文章编号:1000-8152(2010)01-0121-05

# 工业重载液压系统的位置伺服控制

杨 博,李宛洲,王京春,杨 峰,邹国斌

(清华大学自动化系,北京100084)

摘要:本文以清华大学自动化系设计并制造的国内首台具有自主知识产权的HMK 1800重载轧辊荒磨机为背景, 介绍其液压系统的位置伺服控制方法.液压系统是荒磨机最关键的执行机构,本文设计的位置伺服控制系统采用 双闭环结构,内环是活塞速度闭环,外环是油缸位置闭环,位置设定值通过线性插补的方式给定.这种结构在恒位 置磨削的时候可以保证位置控制精度,在磨削臂进给的时候可以控制进给速度.本文整定了两套PID参数以适应模 型参数的变化,并采用增量式PID从而实现控制参数的无扰动切换.

关键词: 荒磨机; 液压位置伺服控制; 参数辨识 中图分类号: TP273 文献标识码: A

# Position servo control of industrial heavy-load hydraulic system

YANG Bo, LI Wan-zhou, WANG Jing-chun, YANG Feng, ZOU Guo-bin

(Department of Automation, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

**Abstract:** For the HMK 1800 heavy roller rough grinding machine, which is designed and manufactured for the first time in China by Tsinghua University with independent intellectual property rights, this paper introduces the modeling and the position servo control for its hydraulic system. Hydraulic system is the most critical actuator of rough grinding machine, of which the position servo control system adopts a double-loop structure. The inner loop provides a closed-loop control for the piston velocity, while the outer loop is a closed-loop for controlling the cylinder position. The setpoint value of the position loop is determined through the linear interpolation. This structure ensures the precision of position control in constant position grinding; furthermore, it performs the control for the feeding-rate when the grinding arm moves inward. Two sets of PID parameters are adjusted to deal with the variations of model parameters; and a velocity PID is employed to realize the smooth switching between the two sets of control parameters.

Key words: rough grinding machine; hydraulic position servo control; parameter identification

# 1 引言(Introduction)

液压系统能通过小体积设备获得大能量的输出 力,尤其对于直线运动的控制对象,它具有电动设备 无可比拟的优势.

液压系统模型有线性化的传递函数模型和考虑 阀非线性流量特性的非线性模型.在液压线性化 模型的基础上,主要采用传统PID算法<sup>[1]</sup>,能满足一 般的应用.由于非线性液压模型的建立,各种各样 的非线性算法应用于液压伺服控制,包括鲁棒控 制<sup>[2,3]</sup>、模糊控制<sup>[4]</sup>、自适应控制<sup>[5,6]</sup>、PSO算法<sup>[7]</sup>、内 模方法<sup>[8]</sup>、自抗扰控制<sup>[9]</sup>、变结构控制<sup>[10]</sup>、滑模控 制<sup>[11]</sup>.

复杂的算法需要处理更多的实数运算,工业现场一般采用PLC作为控制器,控制器对实数运算

指令的处理速度要远远慢于对逻辑指令的处理; 而PLC采用的是循环扫描的工作方式,复杂的算法 会大大延长程序的执行周期,从而极大地损害了系 统控制的及时性. 传统的PID算法虽然应用起来比 较简单,而且能适应参数的不确定性,但是对于工业 重型装备,不仅要求实现对位置设定值的实时跟踪, 而且要求控制执行机构的运动速度,因此需要对液 压位置伺服系统的控制结构进行优化设计.

重型荒磨机是轧辊粗加工的关键设备,它利用高 速旋转的大砂轮,大吃刀量对轧辊工件缓进深磨,高 效率的切除其加工余量.加工前的轧辊毛坯如图1所 示.本文以清华大学自动化系设计并制造的国内首 台具有自主知识产权的HMK 1800轧辊荒磨机为背 景,介绍其液压系统位置伺服控制方法.

收稿日期: 2008-06-13; 收修改稿日期: 2009-05-05.

基金项目:国家 "863" 计划资助项目(2009AA04Z145).

