

# 星载经纬仪主要结构件的有限元分析\*

王国富<sup>1,2</sup>, 尚小梅<sup>1</sup>, 陈丙炎<sup>3</sup>, 陈良益<sup>2</sup>

(1 桂林电子科技大学 信息与通信学院, 广西 桂林 541004)

(2 中国科学院西安光学精密机械研究所, 西安 710119)

(3 河南平高电气股份有限公司, 河南 平顶山 467001)

**摘 要:**基于星载经纬仪在发射过程中结构强度大、重量轻的特殊要求,本文在深入分析经纬仪结构件特性的基础上,运用有限元分析理论,在大型有限元软件 ANSYS 平台上,对某星载经纬仪主要结构件的静力学和动力学特性进行了仿真分析,预先了解结构在未来工作环境下的应力、应变、及固有频率等情况.结果表明:当环境的某些固有频率和经纬仪的前六阶固有频率比较接近时,应该考虑适当改变经纬仪的结构形式,从而尽可能避免共振现象的发生;U 形架采用合理的支撑方案,使最大变形量和最大应力减少了一个数量级.

**关键词:**星载经纬仪;有限元分析;ANSYS;优化设计

**中图分类号:** TP302.4

**文献标识码:** A

**文章编号:** 1004-4213(2008)07-1450-5

## 0 引言

空间目标监视有地基和天基两种手段,天基经纬仪与地基经纬仪相比,要求更加苛刻,因为航天飞行器在发射及飞行过程中会遭受多种冲击、振动及噪声等的影响.这些动力学环境将对结构系统和仪器、设备、元件产生强冲击,以致造成应力疲劳、噪声、磨损折断、紧固件松动、印刷板变形、光学元件振动失效.有关数据表明<sup>[1-4]</sup>,由于振动问题引起的机械故障率高达 60%~70%.随着系统向高参数化发展,机械振动和机械噪声问题日益突出.对结构系统进行振动模态测试和动力学性能评估成为经纬仪结构设计的重要环节.

本文以 Pro/Engineer 和 ANSYS 为支撑软件,对经纬仪结构进行了有限元分析,主要包括静力学分析,即在 8~10 g 重力加速度下的应力和应变分析;动力学分析包括模态分析和谐波响应分析.根据分析结果,决定结构改进措施.

## 1 优化设计方案

### 1.1 结构优化设计的数学过程

最优结构方案可以包括很多方面:可求出结构最好的几何形状;可选择各种构件尺寸使结构的造价最低;若构件本身的形状允许改变,也可选择构件的最好形状;若几何形状已定,则可以适当选取截面,使结构总重量最轻.结构优化设计具有如下特

点<sup>[5-9]</sup>:

1) 无论是以重量或造价为目标函数,其函数式中的各项系数均为正值,且目标函数值恒大于零,多为取极小化问题.

2) 设计变量总是不小于零.

3) 在数学模型中可以避免等式约束条件,它通常由结构分析来代替,因此约束条件多为不等式,约束函数一般是连续可导和非线性的.

4) 最优解一定位于可行域的边界上,而不在可行域的内部.

5) 设计变量多,约束条件多,且约束函数多为隐函数.

在一个设计优化工作之前,首先引进三种变量来阐明设计问题.这些变量很容易用数学方式表达出来.

最小化

$$f = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (1)$$

使服从

$$x_{\min} \leq x_i \leq x_{\max} \quad (i=1 \text{ to } n) \quad (2)$$

$$g_{\min} \leq g_j(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq g_{\max} \quad (j=1 \text{ to } m) \quad (3)$$

式中,  $f$ : 目标函数;  $x_i$ : 设计变量;  $n$ : 设计变量的个数;  $g_j$ : 状态变量;  $m$ : 状态变量的个数.

设计变量  $x_v$  表示要改变的设计输入参数项.通常是长度、半径或材料厚度等几何结构参数项,也可以是材料、载荷位置,或约束位置这样的描述符.对每一个设计变量  $x_i$ , 用户必须规定最大和最小值.

