

精密光束偏离装置棱镜组件的光机热分析*

李安虎^{1,2} 孙建锋¹ 朱勇建^{1,2} 徐荣伟^{1,2} 刘立人¹

(1 中国科学院上海光学精密机械研究所, 上海 201800)

(2 中国科学院研究生院, 北京 100049)

摘 要 以精密光束偏离装置的棱镜组件为有限元模型,进行了光机热集成分析.对棱镜组件的结构强度进行了校核,分析了机械载荷作用下的镜面变形;通过模态分析,给出了装置的动态特性和镜面面形振动幅值的变化情况;最后对棱镜的热弹性变形进行了分析,对棱镜的光学性能进行了评价.结果表明:棱镜组件的最大变形在 10 nm 量级,最大应力为 0.403 MPa,应力和应变相对于结构的准确度要求和材料的许用应力具有较大的裕度;前后棱镜组件的固有频率都大于 550 Hz,装置具有良好的动态性能;通过对比棱镜在热-结构耦合分析和机械载荷下的分析结果,说明热效应对棱镜表面变形的影响远远大于机械载荷的影响.装置使用时必须采取严格的温控措施.

关键词 光学器件;集成分析;棱镜组件;有限元;星间激光通信

中图分类号 TH74 **文献标识码** A

0 引言

在星间激光通信的研究中,通信终端的性能一般首先通过地面检测验证得到^[1,2],如何获取通信终端的精跟瞄特性是其中一项关键内容.文献[3~6]提到了精密光束跟踪扫描方法,有的结构复杂,控制困难;有的难以满足高准确度的检测要求.本文提出了精密光束偏离装置,主要优点是光束偏离准确度高,结构简单,易于控制.其基本原理为两个相同的圆形棱镜前后正交布置,分别绕水平轴和垂直轴在 0~5°内旋转,透射光束在水平方向和垂直方向产生 600 μrad 的偏离,偏离准确度可以达到亚微弧度量级,能够满足空间光通信精跟瞄性能检测的需要^[7].

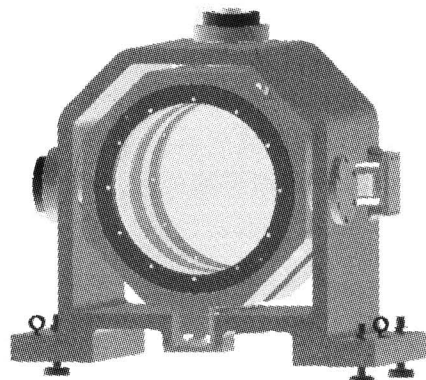
本装置属于高准确度大型光学检测设备,为了满足精跟瞄性能检测的要求,必须具有极高的准确度和良好的动静态特性,因此在研制过程中必须经过系统的光机热集成分析,对一定使用条件下系统的力学性能,尤其是大口径光学组件的性能做出正确的评估,以降低研制成本与风险,优化结构设计.本文结合有限元分析方法对装置的前后棱镜组件的动静态性能及热-结构变形进行了全面的分析和评价.

1 结构静力学分析

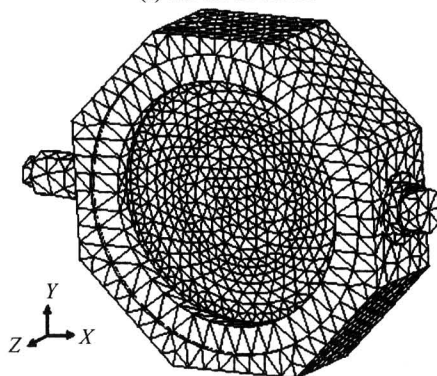
结构静力学有限元分析的实质是研究稳态机械载荷和热载荷作用下的结构响应问题,这是进行机

械设计和强度校核的基础.本文首先对机械载荷进行分析.一般的情况下,有限元软件的分析步骤为:实体建模、网格划分、条件设定(材料、约束、载荷)、求解方程和后处理.

