

文章编号 1004-924X(2011)01-0138-08

地基大口径望远镜结构的性能分析

周超^{1,2}, 杨洪波¹, 吴小霞¹, 张景旭¹

- (1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033;
2. 中国科学院 研究生院, 北京 100039)

摘要:为了研究和优化地基大口径望远镜系统的整体性能,对其整系统进行了有限元建模和分析。针对1.23 m口径的光电望远镜,研究了望远镜各部件的结构特点及连接关系,论述了相关部件的简化方法,建立了整系统的有限元模型。计算了当望远镜指向天顶和水平状态时系统的重力变形情况,给出主次镜的变形结果。分析了望远镜在风载和地震波载荷作用下的动态响应情况并给出了响应结果。分析表明:风载作用将引起望远镜主次镜光轴偏心,其偏心误差RMS值为 $0.025''$,满足系统设计要求;地震波引起主次镜在3个方向上的位移较大,但最大应力为16.67 MPa,不会破坏望远镜系统的结构。

关键词:大口径望远镜;有限元分析;风载;地震波

中图分类号:TH751 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20111901.0138

Structural analysis of ground-based large telescopes

ZHOU Chao^{1,2}, YANG Hong-bo¹, WU Xiao-xia¹, ZHANG Jing-xu¹

- (1. *Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;*
2. *Graduate University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039, China*)

Abstract: To research the performance of ground-based large telescopes and to optimize the design and structures of telescopes, the finite element analysis for the whole assembly was performed. For a 1.23 m telescope, the structural characteristics of main parts and their relation were studied, several kinds of simplification methods for some parts were discussed and a precise finite element model of the whole telescope assembly was established. Moreover, the gravity deformations of the telescope in both zenith and horizon pointing states were calculated and the deformation results of the primary mirror and the secondary mirror were given. Finally, the telescope assembly dynamic responses due to the wind loading and seismic excitation were analyzed. The obtained results show that wind loading will induce the optical axis misalignment of the primary mirror and secondary mirror, and the misalignment error RMS value is allowable in $0.025''$. The displacements along three orthogonal directions induced by seismic excitation are greater, but the maximum stress is only 16.67 MPa, which cannot bring the damage to telescope structures.

Key words: large telescope; finite element analysis; wind loading; seismic excitation

收稿日期:2010-04-06;修订日期:2010-05-10.

基金项目:中国科学院长春光学精密机械与物理研究所三期创新重大项目专项资金资助

1 引 言

随着天文学的不断发展,空间目标探测应用的望远镜的口径在不断地增大,而望远镜口径的增大,除带来望远镜造价以口径的三次方增加外,还将引起主次镜支撑困难,视轴稳定性差,结构过于复杂庞大等一系列问题。为了使望远镜在满足结构刚度,稳定性以及系统精度要求的前提下,尽可能地减少结构质量,在望远镜的概念设计阶段就需要综合考虑光学系统的各项技术要求,在望远镜设计阶段则需要进行全面的仿真分析使系统结构更为合理。

鉴于有限元分析对优化设计的重要性,国外几乎所有的大口径望远镜都进行过系统级的有限元建模,对望远镜在各种动静载荷下的响应进行分析和论证,得出很多结论,并积累了很多实用经验^[1-7]。国内主要在主次镜等单个部件或子系统的轻量化以及重力变形等方面做了大量的有限元分析研究^[8-10],对整个望远镜系统级的建模和仿真分析很少,很多设计都是基于早期的经验积累。

针对主镜口径为 1.23 m 的望远镜系统,本文详细研究了望远镜各部件的结构特点及其连接关系,对望远镜系统建立了详细准确的有限元模型,研究了整个系统在重力、风载、地震波等载荷作用下的静态和动态响应,并分析了其对主次镜等光学组件和系统指向精度的影响。

2 望远镜系统和有限元模型的建立

整个望远镜结构系统以及使用的全局坐标系如图 1 所示。望远镜系统主要由主镜室组件、次镜室组件、方位和俯仰轴系、基座等几大部分组成。主镜是大口径望远镜中的关键部件,底支撑采用 18 点无定向板 whiffle-tree 被动支撑,侧支撑采用杠杆平衡重锤的方式;次镜采用桁架结构和四叶梁结构支撑;方位和俯仰轴系用于保证望远镜在工作中能准确地跟踪和定位观测目标。定义沿方位轴轴向由主镜顶点到次镜顶点的方向为正 Z 向;沿俯仰轴方向由左到右为 X 轴正向;按右手定则确定 Y 轴的方向。为了准确预测望远镜在各种载荷下的响应情况,建立了详细的有限

