

1.5 m 垂直状态真空平行光管主镜支撑结构设计与分析

王富国, 杨飞, 明名, 邵亮

(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: 针对平行光管主镜应用真空垂直状态的特点, 从主镜的支撑方式入手, 推导了适用于 whiffle tree 结构的支撑点的位置公式, 设计了空间曲线切口式柔性铰链, 分析了不同结构形式的主镜室的变形。建立主镜室支撑系统的有限元模型, 分析计算了系统的静力学变形和谐振频率, 分析的结果表明在支撑结构的作用下, 主镜镜面的面形 RMS 优于 0.05λ , 一阶谐振频率达到 65.9 Hz, 完全达到了设计要求。

关键词: 平行光管; 主镜; 支撑; 有限元分析

中图分类号: TH751

文献标识码: A

文章编号: 1001-8891(2012)09-0525-06

1.5 m Primary Mirror Structure Design and Analysis for Vertical and Vacuum Collimator

WANG Fu-guo, YANG Fei, MING Ming, SHAO Liang

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

Abstract: Based on the collimator primary mirror in vertical and vacuum, the primary mirror axial support is determined, and the support point position formula is deduced for whiffle tree structure, the flexure hinges with space curve notches is designed, and the deformation of two different primary mirror cell is analysed. The whole primary mirror component system finite element model is built, the system statics deformation and harmonic frequency is calculated. The result indicates that the primary mirror surface figure RMS is less than 0.05λ with the support structure, and the first-order harmonic frequency is reached 65.9 Hz, and all the design requirements are met.

Key words: collimator, primary mirror, support, finite element analysis

0 引言

平行光管是光学检测中的重要工具, 其主要光学结构是由一个像质非常好的主镜及放在其焦平面上的分划板等附件组成。根据主镜结构又分为透射式与反射式两种, 透射式光管受透射镜材料的限制一般用来检测可见光光学系统。而且它的口径不能做到很大, 最大不能超过 400 mm, 这样就难以对大口径光学系统进行标校检测。而反射式光管的主镜口径可以做到很大, 采用非球面的面形可由一块反射镜得到完美像质。因此反射式平行光管得到了越来越广泛的应用, 尤其是在如今大型航天光学遥感器和经纬仪越来越向着大口径方向发展, 必须有能与之相匹配的光学检测设备, 大口径长焦距平行光管的研制越来越重要^[1,2]。

验有其自身的缺点, 本文所讨论的平行光管为垂直状态, 可以实现对光学仪器的垂直检验, 为了更加真实的模拟光学遥感器在太空的工作环境, 要求平行光管的工作状态为真空。大口径主镜作为平行光管主要元件之一, 其面形精度至少要比被检件的精度高一个量级。因此主镜的面形精度直接决定了平行光管的检测能力。

1 系统光路工作原理及指标

本方案采用非球面反射式光学系统, 其光路图如图 1 所示。主镜采用抛物面, 主镜的材料采用由长春光机所自行研制的 SiC 材料, 轻量化镜体。在侧面的焦面处放置一光源, 光线经罐体上的光学窗口, 依次反射到三镜、次镜、主镜, 经主镜后由平行光射出。

