

文章编号 1004-924X(2013)06-1510-08

30 m 望远镜的三镜 Rotator 组件轴承概念设计

苏燕芹^{1,2*}, 张景旭¹, 杨 飞¹, 王 槐¹, 陈宝刚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 100039)

摘要: 针对美国 30 m 望远镜(TMT)三镜系统在工作时的特殊要求,对三镜系统的 Rotator 组件轴承进行了设计,提出了在载荷连续变化条件下轴系的设计方法。通过分析该系统独特的运动和受力方式并对比现有大型望远镜结构形式,确定了三排滚柱支撑的轴系方案及轴承结构参数。计算中将天顶角定义为变量,确定了轴承的最恶劣工况及此时的望远镜指向。采用了数值计算和有限元仿真的方法对这一条件下的轴承变形和应力同时进行校核,两种方法得到的结果符合得很好,证明了模型的正确性。结果表明,天顶角为 $0^\circ \sim 65^\circ$ 时,轴承在 x 、 y 、 z 方向上的变形不超过 0.015 mm,轴承倾角不超过 1.7×10^{-5} rad,满足设计要求,并留有很大裕度。

关键词: 30 m 望远镜;三镜系统;轴承;三排滚柱;有限元法

中图分类号: TH751 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20132106.1510

Conceptual design of rotator assembly bearing in TMT tertiary mirror system

SU Yan-qin^{1,2}, ZHANG Jing-xu¹, YANG Fei¹, WANG Huai¹, CHEN Bao-gang¹

(1. *Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics,*
Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;

2. *University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039, China)*

** Corresponding author, E-mail: suyuanqin 0909@163.com*

Abstract: For the special requirements of Thirty Meter Telescope(TMT) from USA, the Rotator assembly of M3S for the TMT was designed, and a design method was put forward for a rotation bearing when its load was varying. By analysis of the motion and force-giving modes of the system and comparison with large photoelectric telescope, a three-row roller bearing scheme was chosen and the model of bearing was established. The zenith angle was defined as a variable, and the most serious working condition was confirmed then the telescope position was determined at this moment. The bearing deformation and stress were calculated by the numerical calculation and Finite Element Method(FEM) when the telescope was stopped at this position. Obtained results from the two methods are in good agreement, which demonstrates the accuracy of the model. Experiments indicate that the maximum axial deformation on the single roller will not exceed 0.015 mm in x , y , z directions and the angular deformation is less than 1.7×10^{-5} rad when the azimuth varies in $0^\circ - 65^\circ$. The result shows a enough

收稿日期:2013-01-04;修订日期:2013-02-04.

基金项目:中科院第三期创新工程专项基金资助项目

margin for design requirements.

Key words: Thirty Meter Telescope(TMT); tertiary mirror system; rotation bearing; load distribution; Finite Element Method(FEM)

1 引言

美国 30 m 口径望远镜(TMT)是一台拼接式大型光电望远镜,它采用 R-C 式光学系统。其三镜系统(M3S)的功能是将来自次镜的光线反射到放置在奈式平台上的成像系统中,三镜系统由主镜中心孔伸出的支撑塔台支撑固定,由于安装在主镜室上,所以对其体积和重量有严格限制。TMT 中最终用于采集三镜光束的成像系统有多个,有的成像系统不位于望远镜的俯仰轴上,故当采用这些设备采集光束时,三镜系统需要随着主镜的转动不断变换姿态,将光束反射进入到成像系统中。这使三镜运动成为几个运动的复合,同时引入了复杂的载荷条件,且这种工作方式在现有的大型望远镜中尚无参考。但随着望远镜口径越来越大,这种运动方式将会被更多地应用在未来的望远镜设计中,故对这种特殊条件下的轴系刚度和精度的研究具有重要意义。

