

## 空间微型光学载荷主结构优化设计与试验

邢艳秋

(吉林工业职业技术学院 机电与智能技术学院, 吉林 吉林 132013)

**摘要:** 针对某微型光学载荷主结构质量过重,地面重力变形过大以及基频太低的问题,提出以质量最小、随机加速度响应 RMS 值为目标,基频、变形为约束条件,建立优化数学模型,并对光学载荷主结构进行拓扑优化设计。对优化后的主结构进行工程分析,结果表明,优化后主结构质量为 12.5 kg,降低了 68.71%;基频由优化前的 11.18 Hz 提高到 268.7 Hz;最大变形为 0.3  $\mu\text{m}$ ;光学载荷安装位置随机加速度响应值放大倍率 1.2,小于总体指标 1.5;最后对主结构和其上端安装的光学载荷进行了力学试验、热循环试验,并对试验后的设备进行了性能检测,结果满足总体指标,证明了所设计的主结构具有良好的性能,同时该主结构优化方法有效可行。

**关键词:** 微型光学载荷; 主结构; 拓扑优化; 有限元分析

中图分类号: V414.19 文献标志码: A DOI: 10.3788/IRLA201847.1113002

## Optimization design and test of the main structure of a mini-optical device in space

Xing Yanqiu

(Electromechanical and Intelligence Technology Institute, Jilin Vocational College of Industry and Technology, Jilin 132013, China)

**Abstract:** Aiming at the problems that the main structure of a mini-optical device in space is too heavy, the ground gravity deformation is too large and the base frequency is too low, the optimization mathematical model was established with the objective of minimum mass and RMS of the random acceleration response, the fundamental frequency and the deformation as the constraint conditions. The topology optimization design of the main structure of the mini-optical device and the engineering analysis of the optimized main structure were carried out. The results show that the mass of the main structure of mini-optical device is 12.5 kg, which is reduced by 68.71%; The fundamental frequency is increased from 11.18 Hz to 268.7 Hz after optimization; The maximum deformation is 0.3  $\mu\text{m}$ . The magnification of the acceleration response of the optical-load installation is 1.2 which is better than system specification 1.5. Mechanics and thermal experiments were carried out to examine the performance of the main structure of mini-optical device. The detection results meet the overall index, which proves the main structure has good performance, the optimization method is effective and feasible.

**Key words:** mini-optical device; main structure; topology optimization; finite element analysis

收稿日期: 2018-06-05; 修订日期: 2018-07-03

基金项目: 吉林工业职业技术学院机电与智能技术学院创新改革与研究(2016ZCZ001)

作者简介: 邢艳秋(1981-), 女, 讲师, 硕士, 主要从事机械优化设计、算法研究、精密机械等方面的研究。Email: xingyanqiu00@163.com

## 0 引言

近些年,微型航天器<sup>[1-2]</sup>的研制在国际航天领域的竞争已初显端倪,微型航天器在航天领域具有很大研究价值和应用前景,另一方面,微型航天器成本低、研制周期短,也使得其在航天领域具有极大的竞争优势,微型光学载荷由于功能多样、应用广泛,而备受关注。其核心要求是整体系统轻型化、小型化,另外需要重点关注的问题是系统稳定性和可靠性。

火箭在发射升空过程中产生的苛刻环境激励,通过航天器传递到其有效光学载荷结构上,将影响光学设备的性能,甚至破坏设备的可靠性<sup>[3-5]</sup>。通常情况下,航天器的结构具有一定的刚度,使得其在升空过程中结构不至于被破坏,另外光学载荷结构还要求质量小,对其结构进行优化设计是解决该问题的有效途径<sup>[3]</sup>。

自 1988 年 Bendsoe 等<sup>[6]</sup>提出拓扑优化,并在连续体中开展研究以来,拓扑优化理论得到长足发展。Diaz A R 等<sup>[7]</sup>研究了静力变形与频率约束下的拓扑优化问题;李林等<sup>[8]</sup>为降低航天器结构中随机响应,提出了以随机 RMS 值最小为目标的优化设计方法,并很好地应用到工程实际中。拓扑优化技术在空间遥感器结构设计中,尤其是空间相机结构设计和反射镜优化设计中也得到了很好的应用,并且取得了很好的工程价值<sup>[9-12]</sup>。

