

文章编号 1004-924X(2014)09-2416-07

机电联合建模在直驱伺服系统设计中的应用

黑沫*, 张连超, 廖洪波, 范世珣, 范大鹏
(国防科技大学机电工程与自动化学院, 湖南长沙 410072)

摘要:为了缩短直驱伺服系统设计周期,并保证所设计的系统的性能满足设计指标要求,提出了一种直驱伺服系统机电联合建模方法。以典型的直驱伺服系统为例,叙述了该建模方法的实现过程。建立了直驱伺服系统的动力学理论模型和基于 Recurdyn 和 Matlab 的机电联合仿真模型,在不同条件下对机电联合仿真模型进行了时域和频域仿真分析,并对仿真结果与系统实际测试结果进行了对比。结果表明:系统开环时域与频域仿真结果与实验结果基本吻合,幅频匹配度大于 83%,相频匹配度大于 73%,时域匹配度大于 89%。得到的结果验证了提出方法的有效性和正确性,表明利用该方法可在设计过程中对设计方案进行性能预测,提高设计效率。

关键词:直驱伺服系统;动力学模型;机电联合建模;性能预测

中图分类号:TP273;TP391 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20142209.2416

Application of mechatronic modeling to design of direct drive servo system

HEI Mo*, ZHANG Lian-chao, LIAO Hong-bo, FAN Shi-xun, FAN Da-peng

(College of Mechatronics Engineering and Automation,
National University of Defense Technology, Changsha 410073, China)

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

Abstract: To shorten the design schedule of a direct drive servo system and to ensure its performance to meet the indicator demand of the system design, a mechatronic modeling method for the direct drive servo system was proposed. By taking a typical uniaxial direct drive system for an example, the implementation process of the method was described. The dynamics model of direct drive system was established, and the mechatronic co-simulation model based on Matlab and Recurdyn was also build. The time-frequency domain characteristics of the mechatronic co-simulation model was analyzed and simulated in different conditions, then their simulation and experiment results were compared. Comparison results show that open-loop time-frequency domain simulation and an practical experiment results are basically consistent, and its Amplitude-frequency Characteristic Matching Degree (ACMD) is greater than 83%, Phase-frequency Characteristic Matching Degree (PCMD) greater than 73%, and Time-domain Response Matching Degree (TRMD) greater than 89%. It verifies the correctness and effevtiveness of the mechatronic co-designing method. The method is suitable for predicting the system performance in the mechatronic design process, which improves design efficiency.

收稿日期:2014-01-24;修订日期:2014-03-04.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 51105371)

Key words: direct drive servo system; dynamics modeling; mechatronic modeling; performance prediction

1 引言

直驱伺服系统作为一种典型的机电系统被广泛应用于航空航天、仪器仪表、机器人、机密机床等领域。目前,该系统大多依然遵循“设计→制造→测试→修改设计→制造”的流程,设计周期长且效率低。如何缩短该类系统的设计周期并保证其性能满足指标要求一直是机电传动与控制领域关注的焦点^[1]。美国阿伯丁集团(Aberdeen Group)曾经针对该问题开展过相关研究^[1-2]。从研究结果可以看出,“需要多学科知识”和“在设计阶段进行性能预测并改进设计缺陷”是直驱伺服系统研制过程中亟需解决的两个问题。直驱伺服系统的设计过程囊括了机械、电子和控制等多学科知识,而普通工程师一般只能在他们擅长的专业领域进行高效工作,当遇到多学科交叉问题或解决系统整体问题时往往会降低效率甚至遭遇尴尬。此外,如果能够做到“在设计阶段进行性能预测并改进设计缺陷”,将大大降低产品的生产和设计成本,提高开发效率。美国国家航空航天局(NASA)曾经就系统开发过程中发现与改正缺陷的时间与成本间的关系进行过研究^[3],表明开发过程中发现与改正缺陷的时间与成本密切相关。这也彰显了“在设计阶段进行性能预测并改进设计缺陷”的重要性。