通常采用的望远镜轴系主要有两种,滚动轴系和液体静压轴系。随着机械设计、加工和检测能力的提高,滚动轴承的精度和承载能力已经能够满足一般望远镜的需要,并且越来越广泛的应用在大型望远镜中。6.5 m 口径的 MMT 望远镜是世界上首个采用在方位轴系上使用滚动轴承的大型望远镜^[1],它采用了大接触角推力球轴承支撑;1.8 m 口径的 VLT/AT 望远镜在方位轴系上采用了 3 列滚子轴承支撑^[2];3.5 m 口径的 SOR 望远镜方位轴系采用了双列球轴承支撑^[3];4.1 m 口径的 SOAR 望远镜方位轴系采用了带有径向密珠轴承的高接触角推力球轴承一体化设计的支撑结构^[4],均达到良好效果。通过对以上方案进行对比,本文对三镜系统中的大型回转轴承采用滚动支承的形式,对该轴承进行了设计,建立了三排滚柱轴承的数学模型,得到了轴承内部的载荷分布状况,对其在望远镜天顶角连续变化下的承载一变形特性进行了分析,并采用有限元仿真分析,保证了该轴承在复杂工况下的安全性,满足了设计要求,降低了系统工作风险。

2 轴系结构及受力分析

三镜系统在望远镜中的位置如图 1 所示,根据其功能要求,将其轴系结构(M3PA)分为 Rotator 和 Tilt 两部分,Rotator 组件为与支撑塔台连接的转盘部分,Tilt 组件为桁架式摇篮部分,如图 2 所示。

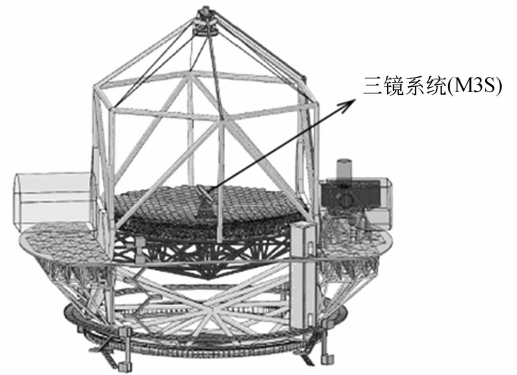


图 1 三镜系统的位置

Fig. 1 Location of M3S

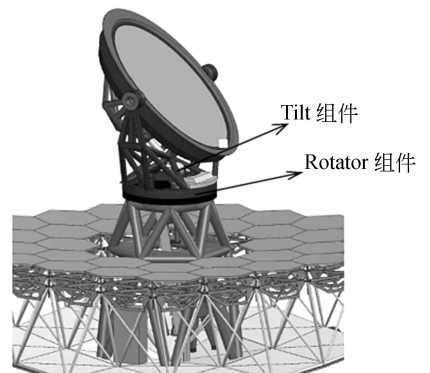


图 2 Rotator 与 Tilt 组件位置

Fig. 2 Position of Rotator assembly and Tilt assembly

Rotator 组件用于改变三镜系统的方位角,Tilt 组件用于改变三镜系统的俯仰角,当望远镜的天顶角为 90° 时三镜系统几乎呈悬臂梁状态。本文针对 M3S 底部的 Rotator 组件进行了设计, Rotator 组件需要承载三镜系统的总重量,并将上面的转动部分与下面固定部分连接起来,其刚度

和精度影响着整个系统的变形和运动平滑性^[5]。参考以上大型望远镜的研究成果,并通过进行综合比较,得知三排滚柱式回转支承在同样承载能力下,可以较好地利用断面面积,从而减轻结构重量,并且在承受力矩载荷时的角变形非常小,适合本系统的特殊要求,故本设计采用三排滚柱式轴承的支撑方案。

2.1 工况分析

望远镜工作时,天顶角在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 范围内变化,三镜系统在 $0^\circ \sim 65^\circ$ 范围内要保持一定的跟踪精度,在 $65^\circ \sim 90^\circ$ 范围内要有足够的承载能力。