状态变量  $g_v$  是基于用户指定的准则来判断设计的模型响应参数项.如应力、位移、温度、固有频率等,是典型的状态变量.对每个状态变量  $g_i$  规定上、

\* 国防科技重点实验室基金(51448030105ZK1801)资助  
Tel: 029-88887651 Email: wanghust11@163.com  
收稿日期: 2006-09-27

下限,用以表达决定设计可行性的工程准则.

目标函数  $f_v$  是表示设计特征的独立变量,它是最小化的函数.通常指重量、体积、费用函数等性能准则.

式(1)~(3)代表约束极小化问题.主要目的是极小化目标函数  $f_v$  值.满足式(2)和(3)的设计结构叫做可行性设计.有一个或多个相违背的设计结构为不可行性设计.目标函数和状态变量是通过最小二乘法由设计变量逼近求得.使用泛函数的无约束搜索技术确定最小化设计变量的结构.

### 1.2 基于 ANSYS 的经纬仪优化方案

1)问题的描述 经纬仪优化设计的最终目的是在满足给定的条件下使得其重量达到最小,对于密度均匀的材料,就是要使得其体积最小.

2)确定参数及优化模型 根据经纬仪的结构形式,它的设计变量包含范围广,不便于确定为有限个结构尺寸.选择经纬仪内最大的应变和固有频率作为状态变量,提取经纬仪及其各部件的体积作为目标函数.

3)优化 根据设计要求,为了使结构轻量化,在满足状态变量要求的前提下,对不断改进的部件结构进行应力应变分析和固有频率分析.使得经纬仪各部件趋于最优化.

总体设计流程如图 1.

## 2 有限元模型的建立

### 2.1 几何模型的建立

由于经纬仪组件结构比较复杂,绘图精度要求高,在 ANSYS 软件中很难将组件结构准确地表达

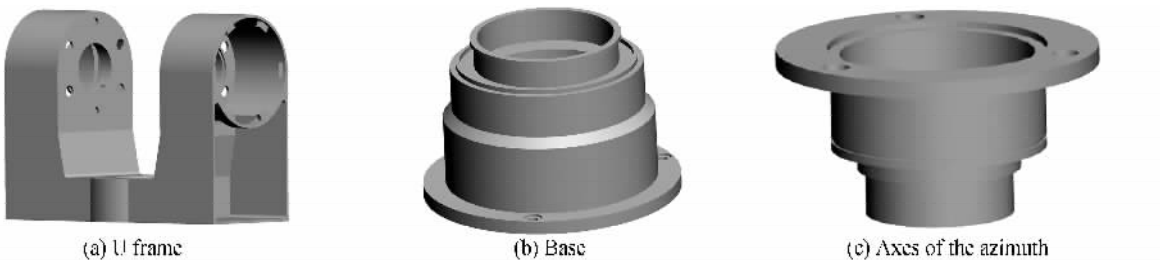


图 2 U 型架底部、方位轴的三维模型  
Fig. 2 Model of U frame, base and axes of the azimuth

### 2.2 有限元模型的建立

有限元建模的中心任务就是结构离散,即划分网格.在对经纬仪组件结构进行单元网格划分时,由于组件结构比较均匀,无过薄及悬梁结构.因此统一

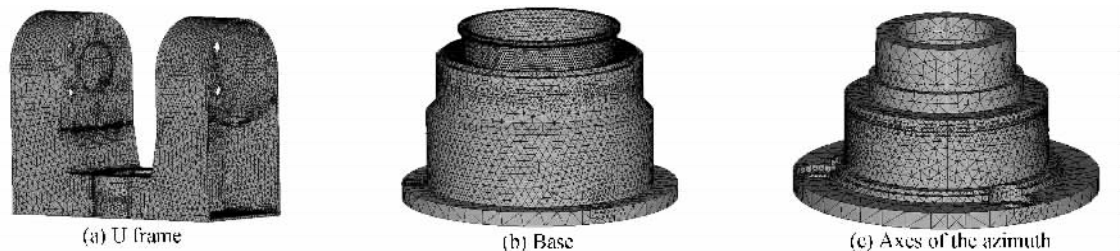


图 3 U 型架、底部、方位轴的有限元模型  
Fig. 3 Finite element analysis model of U frame, base and axes of the azimuth

