

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.05.009

大型回转装置电液位置伺服系统的降阶设计方法*

肖国林¹, 邓智勇¹, 唐国元^{2*}, 黄道敏³, 谢金辉¹

(1. 武汉第二船舶设计研究所, 湖北 武汉 430064; 2. 华中科技大学 船舶与海洋工程学院, 湖北 武汉 430074; 3. 武汉空军预警学院, 湖北 武汉 430010)

摘要: 液压位置伺服系统往往为高阶系统, 因此在对其进行设计及性能优化过程往往会带来不便。针对某大型旋转装置的设计要求, 通过对其位置伺服系统原理的分析, 建立了系统传递函数模型, 对其电液位置伺服系统进行了仿真计算, 分析了系统的零极点分布情况, 发现其非主导极点远离主导极点, 由此通过使用降阶近似的方法, 得出了其近似二阶系统模型。仿真分析结果表明, 该近似二阶系统与原系统的时间响应具有较好的吻合性。在此基础上, 针对二阶近似系统提出了相应的校正方法, 在系统的前向通道中串入校正环节, 该校正环节能使系统闭环传递函数的一个零点与一个极点相互抵消, 形成临界阻尼二阶系统, 据此计算了校正环节的具体参数, 从而在保证系统不超调情况下具有良好快速响应性能。研究表明, 所设计的系统能较好地满足设计要求。

关键词: 回转装置; 电液位置伺服控制; 降阶设计

中图分类号: TH137

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2014)05-0582-05

Reduced order design method for electro hydraulic position servo system of a rotational equipments of large scale

XIAO Guo-lin¹, DENG Zhi-yong¹, TANG Guo-yuan², HUANG Dao-min³, XIE Jin-hui¹

(1. Wuhan Second Ship Design and Research Institute, Wuhan 430064, China; 2. School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China; 3. Air Force Early Warning Academy, Wuhan 430010, China)

Abstract: Hydraulic position servo systems are usually high order systems, which lead to some inconvenient for its design and optimization. Aiming at the require of some rotational equipment of large scale, the transform function of the system was built, and the distribution of poles and zeros was analyzed, which lead to the result that the non-dominant poles were remotely distributed to the dominant poles. Based on the works of above, a reduced order method was presented to obtain the second order approximation of the system. The simulation indicates that the time response of the approximated second order system coincides with the original system well. The calibration method was presented, in which the calibration component was added to the forward path of the system. A pole and a zero of the calibrated system could be counteracted. Based on this, the parameters of this calibration component were calculated, which could ensure system no overshoot and rapid response. The simulation results indicate a good coincidence with the design requirement of the system.

Key words: rotational equipment; electro hydraulic position servo systems; reduced order method

0 引 言

在某大型武器系统旋转装置的电液位置伺服控制

系统设计中, 根据设计要求, 其阶跃响应调整时间须小于 2 s, 且应尽量避免系统出现超调。该旋转装置为低增益、大惯量的控制系统, 由于液压系统的复杂性, 使

收稿日期: 2013-12-02

基金项目: 湖北省自然科学基金资助项目(2013CFB154); 上海交通大学海洋工程国家重点实验室开放基金资助项目(1304)

作者简介: 肖国林(1970-), 男, 湖北武汉人, 博士, 高级工程师, 主要从事舰船机电控制技术方面的研究. E-mail: whxge@sohu.com

通信联系人: 唐国元, 男, 副教授. E-mail: tgyuan@163.com

位置控制系统模型为一高阶传递函数模型,从而对其性能优化带来了不便。

近年来,模型降阶和降阶控制器的设计一直都是控制理论中的热门研究领域,并在过去的几十年里取得了长足的发展和广泛的应用^[1]。模型降阶方法已广泛应用于电力系统^[2]、VLSI 大规模集成电路^[3]、大型空间柔性结构^[4]、飞机控制系统^[5]等许多控制系统中。文献[6]研究了非最小相位系统传递函数的演化模型降阶方法,其分析结果表明,降阶后所得的模型不仅保留了原有模型的基本特性,也使分析大大地得到了简化。

本研究针对某武器系统实际电液位置伺服系统为一高阶系统的特点,分析其传递函数的零、极点分布情况,为使用模型降阶方法提供依据,并在此基础上采用降阶近似的方法来设计和优化位置伺服系统,以期取得良好效果。

