则:高比刚度与高强度、良好的热稳定性与 空间环境稳定性,较好的机械可加工性与光学可加 工性等。综合考虑材料的供货周期、成本等因素以 及上述诸项原则,决定选用中国科学院长春光机所 自行研制的凝胶注模反应烧结 RB-SiC 作为主反射 镜材料。该 SiC 材料的成型工艺易于制造形状复杂 的大型镜体,并可实现对背部半封闭式结构的直接 一次成形,可有效地提高主反射镜的比刚度。为实 现对 SiC 主反射镜的安装与定位,需要镜体提供机 械接口与支撑结构进行螺纹连接和销钉定位。一般 将机械连接性能较好的金属镶嵌件粘接到主镜背部 的安装孔内。考虑到镶嵌件与 SiC 镜体之间线胀系 数的匹配,选择牌号为 4J32 的低膨胀合金作为镶嵌 件所用的材料。该牌号的膨胀合金可以实现指定温 度区间内线胀系数的调整,实现与 SiC 材料之间的 热匹配。与镶嵌件连接的柔性支撑件选择具有密度 小、比刚度高、稳定性优异且机械加工性良好等优点 的钛合金(TC4)材料。与柔性支撑件相连的背部基 板则采用具有更高比刚度、低线胀系数、高热导率且 加工方便的高体份 SiC 颗粒增强铝基复合材料 (SiC/Al)制造。上述主反射镜组件中各零件所选 用材料的物理参数如表1所示。

主反射镜的结构方案主要包括镜体的轻量化形 式、背部封闭形式、径厚比、支撑孔数量与位置等。 一般来说,出于定位考虑,圆形反射镜不选用四边形 轻量化孔,其轻量化率极低;在轻量化率相同的前提 下,六边形轻量化孔的刚度又不如三角形高。因此 采用三角形轻量化孔。在背部封闭形式中,全封闭 结构刚度最高,半封闭结构次之,开放式最低。综合 考虑工艺性与镜体刚度采用半封闭式结构。镜体的 径厚比与支撑点数量和位置直接相关,支撑点数越 多,则径厚比可以越大,反射镜的面密度也就可以越

李宗轩等: 大口径空间反射镜 Cartwheel 型柔性支撑设计

表1 主反射镜组件结	构材	料	属性	ŧ
------------	----	---	----	---

Table 1 Material properties of PMA

Material Density /(g•mm ⁻³)	Young's	Thermal conductivity $/$	Coefficient of thermal	Poisson's ratio	
	Density / (g•mm)	modulus /GPa	$(\mathbf{W} \boldsymbol{\cdot} \mathbf{m}^{-1} \boldsymbol{\cdot} \mathbf{K}^{-1})$	expansion $/(10^{-6} \cdot \mathrm{K}^{-1})$	I DISSOILS TALLO
RB-SiC	3.05	330	185	2.5	0.27
4J32	8.1	141	13.9	2.5	0.25
TC4	4.44	109	6.8	9.1	0.34
SiC/Al	2.94	180	225	8.1	0.18

小。但过多的支撑点很容易引起过约束,导致反射 镜出现像散式变形。依据运动学约束原理,对反射 镜采取三点支撑方式。在每处支撑点布置一个具有 正交两向柔性的支撑元件,这样既可以约束主反射 镜的 6 个自由度实现完全定位,又不会导致过约束, 而且柔性环节的存在还起到热应力释放的作用。通 过有限元(FEM)分析计算,选择支撑点均布圆半径 $R=0.58R_0(R_0$ 为反射镜半径)。此时固定约束支 撑孔位置可使主反射镜体具有最高的一阶自然频 率。最终经过优化设计后的镜体,采用三角形轻量 化孔,背部半封闭结构,三点支撑形式与 6…1 的径 厚比,同时采用双弧线结构减轻镜体外缘质量。主 反射镜的结构如图 1 所示。安装有柔性支撑的主反 射镜组件结构如图 2 所示。