根据某空间微型光学载荷总体设计指标,提出对其主结构进行以质量和随机响应 RMS 为多目标的优化设计方法,并建立了优化后的主结构模型,工程分析表明:优化后的结构满足总体设计指标,质量降低了 68.71%,基频为 268.7 Hz,最大变形为 2.8 μm,光学载荷安装位置随机加速度响应值放大倍率 1.08。

## 1 微型光学载荷主结构设计

### 1.1 总体指标与初步分析

微型光学载荷主支撑结构材料特性如表 1 所示,其上光学载荷质量为 20 kg。总体指标要求主结构基频不小于 200 Hz,质量不大于 15 kg,光学载荷

安装位置重力变形优于 2 μm,光学敏感设备安装位置随机加速度响应 RMS 值放大倍率不大于 1.5。

表 1 主结构材料参数

Tab.1 Material parameters of main structure

Parameters	TC4
Modulus of elasticity/GPa	110
Poisson ratio	0.34
Density/kg·m <sup>-3</sup>	4 400
Size/mm	400×2 800×85

建立主结构有限元模型,并按表 1 对其赋材料属性,设定垂直光学载荷安装面方向为 Z 向。主结构模态分析和静力学分析结果如表 2 所示。

表 2 主结构初始方案分析结果

Tab.2 Analysis results of initial main structure

Mass/kg	39.96	
Modal/Hz	First order	11.18
	Second order	11.25
	Third order	36.53
	Fourth order	73.65
Deformation along Z-direction/mm	0.186 2	

据表 2,初步设计的光学载荷主结构质量、基频和地面静力变形均不满足总体指标,需要对主结构进行优化设计。

### 1.2 主结构优化设计模型

#### 1.2.1 运动方程

有基础激励的运动方程表示为:

$$M(x)\ddot{y}(t)+K(x)y(t)=R(t) \quad (1)$$

$$K(x)y(t)=f_{\text{eqt}} \quad (2)$$

式中: $M$  和  $K$  分别为质量矩阵和刚度矩阵; $y$  为结构动态位移矢量; $R$  为所承受的动态载荷; $f_{\text{eqt}}$  为时间为  $t$  时的等效静态载荷。

公式(1)改写为公式(3):

$$K(x)y(t)=R(t)-M(x)\ddot{y}(t) \quad (3)$$

由公式(3)可知,等效静态载荷包含结构的惯性

力和所受的外力,离散化处理后通过计算每个离散步即可求解其对应的值,在此基础上来求解主结构的响应优化。

### 1.2.2 随机响应 RMS

文中采用虚拟激励法<sup>[13]</sup>把随机激励近似转化为简谐激励来进行求解,这样就把随机问题转化成确定性问题,可提高计算效率。

主结构受到的随机激励属于加速度载荷,为多自由度问题,支撑结构的动力学方程为:

$$M\ddot{y}(t)+C\dot{y}(t)+Ky(t)=-ME\ddot{x}(t) \quad (4)$$

设虚拟激励:

$$\ddot{x}(t)=\sqrt{S_{xx}(\omega)}e^{j\omega t} \quad (5)$$

利用模态叠加法<sup>[14]</sup>对方程进行降阶,令:

$$y(t)=\phi q(t)=\sum_{j=1}^n q_j \phi_j \quad (6)$$

式中: $\phi_j$ 为第  $j$  阶无阻尼自振振型; $q_j$ 为振型坐标。

用  $\phi^T$  左乘公式(4)各项,得:

$$M^* \ddot{q}(t)+C^* \dot{q}(t)+K^* q(t)=-\gamma \sqrt{S_{xx}(\omega)} e^{j\omega t} \quad (7)$$

$$\gamma=\phi^T M E$$

式中: $M^*$ 、 $C^*$ 、 $K^*$ 分别为系统的广义质量矩阵、广义阻尼矩阵、广义刚度矩阵。

求解公式(7)可得:

$$\ddot{y}(t)=\sum_{j=1}^n q_j \phi_j = -\gamma H_j \phi_j \sqrt{S_{xx}(\omega)} e^{j\omega t} \quad (8)$$