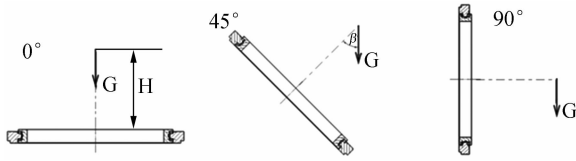


图 3 三镜系统承载示意图($\beta=0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$)

Fig. 3 Load-bearing diagram of M3 assembly($\beta=0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$)

当天顶角为 0° 时,三镜组件轴承承载重量为 10 t,系统重心距轴承上表面距离 $H=1.6$ m, 受力情况如图 3 所示。其所受的轴向力 F_a 、倾覆力矩 M 、径向力 F_r 的计算公式如下:

$$F_a = G \cdot \cos \beta, \quad (1)$$

$$M = G \cdot H \cdot \sin \beta, \quad (2)$$

$$F_r = G \cdot \sin \beta. \quad (3)$$

2.2 载荷分布方程

回转支承的载荷分布有多种计算方法,许多文献中提出采用计算轴向载荷积分系数 J_a 和径向载荷积分系数 J_r 的方法来计算,这种方法虽然简单易行,但由于其在选择载荷分布系数 ϵ 时需要进行插值来得到相应的数值^[6-7],在轴承分析中,其变形非常小,插值的方法和精度都会极大地影响结果的准确性。而从轴承变形出发,分析力和变形的关系是较为精确的方法^[8],也是目前大多数轴承设计所采用的方法,基于 Hertz 理论,建立在特定天顶角位置时轴承的受力平衡方程^[9-10]:

$$F_a = \sum_{i=0}^{i=z_1} K_{n1} \left(\frac{\theta D_{pw1}}{2} \cos \varphi_{1i} + \delta_a \right)^{10/9} - \sum_{i=0}^{i=z_2} K_{n2} \left(\frac{\theta D_{pw2}}{2} \cos \varphi_{2i} - \delta_a \right)^{10/9}, \quad (4)$$

$$M = \sum_{i=0}^{i=z_1} K_{n1} \left(\frac{\theta D_{pw1}}{2} \cos \varphi_{1i} + \delta_a \right)^{10/9} \cdot \frac{D_{pw1}}{2} \cos \varphi_{1i} + \sum_{i=0}^{i=z_2} K_{n2} \left(\frac{\theta D_{pw2}}{2} \cos \varphi_{2i} - \delta_a \right)^{10/9} \cdot \frac{D_{pw2}}{2} \cos \varphi_{2i}, \quad (5)$$

$$Q_{rmax} = \frac{4.08 F_r}{z}. \quad (6)$$

式中, δ_a 为外圈相对内圈产生的轴向变形量, θ 为外圈相对内圈产生的角变形量, K_n 为接触刚度常数,它与滚动体和滚道的几何尺寸、材料和接触情况有关, D_{pw} 为滚道节圆直径, φ_{ki} ($k=1, 2$) 为滚道上滚柱的位置角。

2.3 变形量及应力、安全系数的计算

建立载荷分布方程后,需要求解 δ_a 和 θ , 由于式(5)和式(6)为非线性方程组,故采用收敛性较好的牛顿-拉弗森迭代法进行求解^[11]。用 Matlab 编程可解得 δ_a 和 θ 。按照式(7)计算出主滚道上滚柱最大变形量,再参照式(8)求出该位置时最大滚动体载荷,辅滚道上则相应为减号。

$$\delta_{max} = \frac{\theta D_{pw}}{2} + \delta_a, \quad (7)$$

$$Q_{max} = K_n \left(\frac{\theta D_{pw}}{2} + \delta_a \right)^{10/9}, \quad (8)$$

