

文章编号 1004-924X(2020)05-1075-08

# 应用于 $\Phi 300$ mm 平面反射镜的精密二维转台轴系设计

于夫男\*, 徐抒岩

(中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033)

**摘要:**在轨组装望远镜的光学检测系统主要包括子镜拼接精度检测系统和系统波像差检测系统,这两种检测系统共用一组  $\Phi 300$  mm 平面反射镜,为了实现平面反射镜的精密切换,研制了一套基于通用 P2 级精密轴承的二维转台。首先,对轴系进行了结构设计并详细说明了装配工艺;然后,构建了理论计算模型对所设计轴系精度进行了定量分析。结果表明,俯仰轴系最大晃动误差为  $2.36''$ (PV),方位轴系最大晃动误差为  $0.56''$ (PV)。最后,利用傅里叶谐波分析方法对俯仰轴系、方位轴系进行了精度检测,检测结果表明,俯仰轴系最大晃动误差为  $2.5''$ (PV),方位轴系最大晃动误差为  $0.6''$ (PV)。利用对径相加读数法对两轴垂直度进行了检测,检测结果表明,两轴垂直度误差为  $1.5''$ 。测试结果验证了结构设计和理论计算模型的合理性。

**关键词:**空间望远镜;在轨组装;二维精密转台;轴系精度;傅里叶谐波分析

**中图分类号:**TH743 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20202805.1075

## Shafting design for precise two-dimensional turntable applied to $\Phi 300$ mm plane mirror

YU Fu-nan\*, XU Shu-yan

(Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics,  
Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China)

\*Corresponding author, E-mail: 847378033@qq.com

**Abstract:** The optical inspection system for the on-orbit assembly telescope mainly includes the sub-aperture co-phasing inspection and wave aberration detection of the system, they share a  $\Phi 300$  mm plane mirror, therefore, the precise switching of plane mirror should be realized. A set of two-dimensional turntable based on general P2 level bearing was designed to meet the precise switching requirement. Firstly, the structures of the shafting system were designed and the assembly process was described in detail; then, the theoretical calculation model was built to analyze the accuracy of the designed shafting system, the results show that the maximum shaking error of the horizontal shafting system is  $2.36''$ (PV), and the maximum shaking error of the vertical shafting system is  $0.56''$ (PV). Finally, the accuracy of the shafting system was tested by using the Fourier harmonic analysis method. the practice shows that the maximum shaking error of horizontal shafting system is  $2.5''$ (PV), and the maximum shaking error of vertical shafting system is  $0.6''$ (PV), the perpendicularity of the two shafts tested by the method of pair-addition reading is  $1.5''$ . The test results verify the

收稿日期:2019-11-15;修订日期:2019-12-16.

基金项目:国家重点研发计划资助项目(No. Y7L93WI170)

rationality of structural design and theoretical calculation model.

**Key words:** space telescope; on-orbit assembly; two-dimensional precise turntable; shafting error; Fourier harmonic analysis

## 1 引言

在轨组装望远镜主镜由多个子镜拼接组装而成,其系统装调不同于以往的传统整体式望远镜。整体式空间望远镜的装调以主镜为基准,对次镜、三镜等其他光学元器件进行调测<sup>[1-3]</sup>。由于主镜是由多个子镜阵列构成,是在轨组装空间望远镜调试的主要对象,不能作为地面装调实验的基准,因此,在轨组装望远镜的系统调试以校正透镜组为基准,对次镜、主镜以及后端主动光学波前传感组件进行调测。在调试过程中,需要进行子镜间共焦共位相拼接精度检测与系统波相差检测。对于两种检测光路中的平面反射镜而言,这是两种不同的空间姿态,需实现平面反射镜的空间姿态精密切换。