针对上述问题,本文介绍了一种直驱伺服系统建模方法,该方法可以在一个模型中集成电子、机械、控制等多领域模块,并进行仿真分析和性能预测^[4-5]。为了清楚地介绍该建模方法,本文以一个典型的单轴直驱系统为例,叙述该方法的整体实现过程。最后将利用该方法得到的仿真结果与相应的实验结果进行对比分析,以验证该方法的有效性和正确性。利用该建模方法可对直驱伺服系统进行辅助设计和性能预测,提高直驱伺服系统的设计效率。

2 直驱系统动力学模型

直驱伺服系统一般由电源、驱动器、直流电机、传感器、负载和控制器等组成。对于这种直驱系统,其线性部分微分方程可表示为:

$$\begin{cases} U(t) = RI(t) + L \frac{dI(t)}{dt} + E(t) \\ E(t) = K_E \omega(t) \\ T_M(t) = K_T I(t) \\ J \frac{d\omega(t)}{dt} = T_M(t) - T_D(t) \end{cases}, \quad (1)$$

其中: $U(t)$ 为电枢电压(V); R 为电枢电阻(Ω); L 为电枢回路电感(H); $I(t)$ 为电枢回路电流(A); $E(t)$ 为电机反电动势(V); K_E 为反电动势系数($V \cdot s/\text{rad}$); $\omega(t)$ 为电机轴端转速(rad/s); $T_M(t)$ 为电机输出电磁转矩($N \cdot m$); K_T 为转矩系数($N \cdot m/A$); J 为电机轴端总的转动惯量($\text{kg} \cdot \text{m}^2$); $T_D(t)$ 为电机端所受的总的扰动力矩($N \cdot m$),其包括摩擦力矩 $T_f(t)$ 和质量不平衡力矩 $T_n b(t)$ 。

对于直驱伺服系统,仅描述其线性部分远远达不到分析其性能的目的,需进一步分析直驱系统的非线性因素。影响直驱伺服系统性能的因素主要包括电枢电流饱和、传感器分辨率和测量噪声、摩擦力矩和质量不平衡力矩。

电枢电流的饱和和非线性特性利用分段函数可表示为:

$$I(t) = \begin{cases} I_{\max}, & \text{if } (I(t) > I_{\max}) \\ I_{\min}, & \text{if } (I(t) < I_{\min}) \\ I(t), & \text{other} \end{cases}. \quad (2)$$

直驱系统中的传感器一般为力、速度和位移传感器,设传感器测量值为 \bar{x} ,则:

$$\bar{x} = \text{round} \left\{ \frac{x}{\delta_s} \right\} \times \delta_s + e, \quad (3)$$

其中: x 为力、速度和位移等物理量的真值, δ_s 为描述摩擦力矩的模型有很多, 采用最常用的传感器分辨率, e 为测量噪声, round 为圆整函数。Stribeck 静态摩擦模型, 如式(4)所示。

$$T_f(\dot{\theta}, T_M) = \begin{cases} T_M & \text{if } \dot{\theta}=0 \text{ and } T_S^- < T_M < T_S^+ \\ T_S^+ & \text{if } \dot{\theta}=0 \text{ and } T_M > T_S^+ \\ T_S^- & \text{if } \dot{\theta}=0 \text{ and } T_M < T_S^- \\ T_{\text{Stribeck}}^+(\dot{\theta}) = T_C^+ + (T_S^+ - T_C^+)e^{-(\dot{\theta}/\Omega^+)^{\delta}} + B^+ \dot{\theta} & \text{if } \dot{\theta} > 0 \\ T_{\text{Stribeck}}^-(\dot{\theta}) = T_C^- + (T_S^- - T_C^-)e^{-(\dot{\theta}/\Omega^-)^{\delta}} + B^- \dot{\theta} & \text{if } \dot{\theta} < 0 \\ T_{\text{Stribeck}}^+(\dot{\theta}) & \text{if } \dot{\theta} > 0 \\ T_{\text{Stribeck}}^-(\dot{\theta}) & \text{if } \dot{\theta} < 0 \end{cases} \quad (4)$$

