

· 电路与控制 ·

精密光电转台的结构方案探讨

孙利军

(光电信息控制和安全技术重点实验室, 河北 燕郊 065201)

摘要: 分析比较了当前各种光电转台的结构特点, 为结构方案的定型提供了充足的依据。从转台的基本框架结构、支承方式、动力源、驱动方式到轴系结构等方面都进行了具体的设计分析, 并进行了校核计算及误差分析。最终确定了精密光电转台的结构方案, 根据本方案研制的转台测试达到了很高的精度, 验证了精密光电转台结构方案的合理性。

关键词: 光电转台; 结构方案

中图分类号: TH741.2²

文献标识码: A

文章编号: 1673-1255(2013)-01-0054-06

Discussion of Structure Schemes of Fine Electro-optical Turret

SUN Li-jun

(Science and Technology on Electro-optical Information Security Control Laboratory, Sanhe 065201, China)

Abstract: Structure characteristics of electro-optical turrets are analyzed and compared for determining the structure scheme. Detailed design analysis of basic frame structure, support mode, power source, driving modes and shaft structure are performed and the calculations of calibration and error analysis are conducted. Structure schemes of fine electro-optical turrets are confirmed finally. Turrets developed on the schemes have high precision and the rationality of the structure schemes of fine electro-optical turret is verified.

Key words: electro-optical turret; structure scheme

光电转台在工业、测绘、航空、航天、军事等领域得到了越来越广泛的应用, 如用于惯导测试和运动仿真; 数控机床的伺服控制; 光电经纬仪跟踪与测量; 炮塔运动控制等, 这些都是基于对光电转台的运动控制, 所以转台性能的优劣直接关系到仿真试验和伺服控制的可靠性和置信度, 它是保证系统精度和性能的基础。随着光电信息技术的快速发展, 对光电转台提出了越来越高的要求。转台设计成功的首要保证是合理设计机械结构的总体方案, 尤其是对角秒级的转台的设计更要慎重。针对如何在结构上做到轻质量、高刚度、高精度和提高转台的灵活机动性, 分析了当前各种转台的典型结构方案。根据实际要求, 确定了转台的结构设计方案, 在此基础上研制了精密双轴光电转台, 完成的转台样机经测试精度达到了很高的精度。该精密光电转台为光电系

统的应用提供了一个高精度的操作平台。

1 转台的典型结构方案分析

1.1 框架结构

转台的框架结构主要有O型、U型、T型三种形式。但无论哪种结构它们共同的特点是有两个正交的精密回转轴系及足够的系统刚度。O型结构的结构紧凑、体积小、结构频率高, 整体刚度好、对称性好, 适用于整圈高速旋转的场合, 常用于内框架和中框架。U型和T型结构的结构复杂、体积大、结构频率低, 整体刚度差、对称性差, 适用于低速旋转的场合, 常用于外框架, 该框架结构应考虑配重问题^[1]。

一般来讲, 无论是外框架还是内框架, 常常设计

成中空的结构形式,为了提高系统的刚度和结构的固有频率。转台框架结构常用的材质有铸造和锻造两种,锻造结构的抗振性能差,不容易形成复杂形状,但材质密实。铸造结构的抗振性能好,材质疏松,容易形成复杂形状,例如可用多种先进铸造方法形成各种的理想形状,保证高强度及刚度的结构要求。因此在条件允许时应尽量选择铸造结构。另外,对于角秒级的精密转台内、外框架在铸造后和粗加工后都应该进行长时间的时效处理,以消除在铸造和加工时产生的应力,保证框架在转台的工作中不发生残余应力变形,保证转台的高精度要求。

1.2 支承结构

支承的目的首先能够保证转台较高的定位精度和承载能力,其次可以提供给结构以低而平均的摩擦阻力,而且能够使结构尽可能有各向对称的刚度形式。目前常用的支承形式有:机械轴承、气浮轴承和液压轴承^[2]。它们的性能对比见表1所示。