考虑检测光路的空间布局,在轨组装望远镜的装调采用地平式转台结构形式,为保证指向精度满足指标要求,应对转台指向精度进行分析。影响转台指向精度的误差主要包括轴系误差、结构零部件变形、测角单元误差和伺服控制误差等。其中,轴系误差由零件的加工误差、摩擦、磨损、零件间配合间隙、弹性变形、外部环境变化、润滑状态变化及材料特性等因素引起<sup>[4-7]</sup>;结构零部件变形主要由转台中四通等大型零件因刚度不足引起<sup>[8]</sup>;测角单元误差由编码器测量误差与编码器装配误差构成<sup>[9]</sup>;编码器测量误差包括测量元器件零件的质量、信号处理电路质量等;编码器装配误差常由诸如读数头、圆光栅尺等装配误差引起;伺服控制误差包括元件误差、原理误差以及外部载荷状况与环境变化引起的控制误差等。

本文围绕轴系结构设计、精度分析、装配工艺等几个方面,研制了一种二维高精指向与轴系无限旋转的转台,并对转台的轴系精度进行了测试。

## 2 转台总体结构

转台结构系统技术指标要求为:俯仰轴系精

度 $\leq 3''$ (PV);方位轴系精度 $\leq 1''$ (PV);两轴垂直度 $\leq 2''$ (PV);俯仰/方位转动范围 $360^\circ$ (无限旋转);质量 $\leq 90$  kg;体积 $\leq 800$  mm(长) $\times 450$  mm(宽) $\times 800$  mm(高);角速度 $\geq 10$  ( $^\circ$ )/s;负载能力 $\geq 25$  kg。

以地平式转台实现 $\phi 300$  mm口径平面反射镜的空间位置精密切换。地平式转台包括垂直轴和水平轴。垂直轴与大地铅垂,作方位运动;水平轴与垂直轴垂直,作俯仰运动。转台结构系统主要由精密轴系、编码器、电机、导电环、四通、U型架以及底座等构成,其结构如图1所示。采取力矩电机直接驱动的方式进行负载作动,这种驱动方式的优点在于反应迅速、定位精度高、驱动力矩大、低速稳定性高,选择Renishaw圆光栅进行转轴位置信息反馈。为实现转台 $360^\circ$ 的无限旋转,以及避免导线在旋转过程中发生缠绕甚至扭伤,方位轴处加有导电环。综合考虑负载重量、指向精度指标、工艺性和经济性,U型架以及底座采取铸造铝合金材料,轴及轴套采取40Cr材料,其他诸如电机支座、圆光栅固定环、封闭板等采取6061材料。

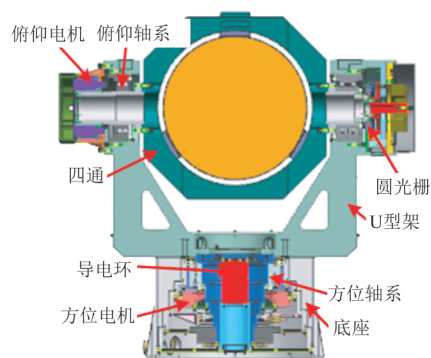


图1 二维精密转台结构

Fig. 1 Structure of two-dimensional precision turntable

## 3 轴系设计与精度分析

精密轴系通常分为自研磨密珠轴系与通用精密轴系。自研磨密珠轴系为非标件,通过对工作面的精密研磨加工、滚珠的挑选以及过盈装配完

成,其轴系精度高、系统适应性强,但具有生产成本低、制造周期长、维修及互换性差、承载能力低和抗冲击性能差等缺点。相比而言,通用轴系具有标准化、互换性好、成本低、承载能力大和抗冲击能力强的优点,但也有大尺寸精密轴承的精度低、成本高、难获得等不足之处。

对于中小型转台,P2级通用轴承与自研轴承在精度上相差不大,采取通用轴承完全可以满足相关指标要求。本文所设计的转台负载为 $\Phi 300$  mm口径的平面反射镜组件,属于中型尺寸,因此,采用通用轴承构建轴系。

### 3.1 俯仰轴系

#### 3.1.1 结构设计

俯仰轴系依托于U型架,属于开放结构,与方位轴系相比,其误差大,精度难以保证,因此,俯仰轴系是转台轴系系统中的研制重点。本文中俯仰轴系采取“一端背对背角接触轴承,一端深沟球轴承”的配置方式,如图2所示。