第27卷



Fig. 1 Roller roughcast before machining

2 系统建模与参数辨识(Modeling and parameters identification)

图2是轧辊荒磨机的机械结构示意图. 磨削臂 长4.1 m, 重6000 kg, 磨削臂上部安装了一个额定功 率250 kW, 重1500 kg的主电机, 主电机通过皮带带 动砂轮以80 m/s的线速度高速旋转. 砂轮下面是台 车, 工件放在台车的两对驱动轮上, 并在驱动轮的带 动下慢速旋转, 台车可以沿工件轴向运动实现工件 进给.





Fig. 2 Mechanical structure of rough grinding machine

油缸是荒磨机的执行机构,通过控制油缸活塞杆的位置可以实现磨削臂的升降,同时通过调节油缸的输出力可以控制砂轮施加在工件上的压力.

荒磨机有一道加工工序叫恒位置磨削,就是通过 液压位置伺服控制系统使活塞杆位置保持恒定,从 而保持砂轮中心到工件中心的距离不变,进而实现 对工件表面的抛光磨削.以磨削臂转轴O点为原点, 水平方向和竖直方向分别为x轴、y轴,建立平面直 角坐标系,对整个系统进行如图3所示的受力分析, 其中O点是磨削臂旋转轴轴心,A点是砂轮与工件的 接触点,B点是油缸上铰链的轴心,C点是油缸下铰 链的轴心,D点砂轮轴心,E点是工件轴心.由刚体 定轴转动定律可知:

$$J\frac{\mathrm{d}^{2}\theta}{\mathrm{d}^{2}t} = GL_{\mathrm{G}}\cos\theta + G_{\mathrm{w}}x_{\mathrm{A}} - (p_{2}A_{2} - p_{1}A_{1}) \cdot L_{\mathrm{C}}\sin\delta - B\frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}t} - F_{\mathrm{n}}L_{\mathrm{n}}.$$
 (1)

其中: p<sub>1</sub>是油缸上腔压力, A<sub>1</sub>是油缸上腔活塞环的 面积, p<sub>2</sub>是油缸下腔压力, A<sub>2</sub>是油缸下腔活塞的面 积; F<sub>n</sub>为砂轮法向加载力, G为磨削臂(含其上电机 但不含砂轮, 下同)重力, G<sub>w</sub>为砂轮重力, L<sub>G</sub>, L<sub>C</sub>, L<sub>n</sub>分别为O点到磨削臂重心和到油缸下转轴中心 的距离, x<sub>A</sub>是A点的横坐标, J为磨削臂转动惯量, B为O轴摩擦系数(实际情况中由于转轴充分润滑, B很小,影响可以忽略), θ是磨削臂偏离水平线的角 度(向下表示正角度), δ所示角已在图3标出.



Fig. 3 Force analysis of rough grinding machine

图4是荒磨机液压系统的原理图. 高频响的三通 伺服阀用来控制油缸上腔压力以及进入油缸上腔的 液体流量.







伺服阀接收电压信号,由于阀心运动的频响高, 可以将其看做是一个比例环节:

$$X_{\rm V}(s) = K_{\rm u} U(s). \tag{2}$$

其中: x<sub>V</sub>为阀心位移, u为伺服阀电压输入, K<sub>u</sub>为信 号放大系数.

伺服阀的线性化流量方程为

$$\Delta Q_{\rm L} = K_{\rm q} \Delta x_{\rm V}(s) - K_{\rm c} \Delta p_1. \tag{3}$$

其中: *Q*<sub>L</sub>为负载流量, *K*<sub>q</sub>, *K*<sub>c</sub>分别为伺服阀的流量 增益和流量–压力系数, Δ表示物理量的增量.

# 对油缸上腔应用流量连续性方程:

$$Q_{\rm L} + C_{\rm ip}(p_2 - p_1) = -A_1 \frac{\mathrm{d}\Delta x_{\rm p}}{\mathrm{d}t} + \frac{V_1}{\beta_{\rm e}} \frac{\mathrm{d}p_1}{\mathrm{d}t}.$$
 (4)

其中:  $C_{ip}$ 为液压缸内部泄漏系数,  $V_i$ 为上腔容积,  $\beta_e$ 为系统的有效体积弹性模量(包括液体、管道和腔体的机械柔度),  $x_p$ 为活塞位移.