表1 转台的支承形式及特点

支承形式	优点	缺点
机械轴承	结构简单、定位和旋转精度高;抗载能力强;可在较强加速度、振动、冲击条件下工作;易于实现三轴近似等刚度;振动和噪声小。	摩擦力矩较大
气浮轴承	运行平稳,运转精度高,无爬行。	设备复杂,成本高。
液压轴承	控制运转的精度更高,受外界干扰小,无爬行。	设备复杂,装调及维修复杂,成本高,较难保证静压油膜厚度。

由表1的分析可知,机械轴承最为常用,而其中以精密角接触球轴承的使用最为广泛。由于预载的选择对于精密角接触球轴承应用的影响非常大,预载一般分成轻型、中型、重型三种,一般轻预载比较常见。为了方便客户的使用,目前世界上的几大轴承制造商都普遍提供预先研磨轴承端面而加预载的轴承,也就是人们通常所说的万能配对精密角接触球轴承形式。该类轴承免去了客户的预载调节,从而节省了安装时间。具体在方案设计中通常采用成对(配对制造、配对使用)有预紧力的自润滑高精度(P2级至P4级)的角接触球轴承。

1.3 动力源

转台中常用的动力源有直流力矩电动机、交流力矩电动机、液压马达等,它们的性能对比见表2所示。

表2 转台常用动力形式比较

动力形式	优点	缺点
直流力矩电动机	结构简单、操作方便、连续旋转、直接驱动、性价比高、峰值转矩大、时间常数小、可靠性高、不需维修。	转速低、有低速力矩干扰、可驱动负载小、频响低。
交流力矩电动机	常用于经齿轮减速的方案设计中。 力矩大、功率大、体积小、质	轴向尺寸大
液压马达	量轻、调速范围宽。	

1.4 驱动方式

转台的驱动方式从原理上分为直接驱动和间接驱动。直接驱动的结构简单紧凑,避免了间接传动的齿隙误差,有利于提高动特性和精度。但是转台的低速性能基本取决于驱动元件的性能。间接驱动的结构复杂,轴向尺寸大,齿轮啮合传动间隙等误差影响了转台的精度和稳定性^[4]。但是转台的超低速性能好,可提高系统的固有频率,适用于转动惯量较大的工作情况。

转台的驱动方式又可分成单端驱动和双端驱动。单端驱动结构简单,惯性小。但是结构的对称性差,需要加配重平衡。双端驱动的结构复杂、惯性大,结构的对称性好,常用于刚性较弱的大结构形式,以减小变形。但是双端驱动的结构要保证双端动力完全一致比较困难。

1.5 主轴结构

内外框架的主轴结构包括轴的强度、刚度、材质以及具体的结构形状等,它是连接转台各个零部件的关键。轴系的结构需对称以减少变形对系统精度的影响;应具有足够的刚度以减少弹性变形;轴系设计时,选取合理过盈量配合,提高组合刚度等。

强度和刚度要根据具体的设计模型进行相应的效核计算,轴的材质有45#钢、40Cr钢等,通常设计以40Cr钢居多,目的是为尽量减小由于环境温度变化、材料线膨胀系数不一样带来的误差;轴的结构形状设计要根据整体的工艺要求和相关的具体要求,在

转台的设计中通常采用中空结构,这样不仅减小了质量和转动惯量而且中空轴可以穿过电缆线,以消除导线浮动引起的干扰力矩。另外,为了保证外框架的力矩平衡必须对内框架进行配重。

2 结构方案确定

2.1 确定T型框架结构

根据总体工艺的要求,转台低速工作,而且不是整圈运转,最终选用T形转台框架结构。两端的负载可以根据总体要求安装相应的分系统,每端负载的质量不超过 15 kg,转台总质量不超过 150 kg。总体框架如图 1 所示。

