

TMT 三镜系统 Rotator 组件轴承设计

苏燕芹^{1,2}, 张景旭¹, 陈宝刚¹, 杨飞¹, 赵宏超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. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘要: 以 TMT 三镜系统为对象, 对其中的 Rotator 组件用轴承进行了设计, 并对轴承关键参数的选取进行了探讨。首先, 通过分析三镜系统的运动模式确定了系统的受力状态; 接着基于 Hertz 弹性变形理论, 建立了双列角接触球轴承的载荷-变形公式, 采用牛顿迭代法对轴向、径向、角位移量进行求解, 得到每个钢球受载和变形的精确解; 最后对该轴承设计中的一些关键参数选择对承载能力的影响进行了讨论。计算分析表明, 在三镜工作角度范围内, 光轴方向最大变形为 0.022 mm, 滚道面内各个方向变形小于 0.042 mm, 最大角变形量为 3.5", 满足三镜系统的设计要求, 并留有较大的设计裕度。建立的载荷分布方程及提出的参数选择原则对双列角接触球轴承的设计具有通用性, 可适用于各种工况。

关键词: 望远镜; 轴承; 角接触; 参数

中图分类号: TH751 **文献标志码:** A **文章编号:** 1007-2276(2013)12-3289-06

Design of rotator assembly bearing in TMT tertiary mirror system

Su Yanqin^{1,2}, Zhang Jingxu¹, Chen Baogang¹, Yang Fei¹, Zhao Hongchao^{1,2}

(1. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;
2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: The bearing in Rotator assembly of TMT tertiary mirror system was designed, and the rule of parameter choice was discussed. Firstly, the load case of tertiary mirror system was analyzed, after that, the load-deformation equations of double-rows angular contact ball bearing were established and solved with Newton iteration method, the axial, radial and angular displacement were obtained, the load and deformation of every ball as also, the effect of different parameters were discussed at last. The result shows that, when the azimuth varies in 0°-65°, the displacement in optical axial direction is less than 0.022 mm, the displacement in rollaway plain is less than 0.042 mm, the maximum angular displacement is less than 3.5", the design requirement is satisfied, there are enough margin compared to the index. The load distribution equation and parameter choice rule of double-rows angular contact ball bearing can be applied in different cases.

Key words: telescope; bearing; angular contact; parameter

收稿日期: 2013-03-04; 修订日期: 2013-04-07

基金项目: 国家自然科学基金(40905011)

作者简介: 苏燕芹(1987-), 女, 博士生, 主要从事大口径望远镜结构设计方面的研究。Email: suyuanqin0909@163.com

导师简介: 张景旭(1965-), 男, 研究员, 博士生导师, 主要从事大型光电望远镜结构设计方面研究。Email: zhangjx@ciomp.ac.cn

0 引言

为了满足对更遥远宇宙深空探测的需要,天文观测的重要工具——望远镜,正在不断增大口径以提高集光能力和观测距离,在这种情况下,大口径望远镜应运而生。在建中的美国 30 m 口径望远镜(TMT)正是其典型代表,它的观测能力将是当代望远镜的几十倍到上百倍。TMT 是由美国加州理工学院、加州大学和加拿大大学天文研究联盟联合发起的国际合作项目,目前已有美、加、日、印和中国五个国家参与研制。TMT 是一个大型拼接式望远镜,由 492 块直径 1.44 m 的子镜拼接而成。中国承担了部分拼接子镜的磨制、激光导星、宽视场多目标光学成像光谱仪分系统以及三镜系统研制等任务,成为该项目重要参与者。

TMT 的奈式平台上装有很多科学仪器,一些仪器并没有安装在俯仰轴上,所以需要通过转动三镜(M3)将光线指向这些仪器。由于这个特点,在望远镜运动过程中,三镜系统也必须做相应的“旋转”、“倾斜”运动,带入了复杂的载荷条件^[1]。三镜的这种运动方式在现有的大型望远镜中尚无参考,研制这种复杂载荷条件下,大承载能力、高刚度和低摩擦性能的精密轴系是确保 TMT 研制成功的关键技术之一^[2-4]。