元模型,如图 2 所示。

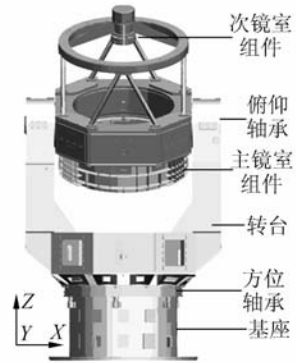


图 1 望远镜系统结构

Fig. 1 Telescope mount assembly

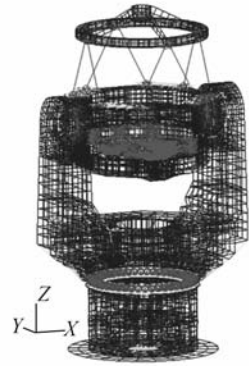


图 2 望远镜系统的有限元模型

Fig. 2 Finite element model of telescope

主次镜材料均采用微晶玻璃,主镜面型的变化对系统性能影响很大,因此对主镜及其支撑采用了六面体单元详细建模,与镜体直接相接触的支撑垫选用钢材;次镜尺寸小,相对刚度较大,简化为质量点;基座、转台等材料选用 HT300,其余大部分组件为板材焊接结构,材料选用 16Mn;在模型中使用壳单元进行建模;桁架结构选用梁单元模拟;对于结构中的大型轴承和粘接胶层进行了特殊简化处理。全部模型共划分有限元单元 37 626 个,节点 50 140 个。

2.1 大型轴承的模型表达

方位轴承承载了望远镜的大部分重量,对其刚度和强度有很高的要求,轴承性能的好坏关系到跟踪架跟踪精度的高低;俯仰轴承刚度和性能好则直接影响光学组件支撑结构的俯仰角变化精度,因此大型的方位和俯仰轴承是大口径望远

镜中很重要的一个环节,而轴承有限元模型的准确性将直接影响到最终的分析结果。

根据弹性力学对轴承的理论分析可知,轴承受力时,轴承下半圈每个滚动体都承受径向力,滚动体在受力后产生变形,变形量与所受外力成正比,其力与位移关系曲线是一条直线。考虑到三维杆单元和弹簧元也只能承受轴向力,可以用来对轴承的滚动体进行简化^[11-12]。但由理论分析可知,轴承在承载情况下的刚度不恒定,而是直接向外载荷相关,因此用弹簧元来简化滚动体,对于弹簧刚度的数值确定有一定的困难。本文采用三维空间杆单元来对轴承滚动体进行简化。

通过对轴承施力,得出力和位移的关系曲线。以杆单元两点之间的位移为目标函数,以杆件的最大许用应力为约束条件,以杆件横截面积为设计变量进行优化,使得杆单元受力后的力与位移关系曲线与滚动轴承滚珠的试验曲线一致。通过这种方法建立了静力学等效的轴承有限元模型。

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \tau_{12} \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{(1-\nu)E}{(1+\nu)(1-2\nu)} & \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} & \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} & \frac{(1-\nu)E}{(1+\nu)(1-2\nu)} & \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} & \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} & \frac{(1-\nu)E}{(1+\nu)(1-2\nu)} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & G & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_{11} \\ \epsilon_{22} \\ \epsilon_{33} \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \end{Bmatrix}, \quad (1)$$

其中 σ, τ 为正应力和切应力, ϵ, γ 为正应变和切应变, E 为杨氏模量, ν 为泊松比。对一般的线弹性材料构件,如图 3(a),当在某一向(如 3 向)施力,产生应力 $\sigma_{33} = \sigma$,应变 $\epsilon_{33} = \epsilon$,在另外两个方向上有: $\epsilon_{11} = -\nu\epsilon, \epsilon_{22} = -\nu\epsilon$ 。代入方程组(1)第 3 个等式得线弹性材料杨氏模量的定义式: $\sigma_{33} = \epsilon_{33} = E$ 。