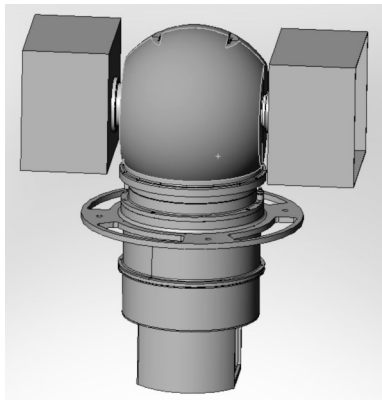


图1 T型光电转台示意图

2.2 确定支承方式

根据表1所述转台的支承形式及特点分析,本转台的内外框架拟采用成对高精角接触球轴承的支承方式。

2.2.1 外框架(方位轴系)支承方式

转台方位轴系的支承结构基本有两种方式:一种是选用一对靠紧的角接触球轴承背靠背安装,该方案适用方位轴跨度小的情况,否则会使方位轴回转时产生较大的倾斜度,影响该轴的旋转精度;另一种是复合轴方式,该方案选择两对角接触球轴承分别配合各自的转子和定子,再将两个转子连接为方位轴,该方式适用于轴系跨度大的情况,但由于是复合轴结构,两个转子和定子在各自的设计制造中都存在一定的误差,这样使整个轴系的累积误差增多,影响了轴系的精度,另外该方案在装配时不能很

好地保证整个轴系的同心度,从而直接影响了该轴系的旋转精度。文中技术方案是选用一对高精度的角接触球轴承拉开一定的间距 L 背靠背安装作为轴系的支承,参见图2所示。

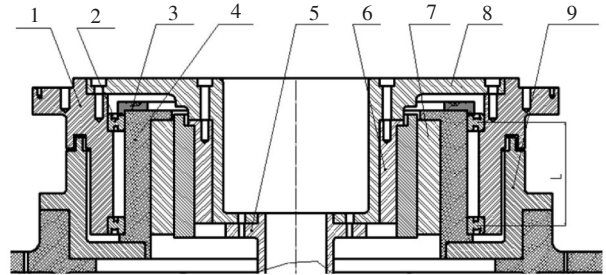


图2 外框架(方位)轴系结构图

转盘1、方位主轴8、电机转子6和连接轴5相连接构成转动部分;定子4、调节端盖3、电机定子7、固定盘9和机座相连接,组成固定部分。调节端盖3的作用是调节轴承的间隙,保证轴系的支承刚度。

轴承2的参数:内径 $d=254\text{ mm}$,外径 $D=273\text{ mm}$,宽度 $B=9.5\text{ mm}$;额定静载荷 $C_0=5\,962\text{ kg}$,额定动载荷 $C=2\,529\text{ kg}$ 。经计算方位轴系的动载荷以及轴承寿命远远超出推荐的预期轴承寿命,证明选用的该轴承满足要求。

该支承方案一方面适应了转台方位轴跨度大的要求,另一方面由于这样的一对轴承拥有共同的转子和定子,对比复合轴结构的情况,减少了设计、制造带来多余的累积误差,而且装配中能够很好地保证整个轴系的同心度,最终能够保证转台轴系的精度指标。

2.2.2 内框架(俯仰轴系)支承方式

俯仰轴系结构如图3所示,俯仰轴的跨度较大,需要承受较大的弯矩,所以选用一对背靠背安装的精密角接触球轴承4,轴承内圈配合精密加工的左侧轴3、右侧轴7和U型连接横杆5,另外轴承的外圈配

