

文章编号 1004-924X(2016)08-1956-09

## 月基望远镜反射镜转台的热-结构耦合分析及验证

上官爱红<sup>1,2\*</sup>, 王晨洁<sup>3,1</sup>, 张昊苏<sup>1,2</sup>, 秦德金<sup>1</sup>, 刘朝晖<sup>1</sup>

(1. 中国科学院 西安光学精密机械研究所, 陕西 西安 710119;

2. 中国科学院大学, 北京 100049;

3. 西安交通大学 热流科学与工程教育部重点实验室, 陕西 西安 710049)

**摘要:** 为了提高月基望远镜反射镜转台的工作性能, 对反射镜转台进行了热-结构耦合分析以及试验验证和在轨验证。根据输入条件、热载荷、热边界等建立有限元模型对反射镜转台结构及主要发热部件进行了温度场计算。将温度载荷, 预紧力载荷, 边界条件输入结构有限元模型进行了热-结构耦合分析, 得到了半封闭 U 型结构、高精度运动轴系、蜗轮蜗杆热变形和热应力。推导了轴系摩擦力矩的计算公式, 将分析计算中的数据代入公式中获得了轴系的摩擦力矩, 并根据摩擦力矩选取了合适力矩的电机。计算结果显示, 左轴系在低温工况  $-25^{\circ}\text{C}$  下摩擦力矩较大, 达  $14.163\text{ N}\cdot\text{mm}$ ; 高温工况下摩擦力矩较小,  $55^{\circ}\text{C}$  时为  $4.796\text{ N}\cdot\text{mm}$ 。垂直轴轴系在低温工况  $-25^{\circ}\text{C}$  时摩擦力矩为  $16.45\text{ N}\cdot\text{mm}$ ; 高温工况下由于轴系卸载, 摩擦力矩为零。结果表明反射镜转台可以在  $-25^{\circ}\text{C}\sim+55^{\circ}\text{C}$  下正常工作。文中还通过试验验证和在轨验证证明了反射镜转台热-结构耦合分析的有效性和合理性。

**关键词:** 月基望远镜; 反射镜转台; 热-结构耦合分析; 热变形; 热应力; 轴系摩擦力矩

**中图分类号:** V476.3; TH133 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20162408.1956

## Thermal-structural coupled analysis and verification of 2-D mirror gimbal for lunar-based telescope

SHANGGUAN Ai-hong<sup>1,2\*</sup>, WANG Chen-jie<sup>3,1</sup>,

ZHANG Hao-su<sup>1,2</sup>, QIN De-jin<sup>1</sup>, LIU Zhao-hui<sup>1</sup>

(1. Xi'an Institute of Optics and Precision Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Xi'an 710119, China;

2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China;

3. Key laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering of the Ministry of Education, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

\* Corresponding author, E-mail: xiner@opt.ac.cn

**Abstract:** To improve the work performance of a 2-D mirror gimbal for the lunar-based telescope, the thermal-structural coupled analysis was carried out, and the analysis results were verified by thermal and onboard tests. According to the given input conditions, thermal loads and the thermal boundary, the finite element model was established to calculate the temperature fields of the mirror gimbal and main heating components. Through inputting the temperature loads, preloads and the boundary conditions into the finite element model, the thermal deformation and stress of the U-shape structure,

收稿日期: 2016-01-05; 修订日期: 2016-02-11.

基金项目: 国家 863 高技术研究发展计划资助项目 (No. 2009AA7080303)

precision moving shafting systems and the worm gears were obtained. Then, the expressions of friction moment were derived, and analytical data were used to the expressions to achieve the friction moment of shafting systems. On the basis of the friction moment, a proper moment motor was chosen. After calculation, the results show that the left shafting system has a larger friction moment at the low temperature condition of  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ , and the maximal one is up to  $14.163\text{ N}\cdot\text{mm}$ ; While the friction moment is smaller under high temperature condition  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ , and the maximal one is  $4.796\text{ N}\cdot\text{mm}$ . The results also show friction moment of the azimuth shafting systems at a low temperature condition of  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  is  $16.45\text{ N}\cdot\text{mm}$ . Moreover, the vertical shaft system shows its friction moment to be  $16.45\text{ N}\cdot\text{mm}$  at the low temperature condition of  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ , while it is zero at the high temperature condition because of shafting system unloading. The results indicate the reflection mirror gibal works well between  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  to  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Finally, the thermal and onboard tests were carried out to demonstrate the rationality and validity of the analysis results.

