

采用快速电—气伺服阀 的空气压伺服系统*

李柱吉

(郑州工学院计自系)

摘 要: 本文对采用高精度快速电—气伺服阀的空气在伺服系统高性能控制问题进行探讨, 并且把鲁棒控制理论应用到活塞位置控制, 获得了满意的鲁棒稳定性。

关键词: 电—气伺服阀, 空气压伺服系统, 鲁棒控制, 位置控制。

中图分类号: T P 271

近年来空气压伺服系统的应用越来越广泛。压缩空气产生很高的速度, 可应用于高速传动。空气有可压缩性, 叫空气弹簧, 可应用于无冲击柔软接触作业, 如研磨或柔软生产线。在国外发达国家, 空气压伺服系统以结构简单、成本低为特点已广泛应用于机械手等高性能控制领域。

然而, 空气压伺服系统有它自己的局限性。如, 空气有可压缩性, 在控制过程中产生较大的时间滞后, 作为执行元件用的电—气转换元件本身也具有时间滞后特性。纯滞后对控制是很不利的。实验证明运动部分的磨擦力与汽缸最大驱动力比较是不可忽略的, 对位置和低速控制有较大影响。空气压伺服系统在使用过程中常遇到负载干扰, 引起控制对象参数扰动。这些严重影响系统控制性能, 限制在高精度控制领域中的应用。日本等国已投入可观的人力和物务, 以如下两个问题为中心进行活跃的研究工作, 并取得了实质性结果。