但对于很薄的胶层,如图 3(b),类似于无限大平板问题,在厚度方向(3 向)施力产生应力 σ 和应变 ϵ ,认为其 $\epsilon_{11} = \epsilon_{22} = 0, \epsilon_{33} = \epsilon, \sigma_{33} = \sigma$,代入方程组 1 得到:

$$\frac{\sigma_{33}}{\epsilon_{33}} = \frac{(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} E = B. \quad (2)$$

由式(2)可以看出,对于薄胶层,其应力应变关系与一般线弹性构件不同,其比值 B 称为体积

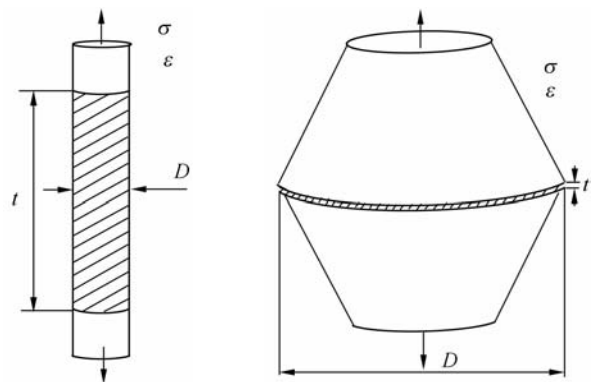
2.2 粘结胶层的模型表达

胶在光学元件的安装中有着很大的作用,其厚度的合理选择还能抵消由于镜体材料和支撑结构材料热胀系数不一致产生的热变形和热应力,称之为无热化设计。但对于胶层的有限元仿真分析却存在困难^[13-14]。主要原因为:

(1)由于胶层一般都比较薄,在组件中属于一很小的特征。对其进行详细全面的分析需要在厚度方向上建立几层单元,由于长宽比的限制,在其另外两个方向上就会产生大量的单元,造成整个系统模型过于庞大;

(2)由于胶材料具有不可压缩特性,其弹性刚度不是固定值,而是与安装结构的几何学设计以及胶层的形状因子(胶层加载面积与无载荷面积的比值)等参数有关。当胶层很薄时,其表现出来的性质与其标准参数的杨氏模量的描述差别很大。

对于一般的线弹性材料,在 3 个方向上的胡克定律为:



(a) 单轴拉伸试样
(a) Uniaxial tension

(b) 薄层拉伸试样
(b) Thin layer tension

图 3 两种极限拉伸试验试样

Fig. 3 Two extremes of tension test samples

模量,是随着 D/t 的增大,薄层单元表现出来的应力应变比值的上限。

胶层的建模采取了一种简单有效的方法。首先在厚度方向上只建立一层单元,这样就大大地减小了计算模型。但由于所有节点都连接到粘结件上,导致胶层在运算过程中不能自由变形,会使实体网格平面内应变为 0。按照上述理论,将引起厚度方向上的应力和应变比值为体积模量 B 。但实际应用中的胶层都是有限的 D/t 值,其刚度值应该处于杨氏模量 E 和体积模量 B 之间。因此,需要通过对简化胶层的材料属性进行校正,以保证有限元模型有一个正确的刚度。

对一特定的胶层设计进行有限元测试,按照上述建模方法建立有限元模型之后,一侧粘结层固定,另一侧所有节点沿厚度方向给一特定位移,通过有限元计算出保持该位移需要的力的大小。计算该胶层厚度方向上的应变和应力,得出此 D/t 值下的实际刚度。通过给定一系列不同的 D/t 值,得到实际工作状态下的刚度和 D/t 值的关系,如图 4 所示。可以看出,当胶层的 D/t 值为 100 时,胶层实际工作中表现出来的刚度已经是杨氏模量 E 的 200 多倍。因此,根据具体设计胶层的 D/t 值,选择合适的材料,以保证模型的平均刚度。