图 1 主反射镜镜体示意图 Fig. 1 Schematic of primary mirror



图 2 Cartwheel 柔性支撑结构 Fig. 2 Cartwheel flexural support structure

3 Cartwheel 柔性支撑的柔度特性

为方便确定柔性支撑的初始结构参数,需要研究 Carthweel 型柔性支撑的柔度特性。由于柔性支 撑的柔性环节是通过电火花线切割一体化加工在空 心圆柱体上形成的,其柔度的求解为三维空间问题, 解析求解困难。利用无量纲方法可实现柔性支撑的 快速设计^[10]。

3.1 Cartwheel 柔性支撑

Cartwheel 型柔性铰链是构成柔性支撑的柔性 环节,具有轴漂小,应力集中小,抗屈曲强、易加工等 优点。图 3 为最基本的无圆角薄直梁 Cartwheel 型 柔性铰链,由中心交聚于一点的 4 个簧片柔性单元 组成。当外部载荷作用在转动平台时,直梁会发生 分布式柔性变形从而实现转动平台相对于固定平台 的运动。通过单个簧片长度 L,直梁截面高度 h,直 梁截面宽度 t(垂直纸面方向),直梁与竖直对称面 夹角 α 等参数可确定其几何外形尺寸。



图 3 无圆角薄直梁 Cartwheel 型柔性铰链 Fig. 3 Cartwheel flexural hinge with no-filleted thin strips

图 4 与图 5 为应用在工程实际中的带圆角短直 梁 Cartwheel 柔性支撑及其参考坐标系示意图。设 支撑件轴线方向为 z 轴,具有转动柔性的两个正交 方向分别为 x 轴、y 轴。在经过线切割加工后,空心 圆柱体形成可产生相对转动的上平台与下平台,两 者之 间 由 四 处 尺 寸 相 同 并 具 有 一 定 柔 度 的 Cartwheel 柔性环节相连。图 4 中右图为 Cartwheel 柔性支撑件在 x 或 y 坐标轴方向的局部视图。 图 5(a) 为该双轴柔铰的正视剖视图,图 5(b) 为俯 视剖视图。其中柔铰外直径为 Φ,壁厚为 t。柔性支撑 装配在主反射镜背部安装孔内,其径向尺寸 Φ 受到 限制。夹角 α 一般均为 45° 布置。此时影响 Cartwheel 柔性支撑柔度特性的尺寸参数为:空心圆柱体壁厚 t,单根直梁高度 h,单根直梁长度 L,以及直梁连接 处圆角 R。令 R = 0.7h 为最优圆角尺寸。Cartwheel 柔性支撑的独立尺寸参量仅为三个:空心圆柱体壁 厚t,直梁高度 h,直梁长度 L。



图 4 Cartwheel 型柔性支撑与尺寸参量

Fig. 4 Support and size parameter of Cartwheel flexural hinge



图 5 Cartwheel 柔性支撑的参考坐标系。(a)正视剖 视图:(b)俯视剖视图

Fig. 5 Coordinate system of Cartwheel flexural support.(a) Front section view; (b) top section view

3.2 柔性支撑的无量纲方程

利用无量纲方法建立柔性支撑几何尺寸与各向 柔度之间的数值化关系,可为寻找最优几何尺寸提 供早期快速的设计方法。表 2 为建立无量纲方程中 所涉及的变量名称。

设无量纲数ε为

$$\epsilon = \sqrt{h/L}, \qquad (1)$$

式中 h 与 L 的比值即表征 Cartwheel 柔性支撑的无 量纲几何特性。然后利用最小二乘法对多次有限元 分析数据进行多项式拟合。此处令多项式拟合函数 中的最高次项为三次幂,引入更高次幂不会显著提 高拟合函数的拟合精度,反而可能影响拟合函数的 单调性。拟合后可得到 Cartwheel 柔铰的无量纲方 程^[11]。

表 2 符号命名规则

Parameter	Physical significance
С	Displacement stiffness
E	Young's modulus
R	Fillet radius
L	Beam length
h	Beam height
t	Flexure thickness
k	Rotational stiffness
φ	Rotational angle
σ	Maximum stress
x, y, z	Reference coordinate axis

在沿 z 轴方向的力 F 作用下,沿 z 轴方向的无 量纲线位移刚度 C_z :

$$\frac{C_z}{Et} = -0.0023 + 0.0597\varepsilon - 0.21\varepsilon^2 + 0.4048\varepsilon^3,$$