其中: T_f 为摩擦干扰力矩; T_{S+} 、 T_{S-} 为静摩擦力矩; T_{C+} 、 T_{C-} 为库伦摩擦力矩; Ω^+ 、 Ω^- 为 Stribeck 速度; δ 为经验值常数; B^+ 、 B^- 为黏滞摩擦力矩系数。

质量不平衡因素造成的扰动力矩模型为:

$$T_{nb} = mg\rho\sin(\alpha_0 + \theta), \quad (5)$$

其中: m 为等效不平衡质量; g 为重力加速度; ρ 为等效不平衡质量到转动中心轴的距离, 即惯量

盘上的配重块位置; θ 为系统的旋转角位移; α_0 为等效不平衡质量初始角位移, 当等效不平衡质量重心处于最低点时 $\alpha_0 = 0$ 。

进一步加入驱动器电流环部分的模型 H_C 、 C 和驱动器偏置 Δ , 得到单轴直驱系统的整体理论模型如图 1 所示。利用图 1 所示的模型框图即可在仿真软件中建立相应的仿真模型, 对系统进行仿真分析。

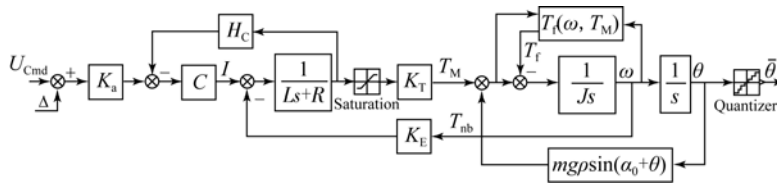


图 1 直驱电机系统整体模型框图

Fig. 1 Model of typical uniaxial direct drive system

建立直驱伺服系统仿真模型主要有 3 个步骤。(1)根据系统的 CAD 三维模型, 在 Recurdyn 中建立其机械系统动力学模型。(2)根据图 1 所示的模型框图与式(1)~(5), 在 Matlab/

Simulink 中建立单轴直驱系统机电联合仿真模型, 并编写时频域仿真程序, 如图 2 所示。(3)根据设计方案将相关参数代入仿真模型中, 设定仿真环境参数和解算器, 对系统性能进行仿真分析。

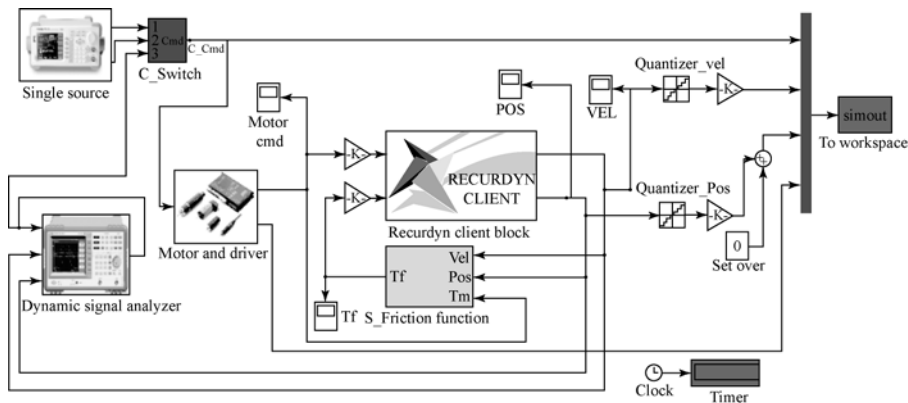


图 2 单轴直驱系统机电联合仿真模型

Fig. 2 Co-simulation model of mechatronic system

模型中采用 Simulink 和 Recurdyn 结合的方式,可使机械、电子和控制等不同领域工程师在其熟悉的软件环境下并行设计^[6]。如果设计方案的某一部分进行了改动,仅对相应部分的模块进行更新即可,解决了工程人员因缺少多学科知识而造成的设计效率降低问题。利用该模型对系统的性能进行仿真分析,可在设计阶段预测系统性能,及时改正设计缺陷。

