

第二台南极巡天望远镜镜筒的结构设计及模态分析

温海焜^{1,2,3} 顾伯忠^{1,2} 姜翔^{1,2} 张如^{1,2}

(1.中国科学院 国家天文台南京天文光学技术研究所,江苏 南京 210042;

2.中国科学院 天文光学技术重点实验室,江苏 南京 210042 3.中国科学院大学 北京 100049)

摘要 镜筒是望远镜的基本组成部分,为了能够更好的满足望远镜成像质量的要求,需要对望远镜的镜筒机械结构进行研究。南极巡天望远镜由于其特殊的地理位置及气候、温度条件限制,与普通的望远镜在镜筒上有不同的要求。首先介绍了第二台南极巡天望远镜的光学设计参数及方案,并根据南极的特殊性设计了镜筒的机械结构。其次,通过有限元的分析方法,对望远镜镜筒的等弯沉量、主镜的面形变化进行了分析和计算,使其在工作状态时能满足光学设计的要求。第三,通过模态分析,分析了镜筒的刚度,使其满足电控系统的控制要求,最后通过锤击实验对镜筒的自振频率做了检验检测。经过实验分析,第二台南极巡天望远镜的镜筒能够满足光学的设计要求。

关键词 南极巡天望远镜;镜筒;结构设计;模态分析

中图分类号:TH16 P111.23 文献标识码:A 文章编号:1001-3997(2015)03-0204-04

The Tube Mechanical Design of the Second Antarctic Survey Telescope

WEN Hai-kun^{1,2,3}, GU Bo-zhong^{1,2}, JIANG Xiang^{1,2}, ZHANG Ru^{1,2}

(1.National Astronomical Observatories/Nanjing Institute of Astronomical Optics & Technology, Chinese Academy of Sciences, Jiangsu Nanjing 210042, China 2.Key Laboratory of Astronomical Optics & Technology, Nanjing Institute of Astronomical Optics & Technology, Chinese Academy of Sciences, Jiangsu Nanjing 210042, China 3.University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract Dome A is the highest location in the Antarctic inland and it is one of the best locations for the astronomy in the world. Now the Dome A has a telescope (the first Antarctic Survey telescope) and the second one is designed on the base of the first one. The tube is the basic part of the telescope, studying the tube can improve the quality of the telescope. It firstly introduces the optic design of the telescope, secondly introduces the design of the tube and analysis the displacement of the tube. The structure of the primary mirror system and the modal of the tube are calculated and some test of the tube is also introduced. According to the test, the design of the tube can meet the need of the optic design.

Key Words Antarctic Survey Telescope; Tube; Structural Design; Modal Analysis

1 引言

由于具有特殊的自然条件和重要的战略地位,南极大陆一直是世界各国科研考察的重地。Dome A 位于南极内陆冰盖的最高点,具有低温、干燥、少风等特点。根据近年的天文选址及观测资料显示, Dome A 是世界上最好的天文望远镜观测点之一^[1]。2012 年初,第一台南极巡天望远镜成功在 Dome A 安装并运行,取得了一系列的观测成果。第二台南极巡天望远镜入瞳口径 50cm,望远镜主镜直径 68cm,是一台全自动无人值守望远镜,数据可以通过卫星传送至国内,实现越冬远程观测任务。

一台望远镜的质量不仅取决于光学元件的质量,机械结构设计的优劣也对其息息相关,因此机械设计在望远镜制造中占有重要的地位。通过合理的机械设计,可以将望远镜的光学性能发

挥到最佳。传统的镜筒设计由于能够建立独立的圆顶系统,因此一般采用开放式镜筒设计,这种设计的优点是结构简单轻便,但是南极 Dome A 地区由于其恶劣的自然条件,不能建立独立的圆顶,需要对镜筒的结构重新设计,以满足南极地区观测的需要。

2 望远镜镜筒的结构设计

2.1 望远镜光学参数设计

在望远镜光学设计中,综合考虑观测的天文目标、系统信噪比、探测时间以及工作距离等因素后得出以下设计方案:

光学元件主要设计尺寸:

入瞳直径 500mm 系统视场 4.14°;

主镜直径 680mm 非球面改正板直径 530mm;

系统焦距 1866mm 焦比 3.73。

来稿日期 2014-08-25

基金项目 国家自然科学基金—中国南极天文台仪器运输方法仿真分析与研究(项目批准号 11103052)