在沿 x 轴方向的横力 F 作用下,绕 y 轴的无量 纲转动刚度 k_{xf} :

$$\frac{k_{yF}}{Eth} = -0.0037 + 0.0645\varepsilon - 0.3665\varepsilon^2 + 0.77\varepsilon^3.$$

(3)

(2)

在绕 y 轴方向力矩 M 作用下,绕 y 轴的无量纲 转动刚度 k_{,M}:

$$\frac{k_{\mathcal{M}}}{Eth^2} = 0.0081 - 0.1930\varepsilon + 1.5108\varepsilon^2 - 1.0291\varepsilon^3.$$
(4)

绕 y 轴转动时的无量纲最大应力 σ_{yy} :

 $\frac{\sigma_{xy}}{\varphi E} = 0.0176 - 0.3019\varepsilon + 2.2783\varepsilon^2 - 0.8608\varepsilon^3.$ (5)

4 Cartwheel 柔性支撑结构设计

4.1 柔性支撑的灵敏度分析

为寻找能满足主镜组件特殊要求且具有最佳性 能的柔性支撑设计,在确定柔性支撑的初始设计尺 寸后需要继续通过改变参量t,L,h来进行柔性支撑 的设计灵敏度分析,并寻找最佳值。灵敏度分析可 以为优化过程提供结构响应量对设计变量的变化趋 势信息。主镜组件优化设计的目标函数为:1)主镜 组件在三个正交方向的自重与 15 \mathbb{C} 稳态温升这 4 个载荷分别作用下的面形精度;2)主镜组件的一阶 自然频率。

在壁厚t,直梁高度h,直梁长度L这三个参量中, L决定了柔性环节的投影外包络尺寸,h 取值受L约 束。t 值则与 L、h 完全独立。通过 UG 三维设计软件中 对柔性支撑建模后发现, L 受线切割槽尺寸的限制, 只可取 $L \leq 8 \text{ mm}$,同时考虑到(5)式中, ϵ 与最大应力 成正比,则L与最大应力成反比,因此取L=8 mm以 保证 最小的 应力 值; 而为了避免柔性切槽对 Cartwheel 柔性环节的侵入, t 的取值也必须保证 $t \leq$ 8.6 mm。然后在 UG 中对柔性支撑进行关于变量 t 与 h 的参数化建模,导入有限元软件中进行主反射镜 组件的数值分析来获得灵敏度曲线。有限元分析 (FEA)模型如图 6 所示。通过软件 Hyperwork 10.0, 利用 MSC/Nastran 数据卡片形式,采用 8 节点 6 面体 单元建立,局部细节采用6节点5面体单元过渡,最 终用 MSC/Nastran 进行求解。所划分的网格在柔性 环节处增大局部网格密度,并同时考虑计算精 度的收敛性与求解速度的经济性,整个模型划分单



图 6 主反射镜组件的有限元分析模型 Fig. 6 FEA model of PMA

元(element)141720个,节点(node)189525个。

经过对主镜组件柔性环节的参数化有限元仿真 计算,得到图7中所示的灵敏度曲线。图7中横轴 坐标值为壁厚 t,纵轴坐标值分别为在检测方向自 重、光轴方向自重、15 ℃温升作用下的面形 RMS 值 以及主镜组件的一阶自然频率。





Fig. 7 Sensitivity analysis curves of PMA. (a) RMS in optic test direction; (b) RMS in optic axis; (c) RMS under 15 °C temperature variation; (d) first natural frequency

经过对主反射镜组件柔性支撑的灵敏度分析可 知:主镜组件处于地面光学检测状态时,即在受到径 向自重作用时的面形误差随柔性环节刚度增大而减 小;在受到光轴方向上的自重作用时的面形误差随 柔性环节刚度增大而增大;在15℃温升作用时的面 形误差随柔性环节刚度增大而增大;一阶自然频率 随柔性环节刚度增大而增大。