收稿日期: 2012-6-15

作者简介: 王富国 (1979-), 男, 山东单县人, 博士, 副研究员, 主要研究方向为大型望远镜光机结构设计与分析。

基金项目: 中科院技改项目。

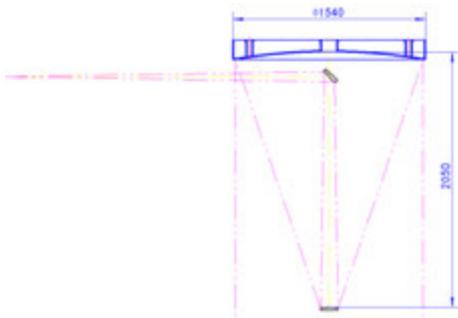


图1 平行光管光路图

Fig.1 Collimator optical system

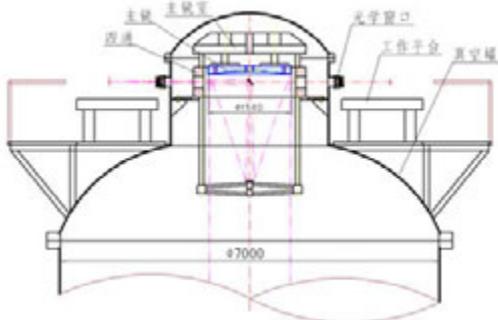


图2 平行光管在真空罐中的位置

Fig.2 The collimator locate in the vacuum tank

为实现垂直检测, 平行光管的光机结构为立式结构, 放置在一个空间环境模拟实验设备内(简称立式真空罐), 共同完成空间有效载荷的热光学实验, 如图2所示。系统焦距为50m, 有效口径1.5m, 系统各视场平均波像差优于 0.05λ ($\lambda=632.8\text{nm}$), 工作温度为 $-10^{\circ}\text{C}\sim 30^{\circ}\text{C}$, 针对SiC材料线膨胀系数比较大的特点, 系统采取一定的温控措施。系统的谐振频率大于50Hz。

2 主镜支撑结构的设计

1.5m主镜是平行光管的主要光学元件之一, 其支撑结构的设计直接影响主镜的面形精度, 主镜支撑设计的基本原则是: 以最少的支撑点, 使主镜在复杂的环境条件下的变形最小, 并且主镜的变形和主镜室的变形分离开, 不能把主镜室的变形传递到主镜上。

2.1 支撑方式的确定

主镜的支撑方式分为被动支撑和主动支撑两种, 对于大口径主镜来说, 被动支撑应用比较广泛的结构形式主要有杠杆平衡重式和whiffle tree形式, 杠杆平衡重支撑方式原理和结构简单, 但是会降低系统的谐振频率, 增大系统的重量^[3]。whiffle tree支撑方式是基于Kinematic原理的具有自动平衡能力的结构, 它可以通过设计者的精确设计, 为

每个支撑点提供设计者所需要的支撑力^[4]。

Whiffle tree结构形式一般由三点扩展成9点、18点等, 根据设计要求和和使用要求, 考虑到SiC材料的弹性模量比较大, 相对于18点的whiffle tree结构, 采用9点的whiffle tree结构, 不但结构上简单, 而且重要的是可靠性更高, 谐振频率也提高很多, 因为安装该平行光管的真空罐的罐体上同时安装有制冷泵, 平行光管要避免和制冷泵的振动形成共振。因此采用9点whiffle tree结构, 支撑点的位置根据轻量化形式(三角形轻量化孔)和制造工艺要求, 经过有限元优化分析^[5], 得到9个支撑点所在的半径分别为 $R_1=220\text{mm}$, $R_2=635.1\text{mm}$, 主镜的重量为186.2kg, 轻量化率为73.8%。

对于内外圈的9个支撑点可以由优化分析得到, 9点演化成3点, 而对于3点的位置是由力的平衡计算得到的, 如果9个支撑点中每组的3点恰好都成一个等边三角形, 则3点的位置比较容易确定, 如果3点构成一个任意的三角形, 则需要通过以下方法计算得到。

由力系的等效和简化, 可以得出如下结论: 对于由 N 个方向相同的力组成的平行力系 $\{F_1e, F_2e, \dots, F_Ne\}$, 他们的作用点 P_i 的向径分别为 $\vec{r}_1, \vec{r}_2, \dots, \vec{r}_N$, 设该平行力系的中心向径为 \vec{r}_c , 则有:

$$\vec{r}_c \times \left(\sum_{i=1}^N F_i \right) \vec{e} = \sum_{i=1}^N \left(\vec{r}_i \times F_i \vec{e} \right) \quad (1)$$

式中: \vec{e} 为单位向量,

两边叉乘单位向量 \vec{e} 后, 整理得:

$$\vec{r}_c \sum_{i=1}^N F_i - \sum_{i=1}^N F_i \vec{r}_i = \left\{ \vec{e} \left[\vec{r}_c \sum_{i=1}^N F_i - \sum_{i=1}^N (F_i \vec{r}_i) \right] \right\} \vec{e} \quad (2)$$

