

## 主反射镜组件柔性环节随机振动响应分析与试验

李宗轩

(中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033)

**摘要:** 大口径主反射镜是空间光学遥感器的关键部件, 其动态结构刚度与强度直接关系到光学系统的成像质量。在结构设计初期, 为保证  $\Phi 750$  mm 口径主反射镜组件在动力学载荷作用下不发生破坏, 对其进行了随机振动下的峰值应力分析与试验。首先, 论述了空间光学遥感器经历的动力学环境条件, 并阐述了随机振动响应的峰值等效原则; 之后建立了主镜组件的有限元模型, 进行了基于上述准则的动力学仿真分析; 最后, 对主镜组件力学模拟件进行了动力学环境试验与应变的动态采集分析。分析与试验结果表明: 柔性环节在 X 向、Y 向、Z 向随机振动激励下响应的峰值应力分别为 102.3 MPa、99.5 MPa、104.3 MPa, 与仿真结果最大相对误差为 10.8%。试验结果验证了上述分析的准确性, 说明主镜组件柔性环节设计可靠, 安全系数为 2.07, 满足使用要求。

**关键词:** 主反射镜; 柔性环节; 随机振动; 有限元; 动力学试验

中图分类号: TH133 文献标志码: A 文章编号: 1007-2276(2014)S-0101-07

## Analysis and test on the response of primary mirror flexure under random vibration

Li Zongxuan

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

**Abstract:** The large aperture primary mirror (PM) is the key component of space remote sensor. The mirror's stiffness and strength effect on the image quality crucially. In the early days of structural design, FEM analysis and dynamic test were performed on a  $\Phi 750$  mm primary mirror assembly(PMA) to predict its maximum stress response under random vibration for safety margin. Firstly, the dynamic environment undergone was discussed by the space remote sensor and the equivalent sinusoidal load for random vibration. Then, the FEM model of PMA was built up to simulate the dynamic response using the equivalent load criterion. Finally, the dummy primary mirror made of Al alloy was manufactured and dynamic test was performed to acquire the stress response. The analysis and experiment results show that the maximum stress of PMA flexure under random vibration are 102.3 MPa, 99.5 MPa, 104.3 MPa, differ from the analysis result by 10.8%. The analysis accuracy is verified by test results, indicating that the flexure design is reliable to have a safety factor of 2.07, and the PMA can satisfy the design demands.

**Key words:** primary mirror; flexure; random vibration; finite element method; dynamic test

收稿日期: 2014-10-21; 修订日期: 2014-11-24

基金项目: 国家 863 高技术研究发展计划(2012AA121502)

作者简介: 李宗轩(1986-), 男, 助理研究员, 博士, 主要从事空间光学仪器设计与工程分析方面的研究工作。Email: lizongx@126.com

## 0 引言

主反射镜是空间光学遥感器中的关重部件,其结构的动态刚度与强度将直接影响光学系统的成像质量。主反射镜在加工、装调、运输、发射和入轨工作期间,要承受复杂和严苛的静力学、动力学与热学载荷的作用。为了保证镜面的面形精度,一般在主镜的支撑结构中设计有柔性环节,用于补偿镜体与安装基板的热胀系数差异。但柔性环节的存在,也导致主镜组件的动态刚度和强度的下降。保证主镜组件的柔性环节在承受外界动力学载荷时不发生破坏是其结构设计的难点。柔性环节一旦在动力学环境中发生破坏失效,将直接导致主镜偏离空间位置,使光学系统失效,无法成像。

要准确的估计外界动力学环境下的薄弱部位的应力响应,评价结构的强度安全裕度,可以通过力学仿真与动力学试验两个途径来实现。一般在结构设计初期,通过动力学有限元分析,预示结构关键环节的应力响应特性,确认结构的合理性。之后通过对结构模型的动力学环境试验来验证仿真分析的准确性,可以对主镜组件结构的安全裕度进行较为准确的评价。

文中首先阐述了  $\phi 750$  mm 口径主反射镜组件经历的动力学环境与其中随机振动的加速度峰值等效原则,之后以有限元方法,然后研究了主镜组件在动力学载荷激励下的峰值应力响应。最后研制了铝制力学模拟件,对其进行了动力学环境试验以验证上述分析的准确性,从而保证主镜结构的强度设计满足使用要求。