**Key words:** lunar-based telescope; mirror gibal; thermal-structural coupled analysis; thermal deformation; thermal stress; friction moment

## 1 引言

月基光学望远镜在近紫外谱段对各种天文变源的亮度变化进行长时间连续监测,以研究天体特性。由于月球自转极为缓慢,因此,可以通过间隔一定时间调整一次望远镜指向来保证待测目标在视场中心附近,实现对一个目标的长时间连续监测。月基光学望远镜系统主要由望远镜、探测器、反射镜及转台、控制系统和附属设备等组成。

月基望远镜反射镜转台安装在载荷-Y舱内,在其顶部开设观测窗进行观测,利用载荷舱顶盖板遮挡太阳光,避免太阳光直接照射到望远镜主镜筒和反射镜上。载荷舱工作温度为 $-20\sim+55\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,存储温度为 $-50\sim+70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,根据任务要求,反射镜转台需要在这两种温度状态下工作和进行储存。

反射镜转台是半封闭U型结构为支撑的二维转动机构,运动轴系由俯仰轴系和方位轴系组成,俯仰轴系由左轴系和右轴系组成,驱动机构由蜗轮蜗杆及步进电机组成,而蜗轮蜗杆结构内也包含了精密轴系。由于各个部件材料不同且有多个精密运动轴系,因此在极端低温和极端高温状态下,U型结构、底座、轴系以及蜗轮蜗杆轴系可能发生热变形和热应力,导致运动部件各部分变形卡死而使摩擦力矩增加,这一过程是随着在轨运转的时间加长,性能逐步降低,导致活动部件无法转动而失效,导致寿命结束<sup>[10-11]</sup>。因此需要对反射镜转台进行结构-热耦合分析,分析半封闭U型结构、高精密运

动轴系、蜗轮蜗杆热变形和热应力,计算出轴系摩擦力矩摩擦力矩从而选择合适的驱动电机,并通过试验和在轨来验证。

美国和欧洲航空局都采用了各种分析技术和分析软件对空间载荷在空间环境下的温度场和结构-热耦合进行了分析预测,还进一步分析了热变形对空间载荷影响<sup>[1-6]</sup>,但大多在理论研究阶段。

清华大学、浙江大学、长春光机所等单位也从不同侧面开展了航天器结构-热耦合场的分析。清华大学的丁勇和薛明德<sup>[7]</sup>,浙江大学的杨玉龙等<sup>[8]</sup>分别对桁架抛物面天线用有限元方法进行了分析,抛物面天线在轨道上几个位置的温度场和热变形,但没有进行热应力场的分析。哈尔滨工业大学的黄志鹏<sup>[9]</sup>对星载二轴转台进行了热-结构耦合场分析,采用有限元方法使用ANSYS软件进行了温度场分析,并对星载二轴转台进行了简单的热-结构耦合分析。

国外关于航天器热结构耦合分析及应用公开发表的文献较少,且以理论研究为主。国内主要研究桁架天线的温度场和变形场的较多,而反射镜转台是以半开放框架与轴系配合的运动机构,结构复杂,其结构-热变形与应力分析未见报道。

## 2 月基望远镜反射镜转台结构及工作环境

### 2.1 月基望远镜反射镜转台结构

月基望远镜反射镜转台主要用于承载跟踪反

射镜,同时搭载跟踪驱动机构及传感器,用于实现二维转动。月基光学望远镜中的反射镜转台控制单元接收到地面遥控信号后,合成目标角位置信息,通过俯仰和方位两个步进电机分别驱动安装在方位和俯仰的蜗轮蜗杆装置,带动方位和俯仰两个转轴转动,实现反射镜对指定空域的扫描观测,完成对目标的快速捕获和平稳跟踪,使目标经反射镜反射后进入望远镜视场。

反射镜转台由半封闭 U 型架、精密轴系、驱动机构等部件组成,精密轴系由俯仰轴系和方位轴系组成,俯仰轴系由两部分轴系即左轴系和右轴系组成,左右轴系均安装在 U 型架内,驱动机构由蜗轮蜗杆及步进电机组成,蜗轮蜗杆结构内也包含了精密轴系。月基望远镜反射镜转台结构如图 1 所示。

反射镜转台各个精密轴系与半封闭 U 型架和底座等结构的安装配合游隙较小,需要进行详细的热变形和热应力分析,以防止轴系卡死。

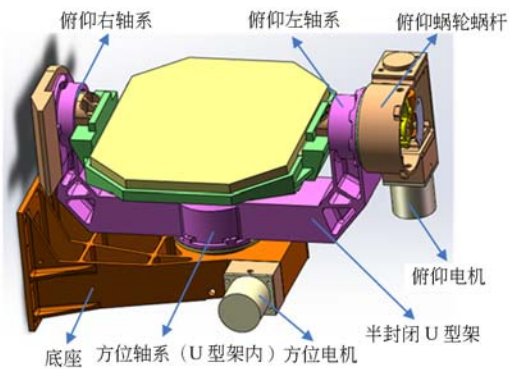


图 1 月基望远镜反射镜转台结构图

Fig. 1 Structure schematic of 2-D reflection mirror gimbal

### 2.2 月基望远镜反射镜转台电子元器件

反射镜转台俯仰和方位轴系上各安装了一个步进电机,驱动蜗轮蜗杆结构从而带动精密轴系进行转动,电机也是一个重要内热源,电机发热功率均为 1.5 W,温度分布决定了其工作性能,因此需要进行热分析。

反射镜转台安装了俯仰光电开关和方位光电开关实现定位要求,图 2 所示为方位光电开关,由上板和下板两部分组成,工作中单个光电开关电路板将产生 0.75 W 的功耗,其中上板 0.55 W,下板 0.2 W。工作模式为每 0.5 h 工作 1 min,需对其进行温度分析是方位否满足性能要求。