①高性能气动元件, 如高精度快速电—气伺服阀等的开发研制, 以减少元件本身的时间滞后, 提高元件工作精度。

②利用现代控制理论等手段克服前述几个因素对控制性能的影响, 即空气压缩性, 元件时间滞后特性, 摩擦非线性, 参数扰动等因素的影响。

本文利用 VEF3120 型高性能电—气伺服阀克服了电—气转换器较大时间滞后特性的影响, 同时用鲁棒控制理论明显地提高了活塞位置控制稳定鲁棒性。

* 收稿日期: 1993-03-02

1 控制系统的组成

本文利用了日本岗山大学工学部机械系统控制研究室的空气压伺服系统实验装置，图

皮带及皮带轮

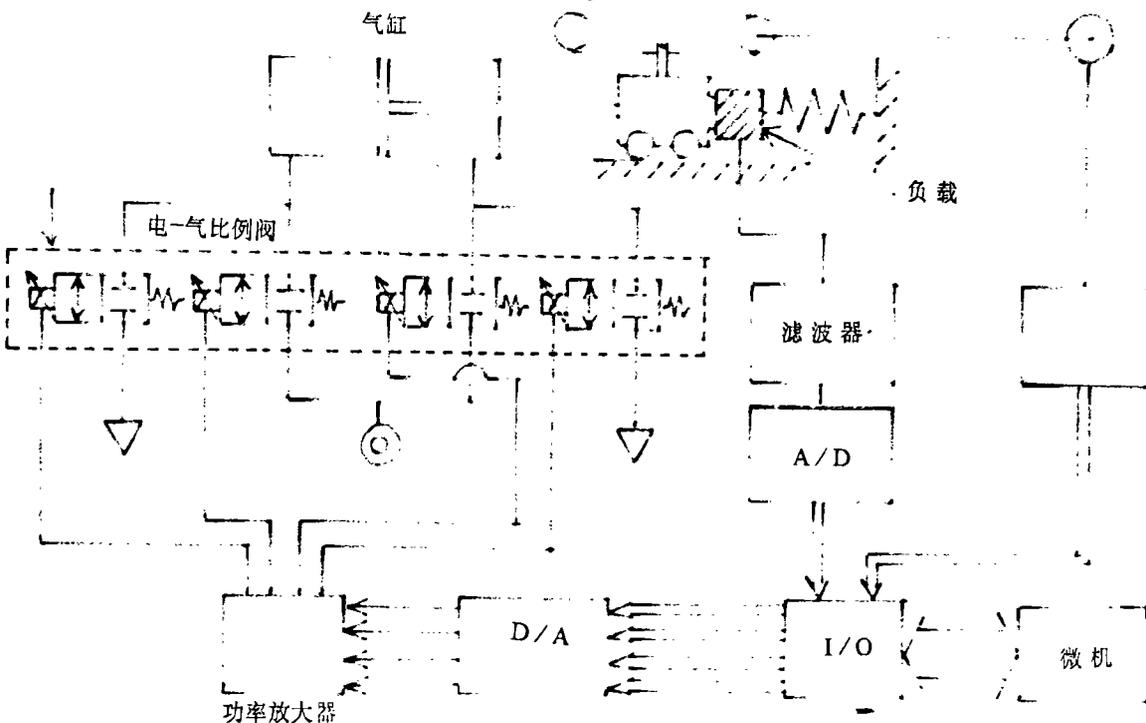


图 1 空气压伺服系统工作原理图

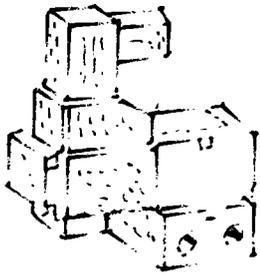
1 为该系统工作原理图。被控制量是活塞的水平直线位移，经旋转编码器及计数器变成 16 位二进制信号输入到计算机，而计算机输出 4 路 12 位二进制信号，经 D/A 变换器及伺服功率放大器（PWM 放大器）分别控制 4 个电—气伺服阀。4 个阀组成 2 组，分别控制活塞两侧空气压力。活塞杆与水平轨道上移动的惯性负载相连。 P_s 为汽源压力， P_A 为大气压力。整个系统由控制器（计算机），电—气比例阀，汽缸，惯性负载，传感器连接而成。

2 电—气比例阀的控制方式

为了减少电—气转换元件较大滞后时间的影响，一般多采用电磁阀。计算机二进制输出信号直接接到电磁阀的信号输入端，不经 D/A 转换器。所用电磁阀的量等于二进制的位数。每个电磁阀的排气口经节流阀与大气相连，每个节流阀的有效断面面积之间有如下关系⁽²⁾：

$$S_0 : S_1 : S_2 : \dots : S_n = 2^0 : 2^1 : 2^2 : \dots : 2^n$$

高精度、快速，超小型电—气伺服阀的问世使空气压控制领域进入了新的时代，再也不需要为减少电—气转换元件的滞后时间利用很多电磁阀。图2便是日本于八十年代研制成功的VEP (VEF) 3120型高性能电—气伺服阀。最高工作压力为 $9.9\text{Kg}/\text{cm}^2$ ，重量为 0.9Kg ，响应时间在 30ms 以下，灵敏度为 0.5% ，线性度为 3% 。目前国内所用电—气伺服阀的性能无法与之相比。为了进一步减少阀的静摩擦力，经常与PWM放大器配合使用。 D/A 输出信号经PWM放大器后变成 125Hz 的脉宽调制信号，其 125Hz 的脉动分量以小振幅高频率使阀处于振动状态，以提高灵敏



VEP-3120型电—气伺服阀

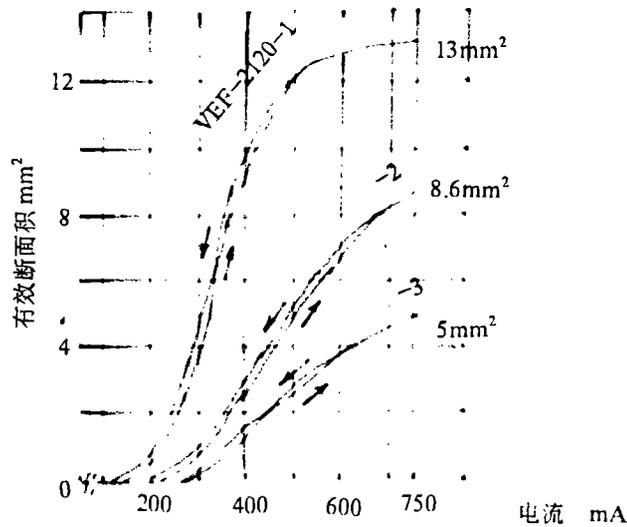


图3 伺服阀的输入输出特性

图2 高精度快速电—气伺服阀

度。图3为伺服阀的有效开口面积与PWM放大器输入电流之间的关系，利用其线性段。用 S_{A10} ， S_{A20} ， S_{P10} ， S_{P20} 表示4个阀处于平衡状态时的开口面积，理论上等于满开口面积 S 的一半。如果用 U_{A10} ， U_{A20} ， U_{P10} ， U_{P20} 表示4个阀处于平衡状态时相应的计算机输出信号，用 U_k 表示鲁棒控制算法计算结果相对应的计算机输出信号，则控制4个阀的计算机输出信号分别等于

$$U_{A1} = U_{A10} - U_k, \quad U_{P1} = U_{P10} + U_k$$

$$U_{A2} = U_{A20} - U_k, \quad U_{P2} = U_{P20} - U_k$$

实际上，4个阀处于平衡状态时 U_{A10} ， U_{P10} ， U_{A20} ， U_{P20} 不完全相同，需要用实验方法加以调整。

3 空气压伺服系统活塞位置控制

对引言中提到的影响系统控制性能的主要因素中的前3个因素的影响，日本等国已进行了很多研究工作，取得了实质性结果。而对第4个因素，即由负载变化引起的控制对象参数摄动的影响，尚很少见有关研究论文，尤其少见用鲁棒控制理论解决参数摄动给活塞