1 方案设计及数学建模

TMT 的整体效果见图 1。以 TMT 主镜镜面为参考,则三镜系统可认为采用了地平式结构,可将其轴系结构分为 Rotator 组件和 Tilt 组件两部分,分别实现三镜的“旋转”和“倾斜”,如图 2 所示。下部的 Rotator 组件有一个大型回转轴承支撑上部结构的总重,决定着轴系的承载能力和精度,是轴系设计的关键部件^[5-6]。由于液压轴系具有不稳定性和对温度变化敏感等缺点,从多镜望远镜(MMT)开始,滚动轴系逐渐替代了液压轴系,球轴承由于其低的初始研制费用和低的维护费用而为大多数望远镜采用^[7]。3.5 m 口径的 SOR 望远镜采用了双列球轴承,4.1 m 口径的 SOAR 和 4.2 m 口径的 DCT 望远镜均采用了带有径向密珠球轴承的高接触角推力球轴承一体化设计^[8-9]。通过对现有大口径望远镜轴系结构的参考,决定在 Rotator 组件中采用滚动轴系。

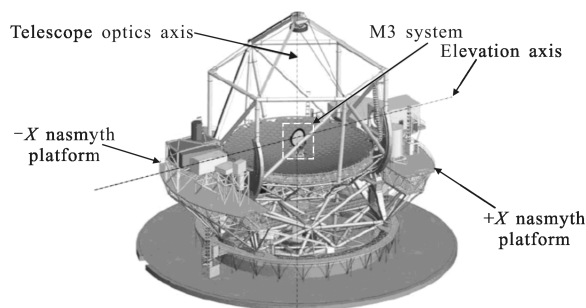


图 1 TMT 整体效果图

Fig.1 TMT sketch

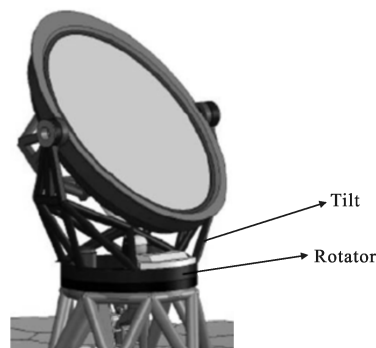


图 2 Rotator 组件和 Tilt 组件

Fig.2 Rotator and Tilt

三镜系统的位置随着望远镜天顶角的变化,需要实现从竖直位置到水平位置的连续运动,在这个运动过程中,所受的载荷首先是由轴向载荷 F_a 为主;然后变为轴向载荷 F_a 、径向载荷 F_r 和倾覆力矩 M 共同作用的复合载荷工况;当主镜打水平时,变为径向载荷 F_r 和倾覆力矩 M 为主。文中系统受载情况复杂,载荷变化范围极大。轴承是轴系中的关键部件,其承载能力和精度对整个轴系起着决定性作用^[10]。常用的大型重载回转轴承主要有三排滚子轴承和双列球轴承两种。三排滚子轴承具有在同样的断面面积下承载能力最大、且变形量小的特点,但滚子轴承摩擦转矩远大于球轴承,且对偏载极为敏感,容易因边缘磨损而失效;双列角接触转盘轴承由于其可同时承受轴向、径向和力矩载荷,承载能力大,对制造和安装精度以及安装座的轴向和径向变形的敏感性最小,不容易发生滚动体和滚道边缘接触等优点,根据三镜系统的具体要求,通过对两种方案的反复比较,结合国内有关轴承制造单位的加工能力,最终确定选用双列角接触球轴承的方案^[11]。

1.1 载荷分析

结合具体的设计要求,望远镜工作时,天顶角变

化范围为 $0^\circ\sim 65^\circ$, 在此范围内要实现保精度转动; 三镜系统的转动范围为 $0^\circ\sim 90^\circ$, 在此范围内要保证轴系的安全性。轴承的承载状况见图 3。