磨削加工时活塞位移很小,令L<sub>B</sub>表示活塞杆顶 部到旋转中心的距离,则

$$\Delta x_{\rm p} = -L_{\rm B} \Delta \theta. \tag{5}$$

砂轮脱离工件后,  $F_n = 0$ , 令 $K_{ce} = K_c + C_{ip}$ ,  $T_d = 0$ , 对式(1)和式(4)的增量作拉氏变换后与 式(2)(3)(5)可得活塞速度为

$$V(s) = \frac{-\frac{K_{\rm q}K_{\rm u}}{A_1}U(s)}{\frac{JV_1}{\beta_{\rm e}A_1^2 L_{\rm B}L_{\rm C}\sin\delta}s^2 + \frac{JK_{\rm ce}}{A_1^2 L_{\rm B}L_{\rm C}\sin\delta}s + 1}.$$
 (6)

式(6)中的 $K_q$ ,  $K_u$ ,  $K_{ce}$ 和 $\beta_e$ 都是不可直接测量的 参数, 只能通过系统辨识的方法间接求得.本文 在 $x_p = 0.6$  m的位置让砂轮脱离工件, 对伺服阀施 加±0.5 V和±1.0 V的方波信号, 记录活塞速度的实 际响应, 采样周期T = 0.008 s. 利用其中的一组实际 响应数据, 使用MATLAB系统辨识工具箱–"System Identification Tool"对式(6)中的模型参数进行辨识, 可以得到

$$\begin{cases} \left(\frac{K_{\rm q}K_{\rm u}}{A_{\rm 1}}\right)_{x_{\rm p}=0.6} = \begin{cases} 2.9438 \times 10^{-2}, \text{活塞速度} > 0, \\ 3.1295 \times 10^{-2}, \text{活塞速度} < 0. \end{cases} \\ \left(\frac{JV_{\rm 1}}{\beta_{\rm e}A_{\rm 1}^{2}L_{\rm B}L_{\rm C}\sin\delta}\right)_{x_{\rm p}=0.6} = 7.5169 \times 10^{-4}, \\ \left(\frac{JK_{\rm ce}}{A_{\rm 1}^{2}L_{\rm B}L_{\rm C}\sin\delta}\right)_{x_{\rm p}=0.6} = 7.6027 \times 10^{-3}. \end{cases}$$

让静止的砂轮接触并缓慢挤压轧辊工件,记录油缸输出力 $F_h$ 与活塞位移 $x_p$ 的关系曲线,可以看出 $\Delta F_h$ 与 $\Delta x_p$ 近似成分段线性关系.由式(1)可知静态条件下 $\Delta F_n = -\Delta F_h L_C \sin \delta / L_n$ ,所以

静态条件下 $\Delta F_n$ 与 $\Delta x_p$ 也是分段线性的关系. 定 义 $\Delta F_n$ 与 $\Delta x_p$ 的比例系数为负载刚度 $K_s$ , 那么,

$$\Delta F_{\rm n} = -K_{\rm s} \Delta x_{\rm p}.\tag{8}$$

对 式(1)和 式(4)的 增 量 作 拉 氏 变 换 后 与 式(2)(3)(5)(8)合并可以得到活塞位移的传递函数:

$$\begin{split} \Delta X_{\rm p}(s) &= \\ \frac{-\frac{K_{\rm q}K_{\rm u}A_1}{K_{\rm ce}\tilde{K}_{\rm s}}\Delta U(s)}{\frac{JA_1^2s^3}{K_{\rm h}K_{\rm ce}\tilde{K}_{\rm s}L_{\rm B}L_{\rm h}} + \frac{Js^2}{\tilde{K}_{\rm s}L_{\rm B}L_{\rm h}} + \left(\frac{A_1^2s}{K_{\rm ce}\tilde{K}_{\rm s}} + \frac{A_1^2s}{K_{\rm h}K_{\rm ce}}\right) + 1}. \end{split}$$
(9)

其中定义 $\tilde{K}_{s}$ 为负载等效刚度,  $\tilde{K}_{s} = \frac{K_{s}L_{n}}{L_{C}\sin\delta}$ , 定义 $K_{h}$ 为液压系统刚度,  $K_{h} = \frac{\beta_{e}A_{1}^{2}}{V_{1}}$ .