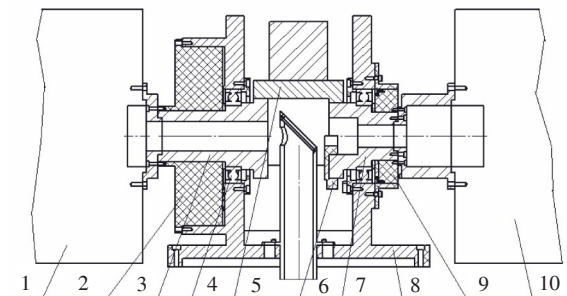


图3 内框架(俯仰)轴系结构图

合精密加工的支承座8中心的轴承座孔,能够确保轴系实现较高的回转精度。

轴承4的参数:内径 $d=85\text{ mm}$,外径 $D=130\text{ mm}$,宽度 $B=22\text{ mm}$;额定静载荷 $C_0=62\text{ KN}$,额定动载荷 $C=65.5\text{ KN}$ 。

由于俯仰轴的转速较低,所以应根据轴承的静载荷效核轴承的寿命,经计算该轴承的静载荷也远远小于额定静载荷,证明选用的轴承能满足要求。

2.3 确定动力源及驱动方式

根据总体指标的要求,内外框架均选用直流力矩电机直接单端驱动的方式。根据转台内外框架轴系负载的分析,确定各个轴系的动力源。

2.3.1 外框架(方位)电机的选择

方位轴系负载 M_1 主要包括轴承的摩擦力矩 M_{c1} 、惯性负载 M_{j1} 和风阻负载 M_f ,即

$$M_1 = M_{c1} + M_{j1} + M_f \quad (1)$$

$$\text{其中 } M_{c1} = f \times P_1 \times D_{m1} \quad (2)$$

$$M_{j1} = J_{s1} \times \epsilon_{1\max} \quad (3)$$

风阻负载 M_f 取经验值^[5],即: $M_f = 1.2\text{ N}\cdot\text{m}$

在式(2)中, f 为轴承的摩擦系数,根据文献[6]中表4-54查得 $f=0.002$; P_1 为转台的总质量, $P_1=150\text{ kg}$; D_{m1} 为方位轴承的平均直径,

$$D_{m1} = 0.5 \times (d + D) = 263.5\text{ mm}$$

经过计算得

$$M_{c1} = 0.77\text{ N}\cdot\text{m} \quad (4)$$

在式(3)中, J_{s1} 为方位轴系的转动惯量。

在三维软件环境下,计算得

$$J_{s1} = 6.5(\text{kg}\cdot\text{m}^2) \quad (5)$$

$\epsilon_{1\max}$ 为方位轴的最大角加速度, $\epsilon_{1\max} = 180^\circ/\text{s}^2$

经过计算得

$$M_{j1} = 20.4\text{ N}\cdot\text{m} \quad (6)$$

在式(1)中,计算得:总转矩 $M_1 = 22.3\text{ N}\cdot\text{m}$

根据以上的分析计算,最终选取的直流力矩电机参数:转矩 $65\text{ N}\cdot\text{m}$;功率 1 kW 。

2.3.2 内框架(俯仰轴系)电机的选择

俯仰轴系负载 M_2 主要包括轴承的摩擦力矩 M_{c2} 、惯性负载 M_{j2} 和风阻负载 M_f ,即

$$M_2 = M_{c2} + M_{j2} + M_f \quad (7)$$

$$\text{其中 } M_{c2} = f \times P_2 \times D_{m2} \quad (8)$$

$$M_{j2} = J_{s2} \times \epsilon_{2\max} \quad (9)$$

风阻负载 M_f 取经验值^[5],即: $M_f = 1.2\text{ N}\cdot\text{m}$

在式(8)中, f 为俯仰轴承的摩擦系数,根据文献[6]中表4-54查得 $f=0.002$; P_2 为转台俯仰轴系的总质量, $P_2=80\text{ kg}$; D_{m2} 为俯仰轴承的平均直径,