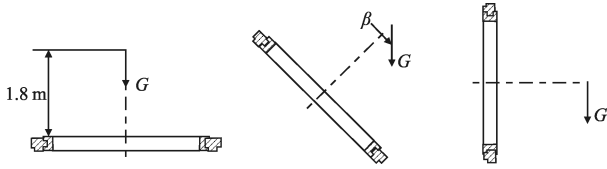


图 3 三镜系统承载示意图 ($\beta=0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$)

Fig.3 Load-bearing diagrammatic sketch ($\beta=0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$)

轴承承载重量为 10 t, 重心到轴承上表面的距离 H 为 1.8 m, β 为望远镜的天顶角。随着 β 的变化, 轴承所承受的径向力、轴向力和力矩载荷均为连续变化的值, 为了简化计算, 提高效率, 可采用选取几个典型的工况进行计算的办法, $\beta=0^\circ$ 时望远镜指向天顶, $\beta=45^\circ$ 为望远镜经常观测的位置, $\beta=65^\circ$ 为望远镜保精度工作的天顶角最大值, $\beta=90^\circ$ 时望远镜指向水平, 为维护的状态。对以上四个位置进行计算, 各位置的载荷见表 1。

表 1 Rotator 组件轴承载荷

Tab.1 Load on Rotator bearing

| β | F_a/kN | F_r/kN | $M/kN \cdot m$ |
|------------|----------|----------|----------------|
| 0° | 100 | 0 | 0 |
| 45° | 70.71 | 70.71 | 127.28 |
| 65° | 42.26 | 90.63 | 163.14 |
| 90° | 0 | 100 | 180 |

1.2 结构设计

本轴系采用外齿驱动的方式, 所用的双列角接触球轴承内圈固定, 外圈回转, 结构如图 4 所示。可见该轴承由双半内圈组成, 每边两个接触对沿轴向分布。双半内圈通过螺钉连接在一起, 通过调整螺钉的预紧力可以调整轴承的游隙。根据双排角接触球轴承的设计原则, 最后选择轴承参数见表 2^[12-13]。表中,

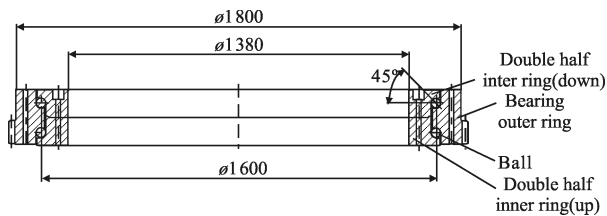


图 4 二维结构图

Figure 4 Planar configuration

表 2 双排角接触球轴承参数

Tab.2 Structure parameter of Rotation bearing

| D_{pw}/mm | D_w/mm | $\alpha_0/(^\circ)$ | f_i | f_e | n |
|-------------|----------|---------------------|-------|-------|-----|
| 1 600 | 30 | 45 | 0.52 | 0.54 | 150 |

D_{pw} 为滚珠分布中心圆直径; D_w 为滚珠直径; α_0 为初始接触角; $f_{i(e)}$ 为内外沟曲率半径系数; n 为滚珠个数。

1.3 建立平衡方程及求解

在工作时, 轴承内圈固定, 外圈转动。内、外圈同时承受轴向载荷 F_a 、径向载荷 F_r 、力矩载荷 M , 在其共同作用下滚珠发生弹性变形, 引入轴向位移 δ_a 、径向位移 δ_r 、角位移 θ 。根据 Hertz 理论, 球轴承的受力变形方程如下:

$$Q_\varphi = K_n \delta_\varphi^{1.5} \tag{1}$$

式中: Q_φ 为位置角 φ 处钢球与滚道的直接作用力; K_n 为接触刚度常数; δ_φ 为位置角 φ 处钢球的变形。

对整个轴承做受力分析, 考虑受载时钢球接触角的变化, 可建立如下载荷-位移平衡方程:

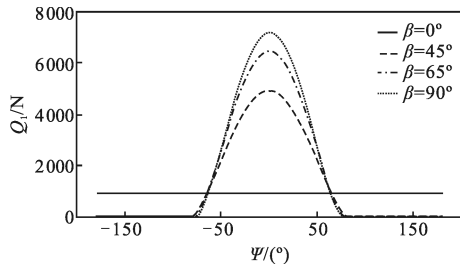
$$\begin{cases} F_a - \left(\sum_{\varphi=-\pi}^{\varphi=+\pi} Q_{1\varphi} \sin \alpha_{1\varphi} - \sum_{\varphi=-\pi}^{\varphi=+\pi} Q_{2\varphi} \sin \alpha_{2\varphi} \right) = 0 \\ F_r - \left(\sum_{\varphi=-\pi}^{\varphi=+\pi} Q_{1\varphi} \cos \alpha_{1\varphi} \cos \varphi - \sum_{\varphi=-\pi}^{\varphi=+\pi} Q_{2\varphi} \cos \alpha_{2\varphi} \cos \varphi \right) = 0 \\ M - 0.5 D_{pw} \left(\sum_{\varphi=-\pi}^{\varphi=+\pi} Q_{1\varphi} \sin \alpha_{1\varphi} \cos \varphi - \sum_{\varphi=-\pi}^{\varphi=+\pi} Q_{2\varphi} \sin \alpha_{2\varphi} \cos \varphi \right) = 0 \end{cases} \tag{2}$$

式中: $\alpha_{i\varphi}$ ($i=1, 2$) 为主、辅滚道上滚珠的接触角; φ 为滚珠的位置角。

上述方程组为非线性方程组, 采用收敛性较好的牛顿迭代法求解, 可得到 $\delta_a, \delta_r, \theta$ 。进而计算出钢球的变形 δ_φ 和钢球所受的载荷 Q_φ 及轴承沿各个方向的刚度。

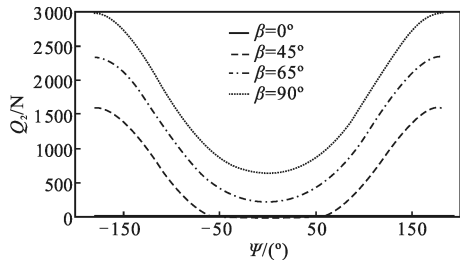
分别对上述四种工况进行计算, 得到在不同天顶角下, 主、辅滚道上滚珠所承载荷 Q_1 和 Q_2 , 见曲线图 5, 每排滚珠中受载最大钢球的载荷见表 3。

由图 3 可知, 主、辅滚道上滚珠所承载荷随天顶角的增大而增大, 主滚道上滚珠所受的最大载荷始终大于辅滚道上滚珠的最大载荷; 当望远镜打天顶的时候, 主滚道滚珠均匀受载, 辅滚道滚珠不承载; 随着 β 的增大, 每排滚珠中最大承载滚珠的载荷值逐渐增大, 主滚道受载的滚珠数目有所减少, 这是由于倾覆力矩在载荷中占的比重越来越大; 当天顶角超过一定大小, 上下排滚珠同时承受载荷。由表 3 可见, 工况 4 中上下排滚珠中最大承载滚珠的载荷值



(a) 主滚道滚珠

(a) Main rollaway ball



(b) 辅滚道滚珠

(b) Secondary rollaway ball

图 5 四种工况下滚珠载荷变化曲线

Fig.5 Curves of load on balls under four different load cases

表 3 四种工况下上下排滚珠最大载荷

Tab.3 Maximum load on up-row and down-row ball under four different load cases

| Load | $\beta=0^\circ$ | $\beta=45^\circ$ | $\beta=65^\circ$ | $\beta=90^\circ$ |
|--------------|-----------------|------------------|------------------|------------------|
| Q_{\max}/N | 941.2 | 4 935.13 | 6 480.41 | 7 214.68 |
| Q_{\min}/N | 0 | 1 599.01 | 2 333.97 | 2 969.16 |

最大,需对此时的滚珠接触应力进行校核。滚珠的接触应力可按照赫兹点接触理论的计算公式求解,则接触椭圆的尺寸和最大接触应力计算公式如下,相关系数可从参考文献[13-14]中查询,计算结果见表 4。

$$a = \mu \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{Q}{\sum \rho} \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)} \quad (3)$$

$$b = v \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{Q}{\sum \rho} \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)} \quad (4)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{3}{2} \frac{Q}{\pi ab} \quad (5)$$