位置控制稳定性的影响的有关文章。本文利用鲁棒极点配置控制理论克服了参数摄动的影响,获得满意的稳定鲁棒性。

3.1 控制对象数学模型

图4为空气压伺服系统被控制对象的分析图。可动部分的运动微分方程及汽缸内部的能量平衡微分方程为

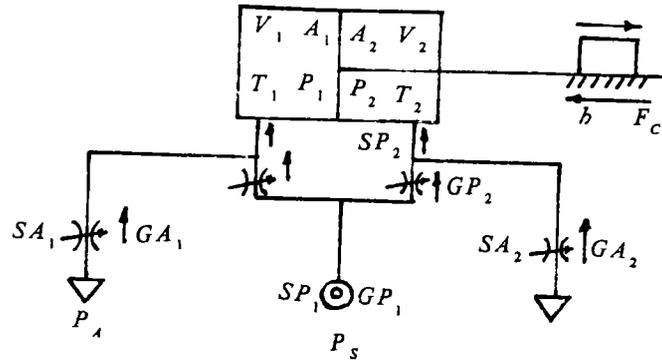


图4 控制对象分析图

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + F_c \operatorname{sgn}(x) = (P_1 - P_A)A_1 - (P_2 - P_A)A_2$$

$$P_1 = \frac{KRT_1}{V_1}(GP_1 - GA_1) - \frac{KP_1 A_1}{V_1} \dot{x}$$

$$P_2 = \frac{KRT_2}{V_2}(GP_2 - GA_2) - \frac{KP_2 A_2}{V_2} \dot{x}$$

式中 m — 负载质量; x — 活塞位移; b — 粘性摩擦系数; F_c — 库仑摩擦力; P_1 、 P_2 — 活塞两侧绝对压力; A_1 、 A_2 — 活塞两侧受压面积; K — 比热系数; R — 气体常数; T_1 、 T_2 — 活塞两侧温度; V_1 、 V_2 — 分别为活塞两侧汽缸容积; G_{P_1} 、 G_{P_2} 、 G_{A_1} 、 G_{A_2} — 4个伺服阀空气流量。

如果不考虑库仑摩擦力 F_c , 并把阀开口面积增量 ΔS 作为输入量, 活塞位移 x 作为输出量, 在活塞的平衡点附近进行线性化处理以后得到如下的控制对象传递函数^[3]。

$$G(s) = \frac{b_0}{s(s^2 + a_1 s + a_2)} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{式中} \quad a_1 &= \frac{2KRT_0}{AL} (K_{pp} + K_{pA}) + \frac{b}{m} \\ a_2 &= \frac{2KRT_0}{AL} (K_{pp} + K_{pA}) \cdot \frac{b}{m} + \frac{2KP_0}{L} \cdot \frac{2A}{m} \\ b_0 &= \frac{2KRT_0}{AL} (K_{sp} + K_{sA}) \cdot \frac{2A}{m} \end{aligned}$$

式中 T_0 — 活塞两侧平均温度; P_0 — 活塞两侧平均压力; L — 活塞行程;

K_{pp} 、 K_{pA} 、 K_{sp} 、 K_{sA} — 计算过程中产生的系数, 等于: $K_{pp} = \partial G_p / \partial p$, $K_{pA} = \partial G_p / \partial p$, $K_{sp} = \partial G_p / \partial SP$, $K_{sA} = \partial G_A / \partial SA$ 。

