

文章编号 1004-924X(2014)11-3038-06

精密角接触球轴承综合参数测量仪

胡鹏浩*, 胡毅, 党学明

(合肥工业大学 仪器科学与光电工程学院, 安徽 合肥 230009)

摘要:结合惯性导航测试设备精密轴系的技术要求,研发了滚动轴承综合参数测试仪。该测试仪能检测轴承回转过程中的摩擦力矩、轴承刚度及几何精度,并能以图表或曲线的形式给出摩擦力矩与轴系预紧载荷、预紧载荷与轴承轴向位移等的关系。该系统集成了压力、位移、力矩等类型的传感器,在虚拟仪器平台上设计硬件控制、测量系统和软件,具有可扩展性好,成本低等特点。该系统将装配中难以控制的最佳预紧力转换为对轴承隔套高度差的控制问题,较好地解决了轴系装配过程中的最佳预紧问题并保证了轴系具有平稳的摩擦力矩。测量轴系的摩擦力矩特性显示,在 8 r/min 转速下,运行平稳后的转动摩擦力矩为 (0.62 ± 0.16) Nm。该实验数据为控制转台的低速率运动和建立准确的补偿干扰力矩模型提供了理论依据。

关键词:角接触球轴承;摩擦力矩检测;预紧力;预紧量;综合参数测量仪

中图分类号:V233.45 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20142211.3038

Multi-parameter measuring instrument for precise angular contact rolling bearing

HU Peng-hao*, HU Yi, DANG Xue-ming

(School of Instrumentation Science and Opto-electronic Engineering,
Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

* Corresponding author, E-mail: hupenghao@hfut.edu.cn

Abstract: According to the technical requirements of precision shafting of inertial navigation test equipment, a comprehensive parameter tester for the rolling bearing is developed. The tester is used to measure the friction torque, bearing stiffness and geometric accuracy in the rotary processing of the rolling bearing and it gives the relations between the friction torque and the axial pre-tightening load, as well as the axial pre-tightening load and the bear axial displacement in the form of a chart or a curve. The system integrates several kinds of sensors and designs hardware control, measuring system and software on a virtual platform. It is characterized by good expandability and lower costs. The system converts control of the best pre-tightening force into control of the bearing bushing height difference, which better solves the best pre-tightening problem in the process of shafting assembly and ensures a stable friction torque for the shafting system. The experiment results show that the system not only finishes all parameter detection successfully, but also can track the variation of frictional

收稿日期:2014-03-14;修订日期:2014-04-10.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 51175140);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(No. 2013HGCH0005)

torque in bearing running. Under a rotation speed of 8 r/min speed, the rotation friction torque at stable operation is (0.62 ± 0.16) Nm. The experimental data provide theoretical foundation for the control of low rate motion of turntables and the establishment of compensation model for disturbance torques.

Key words: angular contact bearing; frictional torque measurement; preload force; preload displacement; multi-parameter measuring instrument

1 引言

惯性导航测试系统(转台)是为惯性敏感器件和导航制导系统的性能测试、标定提供精确的空间坐标定位和精密的运动测试基准,也常用于各种飞行运动仿真、目标运动仿真。转台的角度定位精度一般在 $\pm 5 \sim 10''$,并能保证在低速率下平稳运动^[1-3]。

转台内、外轴系通常选用高精度的角接触球轴承,精度要求高且其摩擦力矩必须小且平稳,这一方面依赖于轴承的制造装配精度,另一方面也取决于设备装配过程中对轴系的精确调整。转台在低速回转时,轴系的摩擦力矩易导致低速爬行,影响跟踪精度。同一型号、同一批的轴承,其摩擦力矩都有可能相差较大。为此有必要对所配置的轴承进行摩擦力矩及刚度和尺寸精度的测量,而所获取的相关数据在装配之前可用来优选轴承,在装配中可以用于指导装配和调试,保证轴系达到最佳的预紧效果、回转精度和低速稳定性;所获取的轴承摩擦力矩特性及参数还有助于实现对转台的低速率运动控制。据此可以建立准确的干扰力矩模型进行系统补偿,也可以通过控制系统结构和参数来减小干扰力矩的影响。通常的方法是通过增加系统增益来提高系统抗干扰力矩的能力,也可以利用加速度反馈控制,增强控制系统对力矩扰动的抑制能力,从而减轻低速爬行提高低速性能^[4-6]。