由式(2)可以得到:

$$\vec{r}_c = \sum_{i=1}^N F_i \vec{r}_i / \sum_{i=1}^N F_i \quad (3)$$

对于已知三力大小和位置时的平衡点, 可以根据式(3)得出:

$$x_0 = \sum_{i=1}^N F_i x_i / \sum_{i=1}^N F_i = (F_1 x_1 + F_2 x_2 + F_3 x_3) / (F_1 + F_2 + F_3) \quad (4)$$

$$y_0 = \sum_{i=1}^N F_i y_i / \sum_{i=1}^N F_i = (F_1 y_1 + F_2 y_2 + F_3 y_3) / (F_1 + F_2 + F_3) \quad (5)$$

对应于图3中的3个点的位置 (x_1, y_1) , (x_2, y_2) , (x_3, y_3) , 根据优化分析的结果得到。3个支撑点处的支撑力 F_1, F_2, F_3 的大小, 可以通过有限元分析的

方法得出, 根据上式, 可以求出 (x_0, y_0) 的位置, 该公式适用于任何情况下 whiffle tree 形式支撑点的位置。

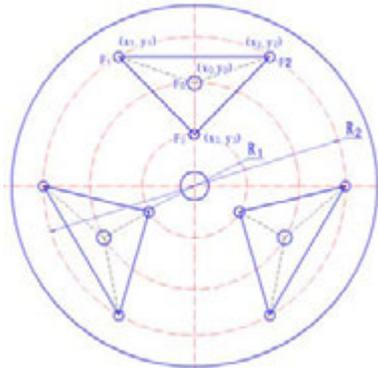


图3 支撑点布局图

Fig 3 Support point layout

2.2 柔性支撑结构设计

为了使主镜室的变形和主镜的变形分离开, 主镜室的变形不传递到主镜上, 主镜的支撑采用柔性支撑结构。柔性支撑设计的重点在于柔度, 柔度过大, 主镜室组件的动态刚度与最大变形将不能满足设计要求; 柔度过小, 则失去了柔性支撑的设计, 主镜室的变形依然会传递到主镜上。这就要求柔性支撑的设计要找到最合理的结构形式, 既要满足应力要求, 又要满足结构刚度的要求^[6,7]。

常用的柔性结构是柔性铰链, 柔性铰链是整个柔性机构的重要组成部分, 具有体积小、无机械摩擦、无间隙、不需要润滑等诸多特点, 在精密机械、精密测量、微纳米技术等领域应用广泛, 并具有非常高的精度和稳定性。它依靠柔性元素的变形来传输运动或力, 其具体结构由中间弹性变形单元连接两个刚体而成, 通过中间单元变形实现两刚体之间的相对运动。当主镜由于温度变化产生膨胀或收缩时, 柔性铰链受弯矩作用。当柔性铰链的刚度合适时, 其变形会吸收绝大部分主镜的变形能量^[8]。

柔性铰链有多种形式, 其中空间曲线(椭圆形)柔性铰链具有各向弯曲刚度相等、较高的轴向刚度和较低的弯曲刚度与扭转刚度等特点。用于形成切口的椭圆曲面的长短半轴分别为 a 和 b , 其曲面方程为:

$$\frac{x^2}{b^2} + \frac{[z - (a + t/2)]^2}{a^2} = 1 \quad (6)$$

式中: t 为椭圆顶点的 z 轴坐标, 该曲线与圆柱面的相贯线即是切口曲线。

柔性铰链弯曲转动的柔度即转角刚度 K_θ 的倒数, 可由单位弯矩作用下产生的转角得到, 推导计

算过程参见参考文献[9], 对柔性铰链的刚度公式进行整理得到^[9]:

$$\frac{1}{K_\theta} = \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} \frac{1}{E I_y(x)} dx \approx \sum_{i=1}^n \frac{1}{E I_y(x_i)} \Delta x_i \quad (7)$$

式中: x_{\max} 、 x_{\min} 分别代表切口在 x 方向上的最大值和最小值; n 代表在此区间划分的微元数目; 柔性铰链的转动柔度与柔性铰链的外径 R , 椭圆的长短半轴 a 和 b , 切口间距 t 以及曲线在轴线方向的长度等有关, 图4为柔性铰链的示意图。根据许用空间确定外形尺寸 R 、 r 和 H , 根据外径 R , 在保证长半轴 $a > R$ 的情况下选取适当的 a 值, 根据转动角度需求以及所承受的载荷对柔度的大小进行估算, 基于此选择 b/a 和切口间距 t , 利用上述公式计算铰链的柔度。因为该平行光管应用于真空环境, 所以材料选用 1Cr18Ni9, 经计算得 $a = 14 \text{ mm}$, $b = 9 \text{ mm}$, $t = 2 \text{ mm}$, 图5为柔性铰链的效果图。