实际响应的自功率谱密度为:

$$S_{yy}(\omega)=\ddot{y}(t)^* \ddot{y}(t)^T = \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^n \gamma_j \gamma_k \phi_j \phi_k^T H_j(\omega) H_k(\omega) S_{xx}(\omega) \approx \sum_{j=1}^n \gamma_j^2 \phi_j \phi_j^T |H_j(\omega)|^2 S_{xx}(\omega) \quad (9)$$

对公式(9)积分得加速度响应的方差,开方可得加速度响应的均方值 RMS:

$$\Lambda_y = \left[ \int_{-\infty}^{\infty} S_{yy}(\omega) d\omega \right]^{1/2} = \left[ \sum_{j=1}^n \gamma_j^2 \phi_j \phi_j^T \int_{-\infty}^{\infty} S_{xx}(\omega) |H_j(\omega)|^2 d\omega \right]^{1/2} \quad (10)$$

### 1.2.3 SIMP 材料插值模型

插值模型为 SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization)<sup>[14-16]</sup>, SIMP 材料插值模型属于拓扑优化中的变密度法材料插值模型,其物理意义可表达为,当单元密度  $\rho$  为 1 时,单元由实体材料组成,可承受载荷;当单元密度  $\rho$  为 0 时,认为该单元没有材料,

不承受任何载荷。SIMP 法的公式表达为<sup>[17-19]</sup>:

$$E(x_i)=E_{\min}+(x_i)^p(E_0-E_{\min}) \quad (11)$$

$$x_i=\rho_i/\rho_0$$

式中: $E(x_i)$ 为插值后的弹性模量; $E_0$ 为实体部分材料的弹性模量; $E_{\min}$ 为孔洞部分材料的弹性模量; $\rho_0$ 为原始的单元密度; $\rho_i$ 为优化后的单元密度; $x_i$ 为单元相对密度,取值 1 表示有材料,取值 0 表示无材料; $p$ 为惩罚因子。

### 1.2.4 多目标拓扑优化模型

通过引入数学规划对多个目标进行权衡,建立合理的目标函数,将多目标优化模型转化为单目标优化模型。因此,需要对各个子工况的随机振动响应 RMS 值进行加权和。采用折衷规划法,多工况下随机振动响应的目标函数为:

$$\min \Lambda(x) = \left\{ \sum_{k=1}^t w_k^q \left[ \frac{\Lambda_k(x) - \Lambda_k^{\min}}{\Lambda_k^{\max} - \Lambda_k^{\min}} \right]^q \right\}^{1/q} \quad (12)$$

$$x=(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

式中: $x$ 为单元相对密度矢量; $t$ 为载荷工况总数; $w_k$ 为第  $k$  个工况的权值; $q$ 为惩罚因子, $q \geq 2$ ; $\Lambda_k(\rho)$ 为第  $k$  个工况的随机振动响应目标函数; $\Lambda_k^{\max}$ 、 $\Lambda_k^{\min}$ 分别为第  $k$  个工况的随机振动响应目标函数的最大值和最小值。

考虑质量参数的拓扑优化问题可转化为对体积参数进行拓扑优化,目标函数为:

$$\min V(x)=f \cdot V_0 = \sum_{i=1}^m x_i v_i \quad (13)$$

式中: $f$ 为优化体积比(体积分数); $m$ 为单元总数; $v_i$ 为优化后的单元体积。

以最低自振频率作为约束,可得多目标拓扑优化数学模型:

$$\min \Gamma(x) = \omega^2 \min \Lambda(x) + (1-\omega)^2 \min V(x) = \omega^2 \left\{ \sum_{k=1}^t w_k^q \left[ \frac{\Lambda_k(x) - \Lambda_k^{\min}}{\Lambda_k^{\max} - \Lambda_k^{\min}} \right]^q \right\}^{1/q} + (1-\omega)^2 \left\{ \left[ \frac{V(x) - V_{\min}}{V_{\max} - V_{\min}} \right]^q \right\}^{1/q} \quad (14)$$

式中: $\Gamma(x)$ 为综合目标函数; $\omega$ 为随机振动响应 RMS 目标函数的权重; $V_{\max}$ 、 $V_{\min}$ 分别为体积目标函数的最大值和最小值。