在 Pro/Engineer 内完成本装置各部件的精确造型和总成装配,并获取装置的几何参量和物理参量(如重量、体积、质心位置、转动惯量等).装置总成如图 1(a),前棱镜组件绕水平轴旋转,后棱镜总



(a) The device model



(b) Finite element model of prism assembly

图 1 实体模型

Fig. 1 Solid model

*上海市科学技术发展基金(046105004)和中国科学院创新计划资助项目

Tel: 021- 69918762 Email: yfiah@yahoo. com. cn

收稿日期: 2005- 10- 20

成绕垂直轴旋转,前后棱镜的楔面侧相邻,平面侧都朝外.前后棱镜组件结构相同,棱镜及楔形垫圈放置在内镜框里,内镜框装置在外镜框中,并有微调机构校正棱镜主截面的位置,最后用压板和弹性垫圈将棱镜固定在外镜框上.长短半轴刚性连接在外镜框上,前棱镜组件长半轴居左,后棱镜组件长半轴居上.由于底座及动力驱动装置固定在工作平台上,直接对装置使用准确度产生影响的是前后棱镜组件,所以本文的研究主要围绕前后棱镜组件的力学特性进行.根据前后棱镜组件精确模型的几何及物理参量,对其 CAD 模型进行简化,使简化模型的几

何物理参量与精确模型相当.

棱镜组件有限元分析既可以在 Ansys 等专用有限元分析软件中进行^[8],也可以直接在 Pro/Engineer 的集成模块 Pro/mechanica 下完成.本文同时在 Ansys8.0 和 Pro/mechanica wildfire 进行了分析,并将分析的结果进行对比.采用自适应网格划分,内外镜框、压板、弹性垫圈及长短半轴共产生 27346 个四面体单元,46503 个节点;考虑到棱镜的特殊作用,单独对其进行网格划分,共产生 10553 个四面体单元,16648 个节点,如图 1(b).对各零件实体附材质,如表 1,有限元模型质量为 44.2 kg.

表 1 主要材质性能

零件名称	材料	密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m})^{-3}$	弹性模量 E/GPa	泊松比 μ	线膨胀系数 $\alpha/^\circ\text{C}$	导热系数 k $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$
棱镜	K9	2530	81.32	0.209	7.5E-6	1.207
内外镜框、楔垫圈	ZL401	2700	70	0.32	17E-6	238
长短半轴、压板	45 号	7800	196	0.24	11E-6	48
弹性垫圈	尼龙	1050	28.3	0.40	8.0E-6	0.27

分别对前后棱镜组件进行分析,约束条件为:

1)前棱镜组件.在长短半轴的台阶面上施加 X 向位移约束,圆柱面上约束 Y 向、Z 向位移及旋转自由度.对棱镜组件施加 Y 负向(棱镜薄端向下指向 Y 轴负向)重力加速度(9.81 m/s^2),绕 X 轴旋转角速度(0.0025 rad/s),角加速度(0.00025 rad/s^2)载荷,其中坐标原点 O 在棱镜平面侧的中心,棱镜的光轴为坐标系的 Z 轴,Z 轴正向指向楔面侧,棱镜绕 X 轴旋转.

2)后棱镜组件.在长短半轴的台阶面上施加 Y 向位移约束,圆柱面上约束 X 向、Z 向位移及旋转自由度.对棱镜组件施加 Y 轴负向(即短半轴侧,棱镜薄端指向侧面)重力加速度(9.81 m/s^2),绕 Y 轴旋转

角速度(0.0025 rad/s),角加速度(0.00025 rad/s^2)载荷,其中坐标原点 O 在棱镜平面侧的中心,棱镜的光轴为坐标系的 Z 轴,Z 轴正向指向楔面侧,棱镜绕 Y 轴旋转.

计算结果如表 2.前棱镜组件 Y 方向的变形最大,最大变形值为 78.1 nm,最小变形值为 1.17 nm,X 方向的变形量最小,最大 von Mises 应力为 0.403 MPa.同样地,后棱镜组件 Y 方向的变形最大,变形值为 65.9 nm,最小变形值几乎为 0;X 方向的变形量最小,最大变形值为 17.5 nm,最大 von Mises 应力为 0.403 MPa.由于前后棱镜组件最大应力都发生在长短半轴和镜框的结合处,远小于 ZL401 和 45 号钢的许用应力,结构安全可靠.