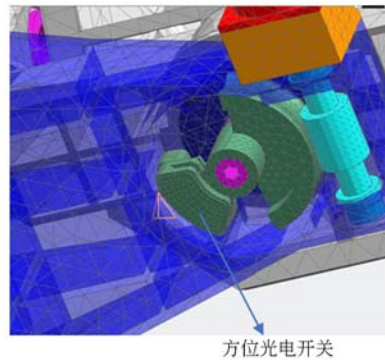


图 2 方位光电开关位置图

Fig. 2 Location of azimuth photoelectric switch

### 2.3 月基望远镜反射镜转台工作环境

着陆器结构为探测器上的设备提供安装面和安装空间,保证安装面精度和温度边界条件。着陆器结构主要由主承力结构、顶板、-Y 舱、+Y 舱、-Z 舱、+Z 侧组件等组成,如图 3 所示。

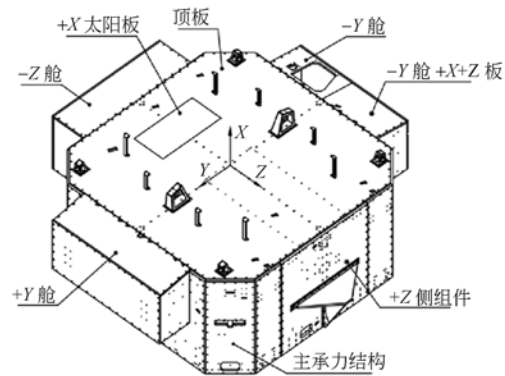


图 3 着陆器结构布局图

Fig. 3 Structure configuration of lander

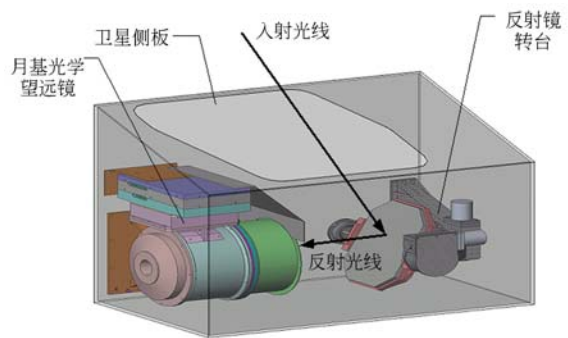


图 4 反射镜转台在 -Y 舱中的布局

Fig. 4 Reflection mirror gimbal in the -Y cabinet

月基望远镜反射镜转台放置在 -Y 舱中,在 -Y 舱的顶部开设观测窗进行观测,利用载荷舱

顶盖板遮挡太阳光,避免太阳光直接照射到望远镜主镜筒和反射镜上。反射镜转台在-Y舱中的布局如图4所示。

### 3 月基望远镜反射镜转台热-结构耦合分析

#### 3.1 输入条件

反射镜转台主要由表1所示构件组成,各组成构件的材料如表1所示。

表1 反射镜转台各构件及材料

Tab.1 Components and material in reflection mirror gimbal

| 构件   | 材料      |
|------|---------|
| U型架  | LD10    |
| 底座   | LD10    |
| 转动轴  | 钛合金 TC4 |
| 轴承   | 9Cr18   |
| 轴承压圈 | 9Cr18   |
| 蜗杆支座 | LY12    |

各种材料的热物理参数如表2所示。

表2 各材料的热物理参数

Tab.2 Thermophysical parameter of materials used

| 材料名称  | 热导率<br>(W/m·K) | 比热容<br>(J/kg·K) | 线膨胀系数<br>( $1 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ) |
|-------|----------------|-----------------|--|
| 9Cr18 | 29.3           | 460             | 10.5   |
| TC4   | 7.56           | 560             | 8.8  |
| LD10  | 159.6          | 840             | 23.6   |
| LY12  | 121.8          | 920             | 23.8   |

#### 3.2 反射镜转台温度场分析

##### 3.2.1 反射镜转台温控措施

为了保证反射镜转台在正常的温度水平和温度梯度下工作,采取以下热控措施:

a. 为增加转台温度均匀性,转台内表面均发黑处理。

b. 为有效减小转台主体与反射镜之间的热耦合,并且满足力学要求,反射镜镜框采用热导率较低的钛合金。

c. 反射镜转台安装在卫星-Y舱的+Y舱板上,为有效减小转台主体与卫星舱板之间的热

耦合,在卫星舱板和转台底座间加装5mm厚的玻璃钢隔热垫,通过12个钛合金螺钉连接。

d. 反射镜转台俯仰和方位电机采用步进电机,电机是转台的重要内热源,转台采用的2个电机均为定子发热。俯仰电机定子通过压盖安装在俯仰蜗杆座上,俯仰电机转子和蜗杆固联安装;方位电机定子通过压盖安装在底座上,方位电机转子和蜗杆固联安装。为了加强电机热耗的排散,俯仰电机定子与压盖之间、压盖与俯仰蜗杆座之间的接触面均涂抹均匀的导热硅脂;方位电机定子与压盖之间、压盖与底座之间的接触面均涂抹均匀的导热硅脂。