基于上述灵敏度分析的结果,在 h 与 t 的可取 值范围内,主镜组件的静力学分析结果都可以满足 指标要求,即面形值 RMS 小于 12 nm。但要保证主 镜组件的一阶自然频率高于 250 Hz, t 至少为 8 mm, h 至少为 3 mm。同时应注意静力学分析指标中检测方向自重作用下的面形 RMS 值是主镜组件最关心的指标,这代表了主镜在地面重力场检测状态与空间在轨工作时的面形变化值,应当追求最小化, h 与t 取值较大时面形值才较好。因此h 与t 的取值, 应在允许范围内取最大整数值。最终确定Cartwheel 柔性支撑的几何尺寸:柔性支撑壁厚 t= 8 mm, 单根直梁高度 h=4 mm, 单根直梁长度 L= 8 mm, 圆角半径 R=2.8 mm。

4.2 有限元分析结果

在确定柔性支撑的尺寸参数后,需要对主镜组

件进行全面的静力学分析与模态分析,做出最终的 评价,主要包括考察主反射镜组件在外界力学与热 载荷作用下的面形精度以及一阶自然频率是否能够 完全满足设计要求。^[12-13]

主反射镜组件的有限元线弹性静力学分析结果 如表 3 所示。其中 y 方向为主反射镜组件处于地面 光学检测与整机装调状态时的自重作用方向。 z 方 向为镜面光轴方向, x 方向则由笛卡尔坐标系右手 定则确定。由表 3 中数据可知,所设计的主反射镜 组件中的 Cartwheel 柔性支撑结构具有良好的静态 刚度,并具有良好的热稳定性,满足总体对反射镜组 件的设计要求。

表 3	主镜组件静力学分析结果
Table 3	Static analysis results of PMA

Load cases	Surface figure PV /nm	Surface figure RMS $/\rm nm$	Rotation on x axis $/(")$	Rotation on y axis $/(")$
Gravity in x direction	27.4	5.3	0	0.22
Gravity in y direction	27.4	5.3	0.22	0
Gravity in z direction	46.1	11.2	0	0
Temperature rise 15 $^{\circ}\!$	59.7	8.7	0	0
Gravity in y direction and temperature rise 15 ℃	61.3	10.2	0.22	0

为了验证所设计的主镜支撑结构的动态刚度特性,又对主镜组件进行了约束状态下的正则模态分析。将通常所最关心的模态分析结果中的前三阶如 表4所示,前三阶振型云图如图8所示。由表4可 知,主镜组件的一阶自然频率为296 Hz,远高于运 载器的激励范围,初步说明所设计的柔性支撑具有 足够高的动态刚度,主镜组件不易发生谐振。 表 4 主镜组件模态分析前三阶结果

Table 4 First three modes of PMA

Mode	Natural frequency $/Hz$	Mode shape	
1	296	Rotation on x axis	
2	296	Rotation on y axis	
3	342	Rotation on z axis	



图 8 主镜组件前三阶振型云图 Fig. 8 First three vibration modes of PMA

5 **实验验证**

5.1 反射镜组件光学检测实验

为初步验证 Cartwheel 柔性支撑设计的合理性,加工了一套反射镜支撑件,并装配于主反射镜进 行面形检测实验。考虑到非球面反射镜加工周期 长、加工成本高以及工程研制的风险性,利用等效球 面反射镜进行反射镜支撑面形检测实验。所使用的 SiC等效球面反射镜与设计的非球面主反射镜具有 完全相同的结构尺寸,区别仅在于其通光面经光学 加工抛光为非球面,面形精度 RMS 值为 $\lambda/25(\lambda = 632.8 \text{ nm})$,以降低实验成本。图 9 为等效球面镜 光学检测现场。检测光路搭建在恒温装调间内,环 境温度保持在(22 ± 1) °C,光路基座为青岛前哨公 司的大理石气浮隔振平台,干涉仪型号为美国 ZYGO公司的 GPI XP/D。为充分验证柔性支撑的 稳定性,将反射镜组件安装于检测工装并保持光学检 测方向状态 30 天,图 10 为光学检测实验结果的面形 图。由图 10 可知,主反射镜组件的面形精度为:RMS 值 0.039λ,PV 值 0.283λ。初步判定安装有 Cartwheel 柔性支撑的主反射镜组件能够较长时间的保持目前 的面形精度,这为下一步在高面形精度(0.025λ RMS)的非球面 SiC 主反射镜上的应用提供了依据。 在经过初步验证后,将设计的 Cartwheel 型柔性支 撑结构应用于空间光学遥感器的非球面主反射镜组 件,通光面经光学加工抛光至面形值 0.025λ RMS。 主反射镜组件以发射状态安装于遥感器的主承力结 构,主承力结构则安装于工装架上。为检测非球面 主镜的面形,采用零位补偿检验法,在干涉仪与镜面 之间放置零位补偿器,进行非球面波前检验。检测 光路搭建在恒温装调间内,光路基座为中国电子工 程设计院研制的钢质气浮隔振平台,干涉仪型号为 美国 ZYGO 公司的 DynaFiz。图 11 为非球面主反 射镜光学检测现场与检测结果的面形图。