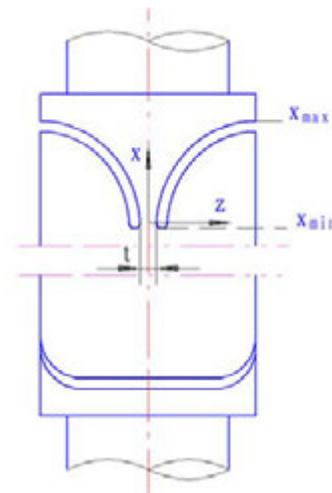


图4 空间曲线切口式柔性铰链示意图

Fig.4 Flexure hinges with space curve notched view



图5 柔性支撑杆

Fig.5 Flexure rod

3 主镜室组件的设计与分析

主镜室组件主要包括主镜室、底支撑组件、侧支撑、保护组件、serruier 桁架以及四通等。由于该平行光管的工作状态是镜面朝下的，因此底支撑组件和主镜是胶粘结在一起的，底支撑中包含切口式柔性铰链，可以适应不同温度下热变形带来的影响。侧支撑组件主要是应用在检测过程中，对主镜镜面的中间检测过程是水平检验，最后状态是镜面朝下的立式检验，因此需要侧支撑满足检验过程，待检验和装调完成后，可以去掉侧支撑，保护组件主要是保护主镜在任何状态下不能出现意外。主镜室和四通之间 serruier 桁架连接，四通安装在真空罐的法兰上。

主镜室组件的分析主要包括关键零件的分析以及系统的静力学和谐振频率分析，主要是考察主镜的支撑结构是否可以使主镜的面形和系统的谐振频率满足要求^[10]。

3.1 主镜室的分析

主镜室是主镜支撑结构的关键机械件之一，要求其抗变形的能力较好，主镜室的初始设计采用 6 个支撑梁的结构形式，其中 3 个较大的梁安装底支撑结构，另外 3 个较小的梁起辅助和加强刚度的作用，如图 6。单位类型全部采用面单元，在 3 个底支撑安装处施加 700 N 的力（包括主镜的重量和底支撑结构的重量），在中心孔处施加 400 N 的力，模拟三镜组件的重量。Serruier 桁架采用了 3 个和 4 个分别进行分析。

从分析结果可以看出，3 个 serruier 桁架时，主镜室的 3 个底支撑安装位置的变形基本一致，如图 7 和图 8，而 4 个 serruier 桁架时，主镜室的 3 个底支撑安装位置的变形不一致，这样可能造成主镜的倾斜，因此选择 3 个 serruier 桁架结构。