表 2 前后棱镜组件的应力与应变

	UX/mm		UY/mm		UZ/mm		von Mises/Mpa	
	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小
前棱镜组件	2.40E-5	0	7.81E-5	1.17E-6	3.57E-5	5.22E-6	4.03E-1	1.42E-4
后棱镜组件	1.75E-5	2.46E-8	6.59E-5	3.29E-21	1.86E-5	7.88E-8	2.45E-1	2.38E-5

图 2 为前后棱镜组件在重力作用下的变形云图.如图 2(a),前棱镜组件的最大变形主要集中在垂直于旋转轴线和镜框平面的轴对称平面两侧的附近区域,两侧变形基本对称,因为重心位置偏离旋转轴向外,总成最大应变偏向棱镜平面侧区域.如图 2(b),后棱镜组件的最大应变主要集中在过长短半轴轴线且垂直棱镜平面的轴对称面两侧的较远区域,两侧变形基本对称,且主要集中于镜框上,棱镜的变形量很小;靠棱镜薄端侧镜框上的的应变要大于棱镜厚端侧的应变,这主要是因为组件质量分布不均匀所致.

由分析可知,前后棱镜组件的应变都在弹性范围内,最大应力也在各个材料的许用应力范围内,且有较大的裕度,后棱镜的安装方式较前棱镜更好.由于最大变形仅为 10nm 量级,相对装置的机械设计准确度要求而言是很小的,在机械准确度分析时可以忽略不计.

棱镜是本装置的关键部件,前后棱镜的面形最大变化量在 10 nm 量级,会对波面产生一定的影响,所以必须对棱镜变形引起的波像差进行专门研究.表 3 给出了 $\phi 330 \text{ mm}$ 通光孔径内棱镜面形变化、峰谷值 P-V、均方根值 RMS 及最大等效应力的

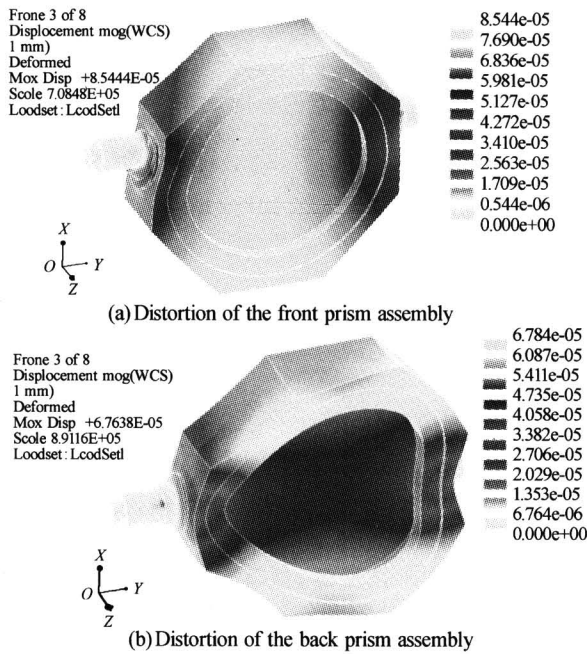


图 2 前后棱镜组件的变形
Fig. 2 Distortion of front and back prism assembly

表 3 前后棱镜面形及应力分析结果

		最大应 变/nm	最小应 变/nm	P-V /nm	RMS /nm	最大应 力/MPa
前棱镜	平面侧	12.603	1.332	11.271	3.3543	0.0323
	楔面侧	12.594	1.337	11.257	3.3543	
后棱镜	平面侧	11.084	0.921	10.163	2.9881	0.0264
	楔面侧	11.082	1.041	10.041	2.9930	

分析结果。

若 $\lambda=632.8 \text{ nm}$, 则前棱镜平面侧表面波像差的峰谷值为 0.01780λ , 均方根值为 0.00530λ ; 前棱镜的楔面侧表面波像差的峰谷值为 0.01770λ , 均方根值为 0.00530λ ; 后棱镜的楔面侧表面波像差的峰谷值为 0.01610λ , 均方根值为 0.00471λ ; 后棱镜的楔面侧表面波像差的峰谷值为 0.01590λ , 均方根值为 0.00473λ ; 上述数值都远远小于瑞利判据的要求, 说明结构设计合理。另外, 棱镜材料 K9 玻璃的许用应力为 $3.43\text{E}+5 \text{ pa}$, 由表 3 可看出, 棱镜的最大等效力远小于材料的许用应力。