3.2 鲁棒极点配置控制器的设计

表 1

设控制对象传递函为

$$G(s) = \frac{B(s)}{A(s)} \quad (2)$$

式中 $A(s)$ 、 $B(s)$ 均为 n 次区间多项式, 求鲁棒极点

点配置控制器

$$G(s) = \frac{P(s)}{L(s)} \quad (3)$$

式中 $L(s)$ 、 $P(s)$ 均假定为 $n-1$ 次多项式, 那么 $2n-1$ 次闭环特征方程可用下式表示

$$D(s) = A(s)L(s) + P(s)B(s) \quad (4)$$

设 a 、 b 、 l 、 p 、 d 分别为多项式 $A(s)$ 、 $B(s)$ 、 $L(s)$ 、 $P(s)$ 、 $D(s)$ 的系数向量, 且定义

$$V = [a, b]^T$$

$$Q = \begin{bmatrix} l_0 & 0 & 0 & p_0 & 0 & p_0 & 0 \\ \dots & & & \dots & & & \\ l_{n-1} & \dots & l_0 & 0 & p_{n-1} & \dots & p_0 & 0 \\ 0 & l_{n-1} & l_0 & 0 & p_{n-1} & & 0 & 0 \\ \dots & & & \dots & \dots & & & \dots \\ 0 & \dots & l_{n-1} & 0 & \dots & & p_{n-1} & \end{bmatrix}$$

则 (4) 式又可以写成 $d = Qv$.

根据 (1) 式系数表达式可知当负载质量 m 有变化时对象参数有摄动, 即 a 、 b 是区间系数, 向量 v 和 d 也是区间向量. 如果用 v^0 和 d^0 表示 v 和 d 的标称值, 用 μ 表示控制对象参数误差向量, 即 $\mu = |v - v^0|$, 用 ε 表示闭环极点在复平面内的容许移动范围, 即 $\varepsilon = |d - d^0|$, 且定义

$$v^- = v^0 - \mu; \quad v^+ = v^0 + \mu; \quad d^- = d^0 - \varepsilon; \quad d^+ = d^0 + \varepsilon$$

则当控制对象区间向量 v 在 $[v^-, v^+]^T$ 内变化时, 使闭环极点移动范围小于或等于 ε 的鲁棒极点配置控制器数学模型系数集合, 用如下矩阵不等式表示^[1].

$$S_{xi} = \{x: |Qv - d^0| \leq \varepsilon \quad \forall v: |v - v^0| \leq \mu\}$$

$$\equiv \{x: |Qv^0 - d^0| + |Q|\mu \leq \varepsilon\} \quad (5)$$

对图 1 所示系统, $B(s) = b_0$, $A(s) = s(s^2 + a_1s + a_2)$, 在此 $n = 3$. 按前面的假设, 控制器的 $L(s)$ 、 $P(s)$ 均为 $n-1 = 2$ 次多项式, 控制器数学模型如下

$$C(s) = \frac{P_0s^2 + P_1s + P_2}{l_0s^2 + l_1s + l_2} \quad (6)$$

$A = 1.8 \times 10^{-3}(\text{m}^2)$
$b = 1.328(\text{kgs} / \text{m})$
$L = 0.2(\text{m})$
$R = 29.27(\text{m} / \text{K})$
$T_0 = 2.98 \times 10^2(\text{K})$
$K = 1.4$
$K_{pp} = 3.19 \times 10^{-9} (\text{m}^2 / \text{s})$
$K_{pA} = 7.02 \times 10^{-9} (\text{m}^2 / \text{s})$
$K_{sp} = 1.1 \times 10^3 (\text{kg} / \text{m}^2\text{s})$
$K_{sA} = 7.66 \times 10^2 (\text{kg} / \text{m}^2\text{s})$

鲁棒极点配置控制器的设计,就是根据不等式(5)确定(6)式中的系数 P_i 及 l_i 。当负载质量由45kg变到25kg及65kg时根据(1)式系数表达式可算出控制对象参数扰动范围如下:

$$a_1 = 0.9 - - 1.21; \quad a_2 = 255 - - 648; \quad b_o = 7 \times 10^{-7} - - 17.8 \times 10^{-7}$$