本文研发了多参数综合测量系统,集成了压力、位移、力矩等类型的传感器,在虚拟仪器平台上设计了硬件控制、测量系统和软件。仪器的测量数据对于装配前的轴承挑选,装配中最佳预紧量和平稳摩擦力矩确定,以及后续的转台速率控制和力矩补偿均提供了良好的技术支持。

2 理论分析

仪器所测参数主要包括:

(1)在不同预紧载荷作用下的内圈端面跳动和径向跳动,测量精度为 $\pm 2 \mu\text{m}$;

(2)转速、预紧力变化与滚动轴承摩擦力矩之间的函数关系和试验曲线。转速为 $0.5 \sim 10$ r/m,摩擦力矩为 $0 \sim 5$ N·m,测量误差小于 $1\% F \cdot S$;

(3)在不同预紧载荷下,轴承内圈相对于外圈在轴向方向的位移量(轴向刚度),测量精度为 $\pm 2 \mu\text{m}$ 。

2.1 轴系配置及刚度分析

根据功能、精度和服务对象不同,转台轴系的配置在结构上存在各种变化,通常多选用成对的精密角接触球轴承支撑,少数高精度转台在特殊场合应用时也有选用气浮或静压回转支撑。以垂直轴为例,如图 1 所示,成对配售的精密角接触球轴承以背靠背的方式配置在轴承座孔内的两端,只需要旋转预紧扁螺母即可实现定位预紧调整。上、下端设置轴承端盖实现轴向定位,工作台与主轴装配成一体同步回转。在两套轴承之间配置内隔套和外隔套。

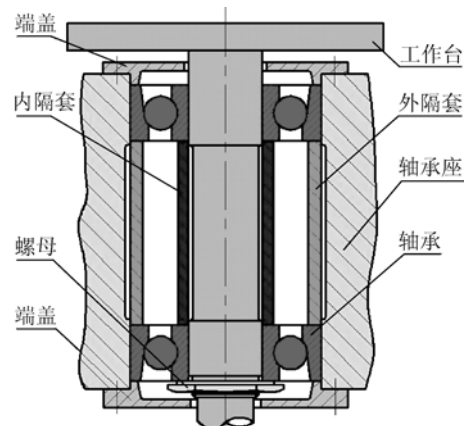


图 1 轴承配置

Fig. 1 Bearing arrangement

为了保证转台轴系的刚度和回转精度,必须对轴承预紧。预紧载荷过大,虽然能明显改善轴系的刚度但会导致摩擦力矩的增加,且运动摩擦力矩波动较大,对低速率性能有较大的影响;如预紧载荷过小,虽然摩擦力矩较小,但轴系刚度减弱,轴系回转精度和力学抗振系能降低。成对使用的角接触球轴承预紧原理如图 2 所示。在轴系上施加预紧载荷 F_{a0} ,两轴承变形曲线交于一点,两轴承的轴向变形量均为 δ_{a0} ,当在图 2(a)所示方向上施加工作载荷 F_a 时,轴承 A 变形量增加至 δ_{aA} ,轴承 B 变形量减小至 δ_{aB} ,轴沿 F_a 方向上产生的位移设为 δ ,则有: $\delta_{aA} = \delta_{a0} + \delta$, $\delta_{aB} = \delta_{a0} - \delta$,若继续增加 F_a 的值,使轴的位移量达到 $\delta = \delta_{a0}$ 时,则轴承 B 完全不承受载荷,外加载荷仅由轴承 A 承担, $\delta_{aA} = 2\delta_{a0}$ 为卸载。确定预紧载荷首先要考虑避免卸载的发生,文献中多有计算和叙述,有经典的计算公式可供参考^[7-9]。所研发的仪器可直接精确测出单个轴承的变形曲线,测量得到的数据可用于最佳预紧量的确定和获得小且稳定的轴系摩擦力矩,不再依赖于理论计算和装配经验。