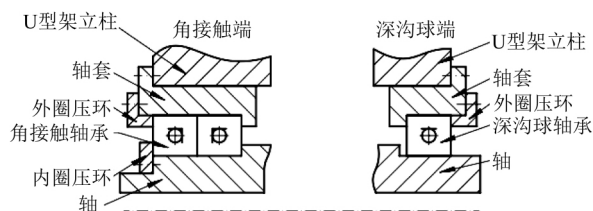


图2 俯仰轴系轴承配置

Fig. 2 Allocation of bearings of horizontal shaft

背对背安装的角接触轴承作为固定端,深沟球轴承作为游动端。背对背安装的角接触轴承作用点间距离较大,能够平衡附加轴向力,具有相对高的刚度,可承受倾覆力矩,且温升下不易卡死。深沟球轴承滚珠相对内外圈可做微小的轴向窜动,轴承内、外圈之间具有轴向运动自由度,用以平衡温差引起的轴系形变。

U型架属于大型构件,其加工成本高、周期长、容错度较小。为保证轴系精度,U型架两端立柱配合孔应具有高精度同轴度和单孔圆柱度。在加工过程中,应同时兼顾位置公差与形状公差要求,U型架两端立柱配合孔可能出现主尺寸偏差,该偏差增大配合误差,降低回转精度,严重的还会导致U型架加工失效,使成本上升,制作周期延长对系统的研制产生严重后果。因此,在轴承外圈与U型架立柱配合孔间设计有轴套,用于

补救可能出现的立柱配合孔加工偏差,这样,在立柱配合孔加工的过程中,只需保证同轴度和单孔圆柱度,对孔的主尺寸则没有过高的要求,能够降低加工难度、缩短加工周期、减少加工成本。通过修研轴套内、外圈,分别与轴承外圈、U型架立柱配合孔配作,实现精密配合,保障回转精度。

对于背对背角接触轴承端,轴与轴承间、轴承与轴套间、轴套与立柱配合孔间均采取过盈配合。轴承外圈通过轴套的凸台和外圈压环进行定位预紧,轴承内圈通过轴肩和内圈压环进行定位预紧。由轴、角接触轴承、轴套及外圈压环、内圈压环构成一个独立组件,装配于一端立柱配合孔内。对于深沟球轴承端,轴与轴承间、轴承与轴套间采用过盈配合,轴套与立柱间采取小间隙配合,轴承外圈通过轴套的凸台和外圈压环进行定位预紧,轴承内圈不进行定位预紧以补偿温差引起的轴系形变,由轴、深沟球轴承、轴套及外圈压环构成的一个独立组件装配于另一端立柱配合孔内。

轴系装配过程中,首先,将角接触轴承端的轴、轴承及轴套通过热装方式组成一体,形成角接触端组件,角接触轴承内、外圈分别通过外圈压环、内圈压环压紧固定。按照公差配合要求采取同样方式组装深沟球端,形成深沟球端组件,深沟球轴承外圈通过外圈压环压紧固定,内圈不做定位处理。然后,将角接触端组件经过热装工艺装配于一端立柱配合孔,并与四通通过螺钉连接,深沟球端组件通过小间隙配合安装在U型架的另一端立柱配合孔内,同时与四通另一侧进行固定。最后,对相关螺钉进行校紧。

#### 3.1.2 精度分析与计算

水平轴系的晃动误差主要由轴承跳动、轴体同轴度误差、U型架两端孔同轴度误差、装配误差和变形晃动误差构成,轴系的最大晃动误差如下:

$$\Delta\theta = \sqrt{\Delta\theta_1^2 + \Delta\theta_2^2 + \Delta\theta_3^2 + \Delta\theta_4^2}, \quad (1)$$

其中: $\Delta\theta$ 为轴系的最大晃动误差; $\Delta\theta_1$ 为轴系最大角运动误差; $\Delta\theta_2$ 为轴体变形造成的晃动误差; $\Delta\theta_3$ 为随机跳动误差,一般取值为 $\Delta\theta_3 \leq 0.3''$ ;  $\Delta\theta_4$ 为两轴垂直度误差,取值为 $\Delta\theta_4 \leq 1''$ 。

$$\Delta\theta_1 = \frac{\epsilon}{L} [2\Delta k + \Delta p_z + \Delta p_k + \Delta m], \quad (2)$$