### 1.3 优化过程

其优化前结构有限元模型如图 1 所示。包含 9 908 个节点,42 904 个四面体单元。

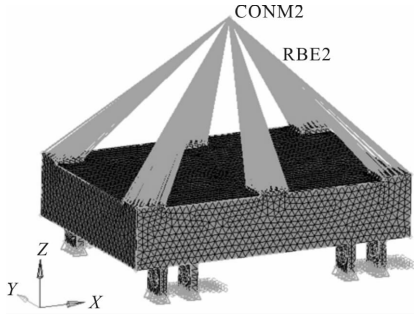


图 1 优化前主结构模型

Fig.1 Main structure model before optimization

经过 46 步迭代优化之后,主结构材料分布模型如图 2 所示,迭代过程如图 3 所示,质量和一阶频率收敛结果如表 3 所示,同时,表 3 中给出了主结构二阶、三阶以及结构 Z 向变形结果。

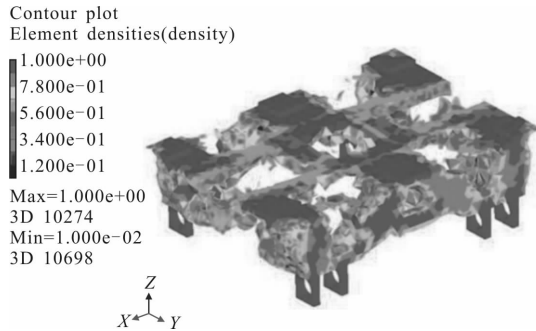


图 2 优化后材料分布模型

Fig.2 Material distribution model after optimization

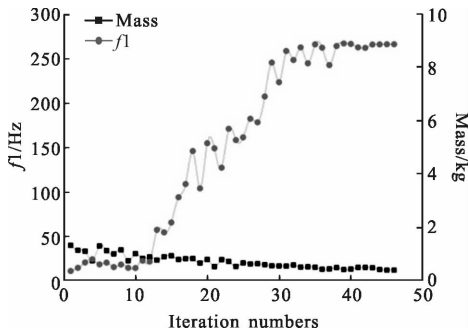


图 3 迭代优化曲线

Fig.3 Iterative optimization curves

表 3 迭代优化结果

Tab.3 Iterative optimization results

Mass/kg		12.12
Modal/Hz	First order	265.7
	Second order	292.7
	Third order	936.4
Deformation along Z-direction/mm		0.000 28