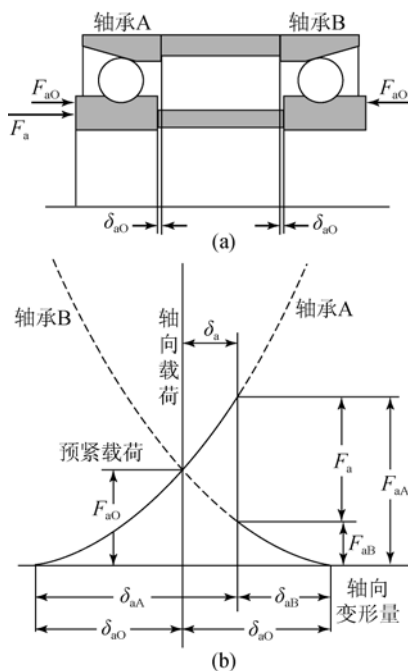


图 2 轴承载荷与变形曲线

Fig. 2 Displacement with position preload

2.2 滚动轴承摩擦力矩

滚动轴承的摩擦力矩分析和测试不仅与轴承本身的结构尺寸、几何精度、材料及热处理性能有关,还与工作载荷、装配精度、润滑条件及环境参

数有关,而对于工作在低转速条件下的转台中的角接触球轴承,其摩擦力矩的特性更加复杂。因为它处在边界润滑状态,用理论分析的方法难以求得精确值。研发的仪器将给出滚动轴承在低速条件下的启动摩擦力矩和运动摩擦力矩,同时有针对性地探求在低速条件下,摩擦力矩与转速及载荷之间的内在关系和规律,为理论计算做必要的补充^[10-11]。

3 仪器总体设计

仪器总体布局如图 3 所示,步进电机、扭矩测试仪、驱动轴、连接轴和被测轴承串联布置。电机驱动轴承以设定的转速回转,扭矩仪同步测试轴承的摩擦力矩。针对低速驱动的要求,通过软件对电机启动、加速、匀速、降速进行了优化,保证了测量时电机运动平稳可靠。

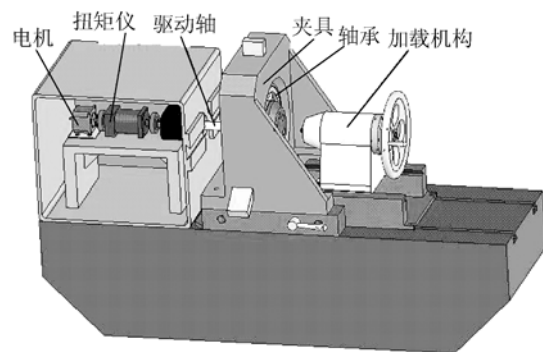


图 3 仪器结构布局

Fig. 3 Instrument layout

加载结构如图 4 所示,螺杆旋进通过位于两滑块中间的压力传感器,经钢球把预紧力加在端盖上。预紧载荷大小由压力传感器读出。

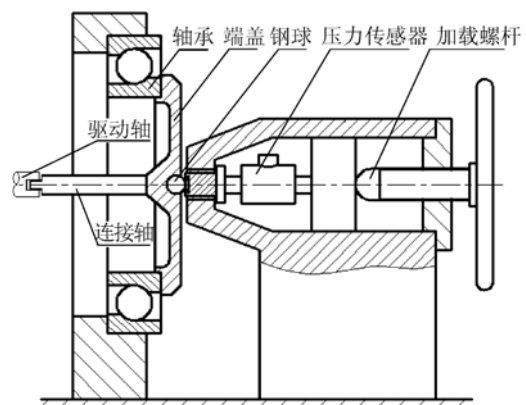


图 4 加载机构

Fig. 4 Load components

图 3 所示的床头箱和轴承夹具之间设置有跳动量、预紧量的测量工装及电感位移传感器。图 5 中旁向电感(型号:DGC-6PG/A)测量轴承内圈径向跳动,轴向电感 A(型号:DGC-8ZP/B)用来测量内圈端面跳动。

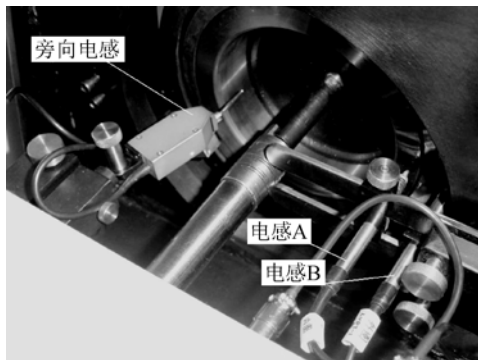


图 5 跳动测量

Fig. 5 Run out measuring

轴承在不同轴向载荷作用下的内圈相对于外圈在轴向方向上发生变形位移,若用单测头指向内圈,其读数位移值将包含轴承工装带动外圈在轴向方向的受力变形,采用 2 只电感传感器分别指在被测轴承的内、外圈上,利用电感测微仪内置的“相减”模式,即可准确获得单个轴承内圈相对于外圈的轴向位移变形量。装夹所有电感测头的夹具都内置基于柔性铰链+螺旋的微调装置,从而方便电感传感器调零^[12-13]。