其中: $\epsilon$ 是由rad单位换算成角秒(“”)的转换系数,取 $2 \times 10^5$ ;  $L$ 为轴系两点支点的距离; $\Delta k$ 为轴

承的跳动误差;  $\Delta p_z$  为轴体同轴度误差;  $\Delta p_k$  为 U 型架两端孔同轴度加工误差;  $\Delta m$  为轴系装配间隙误差。上述参数取值如下:  $L=470$  mm;  $\Delta k=0.0025$  mm;  $\Delta p_z=0.002$  mm;  $\Delta p_k=0.002$  mm;  $\Delta m=0.001$  mm, 计算得  $\Delta\theta_1=2.12''$ 。

$$\Delta\theta_2 = \arctan\left[\frac{\delta}{L}\right], \quad (3)$$

其中  $\delta$  为轴体最大变形量。

轴体的刚度、强度会对轴系精度产生影响, 主要体现在轴系负载会导致轴体发生挠度变形产生附加晃动误差, 故而, 轴体的机械特性能否满足使用要求至关重要。俯仰轴系的负载主要是四通、 $\Phi 300$  mm 口径平面反射镜组件以及配平件, 本文研制的转台负载总质量(包括四通自身质量)为 25.7 kg, 其中, 反射镜组件为 10.6 kg, 四通为 7.7 kg, 配平件为 7.4 kg。采取有限元数值模拟仿真对轴系进行静力学分析, 为提高计算精度, 网格采用六面体网格划分, 轴颈与四通之间采取节点耦合连接, 利用 MPC 节点多单元耦合模拟负载, 模型包括 9 497 个单元, 15 822 个节点, 有限元前处理模型如图 3 所示。

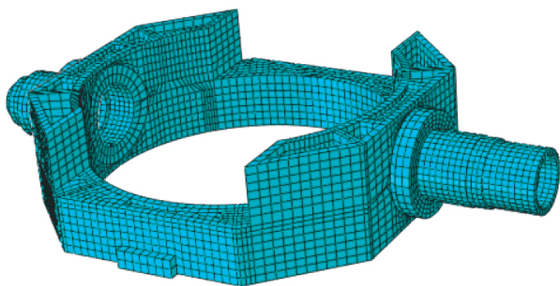
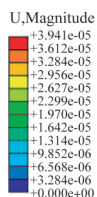


图 3 俯仰轴有限元网格划分

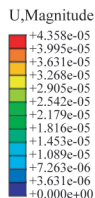
Fig. 3 FEM of horizontal shaft

随着俯仰轴的旋转, 负载力作用方向是变化的, 选取俯仰角分别为  $0^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$  3 种不同状态分析轴体的最大变形, 结果如图 4 所示。



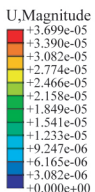
(a)  $0^\circ$  状态下轴体变形

(a) Deformation of shaft at angel of  $0^\circ$



(b)  $45^\circ$  状态下轴体变形

(b) Deformation of shaft at angel of  $45^\circ$



(c)  $90^\circ$  状态下轴体变形

(c) Deformation of shaft at angel of  $90^\circ$

图 4 俯仰轴静力学变形云图

Fig. 4 Statics deformation of horizontal shaft

通过力学分析, 轴体最大变形发生在  $45^\circ$  状态下, 变形量为  $\delta=4.36 \times 10^{-5}$  mm, 则由式(3)可得  $\Delta\theta_2=0.02''$ 。可见, 在本文所研究的负载下, 负载对轴系晃动的影响很小, 轴体刚度能够得到很好的保证。根据公式(1), 俯仰轴系的最大晃动误差  $\Delta\theta=2.36''$ 。

### 3.2 方位轴系

方位轴系采取一组背对背角接触轴承, 如图 5 所示。方位轴颈与轴承间、轴承与轴套间、轴套与轴承孔间均采用过盈配合。轴承内圈通过轴肩和内圈压环进行压紧, 轴承外圈通过轴套上的凸台和外圈压环共同完成定位固定, 轴颈、轴承以及轴套、压环构成方位轴组件, 作为一体热装于底座轴承孔内。