1 系统原理

位置伺服系统原理如图 1 所示。

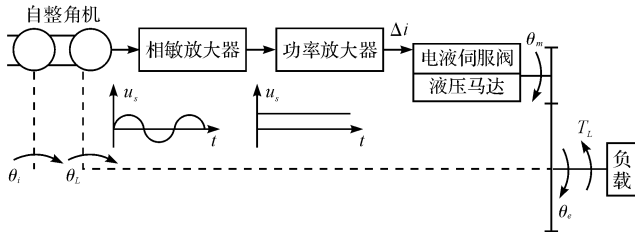


图 1 位置伺服系统结构原理图

用自整角机作为比较元件,其输入 θ_i 为自整角机发送器转子轴的转角,即系统的输入信号; θ_L 为自整角机接收器转子轴的转角,即负载输出转角,也就是系统的反馈量。两者差值经相敏放大器作用后成为直流信号,并经功率放大后用于驱动电液伺服阀,液压油经过高频伺服阀进入马达,驱动马达正、反转,从而带动负载转动。笔者用绝对式编码器实时监测负载角度位置,并反馈到输入端。

2 系统模型建立

2.1 自整角机

根据自整角机的工作原理,自整角机在输入量与输出量间的误差角 θ_e 不大的条件下, $\sin(\theta_i - \theta_L) \approx \theta_i - \theta_L = \theta_e$, 因此其模型可以写成:

$$u_s = K_s(\theta_i - \theta_L) = K_s\theta_e \quad (1)$$

2.2 相敏放大器及功率放大器

自整角机输出的交流电压信号为 u_s , 经过相敏放

大器整流后,交流电压信号转换成直流电压信号 u_g 。 u_g 的大小比例于 u_s 的幅值, u_g 的极性对应于 u_s 的相位。直流放大器输入为 u_g , 输出为差动电流 Δi 。由于这些电器元件的动态过程与液压动力元件相比可以看成比例环节^[7], 相敏放大器的增益为:

$$K_d = \frac{u_g}{u_s} \quad (2)$$

功率放大器增益为:

$$K_a = \frac{\Delta i}{u_g} \quad (3)$$

2.3 电液伺服阀

当电液伺服阀的频宽与液压固有频率相近时,电液伺服阀的传递函数可用 2 阶环节来表示^[8], 即:

$$K_{sv}G_{sv}(s) = \frac{Q_L}{\Delta I} = \frac{K_{sv}}{\frac{s^2}{\omega_{sv}^2} + \frac{2\xi_{sv}}{\omega_{sv}}s + 1} \quad (4)$$

式中: Q_L —电液伺服阀的输出流量; K_{sv} —电液伺服阀增益; $G_{sv}(s)$ — $K_{sv} = 1$ 时电液伺服阀的传递函数; ω_{sv} —电液伺服阀的固有频率; ξ_{sv} —电液伺服阀的阻尼比。

2.4 马达及负载

回转装置为惯性、黏性负载, 考虑到泄漏和油的压缩性, 忽略弹性负载, 则以电液伺服阀的输出流量 Q_L 为输入, 液压马达轴角位移 θ_m 的输出值为^[9]:

$$\theta_m = \frac{\frac{1}{D_m}Q_L - \frac{K_{ce}}{D_m^2}\left(1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}}s\right)\frac{T_L}{i}}{s\left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h}s + 1\right)} \quad (5)$$

式中: i —齿轮传动比; D_m —马达每弧度排量; K_{ce} —总的流量压力系数; V_t —马达两腔及连接管道总容积; β_e —液压油体积弹性模量; T_L —作用于马达上的干扰力矩。

且:

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e D_m^2}{J_t V_t}} \quad (6)$$

式中: J_t —马达及负载的转动惯量折算到马达轴上的总等效马达转动惯量。

另外:

$$\xi_h = \frac{K_{ce}}{D_m} \sqrt{\frac{\beta_e J_t}{V_t}} + \frac{B_m}{4D_m} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e J_t}} \approx \frac{K_{ce}}{D_m} \sqrt{\frac{\beta_e J_t}{V_t}} \quad (7)$$

