

## 自校正调节器在具有阻力负载的气动位置伺服系统中的应用

王 鹏, 彭光正, 伍清河

(北京理工大学 自动控制系 SMC 气动中心, 北京 100081)

**摘要:** 以空气为传输介质的气动位置伺服系统, 由于自身结构的特殊性, 难以实现高精度位置控制. 为研究工作过程中气缸所受柔性作用力, 并真实反映气动系统的控制过程, 利用气缸模拟实际环境中系统的负载外力, 采用三阶模型描述系统, 并运用自校正调节器完成了对系统控制律的设计; 最后通过实验研究了自校正调节器对气动位置伺服系统的动态、静态特性的影响并根据仿真实验结果分析了气动系统跟踪响应迟滞性的根本原因.

**关键词:** 气动位置伺服系统; 阻力负载; 自校正调节器; 性能指标

**中图分类号:** TP241

**文献标识码:** A

## Research on self-tuning regulator of pneumatic position servo-system with resistant load

WANG Peng, PENG Guang-zheng, WU Qing-he

(SMC Pneumatic Center of Department of Automatic Control, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

**Abstract:** The pneumatic position servo-system uses gas as transmission medium. But due to the special characteristics of the gas, it is difficult to achieve the accurate control of the servo-system. To study the soft outside force of the cylinder and truly image system control process, a method that uses cylinder to simulate actual resistant load of position servo-system is proposed. The system was described with a three-order model firstly, and the control law with self-tuning regulator was deduced. Then, through experiments, the effect of the self-tuning regulator on system dynamics and static performance was discussed. Finally, based on simulation results, the hysteresis of the system tracking response was analyzed.

**Key words:** pneumatic position servo-system; resistant load; self-tuning regulator; performance index

### 1 引言(Introduction)

随着工业自动化技术的发展, 电-气比例和伺服控制系统, 特别是定位系统得到了越来越广泛的应用. 在许多易燃易爆场所, 如石油、天然气的生产线上以及喷漆、喷抹涂料的自动化装置中, 由于气动系统的工作介质是空气, 不会因摩擦而产生火花, 因此系统本身具有较强的安全性. 而液压及电力电子系统由于工作介质及工作原理的特殊性, 在这些场所容易引起爆炸事故而带来不必要的损失. 所以对气动位置伺服系统的研究有着实际应用价值.

在以往的气动伺服控制中, 对于定位过程中气缸活塞杆受非气源压力(如摩擦力等)作用的影响, 大多数情况下采用了调整受控电磁阀静态工作点电压的方法来解决, 这显然不能很好地适应实际的工作情况. 另外由于空气的可压缩性、气缸活塞的摩擦

力变化, 以及气缸腔内压力变化不均匀性等未建模因素的影响, 对于气动伺服系统而言, 欲采用常规简单方法来获得期望的控制效果是十分困难的. 本文旨在通过寻找适合系统本身特性的控制策略来解决以上问题.

### 2 系统描述(Description of system)

如图 1 所示, 本气动位置伺服系统主要组成部分为被控气缸、检测设备、电-气控制部分以及用于产生阻力的负载气缸等. 在实验中除了一个用于位置控制系统的单出杆非对称气缸外, 另外还采用了另一个单出杆非对称气缸来专门模拟实际情况下气缸所受的负载外力, 它由比例阀 3 和换向阀来控制. 其中, 当换向阀的“1”端有控制信号输入时, 负载气缸左端与比例阀 3 接通, 其左腔压力由受控信号决定, 于是对被控气缸的活塞杆产生拉力. 同理, 当换

向阀的“2”端有控制信号输入时,对活塞杆产生推力.将拉/压力传感器的信号反馈,构成负载气缸的闭环控制,就可以模拟实际工作环境中的阻力负载.比例阀1,2完成受控气缸的位置伺服控制,其中当气缸活塞位移未到达期望位置时,比例阀1受控而动作,当气缸活塞位移超过期望位置时,比例阀2受控而动作.