##### 3.2.2 反射镜转台整体温度场分析

采用NX软件对反射镜及转台各个部件进行网格划分,薄壳部分采用壳单元,U型架、电机、轴系、蜗轮蜗杆等部分采用四面体或六面体单元,定义各接触面的接触热阻,定义内热源,舱板边界条件等。

反射镜转台处于存储模式时,-Y载荷舱顶盖关闭,此时反射镜转台属于舱内设备。低温工况为 $-50 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,此时为月夜,月夜1晚相当于地球14天,反射镜转台与舱板进行充分的辐射换热,温度较均匀为 $-50 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;同样高温存储温度为 $+70 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,反射镜转台温度较均匀。

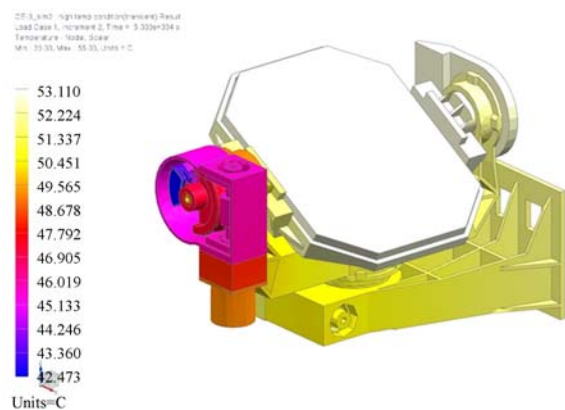


图5 反射镜转台在高温 $+55 \text{ } ^\circ\text{C}$ 温度分布

Fig.5 Temperature distribution of reflection mirror gimbal under high temperature condition  $+55 \text{ } ^\circ\text{C}$

反射镜转台处于工作模式时,-Y载荷舱顶盖打开,反射镜转台部分暴露在空间环境中,受太阳外热流、冷黑环境、舱板辐射、其他舱内载荷的影响,温度分布不均匀。在高温工况下,舱板温度

为+55℃工况下温度分布如图5所示,温度为+42~+53℃,俯仰蜗轮蜗杆部件由于直接暴露在冷黑空间中,温度最低为+42℃,反射镜转台其余部分均在+48~+53℃。在低温工况下,舱板温度为-20℃工况下,反射镜转台温度为-24~-19℃。

### 3.2.3 主要发热元器件温度场

#### a、光电开关发热分析

反射镜转台光电开关选用成都光电所在多个型号上使用过的光电开关,质量等级为S级,图6给出了方位、俯仰光电开关电路板瞬态工作曲线,可以看出:光电开关瞬态功耗加载时电路板温度有所升高,方位、俯仰光电开关电路板温升大致相同,其中光电开关上板温升稍大,约为1.5℃,下板温升稍低,约为0.5℃,功耗卸载后电路板温度迅速降低至初始水平。

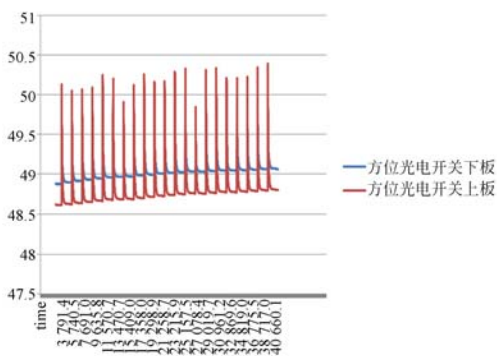


图6 俯仰光电开关工作时的温升

Fig. 6 Temperature rise of azimuth photoelectric switch in operation

#### b、电机发热分析

图7所示为电机瞬态温度曲线,可以看出,电

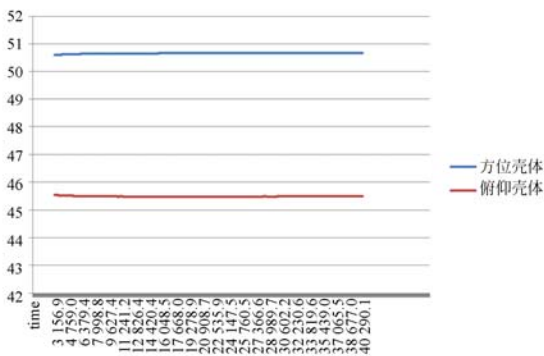


图7 俯仰、方位电机壳体温度曲线

Fig. 7 Temperature curve of elevation and azimuth surface

机工作时温度变化较小,温度波动在0.1℃以内。在方位、俯仰电机壳体设置温度监测点,为平滑的曲线,没有周期性温度波动,电机工作对附近结构温度没有影响。

### 3.3 反射镜转台热变形与热应力分析

对反射镜转台进行热变形与热应力分析时,需要重新构建结构有限元模型,采用NX软件对反射镜及转台各个部件进行网格划分,U型架、电机、轴系、蜗轮蜗杆等部分采用四面体或六面体单元。然后加载边界条件从而进行仿真分析。