### 1.4 优化后主结构设计

根据章节 1.3 中优化结果,兼顾加工工艺,设计微型光学载荷主结构模型如图 4 所示,最薄位置尺寸为 15 mm,圆角为 R6。

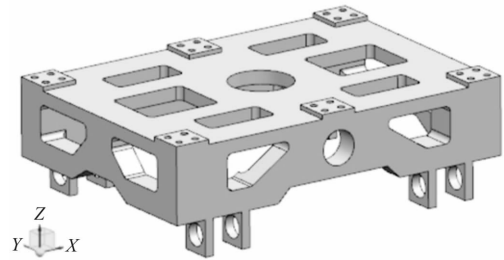


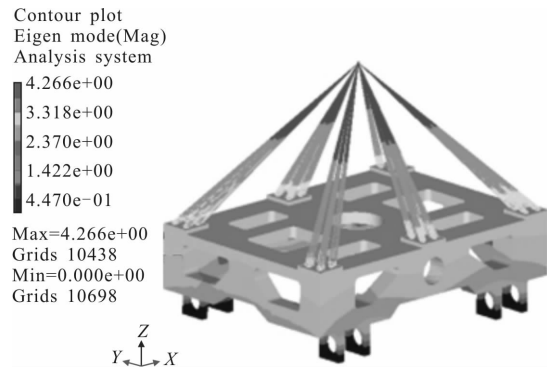
图 4 优化设计后的主结构模型

Fig.4 Main structure model after optimization design

## 2 工程分析

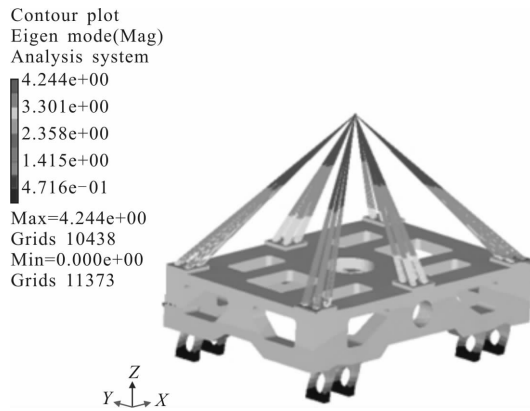
### 2.1 模态分析

在 Hypermesh 中建立所优化设计得主结构有限元模型,并分别对其进行模态分析和静力分析。主结构前四阶阵型云图如图 5 所示,重力条件下光学载荷安装位置 Z 向静力变形云图如图 6 所示。

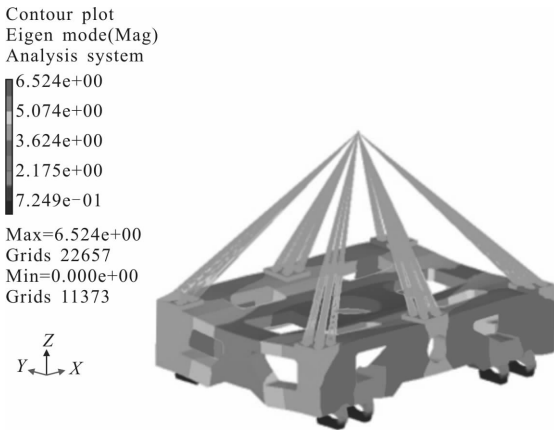


(a) 一阶阵型

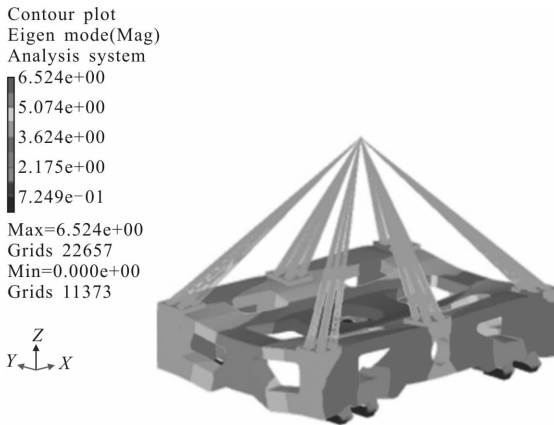
(a) 1st order



(b) 二阶阵型  
(b) 2nd order



(c) 三阶阵型  
(c) 3rd order



(d) 四阶阵型  
(d) 4th order

图 5 主结构前四阶阵型云图

Fig.5 First four order cloud formation of main structure

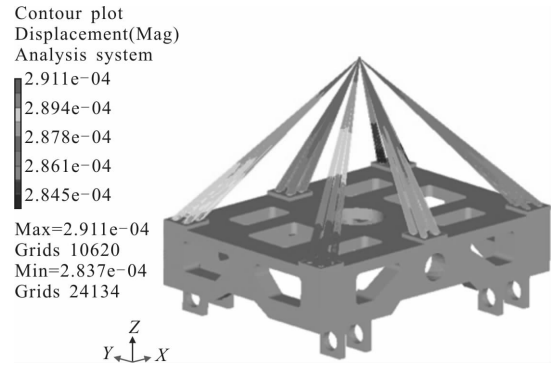


图 6 光学载荷安装 Z 向重力变形云图

Fig.6 Gravity deformation cloud of Z direction of the optical device installation

工程分析结果如表 4 所示。表中数据表明优化设计结果均优于任务指标。

表 4 优化后主结构工程分析结果

Tab.4 Engineering analysis results of the main structure after optimization

	Mass/kg	12.50
Modal/Hz	First order	268.7
	Second order	291.5
	Third order	926.9
	Fourth order	965.3
Deformation along Z-direction/mm	0.000 28	

## 2.2 误差分析

空间微型光学载荷主结构优化结果与工程分析结果如表 5 所示。据表 5,优化结果与工程分析结果均满足总体设计指标,且优化设计后主结构质量降低了 68.71%,基频为 268.7 Hz,高于总体指标,重力条件下,Z 向静力变形远小于总体指标 2 μm。