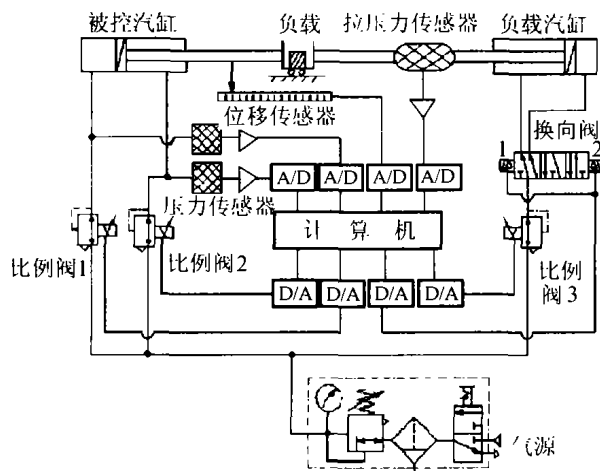


图1 系统结构示意图

Fig. 1 Sketch map of the configuration of system

### 3 数学模型(Mathematic model)

根据气缸动态特性方程,将气动位置伺服系统线性化后可知,阀控气缸位置系统传递函数是一个复杂的三阶系统<sup>[1]</sup>,而且系统参数与平衡点的位置、气源压力、温度以及阀的结构等诸多因素有关.以往的研究工作,大都将气动位置伺服系统的数学模型进行了很大简化,一般近似为二阶系统且忽略了系统零点,不能很好的表征实际的控制系统,由此得出的控制律也不能达到令人满意的控制效果.本文中采用一个3阶的受控自回归平移平均过程模型(CARMA)来描述受控对象,其形式为

$$A(q^{-1})y(t) = B(q^{-1})u(t) + C(q^{-1})e(t). \quad (1)$$

式中,  $y(t)$  是系统  $t$  时刻的输出,即活塞杆的位移,  $e(t)$  是零均值随机噪声.在控制器设计过程中,研究者是基于系统的状态空间模型来进行的.所以将式(1)转化为能控最小实现的形式:

$$x(t+1) = \bar{A}x(t) + Bu(t) + \bar{K}e(t), \quad (2)$$

$$y(t) = \bar{C}x(t) + e(t). \quad (3)$$

其中

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -a_3 & -a_2 & -a_1 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix},$$

$$\bar{K} = \begin{bmatrix} k_1 \\ k_2 \\ k_3 \end{bmatrix}, \bar{C} = [b_3 \quad b_2 \quad b_1].$$

### 4 线性二次自校正调节器的设计(Design of linear quadratic self-tuning regulator)

根据先估计状态再求控制律的可分理性原则和将随机变量用相应的数学模型代替的确定性等价原理,可以推导出线性二次自校正调节器的反馈控制律.

首先选择与文献[2]相类似的如下单步最优性能指标:

$$J = E[x^T(t+1)QQ^Tx(t+1) + \rho u^2(t)], (\rho > 0). \quad (4)$$

式中,  $Q$  和  $\rho$  为加权系数,且  $Q = (q_1 \quad q_1 \quad q_3)^T$ .

自校正调节器的最优控制律应该使上述最优性能指标最小化.在式(2)中令噪声项为零,将其代入式(4)可得

$$J_1 = E[x^T(t)\bar{A}^TQQ^T\bar{A}x(t) + 2u(t)\bar{B}^TQQ^T\bar{A}x(t) + (\bar{B}^TQ)^2u^2(t) + \rho u^2(t)]. \quad (5)$$

显然最小化  $J_1$  就等于最小化  $J$ .于是由  $\frac{\partial J_1}{\partial u(t)} = 0$ , 即

$$\bar{B}^TQQ^T\bar{A}x(t) + (\bar{B}^TQ)^2u(t) + \rho u(t) = 0, \quad (6)$$

可得

$$u(t) = \frac{\bar{B}^TQQ^T\bar{A}}{\rho + (\bar{B}^TQ)^2}x(t). \quad (7)$$

将式(2), (4)中  $\bar{A}, \bar{B}, Q$  的值代入上式即可得最终的控制率

$$u(t) = \frac{(a_3q_3^2, a_2q_3^2 - q_1q_3, a_1q_3^2 - q_2q_3)}{\rho + q_3^2}x(t). \quad (8)$$

为保证采用式(8)得到的控制律时闭环系统是稳定的,还需对式(4)中的加权系数作一定的限制.可以证明,当  $Q$  和  $\rho$  满足下式时,闭环系统是稳定系统<sup>[4]</sup>

$$\left\| \begin{bmatrix} \frac{\rho M + q_2q_3}{\rho + q_3^2} & \frac{\rho M + q_1q_2}{\rho + q_3^2} & \frac{\rho M}{\rho + q_3^2} \end{bmatrix}^T \right\| < \frac{1}{\sqrt{3}}. \quad (9)$$

其中  $M = \max(|a_1|, |a_2|, |a_3|)$ .