从表 1 中也可以看出 3 个 serruier 桁架支撑主镜室时，各点处的变形值较为接近。

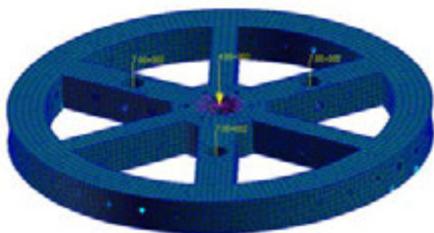


图 6 主镜室的有限元模型
Fig.6 Primary mirror cell FEM

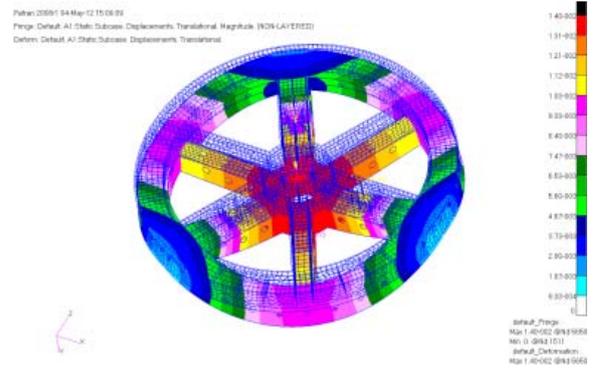


图 7 3 个 serruier 桁架下主镜室的变形云图

Fig.7 Primary mirror cell deformation plot with three serruier truss

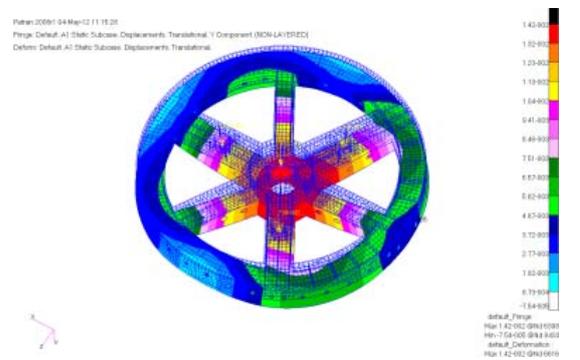


图 8 4 个 serruier 桁架下主镜室的变形云图

Fig.8 Primary mirror cell deformation plot with four serruier truss

表 1 底支撑点处和镜室中心孔处的变形

Table 1 Deformation of axial support position and mirror cell center hole

	底支撑点 1	底支撑点 2	底支撑点 3	中心孔
3 个 serruier 桁架时的最大变形/mm	0.011930	0.011883	0.011939	0.013997
4 个 serruier 桁架时的最大变形/mm	0.011398	0.013409	0.013453	0.013942

为了进一步优化主镜室的结构，在上述的结构的基础上，去掉了三个辅助支撑梁，如图 9，仍然建模分析了在 3 个或者 4 个 serruier 桁架时，主镜室在底支撑点处和中心孔的变形。载荷和约束条件不变。

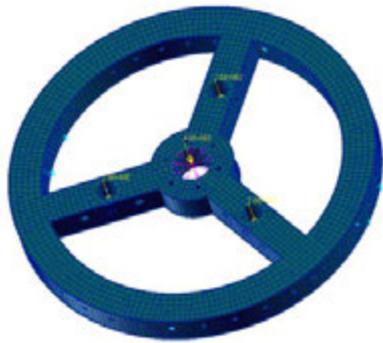


图9 主镜室的有限元模型
Fig.9 Primary mirror cell FEM

从分析结果可以看出, 所关注的底支撑点和中心孔处的变形值, 在3个或者4个 surruier 桁架时, 仍然呈现同样的规律性, 只是大小比6个支撑梁时稍大些, 但是仍然在设计要求范围之内, 如图10和图11, 因此采用该结构作为最终的设计结果。

表2为两种主镜室结构的底支撑点处和镜室中心孔处的变形值的对比, 从变形值可以看出, 采用3个 surruier 桁架支撑主镜室时, 各点处的变形值较为接近。

表2 底支撑点处和镜室中心孔处的变形

Table 2 Deformation of axial support position and mirror cell center hole

	底支撑点 1	底支撑点 2	底支撑点 3	中心孔
3个 surruier				
桁架时的最大变形/mm	0.012210	0.012159	0.012152	0.014690
4个 surruier				
桁架时的最大变形/mm	0.017337	0.014098	0.017243	0.019129

以上分析都是某个零件或组件的分析, 为了更精确的模拟整个系统在自重作用下的刚体位移和谐振频率, 建立了除次镜组件外的整个系统的模型, 图12为整个组件的有限元模型。单元类型采用了杆单元、面单元和体单元等, 共划分单元57241个, 不同单元类型之间通过MPC连接。