仪器运动控制系统及电气硬件部分如图 6 所示,测量和控制通过一数据采集卡 NI PCI-6221 和一计数卡 PCI-6601 实现。轴向电感测头 A, B 差动模式时用于测量轴承轴向位移,其中轴向电感 A 还用于测量轴承内圈在不同载荷情况下的端面跳动。旁向电感测头用于测量轴承内圈的径向跳动。压力变送器测量所施加载荷的大小,测量信号经 A/D 通道送入计算机。I/O 口线承担电机正反转、电机细分控制,电感测微仪量程自动选择及差动模式选择等功能。实际测量中被测轴承装夹后试运转若干圈,控制系统根据电感测头的读数自动调整电感测微仪量程,以获取更高精度的测量数据。

通过轴承测量仪对轴承施加压力,所施压力大小由应变式测力传感器检出,传感器输出 0~5 V 标准信号,通电滤波电路滤除由于步进电机转动对该信号的干扰,经模数转换器进入计算机并显示^[14]。

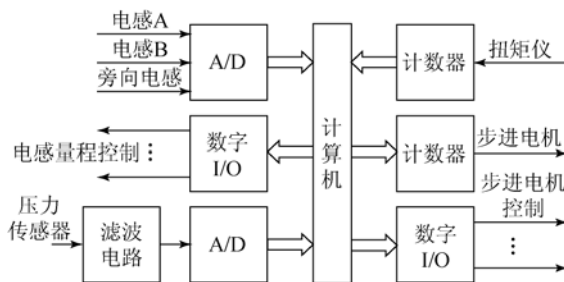
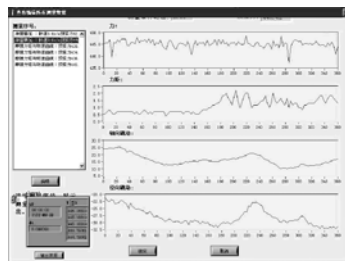


图 6 系统的硬件结构

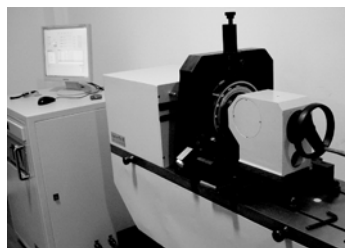
Fig. 6 Composition of hardware

测量软件和测量界面采用 NI 公司的虚拟仪器平台 LABVIEW 平台编制。图 7(a)是仪器测量基础界面,界面上显示出被测轴承的预紧力、转速、摩擦力矩,内圈跳动等数据信息和曲线,横坐标为轴承回转角度。图 7(b)为仪器总体外观。



(a) 仪器测量基础界面

(a) Basic interface of measuring



(b) 仪器整体照片

(b) Photo of instrument

图 7 基础界面及整体图片

Fig. 7 Basic interface and photo of instrument

4 实验数据分析及应用

图 8 记录了 7224A 型轴承在 440 N 的预紧载荷下,转速由 2 r/m 连续增加至 10 r/m 时,摩擦力矩与旋转速度的关系曲线,可见在 2~8.5 r/m 内,滚动轴承的摩擦力矩基本与轴承转速无关,改变预紧载荷大小,或更换轴承,均能得到相近的结论。当转速高于 9 r/m 时,摩擦力矩有下降的趋势。