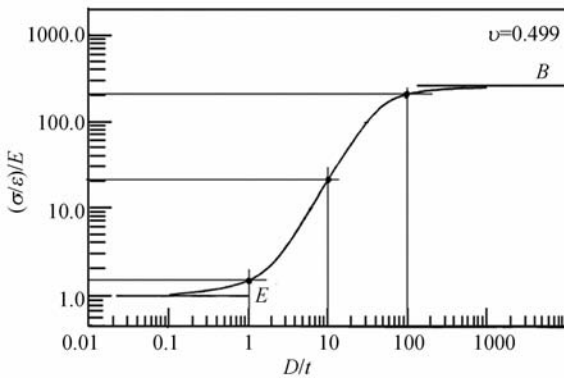


图 4 胶层刚度随径厚比实际变化曲线
Fig. 4 Apparent stiffness of thin bond

3 望远镜静态重力分析

在望远镜工作过程中,由于俯仰角不停的变化,导致重力方向的不同,重力作用会使光学组件产生变形,从而引入各种像差。因此,在望远镜天

顶指向和水平指向两种极限情况,分别进行了重力作用下的变形分析,主要关注重力变形引起的主光学组件的离焦和倾斜。分析结果表明,望远镜指向天顶时,主镜处最大下沉量值约为 $115 \mu\text{m}$,次镜下沉约为 $44.4 \mu\text{m}$;指向水平时,最大位移发生在次镜四叶梁处,最大变形约为 $53.9 \mu\text{m}$ 。如表 1 所示,表中 M_1 对应数值表示主镜的平均刚体位移, M_2 对应数值表示次镜的刚体位移。表 2 计算了在两种极限位置处主次镜在三个方向上的相对位移和倾角,这有利于望远镜在各个角度时的离焦和倾斜调整。两种极限下的变形云图如图 5 所示:

表 1 主光学组件在天顶和水平状态下的位移

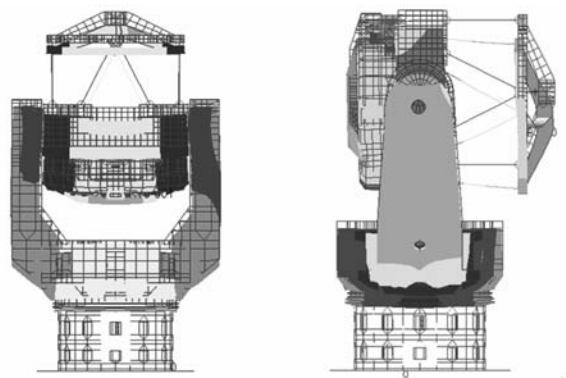
Tab. 1 Displacements of optical components for zenith and horizon positions (mm)

		位移量	U_x	U_y	U_z
天顶指向	M_1	0.105	-4.19×10^{-5}	1.32×10^{-3}	-1.05×10^{-1}
	M_2	0.044	-2.70×10^{-4}	1.59×10^{-3}	-4.44×10^{-2}
水平指向	M_1	0.038 1	-1.55×10^{-4}	2.95×10^{-3}	-3.80×10^{-2}
	M_2	0.037 8	-2.39×10^{-4}	2.31×10^{-3}	-3.77×10^{-2}

表 2 主光学组件在天顶和水平状态下的相对位移和倾角

Tab. 2 Relative displacements and tilted angles of optical components for zenith and horizon positions

	相对位移/mm			倾角/($''$)		
	U_x	U_y	U_z	R_x	R_y	R_z
天顶	-2.28×10^{-4}	2.7×10^{-4}	0.61×10^{-1}	0.029	0.035	—
水平	-8.4×10^{-5}	-6.4×10^{-4}	3.0×10^{-4}	0.011	—	0.039



(a) 天顶指向 (b) 水平指向
(a) Zenith position (b) Horizon position

图 5 重力作用下变形云图

Fig. 5 Telescope deformations due to gravity

4 望远镜动态响应分析

4.1 模态分析

模态分析是计算各种动力学响应的基础,模态分析可以反应望远镜各个方向上的刚度以及预测结构的响应状况,提取的前 8 阶模态见表 3。

表 3 望远镜前八阶固有频率和振型

Tab. 3 The first eight natural frequencies and vibration models of the telescope

阶次	频率/Hz	振型
1	27.8	整机沿 X 轴摇摆
2	29.3	整机沿 Y 轴摇摆
3	55.0	次镜四叶梁绕 Z 轴扭转
4	64.3	整机绕 Z 轴扭转
5	89.0	光学组件绕 X 轴旋转
6	94.5	整机沿 Z 轴平移
7	108.3	整机沿 X 轴摇摆
8	124.2	次镜四叶梁沿 X 轴摇摆