## 1 空间光学遥感器动力学环境

### 1.1 动力学环境描述

运载空间光学遥感器的卫星从地面运输到飞行发射等过程所受到的振动环境按照振动的性质可以分为:正弦振动、随机振动和瞬态振动。其中,正弦振动来自发动机燃烧室内燃烧不完全而产生的周期变化,其主要集中于低频,频率范围大致为 5~100 Hz。随机振动激励为声致振动,来自火箭起飞喷气噪声和飞行过程中跨音速与高速气动噪声。按照激励频率的带宽,又分为窄带随机振动与宽带随机振动。卫星及

其组件的随机振动通常指宽带随机振动。其频率范围主要在 10~2 000 Hz。瞬态振动主要来自于飞行过程中发动机开关机、级间分离等突发载荷,其基本是自由衰减的正弦振动<sup>[1]</sup>。对于  $\phi 750$  mm 口径主反射镜组件,随机振动激励环境下的结构应力响应最为关心,这是因为随机振动的时域与频域特征不可准确描述,其造成结构薄弱环节处最大应力响应难以直接计算仿真。表 1 所示为运载该空间光学遥感器的卫星随机振动试验条件加速度功率谱。图 1 所示为试验条件的加速度功率谱形。

表 1 随机振动试验条件加速度功率谱(ASD)

Tab.1 ASD description of random vibration for PMA

Frequency /Hz	ASD	RMS	Load time /s	Direction
10 - 60	+3 dB/oct	5.8 g	120	X/Y/Z
60 - 200	0.06 g <sup>2</sup> /Hz			
200 - 300	↘			
300 - 800	0.02 g <sup>2</sup> /Hz			
800 - 2 000	-6 dB/oct			

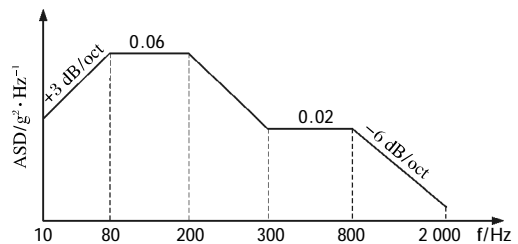


图 1 随机振动试验条件加速度功率谱形

Fig.1 ASD spectrum for random vibration test

随机激励信号在某时刻的幅值与相位不可准确预测,但其概率密度函数可以解析表达,通常认为是具有高斯分布(正态分布)特征<sup>[2-4]</sup>。零均值且标准差(RMS)为  $\sigma$  的高斯分布的概率密度函数如下,其典型时域采样图如图 2 所示。

$$Y = \frac{e^{-X^2/2\sigma^2}}{\sigma\sqrt{2\pi}} \quad (1)$$

随机信号具有不确定性,在任一瞬时都有全频率带宽内的频率成分存在,但可以针对随机信号的功率谱密度、标准差等统计量指标对其进行评价。高斯随机信号加速度瞬时值在  $\{-3\sigma, +3\sigma\}$  区间内分布的概率为 99.73%,约等于 1,瞬时峰值超过  $3\sigma$  值的概率极小。因此工程中通常认为随机信号的最大加

速度激励水平为  $3\sigma$  值 ( $1\sigma$  为试件加速度响应的 RMS 值),即随机振动激励下的峰值。

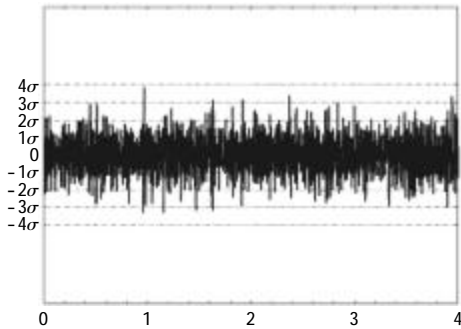


图 2 典型高斯随机信号的时域采样图

Fig.2 Diagram of Gauss signal in time domain

### 1.2 随机振动的峰值等效原理

主镜组件沿 X/Y/Z 三个方向的低阶振型均体现为镜体的刚体运动,近似于单自由度振子。在外界正弦激励下,线性系统的响应仍为正弦响应,该信号与激励信号同频率,并具有一定的相位延迟和振幅放大,加速度与应力响应的极值是准确的,因此利用正弦激励峰值进行随机激励的峰值等效,方便进行有限元模型的峰值应力求解<sup>[5-6]</sup>。一般来说,任何复杂的动力学结构都可以看作是由许多单自由度振子系统组成,其在位移激励下的运动微分方程为:

$$m\ddot{x} + C(\dot{x} - \dot{x}_0) + K(x - x_0) = 0 \quad (2)$$

式中:  $x_0$  为基础激励位移;  $x$  为振子位移响应;  $m, C, K$  为振子的质量、阻尼和刚度。峰值等效即为在谐振频率处的加速度响应峰值等效。

对于正弦激励线性系统,其加速度响应峰值为:

$$\ddot{x}_{s_{max}} = Qa_s \quad (3)$$

式中:  $a_s$  为正弦激励加速度峰值;  $Q$  为放大因子,又被称为品质因数 ( $Q = 1/2\xi, \xi$  为阻尼系数)。

对于单自由度振子系统在白噪声“平直”功率谱输入激励下的加速度响应  $3\sigma$  值由 Miles 公式进行估计:

$$\ddot{x}_{R_{max}} = 3\sqrt{\left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot Q \cdot f_n \cdot P(f_n)} \quad (4)$$

式中:  $f_n$  为振子的谐振频率;  $Q$  为自然频率处的放大因子,此参数的确定依赖于试验测量与经验选取。利用半功率带宽法可以对结构的品质因子进行测算  $P(f_n)$  为自然频率处对应的功率谱密度<sup>[7]</sup>。

利用上述两式等效,则有:

$$a_s = 3\sqrt{\left(\frac{\pi}{2Q}\right) \cdot P(f_n) \cdot f_n} \quad (5)$$

此为峰值等效的正弦激励加速度,单位为 1g 重力加速度。在利用 NASTRAN 等有限元分析程序进行频响分析时,设其为加速度载荷,可进行响应计算。

## 2 有限元仿真分析

### 2.1 主镜组件动力学仿真分析

图 3 所示为主镜组件结构示意图。主镜由三处柔性支撑件与安装基板连接。柔性支撑中的柔性环节即为结构最薄弱处。由于在进行主镜组件的动力学试验之前,  $Q$  值暂时无法获得准确值,预先通过设置不同的结构阻尼参数,使用 MSC/NASTRAN 中的直接法对主镜组件有限元模型进行峰值等效的正弦频响分析<sup>[8]</sup>。主镜组件的有限元模型如图 4 所示。为了施加加速度激励,建立了大质量点单元,并用 RBE2 型 MPC 与主镜基板机械安装接口的节点连接,通过大质量点对主镜组件进行加速度频响激励。频响分析的应力结果云图如图 5 所示。可见柔性支撑的最大应力出现在上部直梁单元末端的圆角处,在动力学载荷下其应力分布具有与结构一致的对称性。

