

轴流风机防喘液压数字伺服控制系统的设计与分析

赵久梁¹ 赵新军² 杨会林²

Study and Design on Anti-surge Digital Hydraulic Servo System of the Large Axial Turbo-compressor

Zhao Jiu-liang¹ Zhao Xin-jun², Yang Hui-lin²

(1. 首钢新钢公司机动部, 北京市石景山区 100041 2. 东北大学机械与自动化学院, 辽宁省沈阳市 110004)

摘要 针对轴流鼓风机防喘调节的特殊要求, 研究设计了两套数字式液压伺服控制系统, 经在首钢实际运行表明, 其结构简单、性能可靠, 具有一定的推广价值。

关键词 轴流鼓风机, 防喘调节, 液压伺服, 数字控制, 分析校正

中图分类号 TH137 文献标识码 B 文章编号 1000-4858(2002)10-0018-03

1 前言

喘振是气体压缩机固有特性, 尤其是大型轴流鼓风机, 喘振的危害更为严重, 所以必须设置防喘装置, 防止喘振现象的发生。防喘控制的核心就是对防风阀的开度进行控制, 常见的形式有机液控制系统、电液比例控制系统、电液伺服控制系统等。首钢 6 号高炉鼓风机(AV80, 风量 5500 m³/min)放风阀采用电液比例控制, 自 1994 年投产至今, 故障频发, 严重制约了风机的正常运行, 给高炉生产造成了较大的影响, 为改变这一现状, 我们在液压伺服系统的基础上, 根据防喘控制对调节装置的性能要求, 利用数字技术替代模拟电路, 开发两套数字式防喘液压伺服调节装置, 满足了高炉生产的要求。

2 组成及原理

液压数字伺服系统组成如图 1。图中 $x(t)$ 是连续

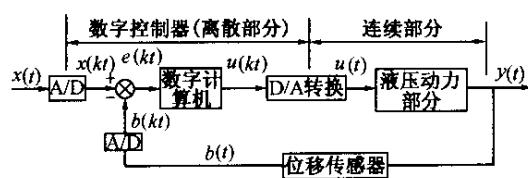


图 1 防喘液压数字伺服系统组成原理图

指令信号(来自于上机), $y(t)$ 是连续输出信号, 在防喘控制中, 即是放风阀的开度, $y(t)$ 通过传感器产生的负反馈信号 $b(t)$, $x(t)$, $b(t)$ 分别进入 A/D 转换器, 将模拟信号转化为数字信号 $x(kt)$, $b(kt)$, 由数字计算机进行比较计算产生误差数字信号 $e(kt)$, 通过放大及调节处理, 得到了数字序列 $u(kt)$ 再经 D/A 转换器, 产生连续控制信号 $u(t)$, 对动力执行部分实行

控制。系统的控制框图如图 2 所示, $D(z)$ 是数字控制器的传递函数, $G_h(z)$ 是保持器的传递函数, $G_p(z)$ 是动力部分的传递函数, $H(s)$ 是传感器的传递函数, 连续部分的传递函数:

$$G(z) = G_h(z) \cdot G_p(z) \cdot H(s)$$

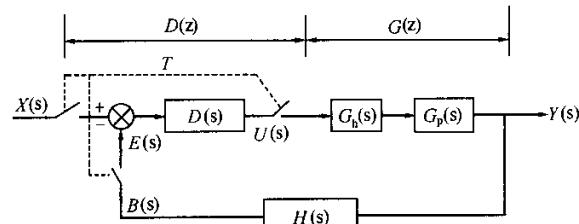


图 2 防喘液压数字伺服系统方框图

3 连续部分的设计与传递函数

3.1 液压部分的原理

液压动力部分的原理如图 3。该回路主要由伺服阀 1、电磁换向阀 2、液压缸及弹簧装置 3 和放风阀门 4 组成。伺服阀型号为 MOOG76-104, 额定流量 $Q_R = 57 \text{ L/min}$, 额定电流 $I_R = 0 \sim 100 \text{ mA}$, 响应频率 $f_{sv} = 90 \text{ Hz}$ 。液压缸活塞面积 $A_c = 38.5 \text{ cm}^2$, 行程 $h = 127 \text{ mm}$ 。弹簧刚度 $K = 147 \text{ N/mm}$, 钢丝直径 $d = 28 \text{ mm}$, 预压缩量 $f_1 = 71 \text{ mm}$, 最大压缩量 $f_2 = 197 \text{ mm}$ 。电磁阀型号为 4WE5A60/G24Z4, 背压为 1 MPa 左右时, 流量保证