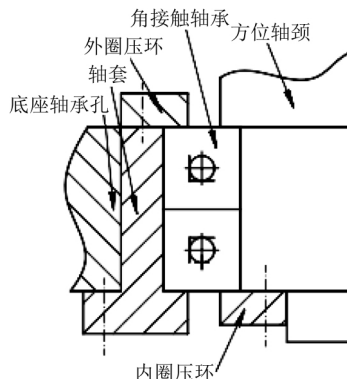


图 5 方位轴承装配方式

Fig. 5 Bearing assembly of vertical shaft

方位轴系误差主要包括轴承跳动引起的晃动误差和随机误差,计算公式如下<sup>[10]</sup>:

$$\Delta\lambda = \sqrt{\Delta\lambda_1^2 + \Delta\lambda_2^2}, \quad (4)$$

其中: $\Delta\lambda_1$ 为轴承跳动误差引起的轴系晃动误差; $\Delta\lambda_2$ 为轴系随机误差,主要来源于装配误差、润滑剂性能变化以及摩擦磨损、外部温度载荷等。方位轴不同于俯仰轴的双点支撑,采取的是单点支撑,轴系各元件间均为过盈配合,装配误差很小,因此,取 $\Delta\lambda_2 \leq 0.2''$ 。

$$\Delta\lambda_1 = \frac{\epsilon \times K \times \Delta b}{D}, \quad (5)$$

其中: $\epsilon$ 定义同上; $K$ 为负载变形系数,本文研制的转台负载相对不大,因此,取 $K=0.2$ ;  $\Delta b$ 为轴承端跳,根据所选轴承技术参数, $\Delta b=0.0025$  mm; $D$ 为轴承中径,根据所选轴承型号, $D=190$  mm。计算得 $\Delta\lambda_1=0.53''$ ,将计算数值带入式(4)可知, $\Delta\lambda=0.56''$ 。

## 4 试 验

通过转台零部件的精密加工、装配,以及元器件的采购,最终完成了转台的研制,如图6所示。转台总质量约为87 kg,外轮廓尺寸为742 mm(长) $\times$ 390 mm(宽) $\times$ 726 mm(高),俯仰轴中心高为526 mm。



图6 二维精密转台

Fig. 6 Photo of two-dimensional precision turntable

轴系的跳动误差随着轴旋转角度的变化而变化,即跳动误差 $I(\beta)$ 为旋转角度 $\beta$ 的函数,且呈现周期变化,周期为 $2\pi$ ,因此,采取谐波分析方法,

将函数 $I(\beta)$ 进行傅里叶级数展开<sup>[11]</sup>,得到:

$$I(\beta) = \frac{\alpha_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (\alpha_k \cos kx + b_k \sin kx), \quad (6)$$

其中 $\alpha_0$ 为常数,计算式如下:

$$\alpha_0 = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{+\pi} f(x) dx, \quad (7)$$

$\alpha_k, b_k$ 为傅里叶系数,计算如下:

$$\alpha_k = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{+\pi} f(x) \cos kx dx, (k=1, 2, \dots, \infty), \quad (8)$$

$$b_k = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{+\pi} f(x) \sin kx dx, (k=1, 2, \dots, \infty). \quad (9)$$

测量区间 $[0, 2\pi]$ 内进行 $n$ 等分,每等分为 $360^\circ/n$ ,  $x_0=0^\circ$ ,  $x_1=360^\circ/n$ ,  $x_2=720^\circ/n$ ,  $\dots$ ,  $x_n=360^\circ$ ,则:

$$\alpha_0 = \frac{2}{n} \sum_{i=0}^n f(x_i), (i=1, 2, \dots, n-1), \quad (10)$$

$$\alpha_k = \frac{2}{n} \sum_{i=0}^n f(x_i) \cos kx_i, (i=1, 2, \dots, n-1), \quad (11)$$

$$b_k = \frac{2}{n} \sum_{i=0}^n f(x_i) \sin kx_i, (i=1, 2, \dots, n-1). \quad (12)$$