当式(2), (3)中的系统参数未知时,可采用最小二乘法来辨识这些未知参数<sup>[3]</sup>.另外由于被控对象的状态  $x(t)$  无法完全测量出来,我们采用卡尔曼滤波方法来计算它的估计值<sup>[5]</sup>,并用估计值代替真值来求出控制率.

由此可以总结出最优线性二次自校正调节器的计算步骤如下:

1) 设定待辨识参数和滤波参数的初值,并设置加权系数  $Q, \rho$ ;

2) 读取新数据  $y(t), u(t)$  组成观测数据矢量,并利用最小二乘法估计参数值;

3) 利用系数  $a_i, c_i$ , 求出状态方程中的参数矩阵  $\bar{A}$  和  $\bar{C}$ ;

4) 利用卡尔曼滤波算法估计状态  $\hat{x}(t)$ , 并用状态估计值  $\hat{x}(t)$  代替真值  $x(t)$ , 通过式(8) 求出控制信号;

5) 令  $t = t + 1$ , 返回第 2) 步。

## 5 实验研究(Experiment)

本实验研究了在负载气缸产生的不同阻力作用下,控制系统跟踪阶跃信号的响应,以及在同一恒定阻力作用下系统跟踪不同频率的正弦波信号的响应。其中采样周期为 0.01 s,气源压力为 0.7 MPa。

### 5.1 跟踪阶跃信号的响应(Step response of system)

实验所用的气缸最大行程为 100 mm,这里选择阶跃信号的幅值为 70 mm。图 2 中给出了在阻力分别为 10 N 和 20 N 时,采用 PID 控制及线性二次自校正控制,系统跟踪阶跃响应的响应曲线,实验结果的分析见表 1。

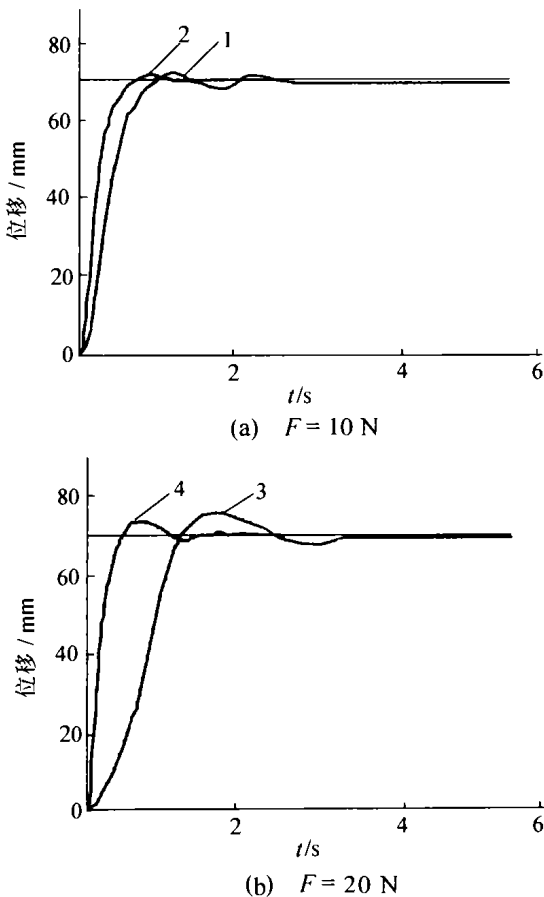


图 2 系统的阶跃响应  
Fig. 2 Step response of system

表 1 阶跃响应实验结果分析

Table 1 Analyse of step response of system

| 曲线 | 负载外力/N | 控制方式 | 超调量/% | 稳态误差/mm |
|----|--------|------|-------|---------|
| 1  | 10     | PID  | 3.2   | -2.51   |
| 2  | 10     | 自校正  | 2.2   | 0.18    |
| 3  | 20     | PID  | 9.8   | -3.10   |
| 4  | 20     | 自校正  | 5.1   | 0.17    |