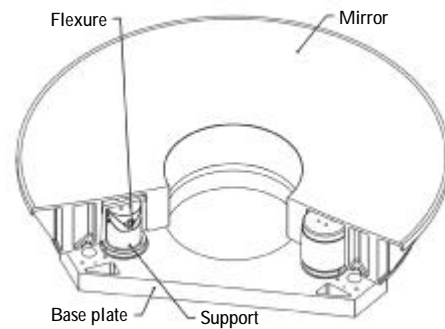


图 3 主镜组件结构示意图

Fig.3 Schematic of PMA

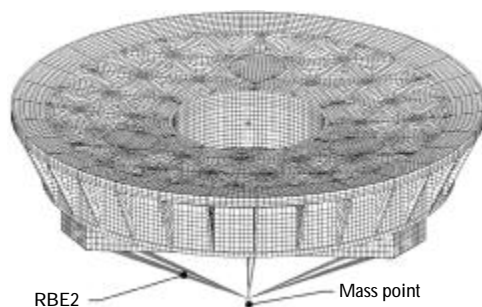


图 4 主镜组件动力学分析有限元模型

Fig.4 FEM model of PMA for dynamic analysis

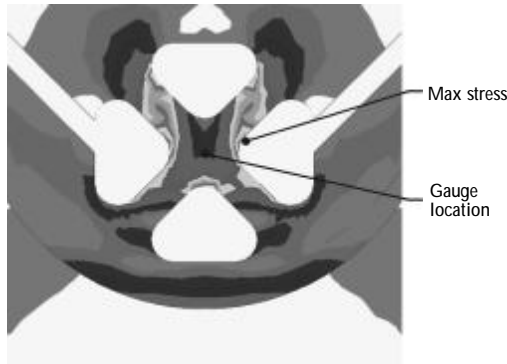


图 5 柔性环节有限元动力学分析结果应力云图  
Fig.5 Stress fringe of dynamic analysis of flexure

对柔性支撑的最大应力响应值进行统计得到图 6。从图中可以看出其中应力响应值与 Q 呈正相关,并在谐振频率点附近(即系统带宽内)对系统放大因子 Q 值非常敏感。通过动力学试验的加速度幅频响应数据可以测算系统的动态放大因子 Q,并同时得知峰值应力,从而可以修正分析模型<sup>[9]</sup>。需要指出的是,根据当前的仿真结果,即便 Q 值取 80(非常保守的估计值,一般为 50~70),柔性支撑的峰值应力也仅为 444 MPa<sup>[10-12]</sup>。远低于钛合金的屈服极限(765 MPa),并具有 1.72 的安全系数。

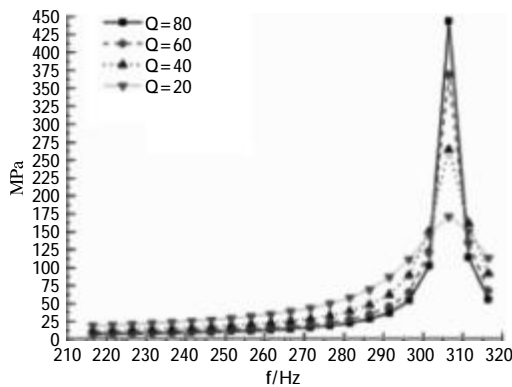


图 6 主镜组件对应不同 Q 值的等效峰值应力仿真结果  
Fig.6 Equivalent max stress analysis results of PM is plotted with respect to different Q

2.2 主镜组件力学模拟件研制

为了在前期设计阶段尽早进行试验,降低研制风险,加工了主镜的铝质模拟件——力学样机,用于进行动力学试验,以验证仿真的准确性和结构设计的合理性。力学样机的研制要保证结构的重量与质心的一致性。图 7 所示为主镜铝质力学样机的屏幕样机。为了更好的模拟主镜镜体的质

量特性,设计并安装有三处等质量的钢制配重块,方便进行重量调整,保证力学样机对主镜重量与质心特性的充分模拟。为了考核力学样机设计的合理性,对力学样机进行了正则模态分析以考核其模态振型与主镜组件的符合度。图 7 中右图为力学样机的有限元网格。采用一阶 HEXA 单元为主,PENTA 单元过渡混合划分,单元总数为 56 046。进行分析时为约束模态分析,边界条件为约束主镜基板底部三处安装面上节点的 X、Y、Z 向平动自由度。

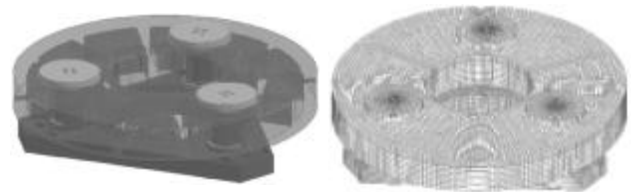


图 7 铝质力学模拟件屏幕样机与有限元模型  
Fig.7 Virtual prototype and FEM model of dummy PMA

图 8 为力学样机的前三阶模态振型。表 2 所示为对主镜力学样机进行正则模态分析得到的前 6 阶振型结果描述。同主镜组件的模态分析结果相比较,镜体绕 Z 轴的旋转振型变成了第一阶。但一般 Z 向旋转振型很难激励出响应,影响可以忽略。X/Y 向前 2 阶自然频率相差 0.6 Hz,Z 向平移自然频率相差 0.2 Hz,相对误差均低于 1%,可以满足力学样机的