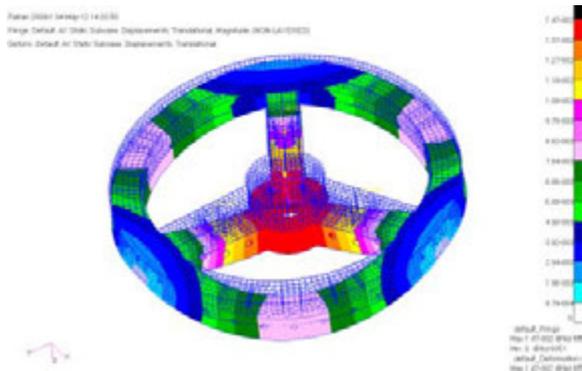


图10 3个 surruier 桁架下主镜室的变形云图

Fig.10 Primary mirror cell deformation plot with three surruier truss

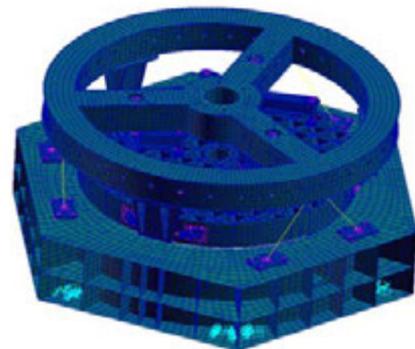


图12 主镜室组件的有限元模型

Fig.12 Primary mirror cell assembly FEM

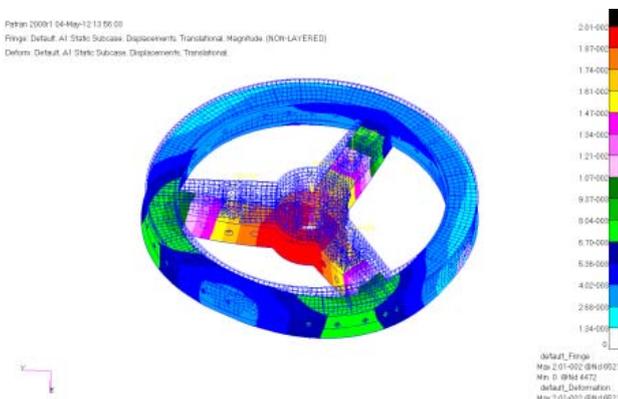


图11 4个 surruier 桁架下主镜室的变形云图

Fig.11 Primary mirror cell deformation plot with four surruier truss

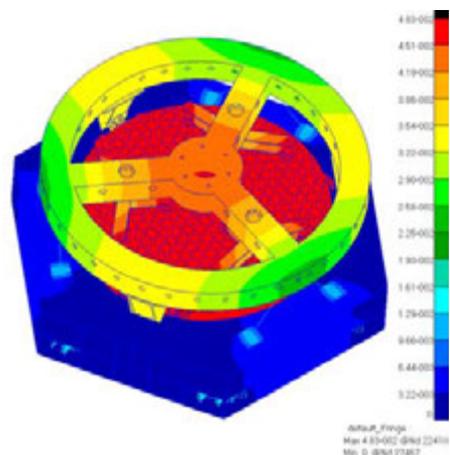


图13 重力平行光轴时主镜室组件的变形云图

Fig.13 Primary mirror cell assembly deformation plot in the gravity parallel to optical axis

3.2 静力学分析

静力学分析主要分析重力作用下主镜室的变形以及主镜的面形，有限元模型的约束位置为四通和法兰的连接处，重力方向垂直于镜面。图13为主镜室组件在重力作用下的变形云图，系统的最大变形为整个镜面的刚体位移，大小为0.048 mm，图14所示，主镜的面形 $pv=78.2\text{ nm}$ ， $rms=18.9\text{ nm}$ ，RMS 优于 0.05λ ，而且主次镜组合装调时，还要对主镜镜面进一步精修，因此，在该支撑结构的作用下，主镜的面形完全可以达到设计要求。

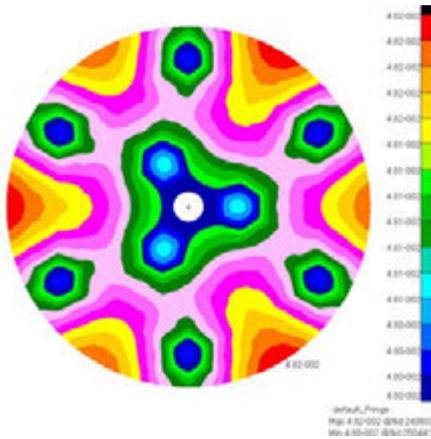


图14 重力垂直光轴时主镜的变形云图

Fig.14 Primary mirror cell assembly deformation plot in the gravity vertical to optical axis

3.3 模态分析

该平行光管安装在真空罐上，而真空罐的罐体上安装有真空泵，真空泵工作时会带来一定的振动，为了防止形成共振，要求平行光管的一阶谐振频率大于40 Hz。模态分析的结果为前三阶谐振频率为65.9 Hz，66.1 Hz，81 Hz，振型分别为沿z轴，x轴和y轴（光轴）的平动，如图15、图16和图17。