$$D_{m2} = 0.5 \times (d + D) = 107.5\text{ mm}$$

经过计算得

$$M_{c2} = 0.17\text{ N}\cdot\text{m} \quad (10)$$

在式(9)中, J_{s2} 为俯仰轴系的转动惯量。

在三维软件环境下,计算得

$$J_{s2} = 2.2(\text{kg}\cdot\text{m}^2) \quad (11)$$

$\epsilon_{2\max}$ 为方位轴的最大角加速度, $\epsilon_{2\max} = 40^\circ/\text{s}^2$

经过计算得

$$M_{j2} = 1.53\text{ N}\cdot\text{m} \quad (12)$$

在式(7)中,计算得:总转矩 $M_2 = 2.9\text{ N}\cdot\text{m}$

根据以上的分析计算,最终选取的直流力矩电机参数:转矩 $5\text{ N}\cdot\text{m}$;功率 140 W 。

2.4 确定轴系结构方式

为了使各个轴系具有很好的强度、硬度和耐磨性,各个轴的材料均选用40Cr合金钢,这样也考虑了其材料线膨胀系数与轴承钢的材料线膨胀系数基本一致,保证了轴系在不同温度环境下的配合精度。

2.4.1 方位轴系结构设计

外框架的刚度和旋转精度直接影响着转台的精度和稳定性。加大主轴直径可以提高轴系刚度,但这样会增加轴系的转动惯量,所以将主轴设计为空心轴,不仅作为干扰系统的导光通道,而且也降低了轴系的转动惯量。

外框架的轴系结构参见图2所示:当电机工作时,电机转子带动方位主轴8继而带动转盘1转动,转盘的作用既是轴承的转子,又是与转台上的俯仰部分相连接的重要平台。方位主轴8又通过连接轴5带动测角元件的转动部分工作。定子4一方面与电机定子7用螺钉相连接,另一方面与固定盘9用螺钉连接,固定盘最后与机座用螺钉连接。

由于方位轴主要承受扭矩,所以按扭转强度条

件计算主轴的轴径^[8]

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{p}{n}} \times \sqrt[3]{\frac{1}{1-\beta^4}} \times A \quad (13)$$

其中, d 为主轴的轴径。设空心轴的内径为 d_0 , 外径为 d ; $\beta = d_0/d$ 为轴的内外直径之比, 取经验数值^[8], $\beta = 0.6$; n 为该轴的转速, $n = 20 \text{ r/min}$; p 为方位轴传递的功率, $p = 1 \text{ kW}$; A 为系数, 它与轴的材料许用扭转应力 $[\tau]$ 及承载情况有关。

经查文献[8]中表 11-2 得系数 $A=100$;

在式(13)中计算得: $d \geq 39 \text{ mm}$

初步取 $d_0 = 40 \text{ mm}$, $d = 60 \text{ mm}$ 。

2.4.2 俯仰轴系结构设计

俯仰轴设计为空心轴, 不仅作为 T 型两端负载的电缆过线通道, 而且也降低了轴系的转动惯量。参见图 3 所示。左侧轴 3 和右侧轴 7 通过 U 型连接横杆 5 连接, 左侧轴 3 的另一端连接负载 1, 右侧轴 7 的另一端连接负载 10, 配重盘 6 可以调节轴系左右的平衡, 4 为一对 角接触球轴承, 配合精密加工的支承座 8 的轴承座孔, 能够确保该轴系实现较高的回转精度。支承座 8、球壳均选用 ZL114A 铸铝材料, 保证了俯仰轴系在不同温度环境下整体结构和光路的稳定性。

由于该轴系的跨度较大, 轴既受弯矩又受扭转, 所以按弯扭合成应力进行轴的效核计算^[9-10]。以左侧轴 3、右侧轴 7 和中间的 U 型连接横杆 5 连接而成的俯仰轴为研究对象, 由于该轴系设计有配重盘, 使轴的重心位于中心轴线上, 又由于轴的长度远大于直径, 故将该轴看作简支梁做分析。按弯扭合成应力的效核结果证明该轴系的强度设计可靠。由于该轴系较长, 轴的两端为悬臂结构, 因此要进行刚度计算, 其最大挠度及最大端截面转角均远小于该轴的许用挠度和许用偏转角, 证明了该轴的结构满足刚度要求。综上所述, 俯仰轴系的结构设计合理。