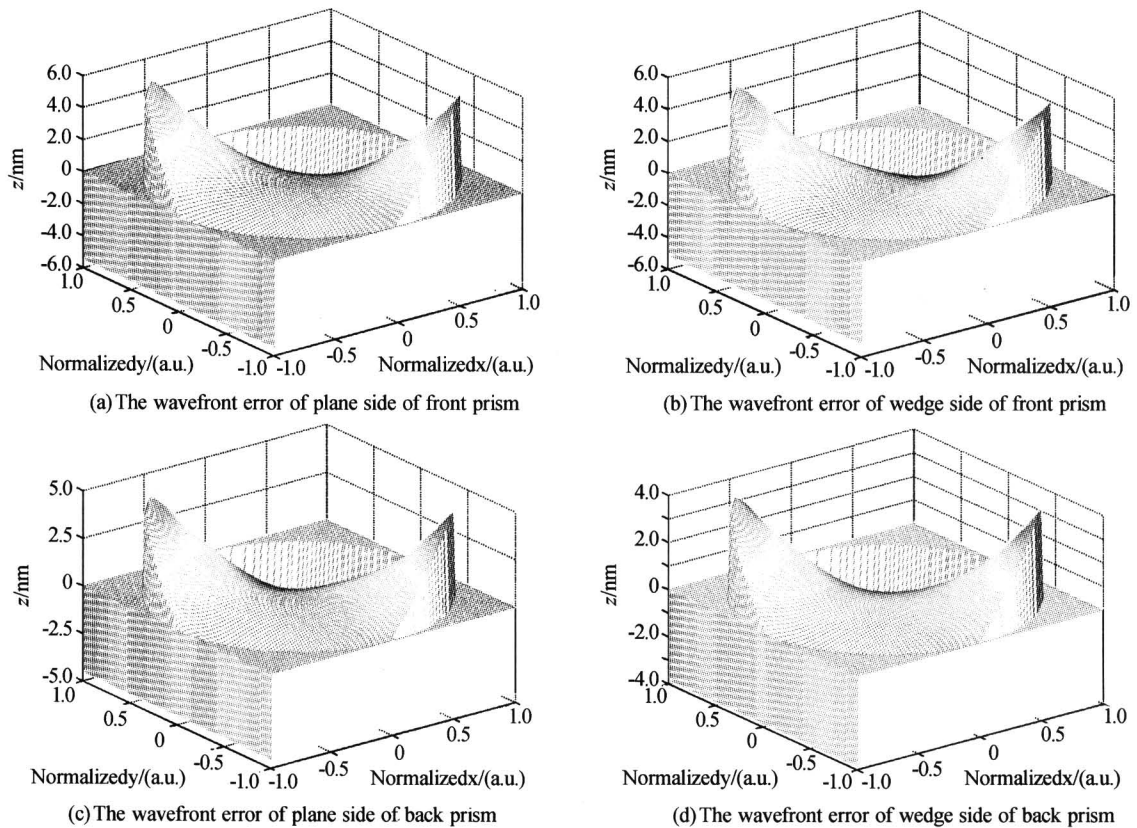


图 3 前后棱镜的表面波差图
Fig. 3 The wavefront error of surface of front and back prism

进一步提取棱镜表面上点的坐标信息和变形数据进行 Zernike 多项式拟合, 画出棱镜表面的波差图, 如图 3(a) 和 (b) 分别为前棱镜平面侧和楔面侧面形的波差图; (c) 和 (d) 分别为后棱镜平面侧和楔面侧面形的波差图。由图 3 可知, 前棱镜的面形变化较后棱镜严重。根据坐标设定, 前后棱镜表面变

形引起的波差正好相反, 可以相互抵消一部分, 减小了对透射光束扫描准确度的影响。

2 振动模态分析

由于本装置的准确度要求较高, 装置不仅要具有较好的静态特性, 同时还要有良好的动态工作特

征。模态分析对于获知系统工作时的动态性能、结构刚度和镜面面形的振动幅值变化,尤其是确定系统的固有频率及振型等都有十分重要的意义^[9]。

一般情况下,对于一个离散的多自由度系统而言,系统节点的数量总是有限的,系统的动态特性可以由有限节点的动态特性来描述。通过模态分析求出低阶频率下周期性振动的特性与规律。对应于每阶模态下的振动频率称为该阶模态的固有频率。固有频率和模态信息能够反映结构动态响应特性,这对于实际工程设计有关参量的选择(如激振频率的确定、共振现象的避免与利用等)、动力分析、故障诊断及优化设计等都十分重要。