式中: a 为椭圆长轴; b 为椭圆短轴; σ_{\max} 为椭圆的最大接触应力。

表 4 内外圈受载最大滚珠的接触椭圆尺寸和应力及接触角

Tab.4 Size of contact elliptical and contact angle of maximum load ball

| | a/mm | b/mm | σ_{\max}/MPa | $\alpha/(^\circ)$ |
|------------|---------|---------|---------------------|-------------------|
| Inner ring | 3.905 2 | 0.475 8 | 1 854 | 43.98 |
| Outer ring | 2.961 0 | 0.55 | 2 120 | 48.14 |

由表 4 可知,最大接触应力均远小于点接触许用应力 $[\sigma]=4\ 200\ MPa$ 。此时内外圈接触角均发生变化,接触角的变化会改变轴承的承载能力,在角接触球轴承的设计中应当特别注意其变化量,避免接触椭圆爬越档肩的情况发生。

为了保证轴系各个方向的精度和刚度,需要对轴承在 $0^\circ\sim 65^\circ$ 范围内沿各个方向的变形和刚度进行校核。计算得到,在 $0^\circ\sim 65^\circ$ 范围内,轴承轴向位移 δ_a 、径向位移 δ_r 、角位移 θ 的最大值见表 5,同时可计算得到轴承在此范围内的刚度最小值。

表 5 $0^\circ\sim 65^\circ$ 各方向的最大变形量和刚度

Tab.5 Deformation and stiffness in $0^\circ\sim 65^\circ$

| | Axial | Radial | Angular |
|-------------|--------------------------|--------------------------|----------------------------|
| Deformation | 0.022 mm | 0.042 mm | 3.5" |
| Stiffness | $1.92 \times 10^6\ N/mm$ | $2.16 \times 10^6\ N/mm$ | $2.15 \times 10^9\ Nm/rad$ |

将表 5 中的各项数据与设计要求文件^[1]中的具体指标比较,可见远远高于设计指标,满足使用要求。如果要求进一步改进,可根据具体要求,调整轴承的设计参数。

2 轴承参数的取值影响分析

在上述双列角接触球轴承设计中,参数的合理选择决定着轴承的承载能力,其中,滚珠直径和个数、接触角、游隙、沟曲率半径等发挥着重要作用。工况 3 是一种转盘轴承应用的典型工况,同时包含了轴向力、径向力和倾覆力矩,且倾覆力矩较大,下面以这种工况为例分析轴承参数的取值对承载能力的影响,以承受主要轴向力的滚珠为分析对象。

2.1 滚珠直径和个数

轴承的滚珠直径和个数、接触角、游隙、沟曲率半径系数等的选取往往使轴承的承载能力发生巨大

变化。通过反复计算分析得出,当钢球数量一定时,增大直径可减小钢球变形;当外形尺寸一定时,增大钢球直径会减少钢球的数量,使得最大承载滚动体的载荷增加,使其变形反而增大,故一般在外形尺寸和载荷一定的情况下,根据刚度要求尽量选择较小的钢球并增加钢球数量使得轴承刚性较大。但数量太多会影响主轴的灵活性,增大摩擦力矩和装配工作量。故在不影响旋转灵活性和满足摩擦力矩要求的前提下应选择较小的滚珠直径。

2.2 接触角

接触角选择不合理会严重影响轴向或者径向承载能力,图 6 中分别令内外圈接触角为 35°、40°、45°、50°进行了计算,主滚道滚珠在工况 3 下承受的载荷大小见图 6。