3 直驱伺服系统模型参数

为了详细描述该设计方法,本文以一单轴直驱实验台为例,在仅给出其设计方案和基本设计参数的条件下对其进行建模与仿真,之后将仿真结果与实验结果对比,以验证建模方法的正确性。

在计划搭建的实验台中,电机拟采用成都精密电机生产的 J130LYX01E-Z 型电机,驱动器拟采用 Maxon 公司的 maxon motor control ADS 50/5 直流伺服驱动器,传感器拟采用 Heidenhain 公司的 RON 275 型编码器。通过查阅使用的元器件手册可得到模型中的相关参数。此时模型中剩余的未知部分主要包括摩擦力矩、负载惯量、质量不平衡力矩和传感器噪声。

表 1 单轴直驱系统参数

Tab.1 Parameters of uniaxial direct drive system

参数	数值	参数	数值
R/Ω	14.4	J/(kg·m ²)	0.006 261
L/H/	0.021×10 ⁻³	I _{max} /A	3
K _T /(N·m·A ⁻¹)	0.697	I _{min} /A	-3
K _E /(V·s·rad ⁻¹)	0.697	ρ/m	default
Δ/V	0.024 7	α/(°)	0
m/kg	0.4	δ _s /((°)/s)	1.6
t _s /s	0.001	B/(N·m·s·rad ⁻¹)	0.008 18
T _s /(N·m)	0.054	Ω/(rad·s ⁻¹)	0.1
T _C /(N·m)	0.053	δ	2

由于在 Recurdyn 中建立了系统的机械动力学模型,因而可以较好地反映系统的负载惯量和质量不平衡力矩。编码器测速噪声可根据速度估计的计算方法(差分法、最小二乘法或泰勒级数

法)得出。模型中的摩擦力矩是建模最难以估计的,对摩擦力矩的估计可根据相关回转元器件(如电机、轴承、编码器、密封圈等)的相关手册查阅得到,如遇手册参数不全的情况可对相关回转元器件进行测试,并利用参数辨识的方法辨识出相关摩擦力参数^[7-11]。最终得到模型中的相关参数如表 1 所示,将参数导入到图 2 所示的模型中,即可对单轴直驱系统的特性进行仿真。

4 仿真与实验验证

4.1 匹配度定义

为验证建模方法的正确性,分别在不同激励信号、负载和摩擦力情况下对所建立的模型的时频域特性进行了仿真分析,之后将仿真结果与如图 3 所示的实际系统实验结果进行对比。定义归一化匹配度 p 作为模型仿真结果与实际系统测试结果匹配的标准,如式(6)所示:

$$p = \frac{\sum_{i=1}^n (x_{ei} - x_{si})^2}{\sum_{i=1}^n x_{ei}^2} (i = 1, 2, 3, \dots, n), \quad (6)$$