模态分析边界条件的设定与静力学分析一样。求解的系统前十阶模态固有频率如表 4。

表 4 前后棱镜组件的固有频率(单位:Hz)

阶数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
前棱镜组件	559	778	1791	1998	2047	2113	2235	2648	3350	3395
后棱镜组件	744	861	2026	2229	2254	2316	2367	2843	3407	3624

图4给出了前棱镜组件的前二阶模态的振型图。第一阶模态的振型为棱镜组件两侧部分绕旋转轴(X轴)较规则的摆振,第二阶模态的振型为棱镜组件两侧绕旋转轴的扭摆及镜框边角处不规则扭摆。

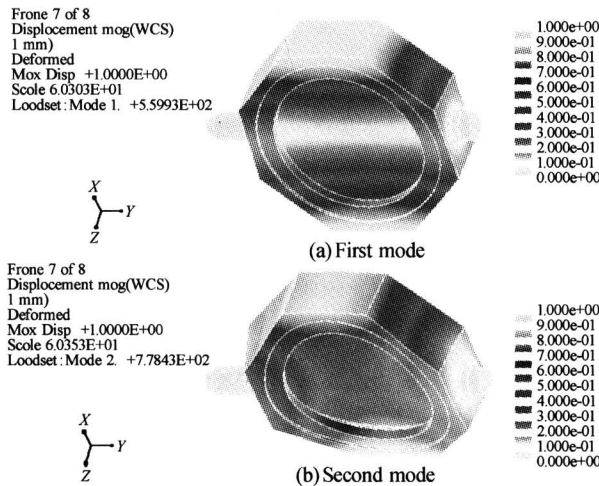


图 4 前棱镜组件前二阶模态
Fig. 4 Front prism assembly first two modes

图5给出了后棱镜组件的前二阶模态的振型图。第一阶模态为棱镜组件绕Y轴扭振,第二阶模态为棱镜组件中间部分绕X轴规则扭振。

从结果可以看出,前后棱镜组件的一阶固有频率都在 550 Hz 以上,远大于系统正常工作激励频率(棱镜组件约小于 200 Hz,环境激励小于 100 Hz)。后棱镜组件的各阶固有频率比前棱镜同阶固有频率大,这和后棱镜组件的安装方式有关。从表 4 还可以看出,前后棱镜组件的固有频率解耦,这对于改善系统的振动特性非常有利。整体装置的固有频率则

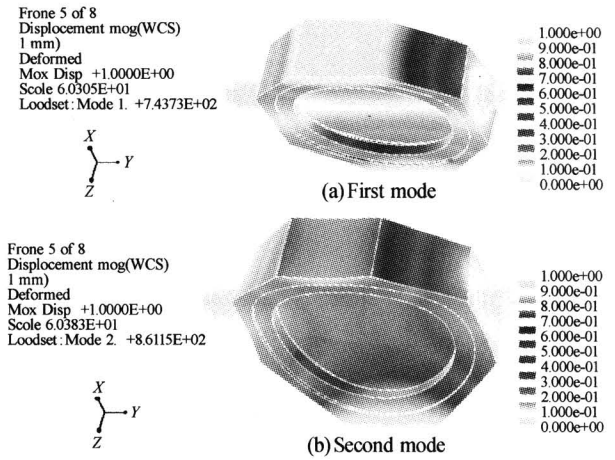


图 5 后棱镜组件前二阶模态
Fig. 5 Back prism assembly first two modes

会更高,装置的刚性良好,且有较大的裕度。

从结果还可以看出,前后棱镜沿旋转轴线附近相对位移量较小,振动很小,具有较高的局部刚度,从而增强了系统的旋转刚度,保证了装置的旋转准确度。由低阶振型图可以发现,虽然镜框两侧的振动量较大,但是由于基本对称于旋转轴线,所以振动对装置的使用准确度不会产生较大的影响。