作者简介 温海焜(1984-)男,江苏南京人,博士研究生,工程师,主要研究方向 南极望远镜机械系统设计

光束通过非球面改正板折射进入望远镜的主镜,经主镜反射再经过焦面机构投射进入 CCD 中成像。

2.2 镜筒的总体结构设计

镜筒是一架望远镜的关键零件,其功能是装载光学零件,并保证赤纬轴转动时光轴的稳定程度。望远镜镜筒的机械结构设计的主要目的是支撑和固定主镜、非球面改正板、焦面机构等装置,要求其在不同姿态时能够保证主、非球面改正板的面形改变最小,遮挡最少,镜筒的结构尽可能的轻量化,具有较强的刚度,并在各个姿态的刚度保证一致。

在南极极低温条件下,为了防止主镜内部结霜,需要对镜筒进行密封处理。由于该望远镜在国内装调,温度在(-10~40)°C之间,而使用的南极冰穹 A 处最低温度为-80°C,最高和最低温度有110°C的温差,为防止装调和使用镜筒尺寸变化过大导致光学部件的位置相差过大,采用了极低热膨胀系数的殷钢的桁架杆连接主镜和副镜,并且有一套低温补偿机构防止主副镜的位置由于温度的变化而发生变化,当温度发生变化而导致材料收缩时,通过弹性元件的变形可以弥补材料的收缩量。

为了能够保证光轴不由于重力的原因发生较大幅度的偏转,需要根据望远镜的镜筒的重量以及镜筒材料的刚度对镜筒的弯沉量进行计算,已确定中间块与主镜和副镜的距离。设计好距离后,对望远镜的各个镜面的弯角进行计算。

望远镜镜面弯角计算公式如下:

$$\theta_1 = \arctg \frac{L_1}{L} \times 3600 \quad (1)$$

式中 L_1 —望远镜镜面部分的弯沉量;

L —望远镜的镜面与中间块的距离,角度的单位为 s 。

望远镜镜筒的静力学结构分析图如图1所示。根据式(1)计算出各个镜面的最大弯角。

$$\text{改正镜弯角 } \theta_1 = \arctg \frac{2.05 \times 10^{-5}}{1.491} \times 3600 = 2.84'' s$$

$$\text{副镜弯角 } \theta_2 = \arctg \frac{8.96 \times 10^{-6}}{0.86} \times 3600 = 2.15''$$

$$\text{主镜弯角 } \theta_3 = \arctg \frac{6.4 \times 10^{-6}}{0.622} \times 3600 = 2.12''$$

从计算中可以看出副镜和主镜的弯角近似一致,可以满足光学系统的要求。



图1 镜筒弯沉量分布图

Fig.1 The Displacement of the Tube

2.3 主镜系统的结构设计

南极巡天望远镜主镜的支撑通过胶接在主镜背面的因钢垫和主镜相连,要承担主镜沿光轴方向上的重力分量,主镜支撑结构如图2所示。主镜支撑应具备以下功能^[2]:

- (1)位置精确,提供准确、恒定的支撑力;
- (2)自重轻、结构牢靠、便于维护;
- (3)能允许结构本身的温度膨胀和小的装配误差;
- (4)轴向刚度好,兼具轴向定位的作用,同时不能承担侧向力;
- (5)具有一定的抗震性能。

大口径的镜面支撑一直是望远镜机械设计的主要任务之一。通常情况下望远镜的镜面支撑主要包括轴向支撑和侧向支撑两种情况,镜面支撑又可以分为固定支撑和浮动支撑前者主要起定位作用而后者起卸荷作用。多年来已发展比较成熟的支撑方法有杠杆平衡重、跷跷板、气垫或液垫、水银带等^[3]。

为了运输的安全可靠,望远镜主镜设计的径厚比较大。在南极极低温的条件下,水银带已经成为了固态的物体,因此无法用水银带的方法进行侧支撑。由于该主镜的径厚比较大,单独靠中孔的球头定位支撑系统在镜筒水平的极限情况下仍然可以使面形变化较少。南极巡天望远镜采用了跷跷板(Whiffletree)的机械浮动支撑结构,该结构由一系列浮动板或杠杆构成。它们中的每一个可将一个支撑点转化为3个支撑点。

由于制造的地点和南极的温度相差过大,为了防止主镜的支撑位置有所变化,机械浮动支撑的9个点,以及定位主镜中孔的轴都使用了温度膨胀系数极低材料制造,保证在低温状态下主镜结构不发生大的变化。

为了消除温度对支撑的影响,消除温度变化下主镜与支撑之间的相对运动,减小因支撑引起的主镜面形的变化,应对传统的主镜支撑结构进行设计优化和改造,设计一种能够提供在主镜径向方向上有自由度,同时在温度变化时对主镜产生尽量小的附加力的主镜底部支撑结构。