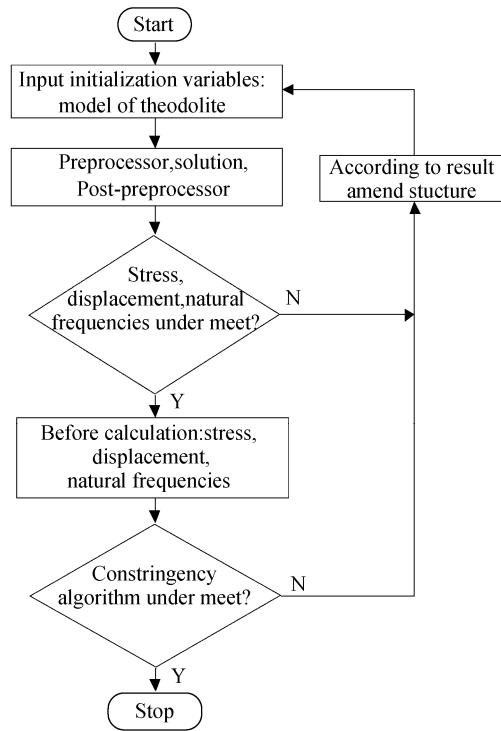


图 1 经纬仪有限元优化流程  
Fig. 1 Flow chart of finite element analysis optimization design for theodolite

出来,所以利用 Pro/Engineer 软件进行建模,然后以 IGES 格式导出,最后再导入到 ANSYS 中进行处理.重点分析 U 型架、底部和方位轴,图 2 为各部分的三维模型图.

采用四面体 10 节点实体单元,即 92 号单元.在分网过程中采用自动智能分网和人工干预同步进行,在个别部分注意了网格的细化.U 型架、底部和方位轴的有限元模型如图 3.

### 2.3 材料属性

经纬仪的头部和底部均采用铸铝合金,具体参数如表 1.

表 1 铸铝合金材料属性

弹性模量	$0.7 \times 10^{11} \text{ Pa/m}^2$
泊松比	0.33
密度	$2\,700 \text{ kg/m}^3$

### 3 求解方法与计算结果分析

在 ANSYS 软件中提供了 7 种模态求解方法<sup>[10-11]</sup>:Block Lanczos 法、Subspace(子空间法)、Powerdynamics 法、Reduced 法、Unsymmetric 法、Damped 法和 QR Damped 法.使用 Block Lanczos 法能使大多数模态分析得到很好的解决,使计算过程大大简化,对同样的问题,它比子空间迭代法快 5~10 倍,是一种计算效率更高的求解法,且只需要很少的用户介入,特征值、特征向量求解精度高.所以,文中使用 Block Lanczos 法来进行各组件的模态求解.采用 Lanczos 方法计算了 U 型架、主轴和底部的前十阶固有频率和振型向量,由表 2 可见,U 型架的固有频率最低,它的前六阶为整体模态,其固有频率为:358.46~678.61 Hz,从第七阶起其后的模态均为局部模态,其对应的振型均带有较为明显的局部扭动和摆动.其前四阶模态结果如图 4.第一阶振型为两臂异向摇摆,第二阶振型为两臂同向摇摆,第三阶和第四阶两臂各自的扭转运动.从 U 型架的前 4 阶振型图可以看出:整个 U 型架的最大变形发生在上端,是结构设计重点考虑方面.图 5 为方位轴的第一阶和第十阶振型,第一阶为上半部分的摆动,第十阶为上半部分绕轴线的旋转.图 6 为底部的第一阶和第十阶振型,第一阶为上半部分的摆动,第十阶为局部的扭动.

表 2 各部分的前 10 阶固有频率

阶数	频率(Hz)		
	主轴	U 型架	底部
1	6 016.5	358.46	2 745.3
2	6 021.8	363.38	2 747.1
4	6 553.5	562.77	2 858.2
5	7 688.9	659.40	4 845.1
6	9 851.4	678.61	4 962.7
7	9 887.5	1 425.6	5 868.0
8	11 381	1 442.6	5 948.3
9	11 388	1 640.8	6 561.4
10	12 172	1 690.9	6 588.0