3 误差分析

转台的系统误差主要有伺服误差和机械结构误差两大类。其中机械结构误差包括设计误差、制造安装误差以及由于载荷、温度、摩擦等原因引起的结构变形, 这些误差互相作用使轴系发生偏转, 从而影响方位轴的铅垂度、方位轴与俯仰轴的垂直度等, 最终影响系统

的性能指标。下面简要分析主要误差项。

3.1 方位轴的铅垂度误差 δ_q

当轴承工作在理想状态时, 轴的旋转中心即为轴的几何中心, 此时轴承的间隙为 0。当轴承在实际安装中, 产生了间隙跳动, 此时轴的旋转中心与理想旋转中心产生了角度偏差 β , 把这个角度看作方位轴的倾斜度, 即是方位轴的铅垂度误差 δ_q 。在图 4 中, 轴承 1 处为方位轴的一对角接触轴承的中心, 轴承 2 是方位轴下端安装测角元件的轴承中心处, 其中的跨距 $\lambda = 280 \text{ mm}$ 。

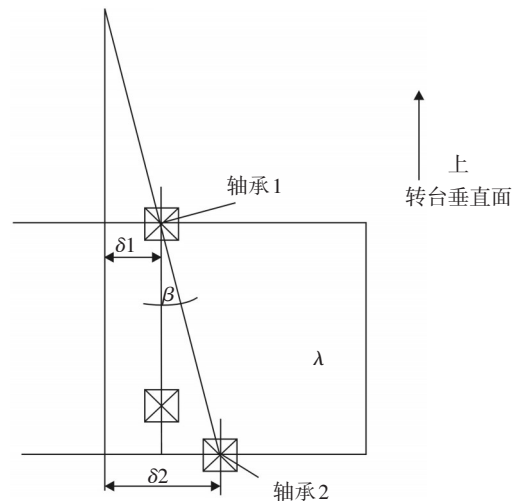


图 4 方位轴铅垂度分析示意图

为了使方位轴的上端获得最小的径向跳动量, 应用了轴承径向跳动的相互补偿原理及相应的定向装配法, 使轴承 1 与轴承 2 的跳动量的最大值处在同一平面, 并且在轴线的同一侧, 装配完成后测得

轴承 1 处的最大径向跳动量 $\delta 1 = 0.01 \text{ mm}$,
轴承 2 处的最大径向跳动量 $\delta 2 = 0.018 \text{ mm}$ 。

由图 4 中可得到公式

$$\tan(\beta) = \frac{\delta 2 - \delta 1}{\lambda} \quad (14)$$

经计算式(14), 得到 $\beta = 0.0016^\circ = 5.76''$

所以经分析计算得方位轴的铅垂度误差 δ_q 大约为 $5''$ 。

3.2 方位轴与俯仰轴的垂直度误差 $\delta_{\text{垂直}}$

分析转台的方位轴与俯仰轴的垂直度误差主要有俯仰轴的倾斜度 $\delta_{\text{斜}}$ 和方位轴与俯仰轴的垂直度误差 $\delta_{\text{垂}}$ 组成。在图 5 中, 轴承 3 和轴承 4 分别是俯仰

轴系中一对角接触轴承的中心,其中的跨距 $\lambda_2=170\text{ mm}$ 。轴承在实际安装中,产生了间隙跳动,此时轴的旋转中心与理想旋转中心产生了角度偏差 θ ,把这个角度看作方位轴的倾斜度 $\delta_{\text{斜}}$ 。

同方位轴的装配工艺,完成装配后测得轴承3处的最大径向跳动量 $\delta_3=0.005\text{ mm}$,轴承4处的最大径向跳动量 $\delta_4=0.008\text{ mm}$ 。