4.2 望远镜风载分析

为了方便望远镜探测工作以及允许一定的自然通风以提高圆顶视宁度,越来越多的大口径望远镜放弃了随动圆顶,而采用展开圆顶的开放式观测方式,望远镜更加地暴露在外环境中;天文望远镜台址一般又处于海拔高的空旷山区,这就使得风载成为影响望远镜正常工作的主要干扰之一。

通过对模型提供功率谱密度(PSD)函数作为激励来进行动态载荷的分析计算。在望远镜的风载分析中,一般使用 Simiu 能量谱^[15],其能量谱的表达式为

$$S(f) = (v_z^2 / f) [200n / (1 + 50n)^{5/3}], \quad (2)$$

经过推导得出随机风速作用在物体上的压力谱为:

$$S_p(f) = 4(p/v_z)^2 S(f) \chi_a^2(f). \quad (3)$$

上述两式中, f 是频率,无量纲频率 $n = fz/v_z$, 风的剪切速度 $v_* = v_z / 2.5 \ln(z/z_0)$, v_z 是离地高度 z 处的平均风速; z_0 是地面粗糙度,对于天文望远镜台址一般选为 0.08; p 是风头压力, $\chi_a^2(f)$ 为空气动力响应因子。

根据公式(3),由望远镜工作时的风速,计算出随机风压力的功率谱曲线如图 6 所示。

取望远镜指向天顶位置进行风载分析,风沿

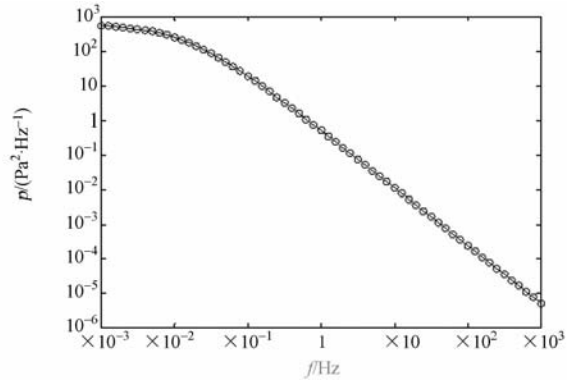


图 6 随机风压的 PSD 曲线

Fig. 6 PSD curve of random wind loading

着 Y 轴正向水平作用于结构的迎风构件上,以图 6 的风压功率谱进行 PSD 分析。两个光学元件(主镜和次镜)在 Y 向上的平均位移 PSD 曲线如图 7 所示。

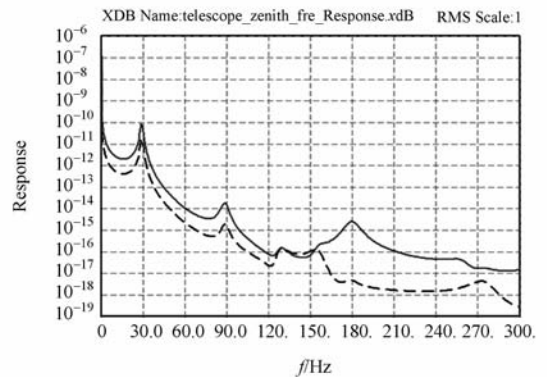


图 7 风载作用下光学组件的位移 PSD

Fig. 7 Displacement PSD of optical components due to wind loading

实线代表次镜的位移曲线,虚线代表主镜的位移曲线。图中可以看出在与 Y 向振型相关的频率附近(模态 2 和模态 5 等)响应达到峰值。通过对响应峰值进行计算,得出主次镜在整个风载频率下各个方向上的位移 RMS 值,见表 4。

表 4 风载作用下光学组件的位移 RMS

Tab. 4 Displacement RMS of optical components due to wind loading (mm)

	U_x	U_y	U_z
主镜	9.406×10^{-7}	1.585×10^{-4}	7.209×10^{-7}
次镜	1.983×10^{-6}	3.533×10^{-4}	6.721×10^{-7}