图 9 的实验条件是:7224A 型轴承,转速 8 r/m,轴向载荷连续从 0 增加至 500 N,在 100~

300 N 预紧力作用下,滚动轴承的摩擦力矩变化幅度为 0.05 Nm,摩擦力矩平稳。当预紧载荷超过 350 N 时,摩擦力矩逐渐增加。

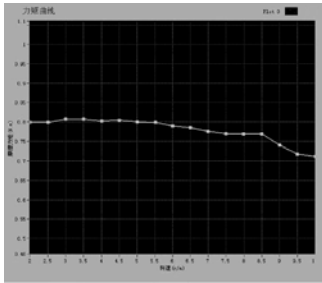


图 8 力矩-转速曲线

Fig. 8 Wavy tendency of torque

图 8 和图 9 分别展示了滚动轴承摩擦力矩与回转速度及预紧载荷之间的关系,前者是连续变速,后者是连续加载,但在转速同为 8 r/m,预紧载荷同为 440 N 的条件下,前者测得摩擦力矩是 0.77 Nm,后者为 0.83 Nm,两次实测值略有差距,可视为力矩传感器的测量误差。

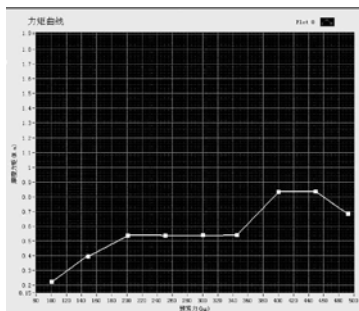


图 9 力矩-预紧力曲线

Fig. 9 Curve of torque-preload force

根据图 9 可以取 280 N 为最佳预紧力,但在实际装配中,准确获知预紧载荷大小很困难,一般都是依赖于装配工的经验。如果能测量在轴向载荷作用下轴承的轴向位移变形,则可以通过预先控制图 1 中内、外隔套的高度差来实现轴系最佳预紧。该型号轴承的轴向位移实测如表 1 所示,预紧力和轴向变形位移的关系也可采用类似图 9 的曲线记录和表达,但图表数值的形式更加直观,便于装配工使用。可以看出在 280 N 时,内、外隔套的高度差应该控制在 0.032 mm 左右,考虑各

参考文献:

- [2] 刘隼,李亚军. 惯导测试与运动仿真技术的特点和发展[J]. 航空精密制造技术, 2008, 44(6): 1-6.
LIU Y, LI Y J. Development of inertial guidance

零件形位、尺寸误差的影响,以及轴本身在预紧载荷下的拉伸变形,隔套的高度差可以适当增加。用平面磨削修配高度差最为理想,可同时保证尺寸精度和两端面的平行度。隔套端面的平行度非常重要,否则易导致轴承端面压不紧,轴系刚度和精度得不到保证。手工研磨看似准确但效率低,而且不容易保持两端面的平行度。

表 1 7224 型轴承的轴向位移量

Tab. 1 Preload experiment of bearing 7224

序号	轴向载荷/N	轴向位移/ μm
1	100	8.0
2	150	10.7
3	200	13.6
4	250	15.4
5	300	16.6
6	350	17.8
7	400	18.6
8	450	19.7

以该 7224 型精密角接触球轴承配置的垂直轴系初装完成后,将仪器上的轴承工装及加载机构整体卸除后,用专用夹具直接将初装好的垂直轴系放在仪器上,测量轴系的摩擦力矩特性,在 8 r/m 转速下,运行平稳后,转动摩擦力矩为 (0.62 ± 0.16) Nm。该实验数据为转台的低速率运动控制,建立准确的补偿干扰力矩模型,提供了理论依据。

5 结 论

本文结合惯性导航测试设备精密轴系的技术要求,设计和研发了滚动轴承综合参数测试仪,完成了滚动轴承摩擦力矩,轴承刚度等指标的测试,实验揭示了在低速轻载条件下,滚动轴承的摩擦力矩的特性及相关规律,获取的滚动轴承预紧载荷-预紧量关系曲线及技术数据为轴系的装配和调整提供了重要的理论数据。由于将装配中难以控制和实现的最佳预紧力调整转换为对轴承隔套高度差的控制问题,较好地解决了轴系装配过程中的最佳预紧问题并保证了轴系具有平稳的摩擦力矩。对整体轴系摩擦力矩的测量结果表明,效果良好。

test and motion simulation technology [J]. *Aviation Precision Manufacturing Technology*, 2008, 44(6):1-6. (in Chinese)