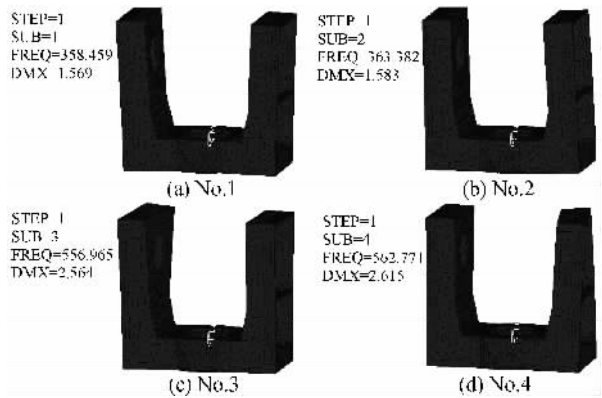


图 4 前四阶段模态结果

Fig. 4 No. 1~No. 4 mode



图 5 方位轴第一阶、第十阶振型

Fig. 5 No. 1 mode and No. 10 mode for axes of the azimuth



图 6 底部第一阶和第十阶振型

Fig. 6 No. 1 mode and No. 10 mode for the base

U 型架是负载的主要支撑框架,也是整个系统结构的薄弱环节,因此是受力分析的重点.在 8 g 的重力加速度下,没有辅助支撑时 U 型架的变形和应力分布如图 7,最大位移位于右臂,为 0.018 mm,最大应力为  $0.66 \times 10^7 \text{ Pa}$ .

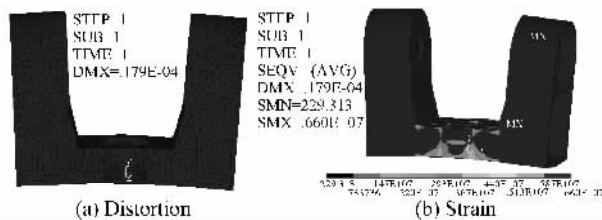


图 7 无辅助支撑时 8g 加速度下变形和应变图

Fig. 7 Distortion and strain at 8g acceleration without auxiliary support

为了减小 U 型架在发射过程中的变形,在两个底面设置辅助支撑,进入轨道后,自动解除.这时 U 型架的变形和应力分布如图 8.最大位移仅为 0.002 mm,最大应力仅为  $7 \times 10^5 \text{ Pa}$ .

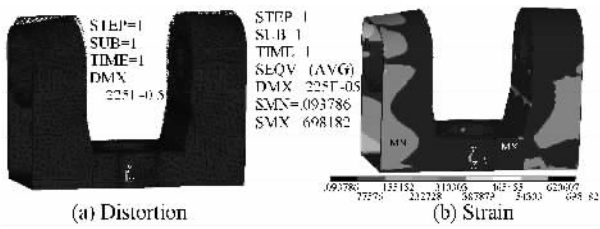


图 8 有辅助支撑时 8g 加速度下变形和应变图

Fig. 8 Distortion and strain at 8g acceleration with auxiliary support

## 4 分析及结论

本文对星载经纬仪主要结构进行了详尽地分析与论证,从静力过载及模态分析两方面入手,首先计算了结构在静力过载条件下的应力和变形分布情况,找出了最大应力和变形出现的部位,同时校核了结构强度,对结构进行了模态分析,其结果表明:整个天基经纬仪的模态振型主要由前六阶的整体模态决定,对于一般的结构振动可表达为各阶固有振型的线性组合,其中较低阶的振型对结构的动力影响程度要高于高阶振型,即低阶振型决定了结构的动态特性,因此,当环境的某些固有频率和经纬仪的前六阶固有频率比较接近时,应该考虑适当改变经纬仪的结构形式,从而尽可能避免共振现象的发生.通过经纬仪结构的模态分析得到了经纬仪各部分振动的各阶模态振型与相应频率,为频率区段划分提供了理论依据,对进一步减振降噪具有一定的参考价值.通过实际计算证明,利用有限元分析技术,可以快速有效地对结构进行各种危险工况载荷下的计算机模拟而不存在破坏性,这是实验研究无法比拟的,尤其对于航天产品而言,有限元分析技术对于缩短航天产品的设计周期、降低试验试制成本来讲,效果是相当显著的.

### 参考文献

[1] AARON K M, STUBBS D M, KRONING K. Space

interferometry mission instrument mechanical [J]. *Layout IEEE*, 2000, **4**(5): 219.