径向最大变形量参照 Palmgren 给出的经验公式计算:

$$\delta_{rmax} = 3.84 \times 10^{-5} \frac{Q_{max}^{0.9}}{l^{0.8}}, \quad (9)$$

式中, l 为径向滚柱的有效接触长度。

用上述方法得到主、辅滚道上最大承载滚柱的载荷 Q_{max1} 和 Q_{max2} 后,根据 Hertz 接触理论,滚柱轴承的最大接触应力为:

$$\sigma_{max} = 190.6 \sqrt{\frac{\sum \rho \cdot Q_{max}}{l}}, \quad (10)$$

式中, $\sum \rho$ 为接触点的主曲率和函数。

对于线接触,回转支承的静载安全系数计算如下:

$$f_s = \left(\frac{[\sigma_{max}]}{\sigma_{max}} \right)^2, \quad (11)$$

式中, $[\sigma_{max}]$ 为许用接触应力,在工程应用中通常取 2 700 MPa。

3 设计结果

根据三排滚柱支撑的设计原则^[12],参考现有

大型望远镜的设计资料,通过计算不同结构参数的轴承性能和反复优化,三排滚柱回转轴承的设计结果见表 1。采用三排异径滚珠轴承,以使利用截面面积最大,并且体积和重量最小。其中主、辅滚道上的滚子采用分段式保持架隔开,保持架材料为铸铝,每段保持架上有 6 个兜孔;径向滚珠密排,不使用保持架,材料为通用的轴承钢,弹性模量为 2.07×10^5 MPa,泊松比为 0.3。轴承的三维模型如图 4 所示,具体结构形式如图 5 所示。

表 1 转盘轴承结构参数

Tab.1 Structure parameters of bearing

	节圆直径 /mm	滚柱直径 /mm	长度 /mm	滚柱个数 /个
上排	1 600	20	22	100
中排	1 550	14	15	338
下排	1 600	16	18	120

注:滚柱的有效工作长度为滚柱长度的 0.8~0.85 倍。

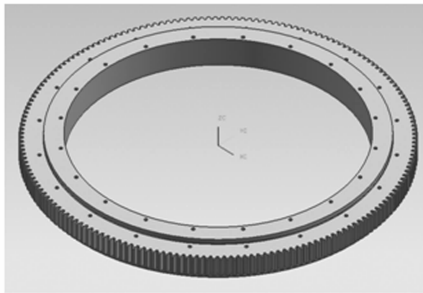


图 4 转盘轴承三维模型

Fig.4 Three-dimensional model of bearing for rotor plate

由于天顶角 β 的连续变化,各个位置的 F_a 、 M 、 F_r 均不相同。将 β 定义为变量,通过 Matlab

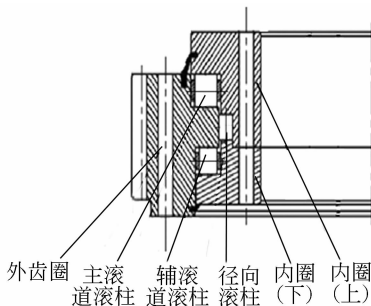


图 5 二维结构图

Fig.5 Planar configuration

计算可得随着 β 的变化, $Q_{\max 1}$ 和 $Q_{\max 2}$ 的大小,主、辅滚道上受载最大滚柱法向变形 L_1 和 L_2 ,以及主、辅滚道上受载最大滚柱接触应力 $\sigma_{\max 1}$ 和 $\sigma_{\max 2}$ 的变化情况,如图 6、图 7、图 8 所示。