# 3 液压位置伺服控制系统(Hydraulic position servo control system)

在轮廓控制系统中,根据给定的进给速度和轮廓 线形的要求,在已知数据点之间插入中间点的方法 称为插补方法,插补的结果是输出运动轨迹的中间 坐标值,本文采用的是直线插补.根据进给速度F和 插补周期T,将廓型曲线分割成一段段的轮廓步长l, l = FT.对于单轴直线运动的活塞杆,假设当前 位置为 $X_i$ ,那么插补器给出的下一周期的插补坐标 为 $X_{i+1} = X_i + l$ .将插补坐标作为指令发给伺服驱 动装置,该装置按伺服检测采样周期采集实际位移, 并反馈给插补器并与指令进行比较,有误差就运动, 误差为零则停止,从而完成闭环控制.

根据数控机床的设计要求,在磨削臂进给的同时 必须让油缸活塞杆按设定的进给速度匀速运动,所 以我们设计了如图5所示的双闭环液压位置伺服控 制系统.内环为速度闭环,外环为位置闭环,位置设 定值由直线插补器给出,速度设定值由位置控制器 给出.



#### 图 5 荒磨机液压位置伺服控制系统

Fig. 5 Hydraulic position servo control system of rough grinding machine

C

这种结构在控制磨削臂进给位置的同时可以 控制进给速度,还能减少位置超调,而且在恒位置 磨削时能保证位置控制的精度.

根据式(9)中的液压系统位置模型和由式(7)计 算出的模型参数 $K_q, K_u, K_{ce}$ 和 $\beta_e$ ,就可以整 定PID参数.从式(7)可以知道活塞运动方向不 同时液压系统参数也不同,所以PID控制器需要 两套控制参数,在活塞改变运动方向时进行切 换.PID控制器有绝对式和增量式两种,分别如 式(10)和式(11)所示:

$$CV_{\rm n} = K_{\rm P}e_{\rm n} + \sum_{i=0}^{i=n} K_{\rm I}e_i\Delta t + K_{\rm D}\frac{\Delta e_{\rm n}}{\Delta t}, \quad (10)$$

$$V_{\rm n} = CV_{n-1} + K_{\rm P}\Delta e_{\rm n} + K_{\rm I}e_{\rm n}\Delta t + K_{\rm D}\frac{\Delta e_{\rm n} - \Delta e_{n-1}}{\Delta t}.$$
(11)

其中: *CV*<sub>n</sub>是PID控制器输出, *e*是设定值和反馈值 之间的误差, *K*<sub>P</sub>, *K*<sub>I</sub>和*K*<sub>D</sub>分别是PID比例增益、积 分增益和微分增益.

本文控制系统位置外环和速度内环均采 用增量式PID,因为增量式PID在切换控制参数 时能做到无扰动切换,而绝对式PID无法做到. 由于线性插补器输出的位置设定值是不断变 化的,为了避免由设定值引起的微分噪声,内 环PID的微分项 $\Delta e_n$ 由 $\Delta V_p$ 代替,外环PID的微分 项 $\Delta e_n$ 由 $\Delta X_p$ 代替.

# 4 生产应用与数据分析(Industrial application and data analysis)

恒位置磨削时的活塞位置曲线如图6所示,数据的采样时间为0.008 s,可以看出位置控制的精度很高,位置实际值与设定值之间的偏差不超过0.01 mm.



升降磨削臂时的位置响应曲线如图7所示,数据的采样时间为0.008 s,位置设定值由直线插补

器给出,可以看出,活塞运动的速度很平稳,位置 实际值对设定值的跟踪效果很好,而且基本没有 超调.



通过在中钢集团邢台机械轧辊有限公司加 工五分厂连续18个月的生产实践检验,本文的 液压位置伺服控制系统具有很好的应用效果. 图8是HMK 1800荒磨机荒磨加工的场景,图9是荒 磨加工后的工件外表面,图10是国外同类设备加 工后的工件外表面,可以明显地看出,本文的HMK 1800荒磨机在消除磨削振纹方面优势明显,但辊 坯表面烧伤情况略严重,因此还需要对工艺参数 进行更深入的理论分析与实践探索.