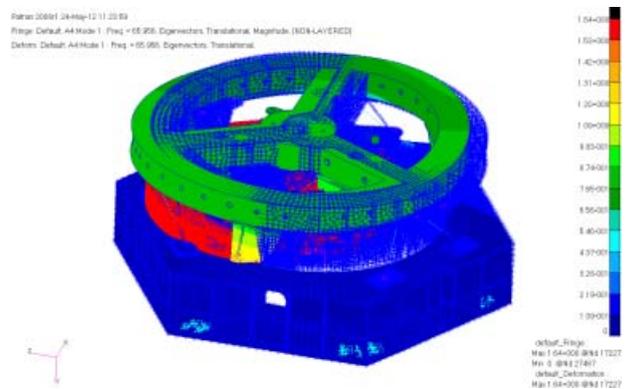


图15 一阶振型

Fig.15 First-order mode

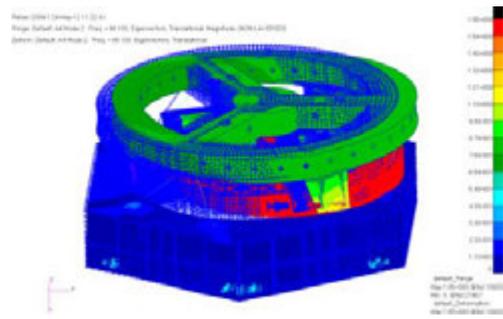


图16 二阶振型

Fig.16 Second-order mode

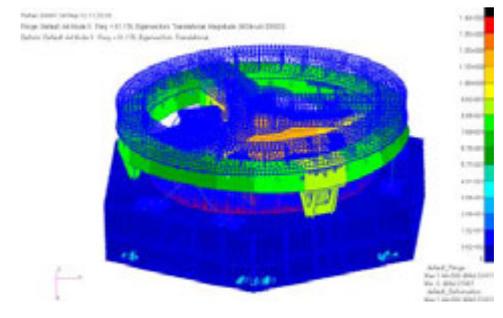


图17 三阶振型

Fig.17 Third-order mode

4 结论

本文针对应用于垂直状态真空平行光管的主镜，确定了9点whiffle tree形式的主镜底支撑方式，为了主镜室的变形不传递到主镜上，设计计算了空间曲线切口式柔性铰链，对比分析了两种主镜室结构。建立了主镜室组件系统的有限元模型，分析了主镜在支撑系统中的静力学特性和谐振频率，分析结果表明，支撑后的主镜在重力作用下的面形RMS值优于 0.05λ ，达到设计要求，可以为类似的结构提供一定的指导。

参考文献:

- [1] 高明辉, 李丽富, 徐敬礼, 等. 一种新型多波段大口径平行光管的设计[J]. 红外与激光工程, 2009, 38(4): 698-701.
- [2] 田海雷, 汪岳峰, 张伟. 离轴抛物面反射式红外平行光管设计[J]. 红外技术, 2007, 29(12): 701-707.
- [3] Hans J. Kaercher, Peter Eisentraeger, Martin Sü. Mechanical principles of large mirror supports[C]//SPIE, 7733: 773320-1-773320-12
- [4] 傅家, 张景旭, 王富国, 等. Whiffle tree 结构在主镜侧支撑中的应用研究[J]. 红外技术, 2012, 34(4): 209-212.
- [5] 樊延超, 柴方茂. 大口径光学遥感器主反射镜支撑设计[J]. 光机电信息, 2010, 27(5): 16-21.
- [6] 吴卫, 王炜, 林利明, 等. 平行光管主反射镜的支撑优化[J]. 光电技术应用, 2010, 25(2): 21-24.
- [7] 陈伟, 丁亚林, 惠守文, 等. 碳化硅扫描反射镜支撑结构设计[J]. 中国光学, 2012, 5(2): 161-166.
- [8] 王忠素, 翟岩, 梅贵, 等. 空间光学遥感器反射镜柔性支撑的设计[J]. 光学精密工程, 2010, 18(8): 1833-1841.
- [9] 李琳, 杨勇. 空间曲线切口式柔性铰的设计[J]. 光学精密工程, 2010, 18(10): 2192-2198.
- [10] 王富国, 杨飞, 陈宝刚, 等. 大口径主焦点式光学系统轻量化结构设计、分析与试验[J]. 红外技术, 2011, 33(1): 4-9.