表 5 结果对比与误差

Tab.5 Comparison and error

	Initial	After optimization	Analysis	Overall indicators	Relative error
Mass/kg	39.96	12.12	12.50	≤ 15	3.13%
First order /Hz	11.18	265.7	268.7	≥ 200	1.12
Deformation along Z-direction /mm	0.186 2	0.000 28	0.000 28	≤ 0.002	-

据表 5, 同时发现主结构优化结果与工程分析结果存在差异, 这是由于优化设计时兼顾加工工艺, 对结构进行了柔顺化处理, 在局部用圆角代替尖角, 且最大相对误差为 3.13%, 在工程误差范围之内。

### 3 试验

微型光学载荷在发射过程中会受到运载火箭传递来的严酷力学环境, 以及在轨运行时, 处于空间苛刻的高低温交替环境, 有必要对其主结构及其承载的光学设备进行力学试验和高低温试验, 并在试验后在地面对光学设备进行性能检测试验。

#### 3.1 随机振动试验

试验条件如表 6 所示。用 20 顿力学振动试验台分别对主结构及其顶部安装的光学设备进行 X 向、Y 向、Z 向随机振动试验, 用以考核主结构的结构强度和稳定性, 主支撑结构上光学载荷随机响应曲线如图 7 所示。

表 6 激励加速度功率谱

Tab.6 Acceleration power spectrum

Frequency/Hz	Power spectral density
20-80	+8 dB/oct
80-180	0.45 g <sup>2</sup> /Hz
180-700	0.18 g <sup>2</sup> /Hz
700-1 700	0.05 g <sup>2</sup> /Hz
1 700-2 000	-6 dB/oct

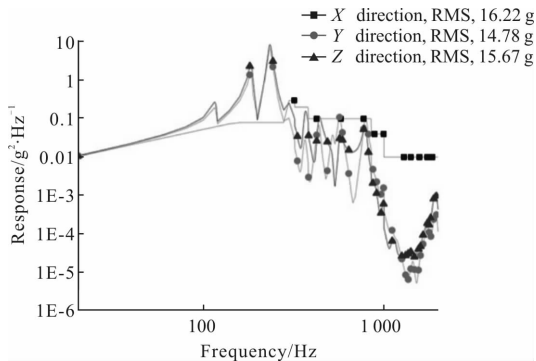


图 7 随机振动响应曲线

Fig.7 Curves of random vibration response

由图 7 可知, 主结构上光学设备随机振动响应

RMS 值均在 20 g 内, 相对输入 14.53 g, 随机响应放大率均在 1.5 以内, 满足总体设计指标, 光学载荷主结构设计合理。

#### 3.2 热循环试验

为考核主结构稳定性, 根据单机组件级高低温热循环试验条件, 利用 DHS-800 高低温试验箱对太阳传感器进行常压 -5~+35℃ 的 6.5 次高低温温度循环试验。高低温试验过程如图 8 所示。

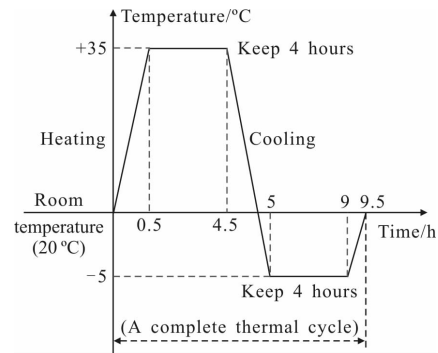


图 8 热试验过程

Fig.8 Process of thermal test

#### 3.3 检测试验

为了测试经力学试验和热循环试验后的光学载荷主支撑结构性能, 对主结构上的光学设备性能进行了光学试验, 用点光源模拟太阳。根据试验数据, 光学设备太阳角重复性测量误差小于 60"; 在全视场旋转测量中, 太阳角测量值和实际值的最大误差在 40' 之内。光学设备实现了 (120°)×(120°) 太阳角的测量, 整个视场范围内定姿精度优于 6"。表明试验后光学设备性能正常, 验证了主结构设计的合理性。