[2] KAHN P. Space Interferometry Mission : a systems perspective [J]. *IEEE Aerospace Conference Proceedings*, 2000, **3**(3): 207-218.

[3] DATTA D, KISHORE N N. Features of ultrasonic wave propagation to identify defects in composite materials modeled by finite element method [J]. *NDT&International*, 1996, **29**(4): 213-223.

[4] GUAN Jian-fei, SHEN Zhong-hua, XU Bo-qiang, *et al.* Finite element analysis of laser-generated rayleigh wave scattering by cracks in a plate [J]. *Acta Photonica Sinica*, 2005, **34**(8): 1128-1132.

关建飞,沈中华,许伯强,等.激光激发声表面波在缺陷板材中散射过程的有限元分析[J]. *光子学报*, 2005, **34**(8): 1128-1132.

[5] CHEN Rong-li, ZHANG Yu-kang, FAN Xue-wu, *et al.* Design of bracket structure for the second mirror of space high resolution CCD camera [J]. *Acta Photonica Sinica*, 2004, **33**(10): 1151-1154.

陈荣利,张禹康,樊学武,等.空间高分辨率 CCD 相机次镜支架最佳结构设计[J]. *光子学报* 2004, **33**(10): 1151-1154.

[6] JUHALA E R, DUBEE G. Refractive beam steering [J]. *SPIE*, 2004, **5528**: 1282-292.

[7] OGLE N K. Distortion of the image by prisms [J]. *Journal of The Optical Society of America*, 1951, **41**(12): 1023-1028.

[8] DAVID W R. Minimizing gravity sag of a large mirror with all inverted hindle-mount, current developments in lens design and optical engineering [J]. *SPIE*, 2000, **4093**: 142-150.

[9] BEGEJ S. Planar and finger shaped optical tactile sensors for robotic applications [J]. *IEEE Journal of Robotics and Automation*, 1988, **4**(5): 472-483.

[10] KING A A, WHITE R M. Tactile sensing array based on forming and detecting an optical image [J]. *Sensors and Actuators*, 1985, **8**(5): 49-63.

[11] LIU Jia-min, PAN Ying-jun, Chen Xu, *et al.* FEA applied in a newly three axis tactile sensing technology [J]. *Acta Photonica Sinica*, 2003, **32**(1): 77-80.

刘嘉敏,潘英俊,陈旭,等.一种三向力传感新技术中的有限元分析[J]. *光子学报* 2003, **32**(1): 77-80.

## Finite Element Analysis of the Main Structure for Space-Borne Theodolite

WANG Guo-fu<sup>1,2</sup>, SHANG Xiao-mei<sup>1</sup>, CHEN Bing-yan<sup>3</sup>, CHEN Liang-yi<sup>2</sup>

(1 *Department of Communication and Information Engineering, Guilin University of Electronic Technology, Guilin, Guangxi 541004, China*)

(2 *Xi'an Institute Optics and Precision Mechanics of CAS, Xi'an 710119, China*)

(3 *Henan PingGao Electronical Joint-stock Corporation Limited, Pingdingshang, Henan 467001, China*)

Received date: 2006-09-27

**Abstract:** To meet the special demand (strong intensity but light weight) of the space-borne theodolite during the launching, a new plan is required. According to the characteristics of the main structure for the space-borne theodolite, using the finite element theory on a large finite element software ANSYS platform, a simulating analysis for statics and dynamics characteristics of the main structure for the space-borne theodolite was done. The mechanism's stress and displacement distribution under launching are predicted during the early stage of structure design. The result indicated that when some frequencies of environment is close to theodolite's NO. 6 natural frequencies, the structural of the theodolite should be suitably changed, thus avoiding the resonance effect. The biggest distortion and stress were reduced a magnitude of the U frame using reasonable structure.

**Key words:** Space-borne theodolite; Finite element analysis; ANSYS; Optimization design



**WANG Guo-fu** was born in 1977, and received the B. S degree from Wuhan University of Science and Technology in 2002. He is currently working toward the Ph. D degree at Xi'an Institute Optics and Precision Mechanics of CAS. His research interests focus on computer control system and CAD/CAM for mechanism design.