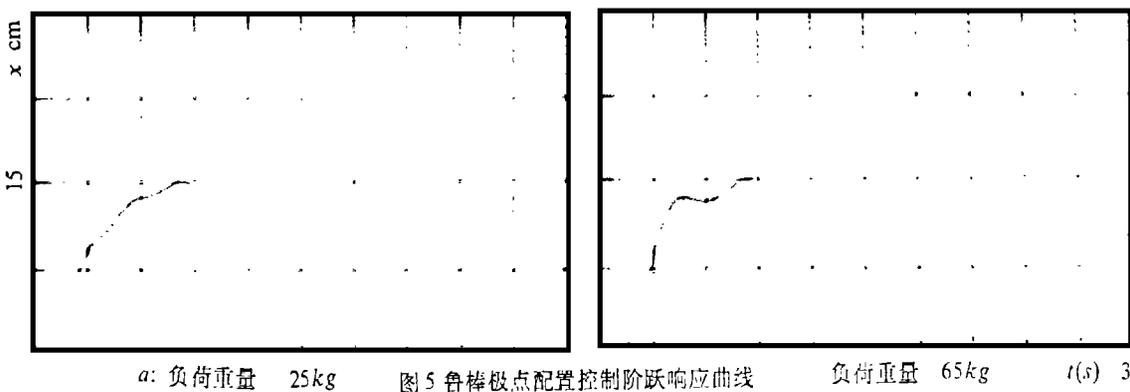
因此 $v = [a_o, a_1, a_2, b_o]^T = [1, 0.9 - - 1.21, 255 - - 648, 7 \times 10^{-7} - - 17.8 \times 10^{-7}]^T$ 。系数 a_o, a_1, a_2, b_o ,各自的平均值作为对应45kg负载的标称值 $a_o^o, a_1^o, a_2^o, b_o^o$,则 $v^o = [a_o^o, a_1^o, a_2^o, b_o^o]^T$ 。由(1)式和(6)式可知闭环系统有5个极点及2个零点,根据系统稳定鲁棒性要求,适当地确定闭环极点在复平面内的标称位置及容许变化范围,从而可以求出 d^o 及 ε 。把所求得的 $v^o, d^o, \mu, \varepsilon$ 代入(5)式得到如下的控制器系数集合。

$$\begin{aligned} l_o &= 1 \\ 144 &\leq l_1 \leq 234 \\ 940 \times 10^{-7} &\leq p_o \leq 942 \times 10^{-7} \\ 9300 \times 10^{-7} &\leq p_1 \leq 18300 \times 10^{-7} \end{aligned}$$

只要(6)式的系数 p_i 及 l_i 在上述系数集合范围之内,就能保证闭环极点在规定的复平面内变化,可以保证稳定鲁棒性。

3.3 实验结果及分析

从系数集合中选择适当的系数代入(6)式进行活塞的位置控制得到图5所示实验结果。图6为在相同负载条件下的PID控制阶跃响应。PID参数在45kg负载时被整定的,然后把负载变到25kg及65kg,观察其稳定鲁棒性。图6表示当进行PID控制时其阶跃响应随负载变化而有较大的变化,显然,稳定鲁棒性很低。曲线1表示25kg负载时的阶跃响应,曲线2表示65kg负载下的阶跃响应。与此相反,由图5可知鲁棒控制阶跃响应随负载的变化基本上没有多少差异,有满意的稳定鲁棒性。



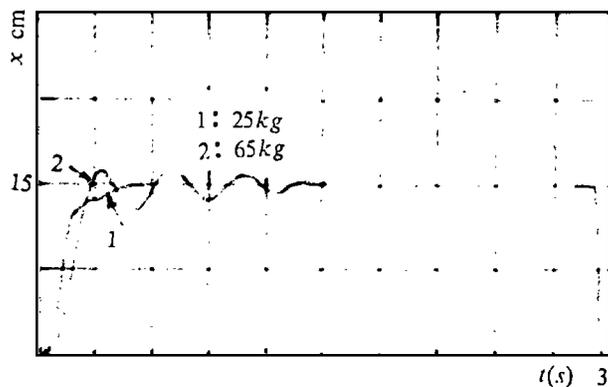


图 6 PID 控制阶跃响应曲线

参 考 文 献

- 1 Soh, V. C., Evans, R. J., Petersen, I. R. and Betz, R..Robust pole Assignment. Automatica, 1987, 23(5):601\610.
- 2 则次俊郎. 空气压アクチュエータのデジタル制御, 油圧と空气压, Vol. 16, No. 4, 227 / 234(1985).
- 3 李柱吉, 则次俊郎. 空气压サーボ系のロバスト极配置制. 平成4年秋季油空压学会讲演会讲演论文集(1992).
- 4 李柱吉. 空气压伺服系统鲁棒极点配置控制. 信息与控制, Vol.22, No.3, June, 1993, 187—192.
- 5 则次俊郎, 和田 力. 空气压サーボ系の适应制御. 计测自动制御学会论文集, 1988; 24(11):1187—1194.

Pneumatic Servo system with quick Electro—pneumatic

Proportional valves

Li Zhuji

(Zhengzhou Institute of Technology)

Abstract: In the application of pneumatic system, the load weight often changes in many cases. Therefore, it's significant to study the robust control of pneumatic servo system. In this paper, based on the theory of robust pole assignment control, the robust speed and displacement control of a pneumatic cylinder is studied, and the control performans is compared with one of PID control.

Keywords: Robust control, PID control, pneumatic servo system, velocity control