3 热-结构应力耦合分析

实际使用时,装置处于一定的热环境中,由于环境温度变化产生的热效应对装置的影响已经不能忽略^[10],考虑到棱镜在本装置中的特殊作用,本文限于篇幅仅讨论温度对棱镜变形的影响。当环境温度变化时,由于玻璃的热传导系数较小,热交换不均匀,在镜子内部形成温度梯度,一方面导致折射率梯度变化,另一方面镜子内部产生的热应力导致不均匀热膨胀,使镜子的面型发生变化,破坏了原有的几何准确度。通常有三种典型的热效应^[10],周围环境整体温度变化引起光学镜子温度变化不均匀而产生的“边缘效应”;镜子内部形成温度梯度时使镜面发生变形;镜子外部的空气层存在温度梯度时,使空气的折射率发生梯度效应。

本装置在温控实验室中使用,对镜子光学性能产生影响的主要因素是内部的温度梯度,本文仅讨论内部温度梯度引起的热弹性变形。热弹性变形通常考虑温度和重力两个影响因素,属于热-结构应力耦合问题。本文采用顺序耦合的分析方法,首先进行热分析,得到节点温度列向量并做为体力载荷施加到结构分析中,实现热-结构场的耦合。基本过程为:

根据固体热传导的基本方程

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(a_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(a_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(a_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{Q}{c\rho} \tag{6}$$

式中, a_x, a_y, a_z 为导温系数, 而 $a_x = \frac{\lambda x}{c\rho}$; $a_y = \frac{\lambda y}{c\rho}$; $a_z = \frac{\lambda z}{c\rho}$, ρ 为密度 (kg/m^3), c 为比热 (J/K), τ 为时间 (h), $\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z$ 为 x, y, z 三个方向的导热率 ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{k}$), Q 为内热源在单位时间、单位体积内所产生的热量。

对于不存在内热源, 且各向同性的稳定温度场, 式(6)简化为

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \nabla^2 T \quad (7)$$

式中 ∇^2 为拉普拉斯运算符号。

用有限个单元划分整个场域, 将上述问题离散化, 进而求得单元节点的热载荷列向量 $[F_Q]$ 。将热载荷向量 $[F_Q]$ 加入到结构的有限元模型中, 进行结构分析。得到刚度方程

$$[K^e]\{\delta^e\} = \{F_Q\} \quad (8)$$

式中 $[K^e]$ 为单元刚度矩阵。求解上述方程, 得到各点的热位移 $\{\delta^e\}$ 。再根据广义胡克定律, 由单元的热位移求出单元热应力值。

$$\{\sigma\} = [D][B]\{\delta^e\} - [D]\{s_0\} + \{\sigma_0\} \quad (9)$$

式中, $[D]$ 单元的弹性矩阵; $[B]$ 单元的应变矩阵; $\{s_0\}, \{\sigma_0\}$ 为单元的初始位移和应力。

设镜子的基准温度为 $T=20^\circ\text{C}$, 内部温度变化 ΔT 为 $0.02^\circ\text{C}, 0.05^\circ\text{C}, 0.10^\circ\text{C}, 0.50^\circ\text{C}$ 时, 若 λ 为 632.8 nm , 计算镜子的表面变形结果如表 5。

表 5 棱镜组件的表面变形 (单位: nm)

	$\Delta T/^\circ\text{C}$	最大	最小	P-V	RMS	
前 棱 镜	平面侧	0.02	19.4160	0.5950	0.02974 λ	0.008324 λ
		0.05	28.4820	0.8202	0.04371 λ	0.01154 λ
		0.10	43.5920	1.3010	0.06680 λ	0.01690 λ
		0.50	164.4700	5.7248	0.25080 λ	0.06030 λ
	楔面侧	0.02	18.9180	0.6781	0.02882 λ	0.007898 λ
	0.05	28.3850	1.0100	0.04320 λ	0.01123 λ	
	0.10	44.2070	1.4549	0.06756 λ	0.01680 λ	
	0.50	170.7800	7.3285	0.2583 λ	0.06130 λ	
后 棱 镜	平面侧	0.02	17.5010	0.3895	0.02704 λ	0.007293 λ
		0.05	26.8970	0.3845	0.04190 λ	0.01064 λ
		0.10	42.6450	0.6222	0.0664 λ	0.01620 λ
		0.50	168.6400	3.2333	0.2613 λ	0.06070 λ
	楔面侧	0.02	17.3050	0.4578	0.02662 λ	0.007250 λ
	0.05	26.5220	0.4736	0.04112 λ	0.01056 λ	
	0.10	41.8830	0.7886	0.0649 λ	0.01611 λ	
	0.50	164.7700	0.2862	0.2599 λ	0.06050 λ	