### 4 结论

文中建立微型光学载荷主结构多目标优化数学模型, 并对结构进行了优化设计, 优化结果显示所有指标均满足设计要求, 且质量降低了 68.71%。工程分析表明主结构质量、基频和力条件下光学载荷安装位置静力变形结果良好, 所用优化设计方法有效可行, 可为后续其他结构设计提供一定的借鉴。试验表明所设计的光学载荷主支撑结构具有优良的力学强度和尺寸稳定性, 能够有效保证其上端光学载荷在空间环境中的优良性能。提出的多目标优化方法有效可行。

## 参考文献:

- [1] Xu Hao, Yao Wen, Zhao Yong, et al. A satellite multi-step structure optimization method [J]. *Spacecraft Engineering*, 2017, 26(4): 22–28. (in Chinese)
- [2] Yang Qing, Yang Xinhai, Shao Jiming. Study on design of a docking mechanism for micro spacecraft [J]. *Manned Spaceflight*, 2016, 22(1): 93–98. (in Chinese)
- [3] Li Lin, Wang Dong, Tan Luyang, et al. Optimization design and test of a co-support structure of borne antenna and flywheel of a micro-satellite [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2016, 45(10): 1018008. (in Chinese)
- [4] Tan Luyang, Wang Dong, Kong Lin, et al. Suppression of random vibration response of optical satellite by matching honeycomb stiffed plates' structural parameters [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2016, 24(2): 372–380. (in Chinese)
- [5] Yang Xinfeng, Zhao Zhiming, Deng Weihua, et al. Random vibrations of small satellites and the testing method [J]. *Spacecraft Engineering*, 2014, 23(4): 357–362. (in Chinese)
- [6] Bendsoe M P, Kikuchi N. Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method [J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 1988, 71(2): 197–224.
- [7] Diaz A R, Bendsoe M P. Shape optimization of structures for multiple loading conditions using a homogenization method[J]. *Structural Optimization*, 1992, 4(1): 17–22.
- [8] Li Lin, Wang Dong, Yang Hongbo, et al. Optimization design of flexible and damping support structure of space camera [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2016, 24(7): 1677–1684.
- [9] Wang Kejun, Dong Jihong. Structural design of  $\Phi 2$  m-level large-diameter SiC reflector used in space remote sensor[J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2017, 46(7): 0718005. (in Chinese)
- [10] Wei Lei, Zhang Lei, Li Zongxuan, et al. Optimization design and test for large aspect ratio rectangular SiC space mirror [J]. *Acta Photonica Sinica*, 2017, 46 (3): 136–142. (in Chinese)
- [11] Wei Lei. Design and optimization for main support structure of a space camera with large field of view and long focal length [D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences, 2017. (in Chinese)
- [12] Lu Qi, Lou Yizhi, Zhao Shanshan, et al. Topology optimization of spacecraft cabin based on the equivalent load method[J]. *Mechanical Engineering*, 2017, 1: 145–146. (in Chinese)
- [13] Cheng Xi, Yao Linqun, Sha Feng. Random vibration analysis of vehicle-track-bridge coupling system based on pseudo-excitation method [J]. *Chinese Quarterly of Mechanics*, 2015, 36(2): 261–266. (in Chinese)
- [14] Hu Jie. Harmonic response analysis based on mode superposition method under base excitation [J]. *Computer Aided Engineering*, 2014, 23(6): 94–96. (in Chinese)
- [15] Feng Wei. Structural topology optimization of boxiing girders based on variable-density method [D]. Taiyuan: North University of China, 2014. (in Chinese)
- [16] Xia Tianxiang, Yao Weixing. A survey of topology optimization of continuum structure [J]. *Advances In Aeronautical Science and Engineering*, 2011, 1: 1–11, 55. (in Chinese)
- [17] Liu Shutian, Hu Rui, Zhou Ping, et al. Topologic optimization for configuration design of web-skin-type ground structure based lagre-aperture space mirror[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2013, 21(7): 1803–1810. (in Chinese)
- [18] Deng Yangchen, Zhang Weihong, Liu Xiaou, et al. A mechanical model about the relation between stiffness and density variable in topology optimal design [J]. *Aeronautical Computer Technique*, 2004, 1: 1–4. (in Chinese)
- [19] Liu Linhua, Xin Yong, Wang Wei. Multi-objective topology optimization for an off-road vehicle frame based on compromise programming [J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2011, 30(3): 382–388. (in Chinese)