在材料的选择上,与镜面接触的零件如中孔位置和子镜背面的垫块,为了防止由于温度变化而产生热应力影响子镜的面形,采用了热膨胀系数小的殷钢材料。

2.4 主镜室静力学分析

结构静力学分析用于确定加载结构的位移、应力、应变及反力,在分析时,忽略惯性和阻尼作用的影响,假设结构加载及响应时间随时间变化缓慢。

静力学的分析方程为^[4]:

$$[K]\{U\}=\{F\} \quad (2)$$

式中 $[K]$ —刚度矩阵 $\{U\}$ —位移矢量 $\{F\}$ —静力载荷。

经理分析中不考虑随时间变化的载荷,忽略惯性力和阻尼。如果假设材料为线弹性,结构小变形,则 $[K]$ 为常量。

望远镜在垂直状态下所受到的轴向压力最大,因此主镜支撑系统受到的压力和变形量也最大,对望远镜主镜部分垂直状态下的静力学进行分析可以校验望远镜主镜支撑系统设计的合理性。主镜系统应力云图如图3所示。从图3中可以看出在垂直状态下,主镜受到的机械浮动支撑(whiffle tree)结构带来的最大应力为0.425MPa,位置位于在内圆附近的殷钢垫支撑点上,该数值远远小于镜面的许用应力,因此该支撑机构对主镜是安全。主镜面形变化图如图4所示。镜面面形的PV值为43.7nm,RMS值为7.2nm。该数值符合主镜设计的机械要求。

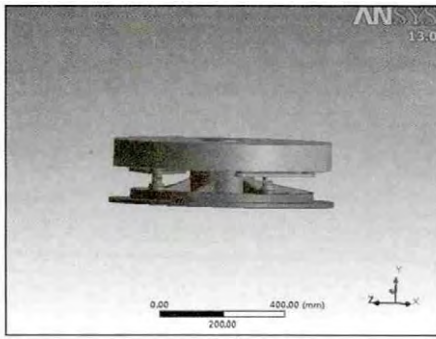


图2 主镜支撑结构示意图

Fig.2 The Structure of the Primary Mirror

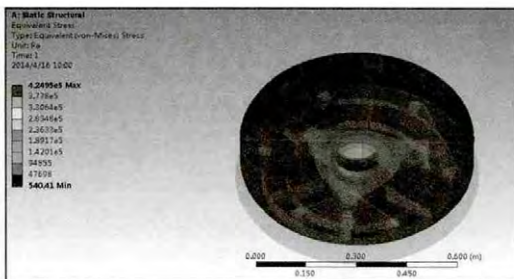


图3 主镜系统应力云图

Fig.3 The Stress of the Primary Mirror System

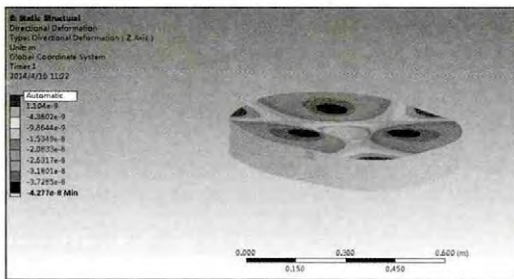


图4 主镜面形变化图

Fig.4 The Surface Figure Changes of the Primary Mirror

2.5 焦面改正镜组机构的设计

副镜机构采用偏心的四翼薄片固定在副镜圈上,以减小挡光,并有一定抗扭刚度和较高抗弯刚度。由于在南极 DOME A 地区有接近 110℃ 的温差,为了保证望远镜能在不同的温度下都能正常工作,需要引入焦面移动机构对副镜的位置进行调整,使得 CCD 能根据气温的变化进行位置的动态调节,保证 CCD 的像质不随温度的变化而变化。

调整机构由直线导轨和直线驱动机构两部分组成,导轨采用滚珠导轨以防止微动时的爬行出现,直线驱动结构的灵敏度在 0.5 μ 左右,可保证调焦精度优于 0.01mm。

3 镜筒模态分析

模态分析是研究结构动力特性一种近代方法,是系统辨别方法在工程振动领域中的应用。模态是机械结构的固有振动特性,每一个模态具有特定的固有频率、阻尼比和模态振型。在减振设计中,对结构进行模态分析可以找出结构的固有频率以及最容易发生共振的位置,并对该位置进行特殊有效的防护,以保证结构的安全^[5]。