图 9 等效球面主反射镜组件面形检测实验现场 Fig. 9 Optical test layout of equivalent spherical PMA







图 11 非球面主反射镜组件面形检测现场与检测结果

Fig. 11 Optical test layout and the mirror surface error map of aspherical PMA

5.2 动力学实验

为验证主反射镜组件支撑结构的动态刚度特 性,对等效球面主反射镜组件进行了动力学振动实 验。如图 12 所示,将主反射镜组件安装于 LDS 公司振动台的水平振动工位,在镜体背部平面粘接有加速度传感器,为保护镜面在其上包覆多层电解电

容器纸。首先由振动台对主反射镜组件施加水平方向上频率范围为10~2000 Hz的0.2G正弦扫频激励,对此频率范围内反射镜组件的动态特性进行摸底,之后进行水平方向上频率范围为10~2000 Hz的2G的随机振动实验,最后再次进行水平方向上频率范围为10~2000 Hz的0.2G正弦扫频激励。图13为动力学实验的频率响应曲线。

由图 13(a)主镜组件正弦扫频响应曲线可知: 主镜组件的一阶自然频率为 315 Hz,与有限元分析 结果相差 6%,充分说明了有限元分析的可靠性。 在 0~100 Hz 频率范围内主镜组件没有发生谐振, 加速度响应相比激励输入没有产生明显的放大。在 315 Hz 频率处主镜组件响应最大,发生谐振,加速 度响应值为 11.5 G。由图 13(b)主镜组件随机振动 响应曲线可知,在 310 Hz 处主镜组件响应最大,加 速度响应值为 1.6 g^2/Hz ,在激励频率全频段内加 速度响应均方根值为 6.3 G。



图 12 主反射镜组件动力学实验现场



图 13 主镜组件动力学实验结果。(a)主镜组件正弦扫频响应曲线;(b)主镜组件在随机振动激励下的频率响应曲线 Fig. 13 Dynamic test results of PMA. (a) Frequency response curves of PMA under sweep sine actuation; (b) frequency response curves of PMA under random vibration

6 结 论

根据某空间光学遥感器对大口径圆形主反射镜 的特殊要求,提出了一种基于 Cartwheel 型柔性环 节的柔性支撑结构,利用无量纲方法研究了柔性支 撑的柔度等力学特性。根据工程需要对主反射镜组 件的柔性支撑进行了灵敏度分析,确定了柔性环节 的最优几何尺寸,并对设计结果进行了有限元数值 分析。为了验证柔性支撑的可行性,搭建了光学检 测实验平台,初步利用面形精度 RMS 值为 $\lambda/25$ 的 等效球面主反射镜进行了光学检测实验,验证了该 柔性支撑的可行性;并通过动力学实验验证了有限 元分析的可靠性。在球面镜初步验证基础上,将设 计的 Cartwheel 型柔性支撑结构应用于空间光学遥 感器的非球面主反射镜组件,通光面经光学加工抛 光至面形值 0.025 λ RMS,并进行了非球面主反射 镜的面形检测实验。有限元数值分析结果表明:当 柔性支撑的几何尺寸为:柔性支撑壁厚 *t*=8 mm,直 梁高度 *h*=4 mm,直梁长度 *L*=8 mm 时,在光学检 测方向自重与 15 ℃温升共同作用下面形误差为 10.2 nm(0.016λ)。实验结果表明:反射镜组件一 阶固有频率为 296 Hz,与实验结果相差 6%,满足设 计要求;在面形精度 RMS 值为 $\lambda/25$ 的等效球面反 射镜上,柔性支撑能够较长时间保持面形精度;在面 形精度 RMS 值为 $\lambda/40$ 的非球面反射镜上,柔性支 撑结构同样能够实现对反射镜高面形精度的保持。 这为 Cartwheel 柔性支撑在高面形精度的非球面空 间反射镜上的应用提供了参考。

参考文献

王家骐,金 光,曲宏松,等.星载一体化初步构想与展望[J].