- [3] 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)
- [4] 李岷,马军,周兴义. 机载光电稳定平台检测技术的研究[J]. *光学精密工程*, 2006, 14(5): 847-852.
LI M, MA J, ZHOU X Y. Study of measurement technique on airborne photoelectric stabilized platform [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2006, 14(5): 847-852. (in Chinese)
- [5] 李英,葛文奇,王绍彬,等. 稳定平台的自适应逆控制[J]. *光学精密工程*, 2009, 17(11): 2744-2748.
LI Y, GE W Q, WANG SH B, *et al.*. Adaptive inverse control of stable platform [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(11): 2744-2748. (in Chinese)
- [6] 张刘,金光,郑亮亮. 飞行姿态模拟器建模及输入受限混杂控制[J]. *光学精密工程*, 2009, 17(7): 1561-1569.
ZHANG L, JIN G, ZHENG L L. Modeling and hybrid control of aircraft simulation with input constraints [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(7): 1561-1569. (in Chinese)
- [7] 范凯峰,田赤军,牛立,等. 惯性平台中成对角接触球轴承的应用与研究[J]. *中国惯性技术学报*, 2005, 13(3): 1-4.
FAN K F, TIAN CH J, NIU L, *et al.*. Application and research on angular contact ball bearings in inertial platform [J]. *Journal of Chinese Inertial Technology*, 2005, 13(3): 1-4. (in Chinese)
- [8] 胡鹏浩. 非均匀温度场中机械零部件热变形的理论及应用研究[D]. 合肥:合肥工业大学, 2001: 49-52.
HU P H. *Theoretical and applied research of mechanical parts thermal deformation in uneven temperature field* [D]. Hefei: Hefei univ of technology, 2001:49-52. (in Chinese)
- [9] 蒋蔚,周彦伟,梁波. 配对角接触球轴承刚度和摩擦力矩分析计算[J]. *轴承*, 2006, 8:1-3, 35.
JIANG W, ZHOU Y W, LIANG B. Analysis and calculation on rigidity and friction moment of paired angular contact bearing [J]. *Bearing*, 2006, 8: 1-3, 35. (in Chinese)
- [10] 苏燕芹,张景旭,杨飞,等. 30 m 望远镜的三镜 Rotator 组件轴承概念设计[J]. *光学精密工程*, 2013, 21(6):1510-1516.
SU Y Q, ZHANG J X, YANG F, *et al.*. Conceptual design of rotator assembly bearing in TMT tertiary mirror system [J]. *Opt. and Precision Eng.*, 2013, 21(6):1510-1516. (in Chinese)
- [11] 朱爱华,朱成九,张卫华. 滚动轴承摩擦力矩的计算分析[J]. *轴承*, 2008, 7: 1-3.
ZHU A H, ZHU CH J, ZHANG W H. Analysis on Calculation of Friction Torque of Rolling Bearing [J]. *Bearing*, 2008, 7: 1-3. (in Chinese)
- [12] 李文录,董刚. 测量轴承摩擦力矩的实验装置及其精度[J]. *天津大学学报*, 1995, 28(5): 696-699.
LI W L, DONG G. An experimental device for measuring the bearing frictional torque and its accuracy [J]. *Journal of Tianjin University*, 1995, 28(5): 696-699. (in Chinese)
- [13] HWANG Y K, LEE C M. Development of automatic variable preload device for spindle bearing by using centrifugal force [J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2009, 49(10): 781-787.
- [14] 刘善林,胡鹏浩,等. 滚动轴承摩擦力矩综合检查仪[P]. 中国:200720041070. 7, 2008.
LIU S L, HU P H. *et al.*. *Multi-parameters measuring instrument for bearing* [P]. China: 200720041070. 7, 2008. (in Chinese)
- [15] 储海荣,段镇,贾红光,等. 捷联惯导系统的误差模型与仿真[J]. *光学精密工程*, 2009, 17(11): 2779-2785.
CHU H R, DUAN Z, JIA H G, *et al.*. Error model and simulation of strapdown inertial navigation system [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(11): 2779-2785(in Chinese)

作者简介:



胡鹏浩(1968—),男,安徽肥西县人,教授,2000年于合肥工业大学获得博士学位,现为合肥工业大学仪器学院测控技术研究所所长,主要从事坐标测量技术、精密机械热变形、精密仪器设计与制造等方面的研究。E-mail: hupenghao@hfut.edu.cn



胡毅(1961—),女,江西龙南人,博士,副教授,1988年于合肥工业大学获得硕士学位,2011年于合肥工业大学获得博士学位,现为合肥工业大学仪器科学与光电工程学院老师,主要从事测试计量技术与仪器方面的研究。E-mail: huyi@hfut.edu.cn