由表 5 可知, 当温度上升 $\Delta T=0.02^\circ\text{C}$ 时, 前后棱镜表面波像差的峰谷值和均方根值相当于棱镜仅受静载荷作用时对应表面波像差峰谷值和均方根值的两倍。当温度持续上升到 $\Delta T=0.50^\circ\text{C}$ 时, 前后棱镜平面侧表面波像差的峰谷值已经达到瑞利判据, 变形十分严重。

图 6 给出了温度变化与应力和应变的对应关系。

当温度由 $\Delta T=0.02^\circ\text{C}$ 到 $\Delta T=0.50^\circ\text{C}$ 时, 应力与应变的增加与温度上升值基本呈线性关系, 前棱镜的应力与应变较后棱镜更大, 这和前面分析静力载荷时的情况一致; 当温度上升 $\Delta T=0.50^\circ\text{C}$ 时, 前后棱镜的最大应变值都已经达到微米量级, 最大等效应力已经接近材料的许用应力。

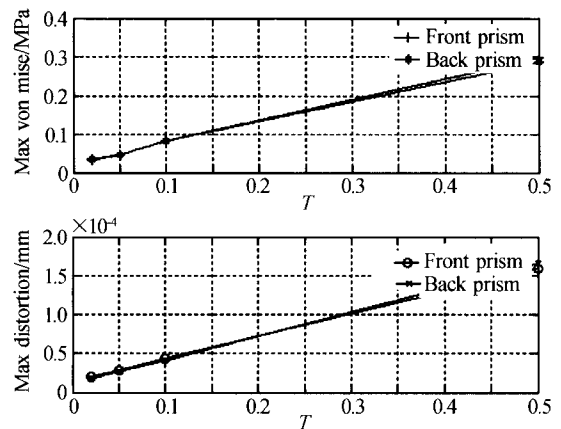


图 6 温升对应力应变的影响

Fig. 6 Influence on stress and distortion for temperature increment

上述结论表明, 温度梯度对镜子的表面变形比静载荷时的影响要大得多, 在小范围温度变化内, P-V 值、RMS 值基本与温升基本成正比。 $\Delta T=0.50^\circ\text{C}$ 时引起的表面变形大约相当 $\Delta T=0.02^\circ\text{C}$ 时的十倍, 应力增加也十分严重, 所以使用时必须严格控制环境温度。热设计选材时, 在保证结构性能、光学性能及成本允许的情况下, 和玻璃直接接触的支承尽量选用和 K9 材料线膨胀系数相近的材料, 如宝钢 (4J32, $\alpha=55\text{E}-7/^\circ\text{C}$) 等, 以减小局部应力集中。

4 结论

本文结合实际研制任务, 利用有限元方法对棱镜组件的静力学特性、动态特性及热弹性变形进行了系统分析, 尤其对棱镜的光学性能进行了评价。结果表明, 稳态机械载荷作用下棱镜组件的最大应变和应力相对结构的准确度要求和材料的许用应力具有较大的裕度, 镜面变形在容许范围内。模态分析指出, 前后棱镜组件具有良好的动态性能, 低阶模态振型的幅值分布基本对称于棱镜的轴对称平面, 对光束扫描准确度的影响很小。通过热-结构耦合分析, 并对比机械载荷作用下棱镜表面的变形情况, 说明温度变化对棱镜表面变形的影响远大于结构及重力载荷等影响; 在小范围温升内, 应力及应变基本与温升成正比, 装置在使用时必须采取严格的温控措施。

由于有限元分析是在一定的假设和简化的基础

上进行的,后继工作将结合装置的使用环境和相关实验来进一步验证有限元分析结果,改进有限元分析模型及其边界条件设定再进行分析,最终指导并优化整体设计.