#### 3.3.1 边界条件设定

对反射镜转台进行热变形与热应力仿真分析时,设定了温度载荷、预紧力载荷、固定约束等边界条件。

a. 通过对反射镜转台进行热分析,反射镜转台最低温度为-24℃,最高温度为+53℃,将温度场映射到反射镜转台的结构有限元分析模型中,获得温度载荷边界。

b. 反射镜转台俯仰精密轴系左端采用一对角接触球轴承背对背安装,安装时加载100N预紧力,因此仿真分析时加载100N的轴系预紧力;右端滚动轴承,轴向自由状态,径向通过轴系对其进行约束。

c. 反射镜转台方位精密轴系采用一对角接触球轴承背对背安装,安装时加载100N预紧力,因此仿真分析时加载100N的轴系预紧力。

d. 整个结构是通过转台底座的螺钉安装,需对底座安装螺孔内表面进行固定约束。

e. 反射镜转台螺钉连接接触位置采用全局黏连进行仿真,轴承接触位置采用全局接触进行仿真。

将边界条件输入结构有限元模型中,分析计算了反射镜转台的热变形与热应力。

#### 3.3.2 俯仰轴左端轴承

俯仰轴左端轴承,轴承外圈与U型架配合安装,轴承内圈与轴配合。

##### a. 高温工况 55℃

在高温工况时,对于轴向变形,U型架材料线膨胀系数比轴承外圈大,轴承外圈与U型架有间隙;轴承内圈材料线膨胀系数比轴大,通过接触计算,可以算出轴承内圈和轴的变形和应力。图8所示为轴承内圈和轴的轴向变形。

图9所示为轴承右端面的应力分布图,轴承



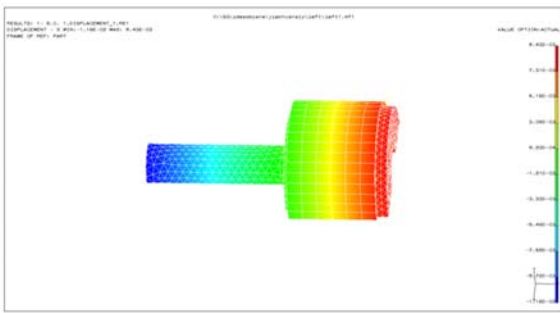


图 8 55 °C下轴承内圈和轴的轴向变形

Fig. 8 Axial deformation of bearing inner and shaft under temperature 55 °C

右端面上所受的压应力大约为 2.7 N/mm<sup>2</sup>,轴承所受的轴向载荷约为 270 N。

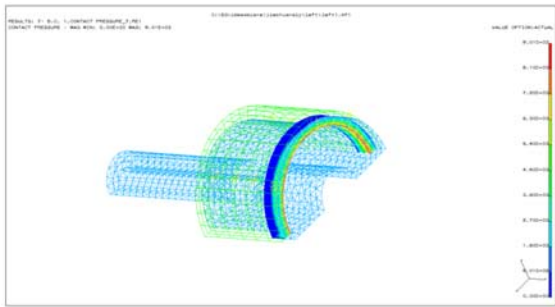


图 9 55 °C下轴承内圈右端面上的应力

Fig. 9 Stress of bearing inner right end under temperature 55 °C

b. 低温工况 -25 °C

轴承内圈材料线膨胀系数比轴大,轴向卸载。

径向上,轴承内圈和轴的之间压紧,径向产生变形和应力。轴承内圈和轴之间径向的接触应力

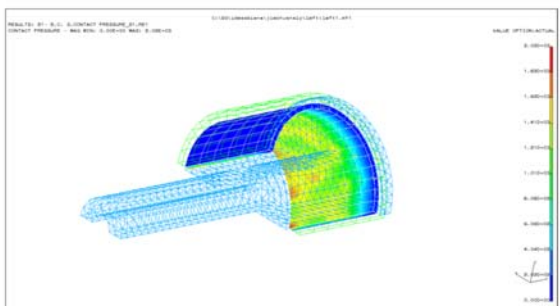


图 10 -25 °C下轴承内圈上径向上所受的应力

Fig. 10 Radial stress of bearing inner under temperature -25 °C

如图 10 所示。轴承内圈上所受的应力约为 1.53 N/mm<sup>2</sup>。

轴承外圈和 U 型架之间的接触压力如图 11 所示。轴承外圈上所受的应力约为 3.31 N/mm<sup>2</sup>。

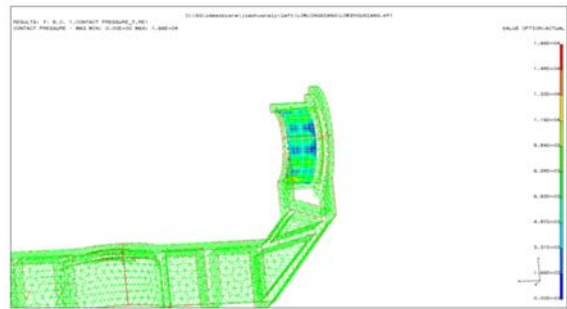


图 11 -25 °C下轴承外圈和 U 型架之间的接触应力

Fig. 11 Contact stress between bearing outer and U shape under temperature -25 °C