式中: B_m —马达及负载转动时的总黏性阻尼系数, 通常很小。

2.5 系统传递函数及方框图

由式(1~7)可以画出系统的方框图如图 2 所示。

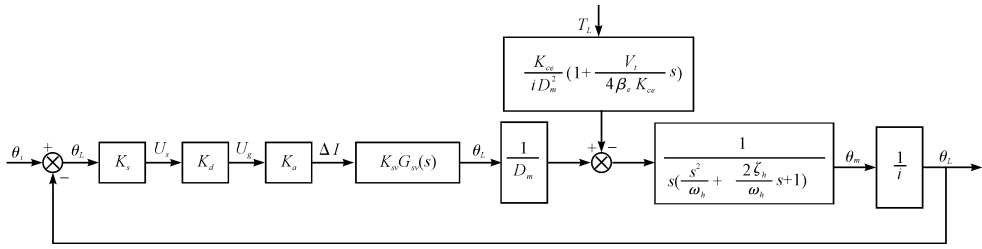


图 2 位置伺服系统方框图

依据图 2 写出系统的开环传递函数为:

$$G(s)H(s) = \frac{K_v G_{sv}(s)}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (8)$$

式中: K_v —开环增益。

且:

$$K_v = \frac{K_s K_d K_a K_{sv}}{i D_m} \quad (9)$$

$$G_{sv}(s) = \frac{1}{\frac{s^2}{\omega_{sv}^2} + \frac{2\xi_{sv}}{\omega_{sv}} s + 1} \quad (10)$$

可见:系统的传递函数模型为一高阶模型,这对控制系统设计带来了不便。通过分析系统的零、极点分布情况,可以得到系统的主导极点,从而为系统的降阶近似处理提供依据。

3 系统降阶方法与系统校正

3.1 系统分析与降阶方法

本研究所设计系统的主要参数如表 1 所示。

表 1 系统参数

符号	参数名	参数值
$\omega_{sv}/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	电液伺服阀的固有频率	138.16
ξ_{sv}	电液伺服阀的阻尼比	0.6
$K_{sv}/(\text{s} \cdot \text{A})$	伺服阀增益	0.33 m ³
$K_i/(\text{N} \cdot \text{A}^{-1})$	伺服阀电流力系数	92.6
L_i/H	伺服阀线圈电感	0.12
m_i/kg	阀芯质量	0.136 34
$C_i/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	阀芯粘性阻尼系数	0.030 2
$K_{si}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	液动力与反馈弹簧等效刚度	5 000
$K_{ei}/(\text{V} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	线圈感应反电动势系数	32.4
$K_{vt}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	伺服阀流量增益	1.3
$K_s K_d/\text{V}$	增益	1.5°
$K_a/(\text{A} \cdot \text{V}^{-1})$	功率放大器增益	0.024
i	传动比	216
D_m/rad	马达排量	1.39 × 10 ⁻⁴ m ³
$K_{ce}/(\text{s} \cdot \text{Pa})$	总流量压力系数	1.9 × 10 ⁻⁴ m ³
V_t/m^3	马达两腔及连接管道总容积	2.4 × 10 ⁻³
β_c/Pa	液压油体积弹性模量	7 × 10 ⁸
$J_L/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	负载总转动惯量	8.67 × 10 ⁶

负载的转动惯量折算到马达轴上的总等效马达转动惯量 J_t 为:

$$J_t = \frac{J_L}{4i^2} = \frac{8.67 \times 10^6}{4 \times 216^2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \approx 46.46 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (11)$$

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_c D_m^2}{J_t V_t}} = \sqrt{\frac{4 \times 7 \times 10^8 \times 1.39 \times 1.39 \times 10^{-8}}{46.46 \times 2.4 \times 10^{-3}}} \approx 22 \quad (12)$$

$$\xi_h = \frac{K_{ce}}{D_m} \sqrt{\frac{\beta_c J_t}{V_t}} + \frac{B_m}{4D_m} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_c J_t}} \approx \frac{K_{ce}}{D_m} \sqrt{\frac{\beta_c J_t}{V_t}} = \frac{1.9 \times 10^{-10}}{1.39 \times 10^{-4}}$$

$$\sqrt{\frac{7 \times 10^8 \times 46.46}{2.4 \times 10^{-3}}} \approx 5.032 \quad (13)$$