收稿日期 2002-04-01

作者简介 赵久梁(1966—)男, 湖北石首人, 高级工程师, 硕士, 主要从事设备运行管理工作。

在 60 L/min。其工作原理如下：正常工作状态下，电磁阀 2 总是处于通电状态，由伺服阀控制液压缸伸出位置，保证放风阀处于设定的开度。在系统断电，亦即事故状态时，电磁阀 2 断电，伺服阀回中位，液压缸在弹簧回程力的作用下缩回，放风阀处于全开状态，这样使鼓风机处于放风状态，保证风机的安全运行。

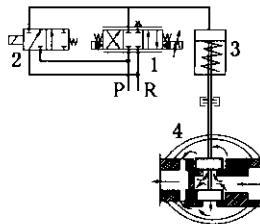


图 3 液压原理图

3.2 连续部分的传递函数

图 3 所示的系统属于三通阀控制不对称缸系统，由于液压弹簧刚度 K_h 远大于机械弹簧刚度 K ，忽略伺服阀动态影响，经计算连续部分的传递函数简化为：

$$\alpha(s) = \frac{5.75 \times 10^4 \times (1 - e^{-Ts})}{(s + 0.023)(s^2 + 2 \times 30.2s + 91204)}$$

选用采样周期 $T = 200$ ms，可计算出其 Z 变换的表达式为：

$$\alpha(z) = \frac{0.125z^{-1}}{(1 - 0.9954z^{-1})(1 + 0.0045z^{-1})}$$

4 系统校正及控制器的方程

在 $\alpha(z)$ 中，没有 $z=0$ 的极点，所以连续部分属于 0 型系统。对于阶跃输入，位置稳态误差 $e_{ss} \neq 0$ 。显然要获得稳态误差为零，必须加校正环节。选用 PI 调节器可以消除连续部分的稳态误差。通过校正，欲消除 $G(z)$ 中 $1 - 0.9954z^{-1}$ 因子，其传递函数 $D(z) = \frac{b_1 + b_0 z^{-1}}{1 - z^{-1}} = \frac{b_1(1 - 0.9954z^{-1})}{1 - z^{-1}}$ ，则数字控制器的差分方程为：

$$\mu(k) = b_0 e(k-1) + b_1 e(k)$$

其中： $b_0 = -K_p$ ， $b_1 = K_p + T/T_i$ ， $b_0/b_1 = -0.9954$ ， K_p 为放大器的放大系数， T_i 为积分时间，可以由控制器来设定和调整。

5 系统的性能分析与校核

5.1 动态分析与校核

系统闭环传递函数为：

$$G_L(z) = \frac{\alpha(z)}{1 + z^{-1}(0.125b_1 - 0.9955)}$$

设 $x(z)$ 为阶跃函数，则系统阶跃响应为：

$$y(z) = \frac{1}{1 - z^{-1}} - \frac{1}{1 - mz^{-1}}$$

$$= \sum_{n=0}^{\infty} z^{-n}(1 - m^n) = \sum_{n=0}^{\infty} a_n z^{-n},$$

式中 $m = -0.125b_1 + 0.9955$ ， $a_n = 1 - m^n$ ，由 z 变换的定义可知： $y(kT) = a_k = 1 - m^k$ ，由 $b_0/b_1 = -0.9954$ 和 $b_0 = -K_p$ 推导得 $b_1 = 1.005 K_p$ ，取不同的 K_p 值，该数字系统阶跃响应情况如下：(1) $K_p > 15$ ， $a_k = 1 - m^k$ 数列发散，系统不稳定，系统在初始调整时要离开此区域。(2) $8 \leq K_p \leq 15$ ，系统响应速度快，跟踪性能好，但出现超调，稳定性稍差。 $K_p < 8$ ，系统响应速度稍慢，稳定裕量大。(3) $6 \leq K_p \leq 10$ ，系统在 3 拍之内达到稳定值，建议系统在初始调整，选用该范围的值。图 4 是 $K_p = 2 \sim 12$ 的响应曲线。

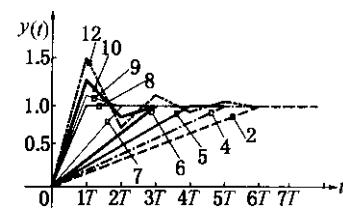
注：图中指向曲线的数字为 K_p 的值（= 2 ~ 12）

图 4 系统阶跃响应曲线

5.2 系统控制精度分析

对于位置输入来说，系统是 I 型系统。从理论上讲，位置误差应该为零。但是系统元件会引起误差，主要误差有：伺服阀的零漂和滞环（1~2% i_R ），液压缸摩擦产生的不灵敏区（0.5~1% i_R ）等，括弧内的 i_R 为伺服阀的额定电流（50 mA）。当这些干扰为常量时，由此引起的位置误差为：

$$e_p = \frac{\pm 0.02 i_R}{K_p K_f} = \frac{\pm 0.02 \times 0.05}{K_p \times 0.127} = \frac{0.00787}{K_p} (m)$$