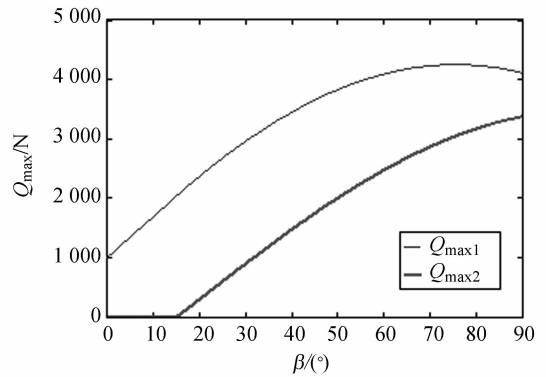


图 6 Q_{\max} 随 β 的变化曲线

Fig.6 Q_{\max} varies with β

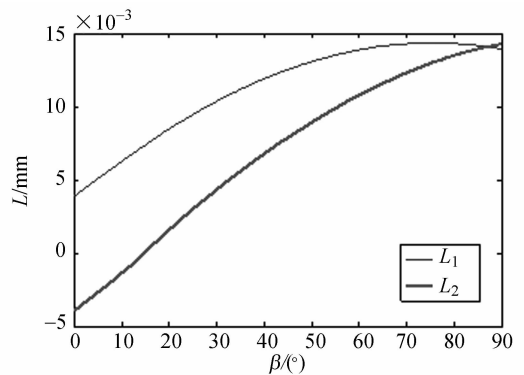


图 7 L 随 β 的变化曲线

Fig.7 L varies with β

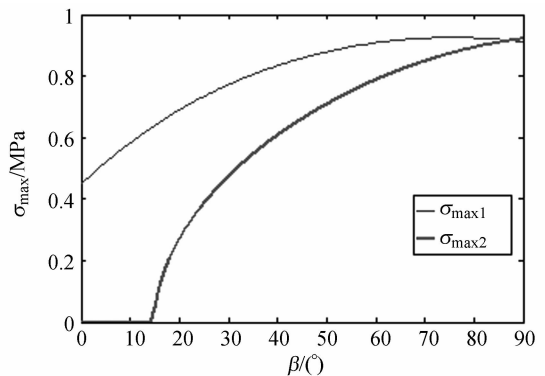


图 8 σ_{\max} 随 β 的变化曲线

Fig.8 σ_{\max} varies with β

由图 6 可知,在 β 一定的情况下, $Q_{\max 1}$ 总是远大于 $Q_{\max 2}$,当 β 较小时, $Q_{\max 2} = 0$,即仅一列滚柱

受载,符合文献 9 中当偏心距较小时可按单列轴承受载计算的结论;由图 7 和图 8 可见,当 β 接近 90° 时,可认为只承受倾覆力矩和径向力,轴向力

可忽略,主、辅滚道上的滚子沿轴向变形基本相等,应力也基本相等,符合理论分析结果。具体计算结果见表 2。

表 2 β 在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 内变化时滚柱最大载荷、位移及应力计算结果

Tab. 2 Calculation results of maximum load, displacement and stress of roller when β changes from 0° to 90°

$Q_{\max 1} / \text{N}$	$Q_{\max 2} / \text{N}$	$L_{1\max} / (\times 10^{-3} \text{ mm})$	$L_{2\max} / (\times 10^{-3} \text{ mm})$	$\sigma_{\max 1} / \text{MPa}$	$\sigma_{\max 2} / \text{MPa}$	$\beta_1 / (^\circ)$	$\beta_2 / (^\circ)$
4 249	3 381	14.35	14.29	926.08	923.53	76	90

注: β_1 为 $Q_{\max 1}$ 最大值出现的位置; β_2 为 $Q_{\max 2}$ 最大值出现的位置。

由表 2 可以看出,滚柱的最大变形小于滚动体直径的万分之一,不会发生塑性变形。 $Q_{\max 1}$ 的值在天顶角为 76° 时出现了转折,故该位置轴承工况最恶劣。

根据设计要求,当 β 在 $0^\circ \sim 65^\circ$ 范围内时,轴承要保持一定的精度,需要对轴向位移 δ_a 、角变化量 θ 、径向位移 δ_r 进行校核;当 β 在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 内变化时,若要保证轴承安全工作,需要校核各排滚子的安全系数 f_s ,结果见表 3 和表 4。

表 3 β 在 $0^\circ \sim 65^\circ$ 变化时 δ_a 、 θ 、 δ_r 的值

Tab. 3 Values of δ_a 、 θ 、 δ_r (β : $0^\circ \sim 65^\circ$)