图 8 力学样机模态分析前三阶振型云图  
Fig.8 First three modes of dummy PMA

表 2 主镜组件与力学样机前 6 阶振型对比

Tab.2 First 6 modes of PMA and dummy PMA

Mode No.	Anal result of PMA		Anal result of dummy	
	f/Hz	Mode	f/Hz	Mode
1	237.1	Rotate about x	222.1	Rotate about z
2	237.2	Rotate about y	237.7	Rotate about x
3	291.6	Trans along y	237.7	Rotate about y
4	291.6	Trans along x	261.9	Trans along x
5	295.0	Rotate about z	261.9	Trans along y
6	306.5	Trans along z	306.3	Trans along z



研制要求。

### 3 主镜组件动力学环境试验

#### 3.1 动态应变测试原理

在进行动力学试验时,要使用应变传感器测量力学样机关心部位的应变状态。动力学环境试验时的应变采集系统为北京东方振动和噪声技术研究所研制的 DASP-V10 动态测试系统。所采用应变片为陕西中航电测有限公司研制的 BA120-1CA 型三向应变花,对力学样机的柔性环节进行了应变花粘接实施,如图 9 所示。每处应变花采集到的三处应变信号进行计算可求得测点处的最大主应力及其方向。由图 5 可知,柔性支撑最大应力出现在柔性环节中上部直梁末端的圆角处。此处由于处于结构面相交处,无法粘贴应变片。但在图 5 中所示的柔性支撑回转中心部位,具有足够的平滑表面粘贴应变片。可以通过对此处应变的测量值,与仿真分析中此处的应力数值进行比较。若仿真值对测点区域的预测具有一定的准确性,则可认为仿真的最大应力对试验件的峰值应力也具有可信的预测意义。

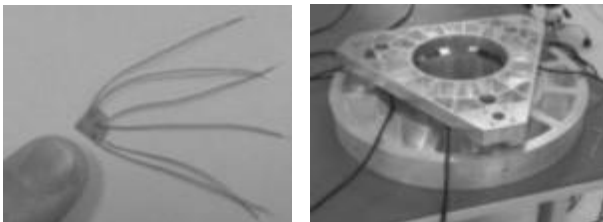


图 9 应变片及其粘贴实施

Fig.9 Strain gauge and the bonding process

#### 3.2 动力学环境试验

动力学试验在中科院长春光机所环境试验站进行,所用设备为丹麦 BK 公司的 LMS-V964 型 9 吨级电磁振动台。动力学环境随机激励信号输入条件为如表 1 所示,每个方向在进行随机振动前,先进行关心频段内的 0.2g 正弦扫频试验以考察有限元分析模型的准确性和组件的动态结构刚度。主镜组件力学样机的试验现场如图 10 与图 11 所示。图 12、图 13 所示分别为 X/Y 向与 Z 向正弦扫频试验曲线。图 14~图 16 分别为主镜组件柔性支撑应变测试点处最大主应力响应的时域信号采样结果。