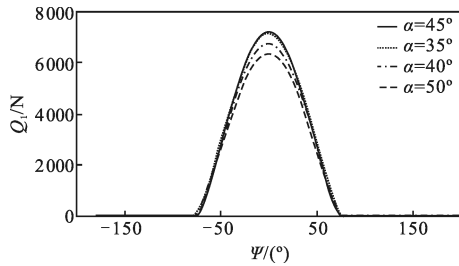


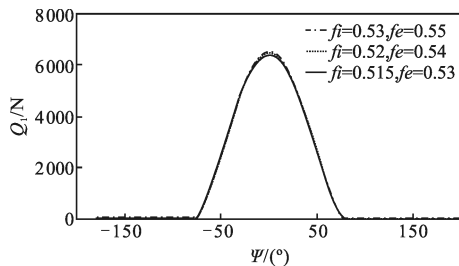
图 6 接触角的影响
Fig.6 Contact angle effect

由图 6 可得,当接触角从 35°变化到 50°时,滚珠承受最大载荷变化了 800 N 左右。在以轴向力和倾覆力矩载荷为主的工况中,增大接触角有利于提高轴向承载能力,基本不改变承载的滚珠个数;

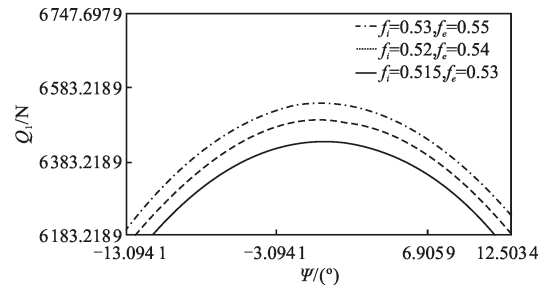
2.3 沟曲率半径系数

取三组不同内外沟曲率半径系数,比较该系数对承载能力的影响。三组数分别为 0.515,0.53; 0.52,0.54; 0.53,0.55;结果见图 7。

由图 7 可知:随着沟曲率半径系数的增大,轴承承载能力降低,钢球承受的最大载荷变化在 200 N



(a) 总体趋势图
(a) Overall trend diagram



(b) 局部放大图
(b) Partial enlargement

图 7 沟曲率半径系数的影响

Fig.7 Coefficient of radius of rollaway curvature

左右。选择较小的沟曲率半径系数可以提高承载能力,但不利于加工和润滑,研究表明,当沟曲率系数大于 0.54 时会降低轴承的承载能力。

2.4 游隙

游隙是滚动轴承中最为重要的参数,影响承载滚动体的个数和载荷分布,合理的轴承游隙可以极大提高轴承的承载能力和结构刚度。图 8 中轴承游隙依次为 -0.03, -0.02, 0, 0.02, 0.04, 不同游隙下主滚道滚珠载荷分布见图 8。

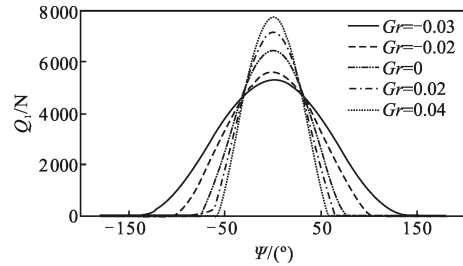


图 8 游隙的影响
Fig.8 Gap effect

可以看出,轴承游隙的变化对轴承的承载能力影响最大,不仅使钢球承载的最大载荷变化达到 3 000 N 左右,而且使受载的滚珠个数发生较大变化。当游隙从 -0.03~0.04 依次变化时,受载滚珠的个数减少,最大承载钢球的负荷急剧增加,所以负游隙有利于提高承载能力,负游隙在实际中表现为过盈装配,过盈量太大会使轴承的摩擦力矩急剧增加,影响轴系运动的灵活性,故不宜取太大,一般在能满足加工和装配条件的前提下,选择较小的负游隙。

3 结论

文中以 TMT 望远镜三镜系统为对象,对其中的

轴承组件做了设计。建立了在复杂载荷下双列角接触球轴承的荷载-位移平衡方程,并利用牛顿迭代法对变形进行求解,得到内部滚珠的载荷分布。通过计算各个方向下的变形和刚度,证明该轴承满足使用要求,可实现安全工作。通过分析轴承设计中各个参数对承载能力的影响,可得到如下结论:(1)在满足承载能力和摩擦力矩要求的情况下,尽量选择较小的滚珠,可提高轴承的刚性;(2)接触角应分析具体的工况载荷,根据轴向载荷与径向载荷的比值来选取;(3)沟曲率半径系数过大不利于承载,一般小于 0.54;(4)在满足摩擦力矩要求的前提下,合理的负游隙可极大提高轴承的承载能力和刚度。