其中: n 为采样的样本总数, x_{ei} 表示第 i 个采样点物理量的实验测试值, x_{si} 表示第 i 个采样点物理量的模型仿真值。

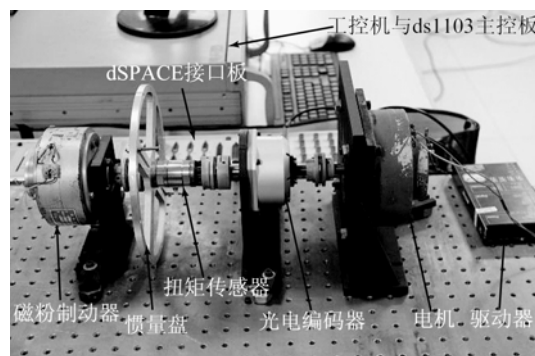


图 3 单轴直驱系统实物图

Fig. 3 Picture of uniaxial direct drive system

4.2 改变负载和质量不平衡力矩

改变惯量盘上配重块的位置,从而改变直驱系统中的负载和不平衡力矩,对比仿真与实测结果。令 ρ 分别为 0、0.046 5 和 0.105 m,对仿真模型和实际系统进行扫频分析,得到系统仿真与实验测试结果,如图 4 所示。由图 4 所示数据可知

当 $\rho=0$ 时,质量不平衡力矩 T_{nb} 为 0,扰动力矩 T_D 只包含摩擦力矩 T_f ,由于 T_f 受加工装配误差影响较大,难以在制造实际系统之前得到较为准确的估计值,因而图 4(a)中模型仿真与实验测试结果在幅频和相频特性上存在一定偏差,但仿真结果仍可反映系统特性,其幅频匹配度为 87.3%,相频匹配度为 73.4%。当 ρ 分别为 0.046 5 和

0.105 m 时, T_D 包含 T_f 和 T_{nb} ,由于 T_{nb} 通过 Recurdyn 的仿真计算可精确得出,因而模型仿真与实验测试结果在幅频和相频特性上基本一致,图 4(b)、(c)中幅频匹配度分别达到 96.8% 和 99.6%,相频匹配度分别达到 90.3% 和 94.9%,即随着 ρ 的增大, T_{nb} 在 T_D 中比例增加,模型仿真与实验测试结果更吻合。

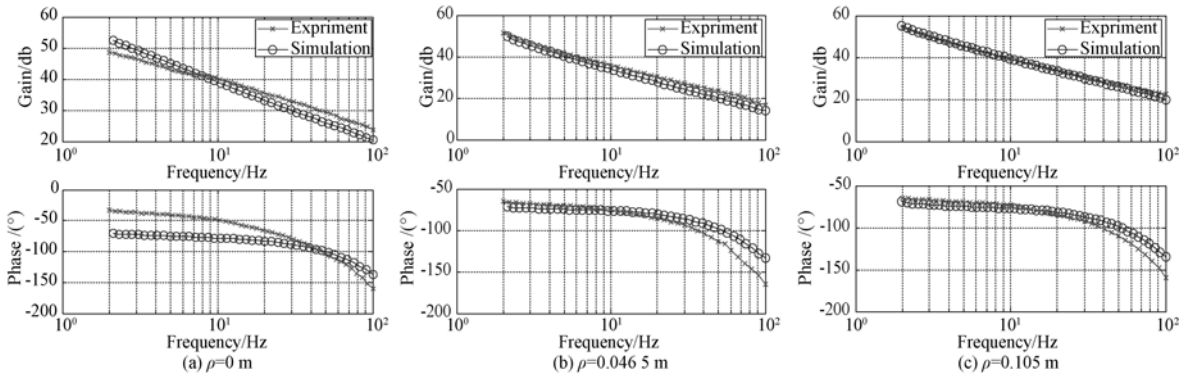


图 4 改变负载的频域特性对比

Fig. 4 Bode diagrams of simulation and experimental results (different loads)