可以算出,轴承所承受的径向载荷为 2 958 N,选用轴承可以承载 7 600 N 的径向载荷,故轴承不会遭到破坏。

3.3.3 蜗轮蜗杆轴承

俯仰蜗轮蜗杆轴承高温时轴向容易涨死。低温时轴承卸载,因此以下分析为高温时轴承的轴向载荷。

高温 55 °C时蜗杆和蜗杆支座轴向变形如图 12 所示。

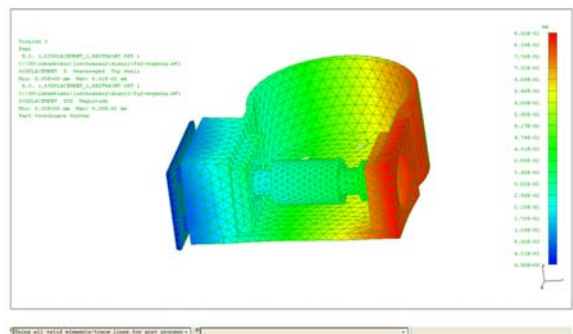


图 12 55 °C下蜗杆和蜗杆支座轴向变形

Fig. 12 Axial deformation of worm and worm mounting under temperature 55 °C

图 13 所示为轴承安装位置处变形的剖面图。左端轴承的相对虚位移变形为 5 μm;右端轴承的相对虚位移变形为 20 μm。

通过计算左端轴承承受的轴向载荷为 128 N,右端轴承承受的轴向载荷为 512 N。

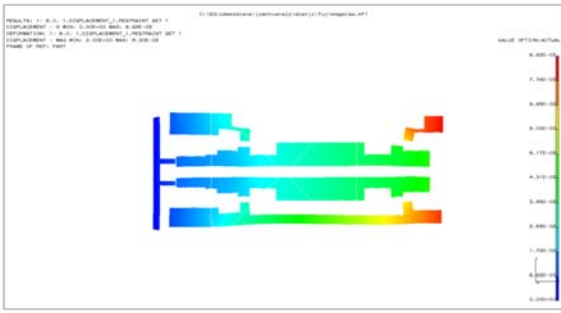


图 13 55 °C 下时蜗轮轴承安装位置处变形的剖面图  
Fig. 13 Sectional schematic of deformation of worm bearing mounting under temperature 55 °C

3.3.4 垂直轴轴承

高温工况时:轴向上,由于轴承和内定子的材料相同,线膨胀系数一样,从而轴承内圈端面与和内定子一起变形,不产生轴向载荷;径向上,U型架的径向变形比轴承外圈的变形大,产生间隙。从而轴承径向卸载。

低温工况时:轴承轴向卸载;径向上,U型架材料线膨胀系数比轴承材料的大,从而压紧轴承,钢球承受径向载荷。

低温工况-25 °C 时,轴承外圈的径向接触压力为 2.46 N/mm<sup>2</sup>,钢球承受的径向载荷为 2.46 × 2 000=4 920 N。选用轴承可以承载 13 300 N 的径向载荷,轴承不会遭到破坏。

表 3 所示为各轴承在不同的工况下所受的轴向载荷和径向载荷。

表 3 各轴承在不同的工况下所受的轴向载荷和径向载荷  
Tab. 3 Axial and radial loads of bearings under various conditions

| 温度     | 左轴承       |           | 垂直轴轴承     |           | 俯仰蜗杆轴承         |           |
|--------|-----------|-----------|-----------|-----------|----------------|-----------|
|        | 轴向<br>(N) | 径向<br>(N) | 轴向<br>(N) | 径向<br>(N) | 轴向<br>(N)      | 径向<br>(N) |
| -25 °C | 卸载        | 2 958     | 卸载        | 4 920     | 卸载             | 卸载        |
| 55 °C  | 270       | 卸载        | 卸载        | 卸载        | 128/512234/734 |           |

3.4 反射镜转台轴系摩擦力矩计算

精密主轴轴承在正常工作状态下要预加一定的轴向载荷,以提高轴承的旋转精度、减小高速下滚动体的滑动,提高轴承刚性,减小支承的轴向和径向的窜动量,提高轴承阻尼、降低噪声以及提高轴承使用寿命等。轴承的预紧力越大,摩擦力也越大,电机需要的驱动力也越大;反之,轴承的预