由表 4 得出:在风载沿 Y 向作用于望远镜时,主次镜主要表现为沿 Y 向的移动,X 向和 Z 向的位移 RMS 相对于 Y 向很小,可以忽略。次镜相对于主镜在 Y 向的偏移量为 $0.1948 \mu\text{m}$,这将引起光学系统光轴的偏移。根据主次镜的相对偏移量和主次镜轴向间距可计算得到 Y 向风载引起的主次镜光轴偏心误差 $\text{RMS}=0.025''$,满足光学设计的要求。

4.3 望远镜地震波分析

望远镜跟踪架结构以及其精密的光学组件要求在工作寿命时间内必须具有一定的抗震性能,即要求望远镜在地震过后经过重新调试可以继续工作,为了保护望远镜不受破坏,设计前必须进行地震危害性分析,计算有可能发生的地震对望远镜的影响程度。

地震运动一般用地的加速度频谱来表示,可以分为 3 个相互正交的加速度频谱:2 个水平方向,1 个竖直方向。竖直方向的加速度分量大约是水平方向的 65%。地震加速度谱的计算与阻尼有关,传统的结构阻尼比选定为 $0.05^{[15]}$ 。另外,具体的加速度谱设计还需考虑当地的土壤性质。望远镜基底一般为坚硬的水泥结构,对应的动态因子 β 与时间 t 关系为^[16]:

$$\beta(t) = \begin{cases} 1.0 + 12.5t & t = 0 \sim 0.1 \text{ s} \\ 2.25 & t = 0.1 \sim 0.2 \text{ s} \\ 2.25(1/5t)^{0.9} & t = 0.2 \sim 1.196 \text{ s} \\ 0.45 & t = 1.196 \sim 3 \text{ s} \end{cases} \quad (4)$$

把方程(4)转化为 β 与频率 f 的关系:

$$\beta(f) = \begin{cases} 0.45 & f = 0.333 \sim 0.836 \text{ Hz} \\ 2.25(f/5)^{0.9} & f = 0.836 \sim 5 \text{ Hz} \\ 2.25 & f = 5 \sim 10 \text{ Hz} \\ 1.0 + 12.5/f & f = 10 \sim \infty \text{ Hz} \end{cases} \quad (5)$$

由设计手册可知,对于 7 级地震,对应的地表加速度为 $0.1g$,对于望远镜结构,还需要一个额外的因子 1.3,因此,作用于望远镜上的实际加速度 a 为:

$$a = 1.3\beta \times 0.1g = 0.13\beta g = 1275.3\beta \quad (6)$$

根据公式(5)和(6)计算出作用与望远镜的加速度谱如图 8:

对望远镜基底在 3 个方向上施加图 8 所示的加速度谱,得出在地震波作用下望远镜的各方向

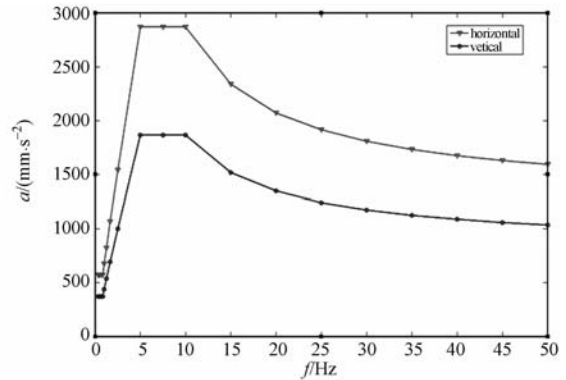
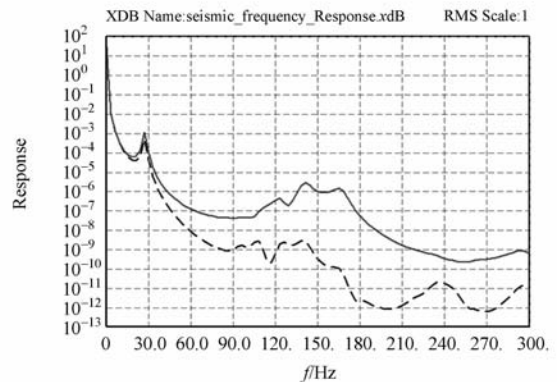