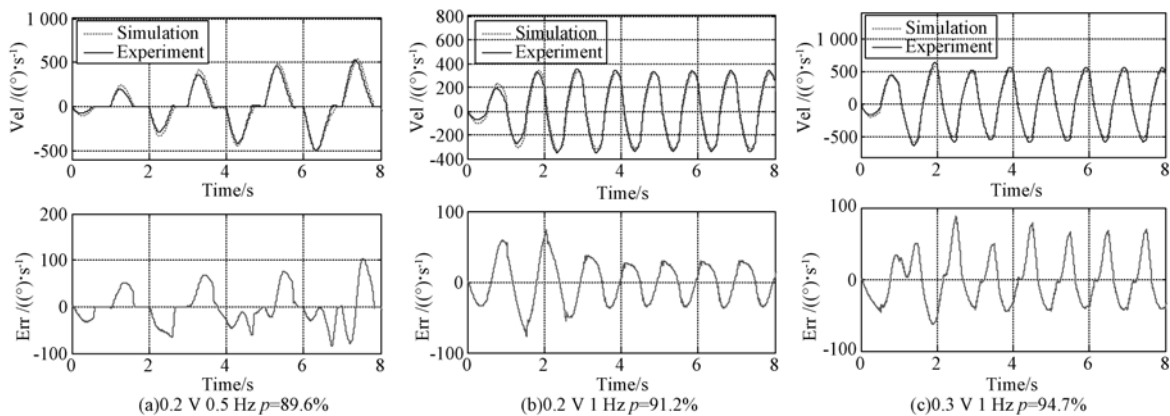


图 5 改变激励信号的时域特性对比

Fig. 5 Time domain response of simulation and experimental results (different inputs)

4.3 改变负载和质量不平衡力矩

在 $\rho=0.046 5$ m 时,通过改变输入激励信号,对比仿真与实测结果。令系统激励信号分别为 0.2 V、0.5 Hz,0.2 V、1 Hz,0.3 V、1 Hz 的方波信号,得到仿真模型实际系统的时域响应如图 5 所示。根据图 5 中数据,当激励信号分别为 0.2 V、0.5 Hz,0.2 V、1 Hz 和 0.3 V、1 Hz 时,匹配度分别为 89.6%、91.2% 和 94.7%,匹配度 p 随着激励信号幅值的增加而增加。仿真与实验结果误差的最大值出现于速度过零处附近,这主

要是由 T_f 估计不准确造成。

4.4 改变摩擦力

在 $\rho=0.046 5$ m 时,在系统轴上安装一个密封圈,从而改变系统摩擦力。经过对摩擦力矩参数辨识后,对仿真模型和实际系统进行扫频分析,得到系统仿真与实验测试结果如图 6 所示。

与图 4(a)中的情况一致,二者存在一定偏差,但仿真结果仍可反映系统特性,其幅频匹配度为 83.7%,相频匹配度为 74.6%。在之后的研究中如需得到更精确的结果,可采用 LuGre 等动态

摩擦模型和准确度更高的测量方法来获取摩擦参数。

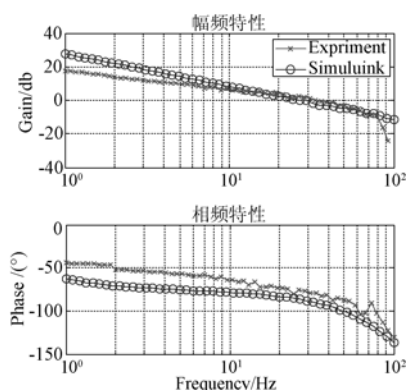


图6 改变摩擦力后的频域特性对比

Fig.6 Bode diagrams of simulation and experimental results (different frictions)

通过对比改变系统负载、质量不平衡力矩、激励信号和摩擦力的仿真和实验结果,可知仿真结果与实验结果基本一致,验证了该建模方法的正确性。在直驱伺服系统设计过程中,利用该方法可对设计方案所能达到的性能进行预测,如系统