紧力减小,摩擦力变小,电机需要的驱动力也变小。如果轴承的摩擦力太大,电机驱动力矩不够,可能导致转台轴系卡死。

轴承的摩擦力矩为:

$$M_f = f_1 F_\beta d_m, \tag{1}$$

式中:  $M_f$  为轴承的摩擦力矩;  $f_1$  为取决于轴承结构和轴承相对作用载荷的系数;  $F_\beta$  为由公式计算的轴承载荷;  $f_1$  为:

$$f_1 = z(F_s/C_s)^y. \tag{2}$$

当角接触球轴承  $\alpha=25^\circ$  时,  $X_s=0.5, Y_s=0.38$ , 则:

$$F_s = X_s F_r + Y_s F_a, \tag{3}$$

其中:  $F_r$  为轴承径向载荷;  $F_a$  为轴承轴向载荷;

$$C_s = \varphi_s i Z D^2 \cos \alpha, \tag{4}$$

其中:  $\varphi_s$  与  $\gamma$  有关系,通过式(5)计算出  $\gamma$ , 然后通过表可查出  $\varphi_s$ 。

$$\gamma = \frac{D \cos \alpha}{d_m}, \tag{5}$$

式中:  $D$  为滚珠直径;  $d_m$  为节圆直径,  $d_m = \frac{d_1 + d_2}{2}$ ,  $d_1, d_2$ , 分别为轴承的内圈沟底直径和外圈沟底直径。

对于接触角为  $25^\circ$  的角接触球轴承, 有  $z=0.001, y=0.33$ , 则可计算出  $f_1$ 。

$F_\beta$  可以由式(6)计算得出:

$$F_\beta = 0.9 F_a \operatorname{ctg} \alpha - 0.1 F. \tag{6}$$

通过式(1)可计算出轴承的摩擦力矩  $M_f$ 。

当轴承温度变化后,轴承径向载荷和轴向载荷发生改变,从而导致轴承摩擦力矩发生变化。轴系在各温度工况下的摩擦力矩如表 4 所示。

表 4 各轴系在不同的工况下的摩擦力矩

Tab. 4 Friction moment of bearings under various conditions

| 温度     | 摩擦力矩           |              |                  |
|--------|----------------|--------------|------------------|
|        | 左轴承            | 垂直轴轴承        | 俯仰蜗杆轴承           |
| -25 °C | 14.163 N * mm  | 16.45 N * mm | 0                |
| 55 °C  | 4.796 3 N * mm | 0            | 左: 6.428 N * mm  |
|        |                |              | 右: 10.460 N * mm |

根据计算的摩擦力矩选取合适力矩的电机,考虑航天裕度,选用的电机力矩均为 50 N \* mm, 满足任务要求,可保证轴系正常运转。

## 4 试验验证及在轨验证

### 4.1 试验验证

#### 4.1.1 反射镜转台热循环试验

反射镜转台、光电开关进行了热循环试验,试验放宽温度 $5^{\circ}\text{C}$ ,试验温度为 $-25\sim+60^{\circ}\text{C}$ ,进行了12.5次循环,反射镜转台及光电开关工作正常。热循环试验如图14所示。

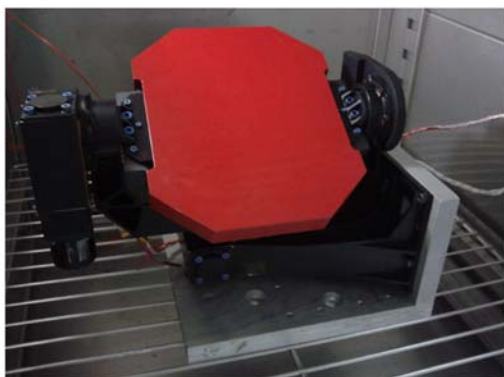


图14 热循环试验

Fig. 14 Thermal cycle test

#### 4.1.2 反射镜转台热真空及低温存储试验

反射镜转台在KM1.5真空罐中进行了热真空试验及低温存储试验,真空罐外部放置温度监控设备和地检设备,根据要求连接试验电缆。转



图15 热真空试验

Fig. 15 Thermal vacuum test

### 参考文献:

- [1] METRIS G, VOKROUHLICKY D. Thermal force perturbations of the LAGEOS' orbit[J]. *Planet. Space Sci.*, 1996, 44(6): 611-617.
- [2] VOKROUHLICKY D, FARINELLA P. Radiative

台进行热真空试验前,在真空罐的载物平台上放置转台安装架,转台放置在转台安装架上如图15所示。

试验首先进行低温存储试验,进行了4个低温循环,试验过程中在每个低温端( $-55^{\circ}\text{C}$ )保持12 h,然后升到测试温度( $-25^{\circ}\text{C}$ )对转台进行了性能测试,转台工作均正常。然后进行了热真空试验,热真空试验条件为:a) 温度为 $-25^{\circ}\text{C}\sim+60^{\circ}\text{C}$ ; b) 环境压力: $\leq 6.65 \times 10^{-3} \text{ Pa}$ ; c) 循环3.5次。试验前后、试验中对反射镜转台进行加电测试,转台的电性能参数未发生变化,工作良好。

### 4.2 在轨验证

2013年12月2日探测器在西昌卫星发射中心发射,12月14日成功软着陆月面,反射镜转台配合反射镜成功完成多次天文观测,并且度过多个月昼月夜后依然能正常工作,超寿命完成任务。