式(6)可写成:

$$\begin{aligned} I(\beta) &= \frac{\alpha_0}{2} + \alpha_1 \cos x + b_1 \sin x + \alpha_2 \cos 2x + \\ &\quad b_2 \sin 2x + \alpha_3 \cos 3x + b_3 \sin 3x + \dots, \\ &= \frac{\alpha_0}{2} + \alpha_1 \cos x + b_1 \sin x + f(\beta). \end{aligned} \quad (13)$$

式中,前3项中的常数项为测量仪器本身的倾斜误差,非常数项为轴系的调平误差,均为系统误差,测试时可通过调整降到最低。 $f(\beta)$ 为轴系晃动误差,则有:

$$f(\beta) = I(\beta) - \frac{\alpha_0}{2} - \alpha_1 \cos x - b_1 \sin x. \quad (14)$$

### 4.1 俯仰轴系精度测试

利用装配在俯仰轴端的一个可调整倾斜自由度的平面反射镜,以及0.1''高精度自准直经纬仪进行俯仰轴系精度的检测,如图7所示。

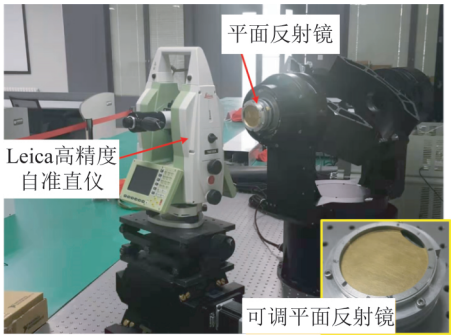


图 7 俯仰轴系精度测试

Fig. 7 Accuracy test of horizontal shaft

首先,通过  $120^\circ$  均布的 3 点顶丝调整平面反射镜,使它与光电自准直仪垂直,消除系统误差。然后,俯仰轴进行  $0^\circ \sim 360^\circ$  旋转 2 个周期,再反向旋转 2 个周期,以消除轴承钢珠滚动速度梯度的影响,并取 4 次测量平均值以平滑轴承双周晃动,每隔  $30^\circ$  (即  $n=12$ ) 测量一个数据,然后根据傅里叶级数展开公式(6)~公式(14)进行谐波分析,俯仰轴系晃动的检测数据如表 1 所示。

表 1 俯仰轴系晃动误差检测数据

Tab. 1 Testing data of sloshing error of horizontal shaft

| Q/rad | 顺时针   |       | 逆时针   |       |
|-------|-------|-------|-------|-------|
|       | $X_1$ | $X_2$ | $X_3$ | $X_4$ |
| 0     | 13.40 | 13.80 | 14.50 | 15.00 |
| 0.524 | 14.70 | 15.20 | 15.80 | 16.20 |
| 1.047 | 15.40 | 15.90 | 16.40 | 17.00 |
| 1.571 | 14.80 | 15.50 | 16.00 | 16.30 |
| 2.094 | 13.60 | 14.20 | 14.80 | 15.30 |
| 2.618 | 11.50 | 12.40 | 13.00 | 13.30 |
| 3.142 | 11.50 | 12.20 | 12.70 | 13.20 |
| 3.665 | 12.20 | 12.60 | 13.00 | 13.40 |
| 4.189 | 14.50 | 15.40 | 15.70 | 16.00 |
| 4.712 | 14.80 | 16.00 | 15.80 | 16.40 |
| 5.236 | 14.20 | 15.20 | 15.20 | 15.40 |
| 5.760 | 14.00 | 14.70 | 14.70 | 15.00 |

依据检测数据,通过傅里叶谐波分析,计算得俯仰轴系的最大晃动误差为  $2.52''$ ,与理论计算基本吻合。

#### 4.2 方位轴系精度测试

通过  $0.2''$  电子水平仪进行方位轴系晃动误差的检测,如图 8 所示。

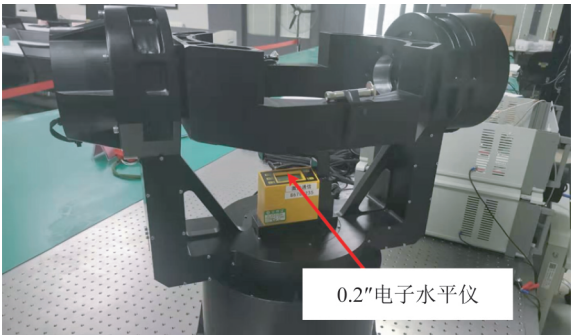


图 8 俯仰轴系精度测试

Fig. 8 Accuracy test of vertical shaft

将电子水平仪固定于方位轴端上,旋转转轴,使得  $120^\circ$  均布的 3 点位置处的电子水平仪示数相同,完成方位轴的调平,测量方法与俯仰轴系晃动误差相同,方位轴系晃动的检测数据如表 2 所示。