图 8 地震波的加速度响应谱

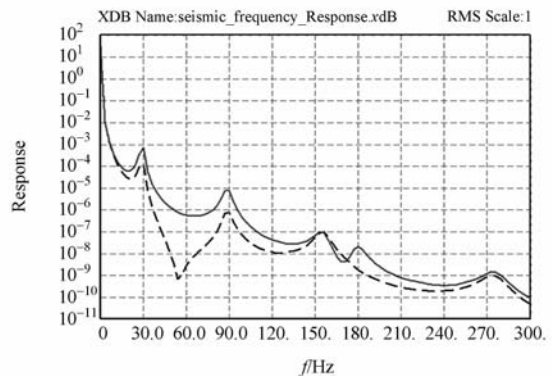
Fig. 8 Seismic acceleration response spectrum

位移变形以及最大应力等结果。主次镜组件在各个方向上的位移 PSD 曲线如图 9 所示,可以看出在模式 1,2 和 6 等相关频率处达到峰值。计算得出位移 RMS 值见表 5。图 10 给出了在 X 向加速度下的峰值变形响应,可以看出最大变形发生在次镜组件处。由分析结果可以得到峰值应力仅为 16.67 MPa ,可以保证望远镜不受破坏。



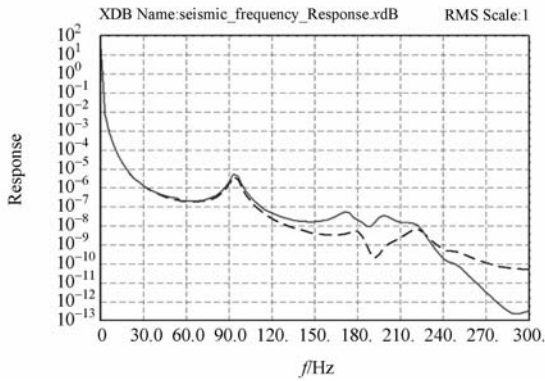
(a) X-向

(a) X-axis direction



(b) Y-向

(b) Y-axis direction



(c) Z-向

(c) Z-axis direction

图 9 地震波作用下主光学组件的位移 PSDs

Fig. 9 Displacement PSDs of optical components due to seismic excitation

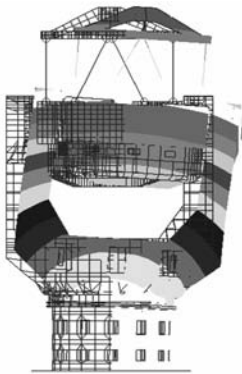


图 10 X 向的峰值位移响应

Fig. 10 Peak displacement response along X-axis

表 5 地震波作用下光学组件的位移 RMS

Tab. 5 Displacement RMS of optical components

	due to seismic excitation (mm)		
	U_x	U_y	U_z
主镜	2.019	2.018	1.620
次镜	2.022	2.023	1.624

5 结 论

借助于有限元法,本文对 1.23m 望远镜进行了详细的有限元建模并进行了一系列的静态和动态分析。通过对望远镜在两种极限位置下的重力分析,得出了在天顶状态和水平状态下的主光学系统的离焦和倾斜量,有助于望远镜的装调。进行了望远镜风载作用下的动态响应分析,计算出在 Y 向风载作用下望远镜主次镜会产生光轴偏心,其偏心误差 RMS 值为 $0.025''$,满足系统设计要求。通过给定加速度谱,进行了望远镜在地震波作用下的动态响应分析。计算出了主次镜组件在 3 个方向上的位移量,可以看出地震波作用下光学组件的位移值要比风载作用下大得多,因此,望远镜要求在一定风载下能正常工作,而在地震影响下不被破坏即可。计算得出系统最大应力为 16.67 MPa,保证了望远镜结构不被破坏。

在更大口径望远镜的设计中,对各种载荷下的系统响应进行有限元分析越来越重要,本文针对 1.23 m 大口径望远镜进行的分析研究,对未来地基大口径望远镜的设计和 optimization 有一定的借鉴意义。

参考文献:

- [1] HOWELL D J, UEBELHART S A, MILLER D W. Lessons learned from parametric structural modeling of a large ground based observatory [J]. *SPIE*, 2006, 6271:1-10.
- [2] CHO M K, WARNER M, LEE J P. Structural analysis for the 4-m advanced technology solar telescope (ATST) [J]. *SPIE*, 2005, 5877:1-11.
- [3] LTOH N, MIKAMI I, NOGUCHI T, *et al.*. Mechanical structure of JNLT-analysis of mirror deflection due to wind loading [J]. *SPIE*, 1990, 1236:866-877.
- [4] NEILL D R, SEBAG J, WARNER M, *et al.*. Wind induced image degradation (Jitter) of the LSST Telescope [J]. *SPIE*, 2008, 7012:1-11.
- [5] CHO M K, STEPP L, KIM S. Wind buffeting effects on the Gemini 8m primary mirrors [J]. *SPIE*, 2001, 4444:302-314.
- [6] KOCH F. Analysis concepts for large telescope structures under earthquake Load [J]. *SPIE*, 1997, 2871:117-126.
- [7] PERROTTA F. Earthquake safety system design for a telescope primary mirror [J]. *SPIE*, 2008, 7017:1-12.
- [8] 杜俊峰, 张林波, 任戈. 1.3 m 主镜的支撑设计[J].

光学精密工程,2007,15(10):1483-1488.

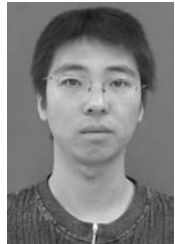
DU J F, ZHANG L B, REN G. Mounting system design for 1.3m primary mirror [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2007, 15(10): 1483-1488. (in Chinese)

- [9] 王富国, 杨洪波, 赵文兴, 等. 1.2 m SiC 主镜轻量化设计与分析[J]. 光学精密工程, 2009, 17(1): 85-91.
WANG F G, YANG H B, ZHAO W X, et al.. Lightweight design and analysis of a 1.2m SiC primary mirror[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(1): 85-91. (in Chinese)
- [10] 谭凡教, 乔彦峰, 李耀彬, 等. 经纬仪主镜轻量化新方法[J]. 光学精密工程, 2008, 16(1): 22-28.
TAN F J, QIAO Y F, LI Y B, et al.. New technology for lightweight large primary mirror of theodolite [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(1): 22-28. (in Chinese)
- [11] 王俊, 卢铎, 王家骥. 径向滚珠轴承在工程分析中简化方法的研究[J]. 光学精密工程, 1999, 7(2): 110-115.
WANG J, LU E, WANG J Q. A study on the simplifying method of ball bearing in structural analysis[J]. *Opt. Precision Eng.*, 1999, 7(2): 110-115.

(in Chinese)

- [12] 杨德华, 顾伯忠, 崔向群. 一种双列调心球面球轴承刚度的计算及应用[J]. 机械科学与技术, 2003, 22(增): 114-117.
YANG D H, GU B ZH, CUI X Q. Stiffness calculation and application of self-aligning ball bearing [J]. *Mechanical Science and Technology*, 2003, 22 (Supp.): 114-117. (in Chinese)
- [13] MICHELS G J, GENBERG V L, DOYLE K B. Finite element modeling of nearly incompressible bonds [J]. *SPIE*, 2002, 4771: 287-295.
- [14] HATHEWAY A E. Analysis of adhesive bonds in optics[J]. *SPIE*, 1993, 1998: 2-7.
- [15] 程景全. 天文望远镜原理和设计[M]. 北京: 中国科学技术出版社, 2003.
CHENG J Q. *Principle and Design of Astronomical Telescope* [M]. Beijing: China Science & Technology Press, 2003. (in Chinese)
- [16] YANG D H, GU B ZH, CUI X Q. Structure analysis of the reflecting surface system of a large astronomical telescope [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2004, 17(3): 415-419.

作者简介:



周超(1984—),男,山东济宁人,博士研究生,主要从事光机结构有限元仿真的研究。E-mail: zhouchaociomp@163.com



杨洪波(1963—),男,黑龙江龙江人,博士生导师,研究员,主要研究方向为光机电集成计算机仿真技术。E-mail: yanghb@ciomp.ac.cn



吴小霞(1981—),女,江苏盐城人,助理研究员,主要从事大口径薄镜面主动支撑系统设计和计算机辅助设计方面的研究。E-mail: wu-xiaoxia@sohu.com



张景旭(1964—),男,吉林松原人,博士生导师,研究员,主要从事地基大口径光电望远镜光机结构技术的研究。E-mail: zhangjx@ciomp.ac.cn