	β 增大	最大值	β'
δ_a	减小	$1.27 \times 10^{-3} \text{ mm}$	0°
θ	增大	$1.61 \times 10^{-5} \text{ rad}$	65°
δ_r	增大	$3.12 \times 10^{-3} \text{ mm}$	65°

注: β' 为 δ_a 、 θ 、 δ_r 出现最大值时的 β 值。

表 4 β 在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 内变化时各排滚子的 f_s

Tab. 4 f_s of roller in each row (β : $0^\circ \sim 90^\circ$)

各滚道	主滚道	辅滚道	中排滚道
f_s	8.5	9.2	19.8

将表 3 和表 4 的结果与设计要求的对比可得,当 β 为 $0^\circ \sim 65^\circ$ 时,最大轴向、径向位移和角位移量均在要求范围之内,并有较大的裕度,当 β 为 $0^\circ \sim 90^\circ$ 时,轴承工作安全,设计结果符合指标要求。

4 有限元分析

4.1 网格划分

以 Ansys Workbench 为仿真平台,建立有限元模型。由于模型较大,建立完整的有限元模型

耗费很大机时,故 $Q_{\max 1}$ 最大的位置,即 $\beta = 76^\circ$ 的位置取受力最大滚柱的一半进行分析,将内圈简化为一个整体,并忽略倒角、螺栓孔等细节^[13-14],将模型导入 Ansys Workbench 中,采用六面体网格划分。按照 Hertz 线接触理论,接触区的尺寸为:

$$b = \left[\frac{4\gamma Q}{\pi l \sum \rho} \right]^{1/2}, \quad (21)$$

式中, b 为接触面半宽; l 为接触面长度; η 为两物体的综合弹性常数; $\sum \rho$ 为接触点主曲率和函数。代入相关的系数计算得 $b = 0.13 \text{ mm}$ 。为保证计算的准确性,接触区单元尺寸设为接触区半宽的 40%,有限元模型如图 9 所示。

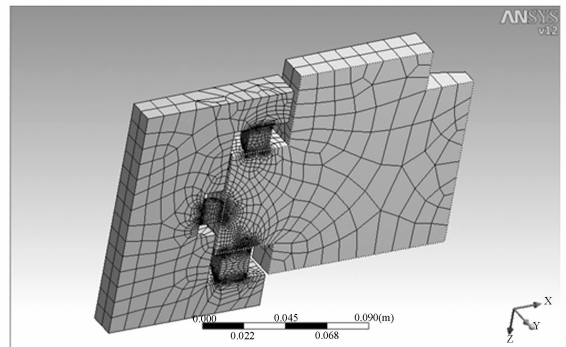


图 9 有限元模型

Fig. 9 Finite-element Model

4.2 约束和加载

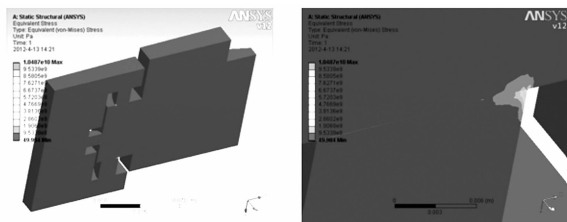
由于取模型的一半进行计算,所以在中间各分界面上施加无摩擦约束,使其可在该平面内移动,但不能脱离该平面,模拟轴承的实际工作情况,在总体坐标系下,对内圈上下面进行全约束,再在全局柱坐标系下约束内外圈沿 y 轴的转动,以 3 个滚柱各自的轴线为 z 轴,建立局部柱坐标

系,在各个局部坐标系下约束各滚柱沿 z 轴的平移和旋转。

由于模型具有对称性,故施加的轴向力和径向力为滚柱在运动过程中所承受最大负载的一半,此处施加的径向力为与重力夹角为 76° 时的对应值。由于其转动速度很慢,故可略去惯性力。最终施加的轴向力为 2 125 N,径向力为 586 N。