参考文献

- 1 Caroline S R, Angel P. Characterization and design of digital pointing subsystem for optical optical communication communication demonstratordemonstrator. *SPIE*, 1999, **3615**:250~261
- 2 Chen C C, James R L. Overview of the opticaloptical communications communications demonstratordemonstrator. *SPIE*, 1994, **2123**:85~94
- 3 Frank E G. A review of operational laser communication systems. *Proc of the IEEE*, 1970, **58**(10):1746~1758
- 4 Dagmar Senderáková, Anton Štrba. Analysis of a wedge prism to perform small-angle beam deviation. *SPIE*, 2003, **5036**:148~151
- 5 孙建锋. 卫星相对运动轨迹光学模拟器的研究. 博士论文,北京:中国科学院研究生院,2005.12~28
Sun J F. Research on the Satellite satellite Trajectory trajectory Optical optical Simulatorsimulator,. Doctor dDissertation of. Beijing: Graduate University of Chinese Academy of Sciences, 2005. 12~28
- 6 Peter G, Phillip M. Where' s the beam. *Photonics Spectra*, 2001, **35**(3): 110~114
- 7 Paul W S, Philip W Y. Impact of temporal fluctuations of signal-to-noise ratio (burst error) on free-space laser communication system design Optical optical Technologies technologies for Communication communication Satellite satellite Applicationsapplications. *SPIE*, 1986, **616**: 174 ~ 181
- 8 李福, 阮萍, 赵葆常. 重力作用下平面反射镜变形研究. 光子学报, 2005, **34**(2):272 ~ 275
Li F, Ruan P, Zhao B C. *Acta Photonica Sinica*, 2005, **34**(2):272~275
- 9 陈荣利, 赵信民, 解永杰, 等. 高分辨率空间相机的工程分析. 光子学报, 2005, **34**(2): 267~271
Chen R L, Zhao X M, Xie Y J, et al. *Acta Photonica Sinica*, 2005, **34**(2): 267~271
- 10 徐荣伟, 刘立人, 刘宏展, 等. 大型干涉仪镜子的支承设计与温度变形分析. 光学学报, 2005, **25**(6): 809~815
Xu R W, Liu L R, Liu H Z, et al. *Acta Optica Sinica*, 2005, **25**(6): 809~815

Optical-mechanical-thermal Analysis on Prism Assembly of Precision Light Beam Scanner

Li Anhu^{1,2}, Sun Jianfeng¹, Zhu Yongjian^{1,2}, Xu Rongwei^{1,2}, Liu Liren¹

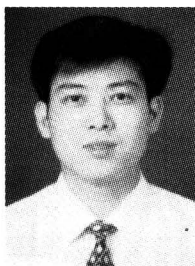
¹ Shanghai Institute of Optics and Fine Mechanics, the Chinese Academy of Sciences, Shanghai 201800

² Graduate School, of the Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039

Received date: 2005-10-20

Abstract Regarding the prism assembly of precision light beam scanner as a finite element model, the optical-mechanical-thermal integrating analysis was done. In terms of structure statics, the structure design and intensity of the prism assemble was verified and checked, and the surface deformation analysis of the prism was correspondingly provided under steady-state mechanical loading; Through the mode analysis, the dynamic characteristic of the device and the vibration amplitude change of the prism surface was obtained; then the hot elasticity distortion of the prism was analyzed and the estimation of optics performance of the prism was given. The analysis results show: the maximal distortion of the prism assembly was 10 nm magnitude and the maximal stress was 0.403 MPa, which has much tolerance to the admissible stress of material and the precision requirement of structure; The natural frequency of the front prism assembly and the back one both were greater than 550 Hz, which indicated the dynamic performance of the device very well. Through comparing thermal-structure coupling analysis with mechanical loading analysis, the influence of heat effect on the prism surface deformations was proved far greater than the influence of mechanical loading, so the strict temperature-controlled measure must be taken when the device is used.

Keywords Optical device; Integrating analysis; Prism assembly; Finite element analysis; Space laser communications



Li Anhu was born in 1974, in Anhui, P. R. China. Now he is a candidate for Ph. D. in Shanghai Institute of Optics and Fine Mechanics, Shanghai, China. His major research interests are computer aided machine design, opto-mechanism and optical testing etc.