注:两种负载外力情况下均使用同一组 PID 参数。

由图 2 及表 1 的分析结果可知,虽然 PID 控制有其方法简单、易实现的优点,但对于在负载外力作用下的气动位置伺服系统而言,其控制效果并不十分理想。由表中数值可以看出,与自校正控制相比, PID 控制的调节时间过长,超调量较大,而且有振荡产生。另外,如果在负载外力为 10 N 的情况下,通过调节 PID 参数,可以得到还算满意的控制效果(如曲线 1),但是负载外力改变为 20 N 时,如果还沿用相同的 PID 参数值,那么控制效果就不会十分理想(如曲线 3)。这时候要想改善控制系统的性能指标,只能再重新选取 PID 参数,因此系统对外界的自适应能力非常低。造成这些弊端的主要原因是由于在 PID 控制方法中,参数不能及时反映负载外力的作用,而且对摩擦力及非对称气缸两腔作用面积的不同对实际控制的影响等因素也不能很好的解决。而线性二次自校正调节器可以实时跟踪系统的动态特性,及时调整控制律,因此极大地改善了气动位置伺服系统的过渡过程特性(如曲线 2,4)。

### 5.2 跟踪正弦波信号的响应(Sine wave response of system)

图 3 为系统采用线性二次自校正调节器控制时,系统跟踪不同频率的正弦波信号的实验结果。

由实验结果可以看出,当系统的期望输出——正弦波信号的频率在一定的范围之内时,系统完全可以跟踪多点期望值,而且有很高的定位精度。但是当正弦波信号的频率较快时,系统的跟踪能力就有所下降(有延迟)。这主要是由于空气的可压缩性较高,而导致系统是一个具有时滞带死区的非线性系统,因此气缸中受控气体体积的变化过程总是滞后于电磁阀电压的改变过程,所以在控制效果上出现延迟。另外可以通过系统的频率响应进行分析。图 4 所示为经过参数辨识得到的系统三阶模型的幅相特性曲线。

由图形可以看出,在正弦波的频率小于截止频率  $\omega_c$  时,频率特性的幅值基本保持在 0 dB,两波形的相位差也在 40 以内,所以在低频段跟踪曲线与目标曲线基本保持一致,系统保持了很高的定位精度。

(如图3(a)).但是随着正弦波频率的增加,系统输出不可避免地出现了相位的滞后( $\varphi(\omega) < 0$ )和幅值的衰减( $L(\omega) < 0$ ),系统的跟踪能力有所下降(如图3(b)).因此对于带阻力负载的气动位置伺服系统来说,精确地跟踪正弦波信号必须限定在一定的频率范围之内进行.