图 8 本文HMK 1800荒磨机的加工场景 Fig. 8 The scene of rough grinding



图 9 本文HMK 1800荒磨机加工后的工件 Fig. 9 Roller machined by HMK rough grinding machine



图 10 国外荒磨机加工后的工件

Fig. 10 Roller machined by foreign rough grinding machine

### 5 总结(Conclusions)

本文在对荒磨机机械结构进行了动力学受力 分析的基础上,结合液压原理,建立了从伺服阀电 压信号到油缸活塞杆位置的传递函数模型并辨识 出模型参数.提出了基于双闭环的位置控制结构, 内环为速度闭环,外环为位置闭环,位置设定值由 线性插补器给出;根据参数辨识的结果选择增量 式PID控制器并整定控制参数.在改变磨削臂位置 时,这种结构一方面可以减少位置超调,另一方面 可以使磨削臂按设定的速度匀速进给.从恒位置 磨削的效果可以看出,位置控制的精度也得到了 保证.

### 参考文献(References):

- MERRIT H E. Hydraulic Control Systems[M]. New York: Wiley and Sons, 1967.
- [2] LI G, KHAJEPOUR A. Robust control of a hydraulically driven flexible arm using backstepping technique[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 280(3/5): 759 – 775.
- [3] NAMVAR M, AGHILI F. A combined scheme for identification and robust torque control of hydraulic actuators[J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 2003, 125(4): 595 – 606.

- [4] YOU S H, HAHN J O, CHO Y M, et al. Modeling and control of a hydraulic unit for direct yaw moment control in an automobile[J]. *Control Engineering Practice*, 2006, 14(9): 1011 – 1022.
- [5] SEKHAVAT P, SEPEHRI N, WU Q. Impact stabilizing controller for hydraulic actuators with friction: theory and experiments[J]. *Control Engineering Practice*, 2006, 14(12): 1423 – 1433.
- [6] 朱伟, 董湘怀, 张质良. 板料拉深成形液压系统模糊控制建模[J]. 控制理论与应用, 2007, 24(1): 122 – 126.
  (ZHU Wei, DONG Xianghuai, ZHANG Zhiliang. Modeling of fuzzy control in sheet deep drawing[J]. *Control Theory & Applications*, 2007, 24(1): 122 – 126.)
- [7] ZOU J, FU X, YANG H Y, et al. A particle swarm optimization approach for PID parameters in hydraulic servo control system[C] //*The 6th World Congress on Intelligent Control and Automation*. [S.l.]: [s.n.], 2006, 2(1): 7725 7729.
- [8] SCHLACHER K, ZEHETLEITNER K. Analysis and Design of Nonlinear Control Systems [M]. Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 2008: 207 – 221.
- [9] ZOU J, FU X, YANG H Y. Active disturbance rejection control for hydraulic width control system for rough mill[J]. *Journal of Zhejiang University-Science A*, 2007, 8(9): 1429 – 1434.
- [10] GUAN C, PAN S X. Adaptive sliding mode control of electrohydraulic system with nonlinear unknown parameters[J]. *Control En*gineering Practice, 2008, 16(11): 1275 – 1284.
- [11] GHAZY M A. Variable structure control for electro-hydraulic position servo system[C] //The 27th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. [S.l.]: [s.n.], 2001, 3(29): 2194 – 2198.

## 作者简介:

**杨** 博 (1983—), 男, 2008年毕业于清华大学, 获硕士学位, 研 究方向为过程控制与工业自动化, E-mail: yangbo8301@gmail.com;

李宛洲 (1958—), 男, 副教授, 研究方向为计算机控制与数字

信号处理, E-mail: lwz@tsinghua.edu.cn;

**王京春** (1968—), 男, 副教授, 研究方向为过程建模、控制与优化, E-mail: wang-jc@tsinghua.edu.cn;

**杨**峰 (1984—), 男, 硕士研究生, 研究方向为过程控制与工业 自动化, E-mail: f-yang07@mails.tsinghua.edu.cn;

邹国斌 (1984—), 男, 硕士研究生, 研究方向为过程控制与工

业自动化, E-mail: zougb03@mails.tsinghua.edu.cn.