将相应参数值代入式(4~8),可得系统的开环传递函数为:

$$G(s) = \frac{K_v G_{sv}(s)}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} = \frac{0.396}{\left(\frac{s^2}{138.16^2} + \frac{2 \times 0.6}{138.16} s + 1 \right) s \left(\frac{s^2}{22^2} + \frac{2 \times 5.032}{22} s + 1 \right)} \quad (14)$$

系统的零、极点分布图如图 3 所示。

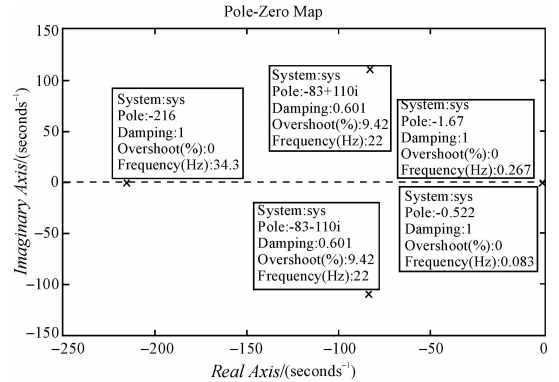


图 3 系统零极点分布图

由图 3 可知:该高阶系统具有两个实数主导极点 $s_1 = -0.522, s_2 = -1.67$ 。且非主导极点 $s_{3,4} = -83 \pm 110j$ 和 $s_5 = -216$ 实部的模比主导极点实部的模大 3 倍以上。

经对传递函数进行分析可知:系统为稳定高阶系统。且主导极点附近无闭环零点,因此该高阶系统可近似成如下 2 阶系统:

$$s' = \frac{k}{(s + 0.522)(s + 1.67)} \quad (15)$$

式中: k —增益因子。

增益因子数值在高阶系统变为 2 阶系统过程中保持不变,因此有 $s(0) = s'(0)$,则可求得 $k = 0.871 74$ 。

故 2 阶系统闭环传递函数为:

$$s' = \frac{0.87174}{(s+0.522)(s+1.67)} \quad (16)$$

通过计算机计算原5阶系统和近似3阶系统的单位阶跃响应,可知基于一对实数主导极点求取的高阶系统单位阶跃响应与降阶近似处理后的过阻尼2阶系统的单位阶跃响应吻合度很高。

由传递函数可知特征方程有两个不相等的负实根,对应于s平面负实轴上的两个不等实极点。因此该2阶系统阻尼大于1,为过阻尼系统,相应的单位阶跃响应也是非周期地趋于稳态输出,但响应速度较慢。系统需要校正,提高其响应速度。

根据2阶系统的闭环传递函数写出其开环传递函数为:

$$G = \frac{0.87174}{s^2 + 2.192s} \quad (17)$$

一般情况下,过阻尼系统响应缓慢,故通常不采用过阻尼系统^[10]。但是,本研究的回转装置为低增益、大惯量的控制系统,按设计要求应尽量避免出现超调,因此希望对系统进行校正,使之在保持无超调的前提下提高其响应速度。

3.2 2阶系统的校正

本研究对近似2阶系统进行校正的思路为:在系统的前向通道中串入校正环节,串入的校正环节为 $k(1+T_1s)/(1+T_2s)$,希望在校正后系统变为具有良好动态特性的临界阻尼二阶系统,因此可设置校正环节的参数,使校正后系统的闭环传递函数中有一个零点与一个极点恰好相等,相互抵消。在此基础上提出理想的阻尼比和调整时间,由此建立方程,得出校正环节的系数。

在系统中串入校正环节 $k(1+T_1s)/(1+T_2s)$,系统的开环传递函数变为:

$$G_0 = \frac{0.87174}{s^2 + 2.192s} \cdot k \cdot \frac{1 + T_1s}{1 + T_2s} \quad (18)$$

则系统的闭环传递函数可写为:

$$G = \frac{0.87174 \times k T_1 \left(\frac{1}{T_1} + s \right)}{T_2 \left(s^3 + \frac{2.192T_2 + 1}{T_2} s^2 + \frac{2.192 + 0.87174kT_1}{T_2} s + \frac{0.87174k}{T_2} \right)} \quad (19)$$

由:

$$\left(s + \frac{1}{T_1} \right) (s^2 + As + B) = \left(s^3 + \frac{2.192T_2 + 1}{T_2} s^2 + \frac{2.192 + 0.87174kT_1}{T_2} s + \frac{0.87174k}{T_2} \right) \quad (20)$$