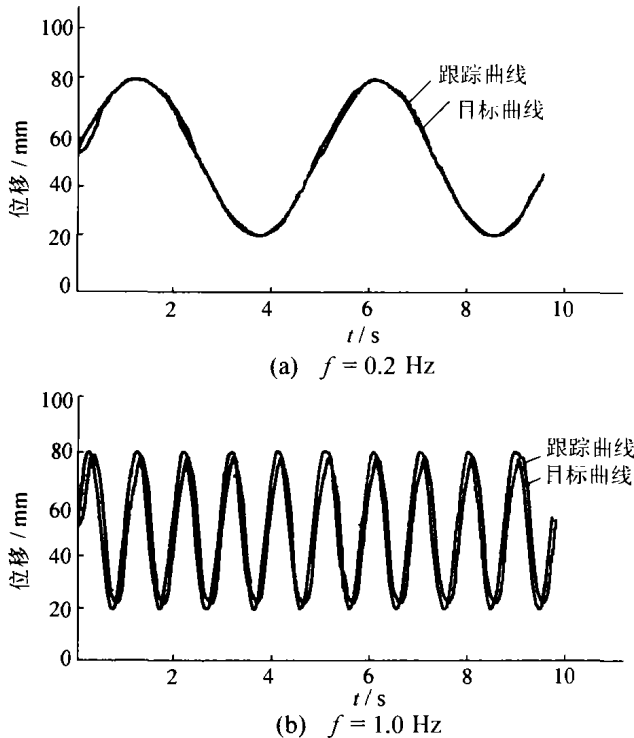


图3 系统的正弦波响应  
Fig. 3 Sine wave response of system

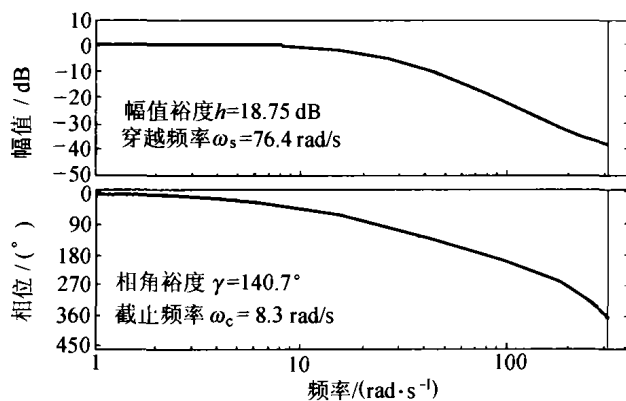


图4 系统的频率响应曲线  
Fig. 4 Frequency response of system

## 6 结论(Conclusions)

气动位置伺服系统的高精度控制由于系统本身特性所致一直是一个控制难题,而在模拟阻力作用下的气动伺服系统更是难以达到很高的定位精度.本文中采用了线性二次自校正调节器完成了一个复杂的具有严重非线性和参数不确定性的气动位置伺服系统的控制,经过多次实验研究及理论分析,可以得到以下结论:

1) 具有阻力负载的气动位置伺服系统的数学模型,可以用一个三阶的 CARMA 模型来表示.采用此模型设计控制器可以达到理想的控制效果,同时避免了因采用简化的数学模型带来的系统动态响应不理想的情况.

2) 线性二次自校正调节器具有实时跟踪系统动态特性的能力和较强的鲁棒性,提高了系统的重复稳态控制精度,对于不同的阻力负载都能达到良好的控制效果(阶跃响应的最大超调量为 5.1%,最大稳态误差为  $\pm 0.18$  mm).同时,线性二次自校正调节器克服了传统的 PID 控制不能及时反映负载外力变化的弊端,改善了系统跟踪特性,在一定程度上很好地解决了系统的开环不稳定性,实现了对气缸活塞位移的高精度伺服控制.

## 参考文献(References):

- [1] 王宣银. PCM 气动伺服系统的建模研究[J]. 机床与液压, 1997, 18(4): 20-22.  
(WANG Xuanyin. Modeling research of PCM Pneumatic Servo-System [J]. *Machine Tool & Hydraulic*, 1997, 18(4): 20-22.)
- [2] BERGER C S. Cost function methods of designing adaptive controllers for nonminimum phase plant [J]. *Int J Control*, 1982, 35(6): 17-19.
- [3] 蔡季冰. 系统辨识[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1989.  
(CAI Jibing. *System Identification* [M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 1996.)
- [4] 吴士昌. 自适应控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 1989.  
(WU Shichang. *Adaptive Control* [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1996.)
- [5] 任锦堂. 系统辨识[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1989.  
(REN Jintang. *System Identification* [M]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University Press, 1989.)

## 作者简介:

王 鹏 (1976—), 男, 博士生, 1995 年毕业于西安石油大学自动化系, 获工学学士学位; 1999 年考入北京理工大学自动控制系统研究生院, 2000 年获提前攻博资格, 主要从事气动伺服系统控制算法以及气动机器人姿态控制等方向的研究, E-mail: wpbit@sinn.com;

彭光正 (1964—), 男, 教授, 1984 年毕业于浙江大学机械工程系; 1987 年毕业于哈尔滨工业大学动力工程系, 获工学硕士学位; 1990 年于哈工大获工学博士学位, 同年进入浙江大学能源系博士后科研流动站工作, 1993 年 4 月出站后到北京理工大学自动控制系统工作至今, 研究方向为流体传动与控制, E-mail: smcpeng@bit.edu.cn;

伍清河 (1955—), 男, 教授, 1982 年 1 月毕业于华中工学院自动控制系统; 1984 年 5 月在瑞士联邦苏黎世高等工业学校 (ETH) 获 Nachdiplom; 1990 年 4 月在 ETH 获工学博士学位 (Dr. Tech. Wiss.). 毕业后留校从事博士后研究和教学工作, 1993 年 1 月晋升为 Oberassistent (教授高级助理). 1995 年 2 月回国, 在北京理工大学自动控制系统工作至今, 研究方向是  $H_\infty$  控制和鲁棒控制、大系统理论及应用等, E-mail: qinghew@bit.edu.cn.