表 2 方位轴系晃动误差检测数据

Tab. 2 Testing data of sloshing error of vertical shaft

| Q/rad | 顺时针   |       | 逆时针   |       |
|-------|-------|-------|-------|-------|
|       | $X_1$ | $X_2$ | $X_3$ | $X_4$ |
| 0     | 35.60 | 35.80 | 35.40 | 36.00 |
| 0.524 | 34.80 | 34.90 | 34.80 | 35.00 |
| 1.047 | 34.80 | 35.10 | 35.20 | 34.80 |
| 1.571 | 34.80 | 35.00 | 35.30 | 35.00 |
| 2.094 | 35.10 | 35.40 | 35.60 | 35.60 |
| 2.618 | 35.80 | 36.00 | 35.80 | 36.00 |
| 3.142 | 35.80 | 36.00 | 35.60 | 36.00 |
| 3.665 | 36.00 | 36.00 | 35.60 | 36.00 |
| 4.189 | 35.80 | 35.90 | 35.60 | 35.80 |
| 4.712 | 36.00 | 35.90 | 35.80 | 36.00 |
| 5.236 | 35.10 | 35.50 | 35.40 | 35.20 |
| 5.760 | 35.10 | 36.00 | 35.40 | 36.00 |

由表 2 数据计算得到,方位轴系的最大晃动误差为  $0.59''$ ,与理论计算基本吻合。

#### 4.3 两轴垂直度误差测试

两轴垂直度误差仍采取平面反射镜和  $0.1''$  高精度自准直经纬仪进行测量,如图 7 所示。为消除测量中方位轴的调平不准确度误差,采用“对径相加读数法”测量两轴的垂直度误差<sup>[12]</sup>,两轴

垂直度误差的计算公式如下:

$$\psi = \frac{(\eta_0 + \eta_{180} + \eta'_0 + \eta'_{180})}{4}, \quad (15)$$

式中: $\eta_0, \eta_{180}$ 分别为俯仰轴处于 $0^\circ, 180^\circ$ 时的自准直光管读数; $\eta'_0, \eta'_{180}$ 分别为方位轴旋转 $180^\circ$ ,俯仰轴处于 $0^\circ$ 和 $180^\circ$ 时的自准直光管读数。依据式(15),测得两轴垂直度误差为 $1.5''$ 。

轴系误差的实际检测结果均大于理论计算误差,这是因为结构零部件的加工误差、装配误差,以及均化作用、检测设备固有误差、理论计算中取值存在一定的误差等共同造成的。

## 5 结 论

本文基于通用P2级轴承研制了一套精密二

维转台,转台总质量约为87 kg,外轮廓尺寸为742 mm(长) $\times$ 390 mm(宽) $\times$ 726 mm(高)。为了评价前期设计的合理性,对影响轴系精度的各要素进行了总结归纳,理论计算了轴系晃动误差,同时,对轴系装配工艺给予了详细的说明。经过3个月的加工、检测、装配完成了转台的研制,利用傅里叶谐波分析方法与对径相加读数法分别进行了轴系晃动误差、两轴垂直度误差的实物检测,结果表明:俯仰轴系的最大晃动误差为 $2.5''$ (PV),方位轴系的最大晃动误差为 $0.6''$ (PV),两轴垂直度误差为 $1.5''$ ,指标满足使用要求。基于通用轴承的精密转台能够节约成本、缩短研制周期,为中小型光电跟踪架、天文望远镜观测架以及二维精密实验转台的研制提供了设计依据与技术积累。