## 5 结论

本文对反射镜转台结构、热进行深入研究,对反射镜转台及主要发热部件进行了热分析,对月基反射镜转台进行了热-结构耦合分析,分析了反射镜转台的热变形与热应力,并且计算出了精密轴系的轴合适力矩的电机。计算结果显示,左轴承在低温工况 $-25^{\circ}\text{C}$ 下摩擦力矩较大,达 $14.163 \text{ N} \cdot \text{mm}$ ;高温工况下摩擦力矩较小, $55^{\circ}\text{C}$ 时为 $5.796 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。垂直轴轴承在低温工作温度 $-25^{\circ}\text{C}$ 时摩擦力矩为 $16.45 \text{ N} \cdot \text{mm}$ ;高温工况下由于轴系卸载,摩擦力矩为零。依据摩擦力矩计算结果选择了合适力矩的电机并最终实现反射镜转台的性能。最后通过试验验证和在轨验证证明反射镜转台热-结构耦合分析的有效性和合理性。

本文为反射镜转台设计提供了基础,为空间二维转动机构热-结构耦合设计提供了可行的方法,并提供了充分可靠的数据。

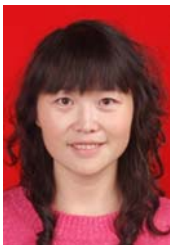
Forces and LAGEOS' Orbit[J]. *Adv. Space Res.* 1995, 16(12): 15-19.

- [3] CUTTAIA F, VALENZIANO L. Analysis of the radiometer-reference load system on board the Plank/LFI instrument [J]. *Nuclear Instruments and Methods in Physics Research*, 2004, A(520):



- 396-401.
- [4] THORNTON E A, PAUL D B. Thermal-structural analysis of large space structures: an assessment of recent advance [J]. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 1985, 22(4):385-393.
- [5] THORNTON E A, DECHAUMPHAI P. Finite-element thermal-structural analysis of a cable-stiffened orbiting antenna [J]. *Journal of Spacecraft*, 1986, 23(6):620-624.
- [6] 程乐锦, 薛明德. 大型空间结构热-动力学耦合有限元分析[J]. *清华大学学报(自然科学版)*, 2004, 44(5):681-687.  
CHENG L J, XUE M D. Coupled thermal-dynamic FEM analysis of large scale space structures[J]. *J. Tsinghua University (Sci&Tech)*, 2004, 44(5):681-687. (in Chinese)
- [7] 杨玉龙, 关富玲, 张淑杰. 可展桁架天线温度场和热变形分析[J]. *空间科学学报*, 2002, 22(3):232-240.  
YANG Y L, GUAN F L, ZHANG SH J. Thermal-structural analysis of deployable truss antenna[J]. *Chin. J. Space Sci.* 2002, 22(3):232-240. (in Chinese)
- [8] 黄志鹏. 空间环境下星载转台的热结构力学分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007.  
HUANG ZH P. *Thermomechanics Analysis for Satellite Turntable in Space*[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2007.
- [9] YOUNG K H, CHOON M L. A review on the preload technology of the rolling bearing for the spindle of machine tools [J]. *International Journal of Precision Engineering And Manufacturing*, 2010, 11(3):491-498.
- [10] 上官爱红, 穆猷, 李治国, 等. 空间环境对 MoS<sub>2</sub> 固体润滑运动部件寿命的影响[J]. *光学精密工程*, 2014, 22(12):3264-3271.  
SHANGGUAN A H, MU Y, LI ZH G, et al.. Effect of space environment on working life of solid-lubricated rotating parts [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014, 22(12):3264-3271. (in Chinese)
- [11] 上官爱红, 张昊苏, 王晨洁, 等. 空间二维运动机构的热真空准加速寿命试验设计[J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2016, 46(1):186-192.  
SHANGGUAN A H, ZHANG H S, WANG CH J, et al.. Design of thermal vacuum quasi-accelerated life test for space two-axis gimbal [J]. *Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition)*, 2016, 46(1):186-192. (in Chinese)
- [12] 陈立恒, 徐抒岩. 高分辨率空间相机电控箱热设计[J]. *光学精密工程*, 2011, 19(1):69-76.  
CHEN L H, XU SH Y. Thermal design of electric cabinet for high-resolution space camera [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(1):69-76. (in Chinese)
- [13] 郭亮, 吴清文, 颜昌翔, 等. 光谱成像仪 CCD 组件的稳态/瞬态热分析与验证[J]. *光学精密工程*, 2010, 18(11):2375-2383.  
GUO L, WU Q W, YAN CH X, et al.. Thermal analysis and verification of CCD components in spectral imagers at steady and transient states. [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2010, 18(11):2375-2383. (in Chinese)

## 作者简介:



上官爱红(1981—),女,河南三门峡人,硕士,高级工程师,2005年于西安电子科技大学获得硕士学位,主要从事空间光电跟踪机构环境适应性、寿命、热控制等方面的研究。E-mail: xiner@opt.ac.cn

## 导师简介:



刘朝晖(1965—),男,陕西西安人,研究员,博士生导师,主要从事空间光电跟踪与测量技术,红外探测技术等方面的研究。E-mail: lzh@opt.ac.cn

(版权所有 未经许可 不得转载)