在 $K_p = 6 \sim 10$ ，则 $e_p = 1.31 \sim 0.79$ mm，由于系统要求位置误差小于全行程的 1%，则允许误差 $\Delta = 0.01 \times 126 = 1.26$ mm， K_p 取值范围 7~10 时，即可满足系统提出的要求。此时 $e_p = 1.14 \sim 0.8$ mm $< \Delta$ 。

6 应用及评价

该套防喘液压数字伺服系统装置于 2000 年 11 月完成，原计划安装在首钢 6 号风机上，但由于首钢 7 号风机（型号 AV100，风量 7000 m³/min，电机功率 36140 kW）在试车过程中，因管道振动使原有的防喘调节装置损坏，在无法及时修复的情况下，采用了该套系统。

上辊万能式三辊卷板机机架翻倒装置液压系统

张承谱 阎祥安 曹玉平

The Design of the Hydraulic System for Machine Frame Fall Away Set of Upper Three-Roller Universal Steel Plant Beading Machine

Zhang Cheng-pu , Yan Xiang-an , Cao Yu-ping

(天津大学机械工程学院,天津市 300072)

摘要 文章分析了上辊万能式三辊卷板机机架翻倒装置对卷弯制件质量的影响及对液压系统的要求; 讨论了翻倒装置液压系统设计中存在的问题, 提出新的设计方案。

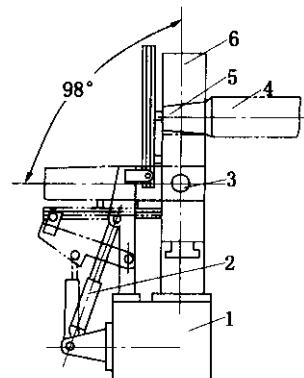
关键词 卷板机 机架 翻倒装置

中图分类号 TH137 文献标识码 B 文章编号 1000-4858(2002)10-0020-02

1 卷板机机架翻倒装置及其作用

卷板机是一种将金属板材卷弯成筒形、弧形、锥形或其他形状制件的通用设备, 根据三点成圆的原理, 利用工作辊相对位置变化和旋转运动使板材产生连续的塑性变形, 以获得预定形状的制件。该设备广泛用于海上采油平台、化工、造船、锅炉、金属结构等制造业。本文所称的上辊万能式三辊卷板机, 是由工作辊、机架、传动系统、机座等组成。两个下辊间距固定, 由电动机-减速器驱动, 为主动辊, 上辊为从动辊。上辊可垂直升降, 也可相对下辊作水平移动。上辊垂直升降由安装在左、右机架上的液压缸驱动。左机架安装有锥形轴承, 该锥形轴承支承上辊左端轴颈。左机架可实现翻倒、复位动作。左机架翻倒前, 上辊中心线必须位于设备中心; 上辊也必须处于最高位置。左机架由液压缸驱动绕两销轴转动 98° , 实现翻倒。左机架翻倒后, 锥形轴承与上辊脱开, 便于从上辊取出制成件。复位后, 依靠液压缸的支承力, 保持机架内锥形轴承与上辊左端轴颈的配合精度。卷板机左机架翻倒装置如图 1 所示。左机架能否正确复位, 以及在卷弯过程中能

否稳固保持于该位置, 对保证制件的几何形状精度及尺寸精度至关重要。翻倒液压缸的支承力及其液压系



1. 机座 2. 翻倒液压缸 3. 销轴 4. 上辊
5. 锥形轴承 6. 左机架

图 1 卷板机左机架液压缸驱动的翻倒装置

收稿日期 2002-04-15

作者简介 张承谱(1954—)男, 天津市人, 工程师, 主要从事机电控制系统研究及教学工作。

在一年多的运行过程中, 该系统控制的阀门开度定位误差小于 1% 动作可靠, 性能稳定, 没有发生故障, 而且维护量小, 参数容易调节, 受到了现场作业人员的好评。

参考文献:

[1] 王春行. 液压伺服控制系统[M]. 兰州: 甘肃工业出版社,

1981.

- [2] 雷天觉. 新编液压工程手册[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.
- [3] 柳洪义, 原所先. 机械工程控制基础[M]. 沈阳: 东北大学出版社, 1997.
- [4] 薛典民, 赵久梁. 钢铁工业设备液压与润滑论文集[C]. 北京: 冶金工业出版社, 2001.