## 参考文献:

- [1] 赵奇,胡明勇,李明杰,等.地平式离轴扩束光学系统装调技术[J].应用光学,2018,39(4):563-568.  
ZHAO Q, HU M Y, LI M J, et al.. Assembly technology of alt-az off-axis beam expanding optical system[J]. *Journal of Applied Optics*, 2018, 39(4): 563-568. (in Chinese)
- [2] 张学敏,宋兴,候晓华,等.可调焦离轴三反光学系统的装调[J].光学精密工程,2017,25(6):1458-1463.  
ZHANG X M, SONG X, HOU X H, et al.. Alignment of focus-adjustable off-axis reflective optical system[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2017, 25(6): 1458-1463. (in Chinese)
- [3] 宋兴,杨建峰,张学敏,等.RC光学系统的精密装调[J].光子学报,2017,46(S1):8-11.  
SONG X, YANG J F, ZHANG X M, et al.. Precision alignment of RC optical system[J]. *Acta Photonica Sinica*, 2017, 46(S1): 8-11. (in Chinese)
- [4] 毕寻.车载低轨卫星测量站跟踪关键技术研究[D].北京:中国科学院大学,2019.  
BI X. *Research on Key Tracking Technologies of Vehicle-borne LEO Satellite Survey Station* [D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences, 2019. (in Chinese)
- [5] 江伟,周维虎,劳达宝,等.多光栅测角系统精密转台轴系设计[J].仪表技术与传感器,2018(9):24-28.  
JIANG W, ZHOU W H, LAO D B, et al.. Design of precision turntable shaft for multi-gratings angle measuring system[J]. *Instrument Technique and Sensor*, 2018(9): 24-28. (in Chinese)
- [6] 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.  
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): 605-611. (in Chinese)
- [7] 张艳辉,赵勇志.1 m望远镜俯仰轴系精度分析[J].机械设计与制造,2011(3):185-186.  
ZHANG Y H, ZHAO Y ZH. 1 m aperture telescope's altitude axis error analyzing[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2011(3): 185-186. (in Chinese)
- [8] 赵勇志,张景旭,吴小霞,等.1 m望远镜俯仰轴系精度检测误差的修正[J].光学精密工程,2009,17(10):2401-2405.  
ZHAO Y ZH, ZHANG J X, WU X X, et al.. Modification of altitude axis errors for 1 m aperture telescopes[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(10): 2401-2405. (in Chinese)
- [9] 杜俊峰,张孟伟,张晓明.光电经纬仪测角精度分析[J].应用光学,2012,33(3):466-473.  
DU J F, ZHANG M W, ZHANG X M. Angle measurement accuracy of photoelectric theodolite[J]. *Journal of Applied Optics*, 2012, 33(3): 466-473. (in Chinese)
- [10] 杜俊峰,李正周.GD-220光电经纬仪轴系的精度

- 分析 [J]. 光学 精密工程, 2002, 10(4): 416-419.  
DU J F, LI ZH ZH. Analysis of the axial accuracy of the GD-220 photoelectric theodolite [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2002, 10(4): 416-419. (in Chinese)
- [11] 高福晖. 大型经纬仪轴系晃动的傅里叶谐波分析方法 [J]. 光电工程, 1998, 25(5): 1-10, 15.  
GAO F H. Fourier harmonic analysis method for axial system wobbling of the large scale theodolite [J]. *Opto-Electronic Engineering*, 1998, 25(5): 1-10, 15. (in Chinese)
- [12] 田学光. 测绘相机标定转台结构系统关键技术研究 [D]. 长春: 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 2010.  
TIAN X G. *Study of Key Techniques on Mapping Camera Calibration Turntable Structure System* [D]. Changchun: Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, 2010. (in Chinese)

#### 作者简介:



于夫男(1986—),男,吉林松原人,助理研究员,2010年于吉林大学获得学士学位,2012年于哈尔滨工业大学获得硕士学位,主要从事空间望远镜光机结构系统方面的研究。E-mail: 847378033@qq.com



徐抒岩(1963—),男,吉林长春人,研究员,博士生导师,1985年于天津大学获得学士学位,1989年于中科院长春光机所获得硕士学位,主要从事空间光学遥感器计算机控制、图像处理的研究。E-mail: xusy@ciomp.ac.cn