由图 12 与图 13 响应曲线可知,主镜组件 X/Y 向一阶自然频率为 221.0 Hz,Z 向一阶自然频率为

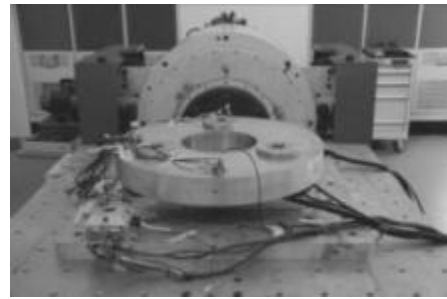


图 10 主镜组件 X/Y 向动力学试验现场

Fig.10 Dynamic test layout of PMA along X/Y axis



图 11 主镜组件 Z 向动力学试验现场

Fig.11 Dynamic test layout of PMA along Z axis

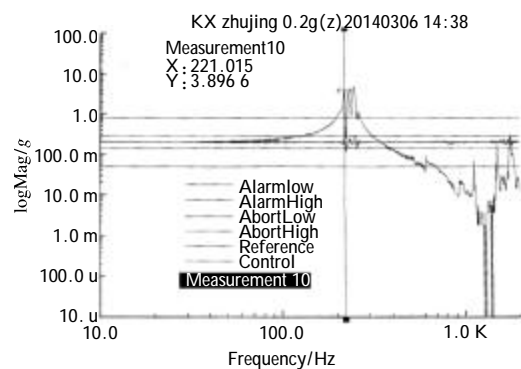


图 12 X/Y 向正弦扫频试验曲线

Fig.12 Sweep sine response curve under X/Y vibration

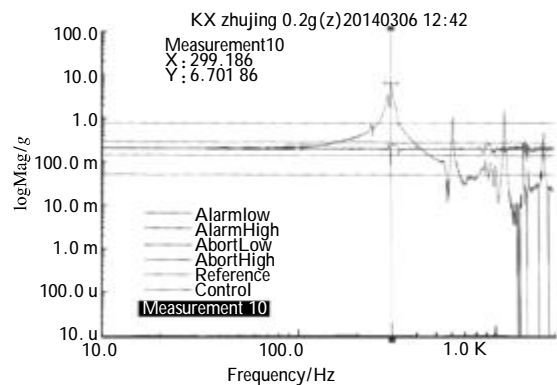


图 13 Z 向正弦扫频试验曲线

Fig.13 Sweep sine response curve under Z vibration

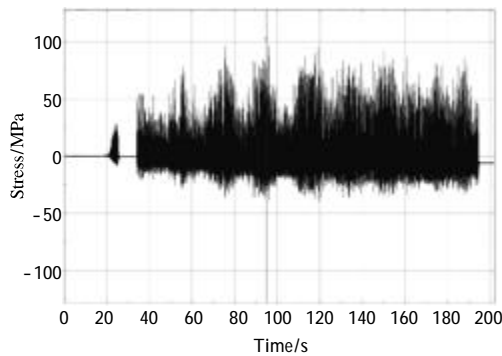


图 14 X 向随机振动试验典型应力响应时域采样曲线

Fig.14 Max main stress response under X direction random vibration

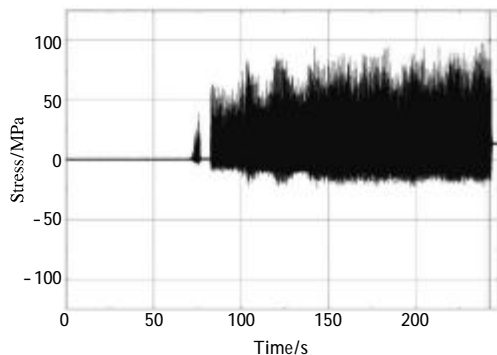


图 15 Y 向随机振动试验应力响应时域采样曲线

Fig.15 Max main stress response under Y direction random vibration

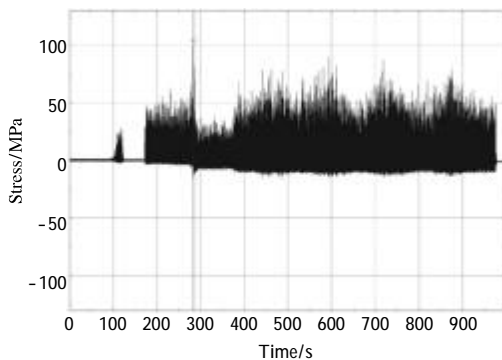


图 16 Z 向随机振动试验应力响应时域采样曲线

Fig.16 Max main stress response under Z direction random vibration

299.2 Hz, 分析结果的相对误差分别为 7.5% 与 2.4%, 满足工程需要。同时在图 12 与图 13 中得到了力学样机加速度传感器响应数据, 利用半功率带宽法, 对 X/Y/Z 三个方向正弦扫频试验数据曲线进行了带宽求解与品质因子 Q 的估计, 其数值取 63.4。利用此值代入图 4 所示的主镜组件有限元动力学模型中, 进行了 X/Y/Z 三个方向的峰值等效应力求解, 仿真结果与实验结果的对比如于表 3。

表 3 主反射镜随机振动仿真结果与实验结果对比  
Tab.3 Comparison between simulation and test results of PMA under random vibration

Vibration direction	Anal results /MPa	Test results /MPa	Relative error
X	110.7	102.3	7.5%
Y	108.8	99.5	9.3%
Z	115.1	104.3	10.8%