4.3 求解器设置及仿真

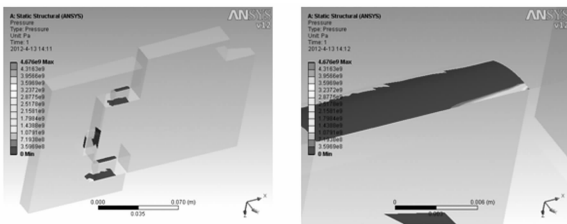
关键设置为:接触类型为 frictional,摩擦系数为 0.15,法向接触刚度为程序自动计算并在每次迭代中更新,闭合初始间隙。仿真结果如图 10 和图 11 所示,图中分别对主滚道滚柱上端接触部位



(a) 轴承整体 (a) Whole (b) 主滚道滚柱 (b) Main raceway roller

图 10 应力等值线

图 10 Contact stress contour



(a) 轴承整体 (a) Whole (b) 主滚道滚柱 (b) Main raceway roller

图 11 接触分析图解

Fig. 11 Contact analysis

表 5 滚柱最大接触应力及变形计算结果

Tab. 5 Calculation results of maximum contact stress and deformation on roller

	最大应力 σ_{max} /MPa	最大变形 L_{max} /mm
理论求解	926.08	14.35×10^{-3}
有限元	915.4	12.1×10^{-3}

进行了放大。仿真和理论计算结果对比见表 5。

由表 5 中的数据可见,有限元分析的结果与数值计算结果有微小差别,有限元分析的结果略小于理论计算值,其主要原因在于:

- (1) 数值计算中假设内外圈为刚体,不发生变形;
- (2) 有限元分析中对模型进行了简化,忽略了螺栓孔,倒角等,使质量与实体不完全一致;
- (3) 数值计算中假设力全部施加在滚柱上,实际中内外圈也会承受一部分;
- (4) 有限元分析中求解器的选择和设置以及网格的质量也会导致结果产生微小差别。

由于以上原因,故两者结果有差别,但相差很小。从图 10 可以看出应力沿滚柱分布并不均匀,在滚柱端部存在应力集中现象,主要位置为主、辅滚道滚柱的内侧边缘和径向滚柱外侧边缘。这种应力集中现象在滚柱轴承中不可避免,可以采取修缘和改变滚子母线的方式进行缓解,效果较好。

5 结 论

本文针对 TMT 三镜系统独特的受力方式,以三镜系统的安装塔台为基准,设计了 Rotator 组件。建立了轴承的受力变形方程,得到轴承内部载荷分布模型。重点探讨了在变载荷情况下对轴承进行校核的方法,最后建立有限元模型进行仿真计算,证明了模型的正确性。设计结果具有较大的安全裕度,可保证在环境变化很大时仍然可以使用。在使用中,需要对轴承施加一定的预紧力,通过调节双半内圈上螺钉的轴向位置来实现。预紧力的施加既提高了轴承整体的刚性,又增加了受载滚柱的数量,使载荷分布较为均匀,避免受载最大滚柱变形过大。通过保证滚珠的变形在要求范围内、施加预紧力和选择合理的润滑方式,可避免轴承在工作过程中出现卡滞或降低工作精度,保证轴承正常运转。随着望远镜口径的增大,这种运动方式将会被更多的望远镜采用,本方法可提高设计效率和准确性,有重要的参考价值。

参考文献:

[1] BLANCO D, ALEGRIA M, CALLAHAN S, et al..

The new MMT [J]. *Jr. Proc of SPIE*, 2005, 5489: 300-311.