¹ Wang Jiaqi, Jin Guang, Qu Hongsong, *et al.*. Notion and expectation of conspectus of incorporate design of satellite platform and payload [J]. Optics and Precision Engineering, 2007, 15(1): 1-26.

光学 精密工程, 2007, 15(1): 1-26.

- 2 H Kihm, H S Yang. Design optimization of a 1-m lightweight mirror for a space telescope [J]. Optical Engineering, 2013, 52 (9): 091806.
- 3 H Kihm, H S Yang, I K Moon, *et al.*. Adjustable bipod flexures for mounting mirrorsin a space telescope [J]. Appl Opt, 2012, 51(32): 7776-7783.
- 4 P N Robb, R R Charpentier, S V Lubarsky, *et al.*. Three mirror anastigmatic telescope with a 60-cm aperture diameter and mirrors made of silicon carbide [J]. SPIE, 1995, 2543; 185-193.
- 5 Yan Yong, Wang Dong, Jin Guang. Design and fabrication technology of large aperture SiC mirror assembly [J]. Opto-Electronic Engineering, 2010, 37(6): 108-112.
 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.
- 6 Xu Hong, Guan Yingjun. Structural design of 1m diameter space mirror component of space camera [J]. Optics and Precision Engineering, 2013, 21(6): 1488-1495.
- 徐 宏,关英俊. 空间相机 1 m 口径反射镜组件结构设计[J]. 光学 精密工程,2013,21(6):1488-1495.
- 7 Xin Hongwei, Guan Yingjun, Li Jinglin, *et al.*. Design of support for large aperture rectangular mirror [J]. Optics and Precision Engineering, 2011, 19(7): 1560-1568.

辛宏伟,关英俊,李景林,等.大孔径长条反射镜支撑结构的设 计[J].光学精密工程,2011,19(7):1560-1568.

8 Chen Hua, Shi Zhengguang, Sui Yongxin, *et al.*. Thermal deformation analysis of optical surfaces caused by environmental

temperature during interferometric testing [J]. Acta Optica Sinica, 2011, 31(1): 0112007.

- 陈 华,史振广,隋永新.干涉检测中环境温度引起的镜面变形 分析[J].光学学报,2011,31(1):0112007.
- 9 Li Anhu, Li Zhizhong, Sun Jianfeng, *et al.*. Optimization design of radial support for large-aperture rotating and tilting prism [J]. Acta Optica Sinica, 2012, 32(12): 1212005.
 李安虎,李志忠,孙建锋,等. 大口径旋转偏摆棱镜径向支撑优
- 化设计[J]. 光学学报, 2012, 32(12): 1212005. 10 W O Schotborgh, F G M Kokkeler, H Tragter, *et al.*. Dimensionless design graphs for flexure elements and a comparison between three flexure elements [J]. Precision Engineering, 2005, 29(1): 41-47.
- 11 S S Bi, S S Zhao, X F Zhu. Dimensionless design graphs for three types of annulus-shaped flexure hinges [J]. Precision Engineering, 2010, 34(3): 659-666.
- 12 Guo Kang, Gong Yan, Ni Mingyang, *et al.*. Design of a monolithic apparatus for the fine axial adjusting mechanism of optical element [J]. Acta Optica Sinica, 2012, 32(s1): s122002.
 郭 抗, 巩 岩, 倪明阳. 光学元件一体化精密轴向调整机构的 设计[J]. 光学学报, 2012, 32(s1): s122002.
- 13 Guo Kang, Gong Yan. Effect of adjusting force on surface figure of optical element in axial adjustment mechanism [J]. Acta Optica Sinica, 2013, 33(11): 1123001.

郭 抗, 巩 岩. 轴向调节机构中调节力对光学元件面形的影响 [J]. 光学学报, 2013, 33(11): 1123001.

栏目编辑:韩 峰