对于镜筒的结构,主要采用的是板壳单元(shell)进行模拟分析,将镜筒与轴系的连接处设置为只允许绕镜筒法向方向旋转

的约束方式,以模拟实际望远镜运行时的状态,其余部分采用固定连接的约束方式。

对于轴向支撑的杆件,由于只受轴向力,因此采用杆单元进行模拟,对于如径向传力膜片和柔性支撑膜片等薄板结构,采用的是板壳单元(shell)单元进行模拟。

镜筒的有限元划分图如图 5 所示。共划分 682814 个节点,327395 个单元。镜筒的重量为 600kg,目标单元选用 target170,接触单元选用 contact174。

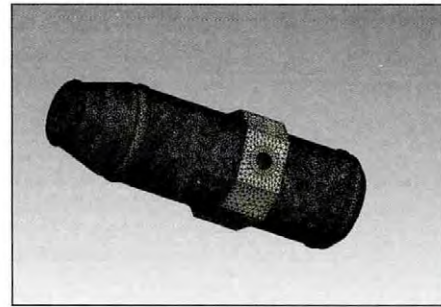


图5 镜筒有限元划分图

Fig.5 Tube Finite Element Division

对于望远镜镜筒,由于考虑到电控的可控性更高,需要望远镜的镜筒有一定的刚度,根据以往的经验,镜筒的第一阶频率一般应高于 10Hz。镜筒第一阶固有频率,如图 6 所示。



图6 镜筒第一阶固有频率

Fig.6 The First Natural Frequency of the Tube

对望远镜镜筒的模态分析显示,望远镜的前三阶自振频率分别为 14.53Hz、14.97Hz 和 43.07Hz,方向分别为上下振动、左右振动和绕高度轴旋转,经过模态的模拟动力学分析,符合镜筒的设计要求。

4 镜筒测试分析

测试采用振动信号分析仪及信号采集软件以磁力座吸附在结构上。测试采用力锤敲击结构某些点,以加速度传感器拾振,信号经过采集软件计算后得到两点(敲击点和拾振点)的频响函数。根据模态识别法编制 MATLAB 程序,将得到的频响函数数据输入程序即可得到模态频率、阻尼比、振型系数。

测试前经过噪音排除测试,即不敲击时,看传感器信号中的频率成分,可以排除噪音的干扰。然后经过多次试测,确定分析频率 1000Hz,FFT 块大小为 8192,频率分辨率约为 0.31Hz。锤击结果平均 4 次,力锤及传感器的放大倍数均为 10 倍,力锤锤头采用橡胶锤头。

传感器装在镜筒底部,然后从顶到底将镜筒均分为 6 段 7 个点,依次敲击这七个点,如图 7 所示。振动模态,如表 1 所示。



图7 镜筒敲击点

Fig.7 The Knock Location of the Tube

表1 锤击实验传感器响应频率表
Tab.1 Hammer Experiment Sensor Response Frequency Table

频率(Hz)	阻尼比	振型系数	归一化振型
16.6597	0.0276	-0.000378	0.759
16.6361	0.0211	-0.000238	0.4779
16.6561	0.0192	-0.000297	0.5964
16.6844	0.0296	-0.000486	0.9759
16.6294	0.0281	-0.000277	0.5562
16.6374	0.0348	-0.000498	1
16.6431	0.0323	-0.00045	0.9036

经过计算 镜筒的固有频率取7个点的平均值为16.6495 Hz。在实际的测量过程中 由于处于室外 风速 气候的影响会对测试带来一定的影响 在测试时加速度计的安装位置和方法 以及测试者的敲击程度都会对锤击测试产生一定的误差 但是模拟测量的结果和锤击测试的误差值在可信的范围之内。经过锤击实验的测量 镜筒的第一阶频率值与模态分析的频率值基本接近 设计达到了要求。

5 总结

针对南极的特殊情况设计了一套适合于南极地区的中型天

文望远镜镜筒 并对该镜筒进行了等弯沉分析、主镜面形变化分析以及模态测试分析 经过模拟分析和测试 该镜筒能够满足望远镜的光学装调要求 并适应在南极低温环境下自动运行。