[2] BERTRAND K, CARLO F. VLT auxiliary tele-

- scopes [J]. *SPIE*, 2000, 4006:13-25.
- [3] SPINHIRNE J M, ALLEN J G, AMEER G A, *et al.*. The starfire optical range 3.5-m telescope adaptive optical telescope [J]. *SPIE*, 1998, 3353: 21-33.
- [4] BIRBERT C, BHATIA R, BONOLI C, *et al.*. Status of the galileo national telescope [J]. *SPIE*, 1994, 2199: 10-21.
- [5] 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): 606-610.
- FENG D Y, GAO Y G, ZHANG W B. Elimination of shafting errors in photoelectrical theodolites with standard-bearings [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(3):606-610. (in Chinese)
- [6] 于春来, 刘洪海, 郭云飞. 三排圆柱滚柱转盘轴承寿命计算[J]. *轴承*, 2011, 8:7-8.
- YU C L, LIU H H, GUO Y F. Life time calculation of three rows roller [J]. *Bearing*, 2011, 8:7-8 (in Chinese)
- [7] 徐立民, 陈卓. 回转支承[M]. 合肥:安徽科学出版社, 1988.
- XU L M, CHEN ZH. *Rotation Bearing* [M]. Hefei: Anhui Science publication, 1988. (in Chinese)
- [8] 乔曙光, 温景波. 多排圆柱滚柱组合转盘轴承静强度的计算[J]. *轴承*, 2010, 8:5-7.
- QIAO S G, WEN J B. Static strength calculation of several rows roller bearing [J]. *Bearing*, 2010, 8: 5-7. (in Chinese)
- [9] 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.
- DENG S E, JIA Q Y. *Rolling Bearing Design Principle* [M]. Beijing: Chinese Criterion Publication, 2008. (in Chinese)
- [10] HARRIS T A. *Rolling Bearing Analysis* [M]. 4th ed, Newyork: John Wiley, 2001.
- [11] 李庆扬, 王能超, 易大义. 数值分析[M]. 第 4 版, 北京:清华大学出版社, 2001.
- LI Q Y, WANG N CH, YI D Y. *Numeric Analysis* [M]. 4th ed, Beijing: Tsinghua University Press, 2001.
- [12] 纪德洲. 131. 50. 3350 型三排滚柱式回转支承的研究与开发 [D]. 北京:中国农业大学, 2005: 2-58.
- JI D ZH. *Research on 131. 50. 3350 three rows roller rotation bearing* [D]. Beijing: Chinese Agriculture University, 2005:2-58. (in chinese)
- [13] 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.
- ZHOU CH, YANG H B, WU X X, *et al.*. Structure analysis of ground-based large telescopes [J]. *Opt. Precision Eng*, 2011, 19(1):138-145.
- [14] 孙伟, 秦伟, 朱斌, 等. 回转支承有限元接触分析[J]. *机械传动*, 2010, 34(6):73-75.
- SUN W, QIN G, ZHU B, *et al.*. Rotation bearing FEM analysis [J]. *Mechanically-driven*, 2010, 34(6):73-75. (in Chinese)

作者简介:



苏燕芹(1987—),女,陕西宝鸡人,博士研究生,2009年于西北农林科技大学获得学士学位,主要研究方向为大口径望远镜的结构设计。E-mail: suyanqin0909@163.com



王 槐(1980—),男,辽宁沈阳人,助理研究员,2003年于大连理工大学获得学士学位,2009年于中国科学院长春光学精密机械与物理研究所获得博士学位,主要研究方向为大型光电望远镜结构设计。E-mail: playsnail@sina.com



张景旭(1965—),男,吉林长春人,研究员,博士生导师,1987年、1990年于北京邮电大学分别获得学士、硕士学位,2008年于中国科学院长春光学精密机械与物理研究所获得博士学位,主要研究方向为大型光电望远镜结构设计。E-mail: zhangjx@ciomp. ac. cn



陈宝刚(1982—),男,河北衡水人,硕士,助理研究员,主要从事大型光学仪器结构设计方面的研究工作。E-mail: cbg0813@163. com



杨 飞(1982—),男,湖北天门人,硕士,助理研究员,2009年于中国科学院长春光学精密机械与物理研究所获得硕士学位,主要从事光学仪器机构设计方面的研究。E-mail: yangflying @ 163. com

(版权所有 未经许可 不得转载)