性能达不到指标要求,则对设计方案进行相应修改,进行“设计→仿真→修改设计→制造”的过程,从而提高系统的设计效率,降低成本。

5 结 论

本文以直驱伺服系统设计为应用背景,提出了一种直驱伺服系统建模方法。以一个单轴直驱系统为例,叙述了该设计方法的实现过程,并将所建立的仿真模型仿真结果与相应的系统实验结果进行了对比分析。分析结果表明:系统仿真模型各参数具有明确物理意义,便于工程使用;解决了设计人员“需要多学科知识”的问题,可使不同领域的工程人员对同一系统进行并行设计;可在设计阶段对所设计的系统性能进行预测,以修改设计缺陷,提高设计效率。基于该模型设计的单轴直驱系统仿真结果与实际系统实验结果基本一致,幅频匹配度大于83%,相频匹配度大于73%,时域匹配度大于89%,结果验证了该方法的有效性和正确性。

参考文献:

- [1] ABERDEEN GROUP. *System Design: New Product Development for Mechatronics* [R]. US: Boston United States, 2008.
- [2] EASTMAN D, LAMBRECHTS P, TUREVSKIY A. *Design and Verification of Motion Control Algorithms using Simulation*[R]. The MathWorks Inc, United States, 2009.
- [3] NASA. *Return on Investment for Independent Verification & Validation* [R]. NASA, United States, 2004.
- [4] KIM S S, OSKAR W, JEONG J K, *et al.*. Development of a motion simulator for testing a mobile surveillance robot [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2009, 23:1065-1070.
- [5] 黑沫,鲁亚飞,张智永,等. 基于动力学模型的快速反射镜设计[J]. *光学精密工程*, 2013, 21(1): 53-61.
HEI M, LU Y F, ZHANG ZH Y, *et al.*. Dynamic model-based design of fast steering mirror system [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013, 21(1):53-61. (in Chinese)
- [6] LU Y F, FAN D P, ZHANG Z Y. Theoretical and experimental determination of bandwidth for a two-axis fast steering mirror [J]. *Optik*, 2013, 124: 2443-2449.
- [7] 向红标,袁祖荣,李醒飞,等. 精密实验平台的非线性摩擦建模与补偿[J]. *光学精密工程*, 2010, 18(5):1119-1127.
XIANG H B, QIU Z R, LI X F, *et al.*. Nonlinear friction modeling and compensation of high-precision experimental platforms [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2010, 18(5):1119-1127. (in Chinese)
- [8] 陶益民,姚振强,袁焱章,等. 微型轴承性能的测试与分析[J]. *机械工程学报*, 2002, 38(11):88-91.
TAO Y M, YAO ZH Q, YUAN Y ZH, *et al.*. Measurement and analysis of the performance of minitype bearing [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2002, 38(11):88-91. (in Chinese)
- [9] 吴子英,刘宏昭,刘丽兰,等. 运动副摩擦参数的识别方法研究[J]. *应用力学学报*, 2007, 24(1): 115-119.
WU Z Y, LIU H ZH, LIU L L, *et al.*. Research on pair friction parameter identification [J]. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 2007, 24(1):115-119. (in Chinese)

- [10] 范世琦. 精密指向机构非线性动力学建模与测控问题研究[D]. 长沙:国防科技大学,2012.
FAN SH X. *Study on Nonlinear Dynamic Modeling Measurement and Control Problems for Precision Pointing Mechanisms* [D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2012.

作者简介:



黑沫(1986—),男,辽宁沈阳人,博士研究生,2008年、2010年于国防科技大学分别获得学士、硕士学位,主要从事光电伺服系统机电一体化设计方面的研究。E-mail:heimo_pla@163.com

- (in Chinese)
[11] 惠刚阳. 光电稳瞄装置装调工艺技术研究[D]. 西安:西安工业大学,2013.
HUI G Y. *Research on Assembly Technical for Electro-optical Stabilized* [D]. Xi'an: Xi'an Technological University, 2013. (in Chinese)

导师简介:



范大鹏(1964—),男,河南周口人,教授,博士生导师,1991年于华中科技大学获得博士学位,主要从事数控技术,嵌入式系统以及精密光电跟踪平台的测控技术研究。E-mail:fdp@nudt.edu.cn

(版权所有 未经许可 不得转载)