参考文献

- [1] 温海焜, 宫雪非, 周旭. 南极内陆地区雪地运输道路的振动分析和研究 [C]. 中国极地科学学术年会, 2008.
(Wen Hai-kun, Gong Xue-fei, Zhou Xu. The vibration analysis of the transport in Antarctic inland [C]. China Polar Research Meeting, 2008.)
- [2] 宫雪非. 大型拼接镜面望远镜镜面支撑技术的研究 [D]. 南京: 南京天文光学技术研究所, 2006: 14-15.
(Gong Xue-fei. Research on mirror support system of Large segmented-mirror telescope [D]. Nanjing: Nanjing Institute of Astronomical Optics & Technology, 2006: 14-15.)
- [3] 邵亮. 望远镜主镜柔性侧支撑机构设计研究 [J]. 长春理工大学学报: 自然科学版, 2013(6).
(Shao Liang. Research on flexure lateral support mechanism design applied to primary mirror of telescope [J]. Journal of Changchun University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2013(6).)
- [4] 杨德华, 李徽, 程刚. 新型3-CPS/RPPS机构的有限元建模及模态分析 [J]. 机械设计与制造, 2013(10): 93-96.
(Yang De-hua, Li Hui, Cheng Gang. Finite element modeling and modal analysis of a novel 3-CPS/RPPS [J]. Mechanism Machinery Design & Manufacture, 2013(10): 93-96.)
- [5] 许京荆. Ansys 13.0 Workbench 数值模拟技术 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2012: 3(1): 243-244.
(Xu Jing-jin. Ansys 13.0 Workbench numerical simulation technology [M]. Beijing: China WaterPower Press, 2012: 3(1): 243-244.)
- [6] Wen Hai-kun, Gong Xue-fei, Zhang Ru. The package cushioning design of the first AST3 and its dynamics analysis [J]. SPIE, 2012: 8444-84445.
- [7] 夏立荣, 宫雪非, 崔向群. 南极小望远镜阵的抗振设计分析与测试 [J]. 机械设计与制造, 2008(12): 22-24.
(Xia Li-rong, Gong Xue-fei, Cui Xiang-qun. The analysis and testing of anti-vibration design of CSTAR [J]. Mechanism Machinery Design & Manufacture, 2008(12): 22-24.)
- [8] Li Z., Yuan X., Cui X., Wang. Status of the first antarctic survey telescopes for dome A. In SPIE Astronomical Telescopes Instrumentation [J]. International Society for Optics and Photonics, 2012(9): 84410.

(上接第203页)

- [4] 刘德忠, 许意华. 柔性铰链放大器的设计与加工技术 [J]. 北京工业大学学报, 2001(2): 161-163.
(Liu De-zhong, Xu Yi-hua. Design and manufacture of the amplifier based on flexible joint [J]. Journal of Beijing Polytechnic University, 2001(2): 161-163.)
- [5] 王兴松, 王湘江. 基于超磁致伸缩材料的折弯型压曲放大机构设计、分析与控制 [J]. 机械工程学报, 2007(11): 27-33.
(Wang Xing-song, Wang Xiang-jiang. Design analysis and control of novel pressing and bending magnifying mechanism driven by giant magnetostrictive material [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007(11): 27-33.)
- [6] 于志远, 姚晓先. 基于柔性铰链的微位移放大机构设计 [J]. 仪器仪表学报, 2009(9).
(Yu Zhi-yuan, Yao Xiao-xian. Design of micro-displacement amplifier based on flexure hinges [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2009(9).)
- [7] 林洁琼, 王磊. 基于有限元的柔性铰链微位移放大机构设计 [J]. 机床与液压, 2009(10): 21-23.
(Lin Jie-qiong, Wang Lei. Design for misro-displacement magnification mechanism of flexible hinge based on finite element method [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2009(10): 21-23.)
- [8] 胡俊峰, 徐贵阳. 四种不同柔性铰链的三自由度微定位平台性能比较 [J]. 机械设计与制造, 2014(2): 127-129.
(Hu Jun-feng, Xu Gui-yang. Characteristics comparison of a 3-DOF micro positioning stage with four different flexible hinges [J]. Machinery Design & Manufacture, 2014(2): 127-129.)
- [9] 李仁军, 漆小敏. 微位移放大机构的分析与计算 [J]. 机械设计与研究, 2012: 28(4).
(Li Ren-jun, Qi Xiao-min. Analysis and design of micro-displacement amplifier [J]. Machine Design and Research, 2012: 28(4).)
- [10] 辛洪兵, 郑伟智. 压电谐波电机位移放大机构的设计 [J]. 压电与声光, 2003(5): 370-372.
(Xin Hong-bing, Zheng Wei-zhi. Synthesis of displacement amplifier of harmonic piezomotor [J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 2003(5): 370-372.)
- [11] ISHIDA M, HAMAGUCHI J. A new friction-type piezoelectric motor utilizing mechanism of the strain wave gearing [J]. IECON, 1990(2): 1119-1204.
- [12] ARAI F, ANDOU D. Integrated microendeffector for micromanipulation [J]. IEEE Review, 1995: 105-108.
- [13] Smith T, Badamivg. Elliptical flexure hinges [J]. Review of Scientific Instruments, 1997(68): 1474-1483.