可得:

$$A = \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} + 2.192 \quad (21)$$

$$B = 0.87174k \frac{T_1}{T_2} \quad (22)$$

则:

$$G = \frac{0.87174kT_1}{T_2 \left[s^2 + \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} + 2.192 \right) s + 0.87174k \frac{T_1}{T_2} \right]} \quad (23)$$

可得:

$$\omega_n^2 = \frac{0.87174kT_1}{T_2} \quad (24)$$

$$2\xi/\omega_n = \frac{T_2 \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} + 2.192 \right)}{0.87174kT_1} \quad (25)$$

取 $\xi = 1$,调整时间为 $t_s = 1$,则 $\omega_n = 4.75$,代入上式计算,可得到串联校正环节为:

$$C = \frac{5.972(1 + 0.4562s)}{1 + 0.10526s} \quad (26)$$

将校正环节加入到高阶系统中,可得到校正后的高阶系统开环传递函数为:

$$G_1(s) = \frac{0.396 \times 5.972(1 + 0.4562s)}{\left(\frac{s^2}{138.16^2} + \frac{2 \times 0.6}{138.16s} + 1 \right) s \left(\frac{s^2}{22^2} + \frac{2 \times 5.032}{22s} + 1 \right) (1 + 0.10526s)} \quad (27)$$

校正后闭环函数的阶跃响应和开环函数的Bode图如图4、图5所示。

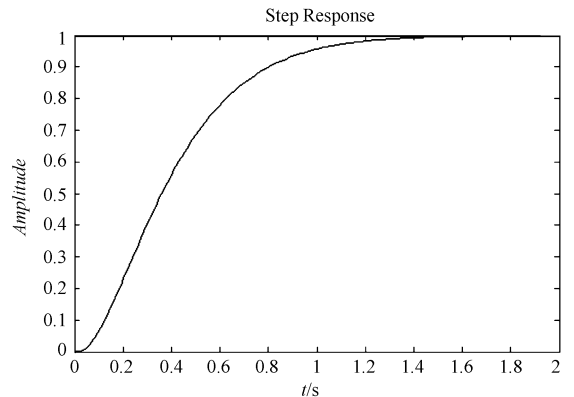


图4 校正后高阶系统的阶跃响应

由图4可知,校正后的系统调整时间约为1s,系统无超调。系统能在较短时间内达到稳定,动态性能较好。

由图5可知,校正后的系统穿越频率为0.319 Hz,相角裕度为77°。截止频率为3.97 Hz,幅值裕度为29.3 dB,系统具有良好的稳定性。仿真所得到的调整时间约为1s。

4 结束语

本研究通过对某大型旋转装置原理的分析,建立了系统传递函数模型,对其电液位置伺服系统进行了仿真;并使用降阶近似的方法,得出了其近似二阶系统模型;提出了系统校正方法,并据此计算了校正环节具体参数。

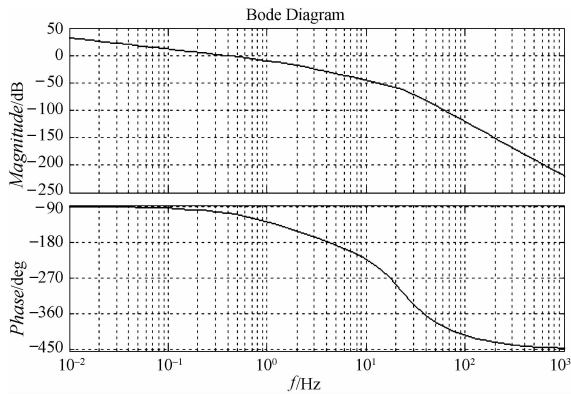


图 5 校正后系统的开环 Bode 图

仿真结果表明,所设计的系统能较好满足设计要求。

通过对上述系统采用降阶近似方法进行分析和设计的过程可知,对于类似高阶位置伺服系统,为了简化其控制系统设计,可以分析系统零、极点分布,对于在其时间响应中暂次要作用的非主导极点进行简化,从而得到了近似低阶系统,并在此基础上进行了控制系统的设计。上述方法为同类型控制系统的设计提供了有益参考。

参考文献 (References) :

[1] 杜 鑫. 基于 LMI 技术的线性系统模型降阶与静态输出

[编辑:张 翔]

本文引用格式:

肖国林,邓智勇,唐国元,等. 大型回转装置电液位置伺服系统的降阶设计方法[J]. 机电工程,2014,31(5):582-586.