由表 3 可知, 柔性支撑测点处三个方向随机振动试验时峰值应力的有限元仿真结果与动态应变测试结果相对误差最大为 10.8%, 能够满足工程设计要求。由图 6 峰值应力仿真数据可知, 柔性支撑在验收级随机振动试验的最大峰值应力预测值约为 369 MPa, 安全系数为 2.07, 不会在峰值应力下发生破坏。

#### 4 结论

文中针对空间光学遥感器中可见光相机的  $\phi 750$  mm 口径主反射镜, 研究了其反射镜柔性支撑在随机振动激励下的应力峰值响应。首先阐述了主反射镜组件经历的动力学环境与随机振动的加速度峰值等效原则, 之后用有限元方法研究了主镜组件在动力学载荷激励下的峰值应力响应。最后研制了铝制力学模拟件, 对其进行了动力学环境试验。有限元分析与实验结果表明: 柔性环节在 X 向、Y 向、Z 向随机振动激励下响应的峰值应力分别为 102.3 MPa、99.5 MPa、104.3 MPa, 与仿真结果最大相对误差为 10.8%。试验结果验证了上述分析的准确性, 说明主镜组件柔性环节设计可靠, 安全系数为 2.07, 满足使用要求。

#### 参考文献:

- [1] Ke Shouquan. Environmental Engineering and Simulation Test of Satellite (II) [M]. Beijing: China Astronautic Press, 1996. (in Chinese)  
柯受全. 卫星环境工程和模拟试验(下)[M]. 北京: 宇航出版社, 1996.
- [2] Tom Irvine. Equivalent static loads for random vibration [EB/OL]. <http://www.vibrationdata.com>, 2012.
- [3] Dave S Steinberg. Vibration Analysis for Electronic Equipment [M]. New York: John Wiley & Sons, 2000.
- [4] John W Miles. On structural fatigue under random loading [J].

- Journal of Aeronautic Sciences, 1954, 21(11): 753-762.
- [5] Yang Baoning. Engineering methods for determining quasi-static limit load for structures under random vibration [J]. Spacecraft Engineering, 2006, 15(3): 33-37. (in Chinese)  
杨宝宁. 随机振动条件下设计载荷的确定方法[J]. 航天器工程, 2006, 15(3): 33-37.
- [6] Zhang Yumei, Han Zengyao, Zou Yuanjie. An overview of structural strength design methods for spacecrafts in random vibration environment [J]. Advances in Mechanics, 2012, 42(4): 464-471. (in Chinese)  
张玉梅, 韩增尧, 邹元杰. 随机振动环境下航天器结构强度设计方法综述[J]. 力学进展, 2012, 42(4): 464-471.
- [7] Ryan Simmons. Miles' equation[EB/OL]. <http://femci.gsfc.nasa.gov/random/MilesEqn.html>, 1997.
- [8] Tian Lisi. Guide to Dynamic Analysis Using MSC Nastran[M]. Beijing: China Water & Power Press, 2012. (in Chinese)  
田利思. MSC Nastran 动力分析指南 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2012.
- [9] Jaap Wijker. Random Vibration in Spacecraft Structures Design: Theory and Applications [M]. Dordrecht: Springer Press, 2009.
- [10] Dong Deyi, Xin Hongwei, Yang Liwei. Random vibration analysis and its verification for large aperture mirror component [J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(11): 74-78. (in Chinese)  
董得义, 辛宏伟, 杨利伟. 大孔径反射镜组件随机振动响应分析与试验[J]. 振动与冲击, 2011, 30(11): 74-78.
- [11] Zou Yan, Wu Qingwen, Dong Deyi. Analysis and tests of the peak value of stress in broadband random vibration [J]. Mechanics and Practice, 2009, 31(5): 45-50. (in Chinese)  
邹艳, 吴清文, 董得义. 宽带随机振动峰值应力分析与试验研究[J]. 力学与实践, 2009, 31(5): 45-50. (in Chinese)
- [12] Guo Wancun, Wu Qingwen, Liu Hongwei. Engineering method based on static strength theory for random vibration [J]. Journal of Mechanical Strength, 2012, 34(1): 31-36. (in Chinese)  
郭万存, 吴清文, 刘宏伟. 用静强度理论考查结构随机振动响应的工程分析方法[J]. 机械强度, 2012, 34(1): 31-36.