参考文献:

- [1] TMT Experts. Design requirements document for tertiary mirrorsystem(M3S)[EB/OL]. <http://tmt.org/documents>, 2012.
- [2] Zhang Jingxu. Development of vertical axial system for large tracking and pointing mount [J]. *Opt Precision Eng*, 1996, 4(2): 73-77. (in Chinese)
张景旭. 大型跟踪架方位轴系的研制 [J]. 光学精密工程, 1996, 4(2): 73-77.
- [3] Zhou Chao, Yang Hongbo, Wu Xiaoxia, et al. Structure analysis of ground-based large telescopes [J]. *Opt Precision Eng*, 2011, 19(1): 138-145. (in Chinese)
周超, 杨洪波, 吴晓霞, 等. 地基大口径望远镜结构的性能分析[J]. 光学精密工程, 2011, 19(1): 138-145.
- [4] Li Hui, Shen Xiangheng. New shafting error simulating method of photoelectric theodolite [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2008, 37(2): 334-337. (in Chinese)
李慧, 沈湘衡. 光电经纬仪轴系误差方正计算的新方法[J]. 红外与激光工程, 2008, 37(2): 334-337.
- [5] Xu Zhaodong, Chen Songcan, Li Xin. Analysis and improvement of dynamic accuracy in stabilizing platform system[J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2006, 35(S1): 454-458. (in Chinese)
许照东, 陈松灿, 李辛. 稳定平台动态精度分析及改进[J]. 红外与激光工程, 2006, 35(S1): 454-458.
- [6] Wang Tao, Zhu Mingchao, Yan Shengli, et al. Analysis of LOS pointing error derived from precision of shafting in stabilisation mechnasm [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2011, 40(11): 2266-2269. (in Chinese)
王涛, 朱明超, 阎胜利, 等. 稳定平台轴系精度对十周指向误差的影响分析 [J]. 红外与激光工程, 2011, 40(11): 2266-2269.
- [7] Blanco D, Alegria M, Callahan S, et al. The New MMT [C]//SPIE, 2004, 5489: 300-311.
- [8] Marvin F Campbell, Edward O Reese. SOAR 4.2 meter telescope: evolution of drive and pointing performance from early predictions to final testing[C]//SPIE, 2003, 4837: 308-316.
- [9] David S P, Thomas A S, Byron S, et al. The concept design of the discovery channel telescope mount [C]//SPIE, 2004, 5489: 950-961.
- [10] Feng Dongyan, Gao Yunguo, Zhang Wenbao. Elimination of shafting errors in photoelectrical theodolites with standard - bearings[J]. *Opt Precision Eng*, 2011, 19(3): 605-611. (in Chinese)
冯栋彦, 高云国, 张文豹. 采用标准轴承的光电经纬仪轴系误差修正[J]. 光学精密工程, 2011, 19(3): 605-611.
- [11] David S Porter, Kerstan G Hermann, James J Schuldenberg. Final design, fabrication, factory integration, and test of a 4.2-meter telescope mount[C]//SPIE, 2003, 4837: 295-307.
- [12] Wang Zhi, Zhang Jingxu, Zhao Yongzhi, et al. Radial self-aligning double row different ball diameter slewing bearing for large precision turntable: China, ZL 200910067381.4[P]. 2011-07-20. (in Chinese)
王志, 张景旭, 赵勇志, 等. 大型精密转台用径向自定位双排异径球转盘轴承: 中国, ZL 2009 1 0067381.4[P]. 2011-07-20.
- [13] Deng Si'er, Jia Qunyi. Rolling bearing design principle[M]. Beijing: Chinese Criterion Publication, 2008. (in Chinese)
邓四二, 贾群义. 滚动轴承设计原理 [M]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- [14] Harris T A. Rolling Bearing AnMysis[M]. 4th ed. Newyork: John Wiley, 2001.