XIAO Guo-lin, DENG Zhi-yong, TANG Guo-yuan, et al. Reduced order design method for electro hydraulic position servo system of a rotational equipments of large scale[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2014,31(5):582-586.

《机电工程》杂志;http://www.meem.com.cn

(上接第 581 页)

参考文献 (References) :

[1] LONEY G, OZSOY T. NC Machining of Free Form Surfaces [J]. **Computer-Aided Design**, 1987, 19(2):85-90.

[2] DING S, MANNAN M, POO A, et al. Adaptive iso-planar tool path generation for machining of free-form surfaces[J]. **Computer-Aided Design**, 2003, 35(2):141-153.

[3] PARK H, KIM K, LEE S C. A method for approximate NURBS curve compatibility based on multiple curve refitting [J]. **Computer-Aided Design**, 2000, 32(4):237-252.

[4] MORISHIGE K, TAKEUCHI Y, KASE K. Tool path generation using C-space for 5-axis control machining[J]. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, 1999, 121(1):144-149.

[5] SURESH K, YANG D C H. Constant scallop-height machining of free-form surfaces [J]. **ASME Journal of Engineering for Industry**, 1994, 116(2):253-259.

[6] PERSSON H. NC machining of arbitrary shaped pockets [J]. **Computer-Aided Design**, 1978, 10(3):169-174.

反馈控制器设计[D]. 沈阳:东北大学信息科学与工程学院,2009.

[2] 王 佩,刘永强. 无刷双馈风力发电机模型降阶研究:第 I 部分—无刷双馈风力发电机多时间尺度模型[J]. **控制理论与应用**, 2008, 25(1):135-138.

[3] TAN S, HE L. **Advanced Model Order Reduction Techniques in VLSI Design** [M]. Cambridge University Press, 2007.

[4] FREITAS F D, ROMMES J, MARTINS N. Gramian-based reduction method applied to large sparse power system descriptor models [J]. **IEEE Transactions on Power Systems**, 2008, 23(3):1258-1270.

[5] 王 欣,史忠科. 模型降阶 H_{∞} 方法在阵风干扰着陆控制中的应用[J]. **飞行力学**, 2000, 12(4):35-37.

[6] 黄樟灿,陈思多. 非最小相位系统传递函数的演化模型降阶[J]. **系统工程与电子技术**, 2000, 22(12):60-62.

[7] 高 翔,朱 芸,梁 栋. 电液伺服系统的建模与仿真研究[J]. **海军工程学院学报**, 1999(4):87-90.

[8] 王占林. **近代电气液压伺服控制** [M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2005.

[9] 易孟林,曹树平,刘银水. **电液控制技术** [M]. 武汉:华中科技大学出版社,2010.

[10] 杨叔子,杨克冲. **机械工程控制基础** [M]. 武汉:华中科技大学出版社,2005.

[编辑:张 翔]

[7] REN X, KUHLKOTTER B. Realtime simulation and visualization of robotic belt grinding processes [J]. **International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, 2008(35):1090-1099.

[8] RADZEVICH S P. A closed form solution to the problem of optimal toolpath generation for sculptured surface machining on multi-axis NC machine [J]. **Mathematical and Computer Modelling**, 2006, 43(34):222-243.

[9] 石 璟,张秋菊. 六轴联动叶片砂带抛磨中接触轮姿态的确定[J]. **机械科学与技术**, 2010, 29(2):196-200.

[10] 黄 智,黄 云,张明德. 自由曲面六轴联动砂带磨削机床试验[J]. **重庆大学学报**, 2009, 31(6):598-602.

[11] 齐立哲,甘中学,负 超,等. 机器人砂带磨削系统作业精度分析与误差补偿[J]. **机器人**, 2010, 32(6):787-792.

[12] 黄秀文,高伟强,章 晶,等. 五轴数控空间刀具半径补偿的实现[J]. **机电工程技术**, 2012, 41(10):108-112.

[13] 姚博世,谭晓庆,贺文辉. 砂轮离心力对磨削精度的影响 [J]. **机电技术**, 2011(5):36-38.

[编辑:张 翔]