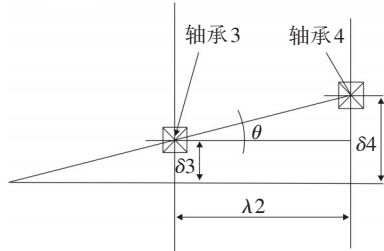


图5 俯仰轴倾斜度分析示意图

由图5中可得到公式

$$\tan(\theta) = \frac{\delta_4 - \delta_3}{\lambda_2} \quad (15)$$

经计算公式(15),得到 $\theta=0.001^\circ=3.6''$

方位轴与俯仰轴的垂直度误差 $\delta_{\text{垂}}$ 主要由装配工艺保证,参见图3中,通过修磨图中的零件8与下端方位轴的连接平面而达到降低两轴的垂直度误差的目的,本结构加工装配工艺能达到的垂直度误差为 $10''$ 。

由于 $\delta_{\text{斜}}$ 与 $\delta_{\text{垂}}$ 互相独立作用,按B类不确定评定,设它们服从均匀分布,按极限误差合成的原理则有

$$\delta_{\text{垂直}} = \frac{\sqrt{\delta_{\text{垂}}^2 + \delta_{\text{斜}}^2}}{\sqrt{3}} = 6.13'' \quad (16)$$

所以经分析得方位轴与俯仰轴的垂直度误差度 $\delta_{\text{垂直}}$ 大约为 $6''$ 。

4 结 论

通过对精密光电转台具体结构方案的设计,从整体的框架结构、支承方式、动力源及驱动方式到具体的轴系结构都进行了详细的分析说明,最终研制了基于该结构方案的转台样机。经过多次试验验证了转台的运行可靠,而且能够达到较高的精度,与同等级别的光电转台相比较达到了较高的精密程度。

参考文献

- [1] 李颖晖,郭阳宽,王勇,等. 伺服转台机械结构方案设计探讨[J]. 机械研究与应用,2005,18(6):88-89.
- [2] 李杰. 精密光电跟踪转台框架的静动态特性分析[J]. 光电工程,2010,37(1):61-65.
- [3] 刘飞,董云峰. 基于单轴气浮台的空间跟踪地面试验的设计与实现[J]. 计算机测量与控制,2010,18(3):626-629.
- [4] 梁迎春,陈时锦. 惯性系统三轴综合测试转台总体设计若干问题的探讨[J]. 中国惯性技术学报,1996,4(1):69-72.
- [5] 郭阳宽,李玉和. 高精度转台直接与间接驱动比较研究[J]. 光学精密工程,2004,12(3):292-295.
- [6] 姬伟,李奇,杨海峰,等. 精密光电跟踪转台的设计与伺服控制[J]. 光电工程,2006,33(3):11-16.
- [7] 刘泽九. 滚动轴承应用手册[M]. 北京:机械工业出版社,2006:669-736.
- [8] 耿雷,季旭,李海越. 三轴转台结构静动态特性分析[J]. 光电工程,2006,33(3):11-16.
- [9] 高泽远. 机械设计[M]. 沈阳:东北大学出版社,1988:249-258.
- [10] 杜辉,牛雷. 某型三轴转台误差分析[J]. 舰船电子工程,2008,8(10):198-200.
- [11] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京:高等教育出版社,1987:162-189.

版 权 声 明

本刊已成为《中国核心期刊(遴选)数据库》、《中文科技期刊数据库》、《中国期刊全文数据库》、《中国学术期刊综合评价数据库》、美国《乌利希期刊指南》、波兰《哥白尼索引》收录期刊,加入了中国光学期刊网,建立了《光电技术应用》期刊网站,所刊载的文章在国内外数据库检索机构及网站(包括纸版、光盘版、网络版)报道时,不再征求作者意见。稿件刊登录用后作者著作权使用费与本刊稿酬一次性付给,并赠送当期样刊两份。