

液压位置伺服系统的一种联合反馈补偿方案

吴沛容 李景刚

(哈尔滨工业大学) (浙江大学, 杭州)

摘要 本文提出的联合反馈补偿方案包括: 用速度正反馈间接提高系统的开环增益, 以提高系统的快速性; 用加速度负反馈增大系统的阻尼比, 从而进一步提高系统的快速性。速度正反馈系数和加速度负反馈系数值是根据系统在参数变化时其闭环极点的最佳分布范围来确定的。故所提出的方案既能提高这类系统的动态响应特性, 又能使系统具有最佳的鲁棒性, 是一个比较简单、实用的补偿方法。数字仿真和实验表明, 该方法补偿效果良好。

关键词: 位置伺服系统, 液压系统, 反馈补偿

1 联合反馈补偿原理

这里以阀控液压缸组成的液压位置伺服系统为例说明联合补偿的基本原理。这类系统典型开环传递函数为

$$G(s) = \frac{k_a k_q A}{s[m_d \frac{v_i}{4\beta_e} s^2 + (m_d k_{ce} + B \frac{v_i}{4\beta_e})s + (Bk_{ce} + A^2)]} \quad (1)$$

引入联合反馈补偿后, 系统的开环传递函数变为

$$G(s) = \frac{k_a k_q A}{W(s)} \quad (2)$$

其中

$$W(s) = s[m_d \frac{v_i}{4\beta_e} s^2 + (m_d k_{ce} + B \frac{v_i}{4\beta_e} + k_A k_a k_q A)s + (Bk_{ce} + A^2 + k_v k_a k_q A)] \quad (3)$$

补偿后系统的特征方程式表示为

$$S(s) = m_d \frac{v_i}{4\beta_e} s^3 + (m_d k_{ce} + B \frac{v_i}{4\beta_e} + k_A k_a k_q A)s^2 + (Bk_{ce} + A^2 + k_v k_a k_q A)s + k_a k_q k_f A = 0 \quad (4)$$

各式中符号意义同参考文献[1]。

从式(2)和(3)中可以看出, 速度正反馈系数 k_v 可使最后一项变小, 提高系统的速度开环增益, 起到间接提高系统频宽的作用, 从而提高了系统的快速性。加速度负反馈系数 k_A 使系统二阶振荡环节的阻尼比提高, 改善了系统的振荡特性, 也进一步提高了系统的快速性。系统的参数发生变化时, k_v 和 k_A 值直接影响系统的动态性能。如果 k_v 和 k_A 的选取满足使系统参数变化最小的条件, 就可以使所设计的系统具有最高的鲁棒性。

所有参数的变化都能引起极点分布型式的改变, 故通过改变 k_v 和 k_A 值能得到我们所要求的极点分布型式和分布位置。通过改变 m_d , β_e 等参数, 我们可以找出其对不同极点分布型式的影响规律, 确定最佳分布型式, 使其极点对 m_d , β_e 等的变化最不敏感, 以提高系统的鲁棒性。在此基础上确定的补偿参数可使系统达到近似最佳补偿。

2 补偿参数 k_v 和 k_A 的确定

对于式(4)所给的三阶系统, 共有三个极点。根据极点在复平面 S 上的位置不同, 有如下三种分布型式。本文分别称之为 A, B, C 型。

A型 由三个惯性环节组成

$$S(s) = (s + \omega_b)(s + \omega_1)(s + \omega_2), \quad \omega_0 < \omega_1 < \omega_2$$

B型 由惯性环节和二阶振荡环节组成, 惯性环节靠近S平面虚轴

$$S(s) = (s + \omega_b)(s^2 + 2\zeta_0\omega_0s + \omega_0^2), \quad \omega_b < \zeta_0\omega_0$$

C型 由惯性环节和二阶振荡环节组成, 惯性环节极点远离S平面虚轴

$$S(s) = (s + \omega_0)(s^2 + 2\zeta_0\omega_0s + \omega_0^2), \quad \omega_0 > \zeta_0\omega_0$$

为研究补偿参数 k_v 和 k_A 对系统极点分布的影响, 考察一个实际系统其具体参数给定如下:

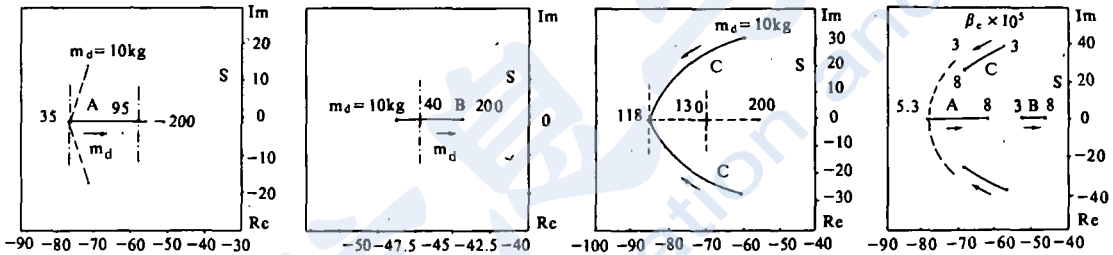
油缸面积 A 为 $6E-4m^2$; 等效体积弹性模量 p_e 为 $6.9E8Pa$; 总泄漏系数 k_{ce} 为 $2.08E-12m^3/s/Pa$; 容腔总容积 v_t 为 $6.2E-5m^3$; 伺服放大器增益 k_a 为 $0.2A/V$; 伺服阀流量增益 k_q 为 $0.045m^3/s/A$; 反馈系数 k_f 为 $1V/m$; 等效惯量 m_d 为 $50kg$; 等效粘性阻尼系数 B 为 $9000N/m/s$; 干扰力 F_l 为 $200N$ 。

设输入信号 $u_r = 0.01V$, 此时系统的开环传递函数为

$$G(s) = \frac{14.6}{s(\frac{s^2}{580.7^2} + \frac{2 \times 0.234}{580.7}s + 1)} \quad (5)$$

系统闭环频宽为 $2.29Hz$, 稳定裕度 $k_g = 28db$, $r = 85^\circ$ 。

通过仿真⁽²⁾(如图), 结果表明, B型极点受参数 m_d , β_e 的变化影响最小, 所以选择它为最佳极点分布型式。在此基础上, 给定动态特性要求, 就可确定最佳补偿参数的变化范围。



(1) A型极点 (2) B型极点 (3)C型极点

图1 m_d 变化对极点影响

图2 β_e 变化对极点影响

设前述系统在变工况下的动特性要求为 $\omega_b = 40-60$ 弧度/秒, $\zeta_0 = 0.8-0.9$, 且有 $\zeta_0\omega_0 > 4\omega_b$, 则有 k_v 和 k_A 的变化范围

$$-4.5E-2 V/m/s < k_v < 3.65E-2 V/m/s; \quad 6.9E-5 V/m/s^2 < k_A < 9.9E-5 V/m/s^2$$

3 仿真和实验验证

取 $k_v = -3.8E-2 V/m/s$, $k_A = 9.5E-5 V/m/s^2$, 系统特征方程式为

$$S(s) = s^3 + 637.18s^2 + 128286.58s + 4807741.9 = 0$$

系统开环传递函数为

$$G(s) = \frac{37.476}{s(\frac{s^2}{358.17^2} + \frac{2 \times 0.889}{358.17}s + 1)}$$

图3为采用联合反馈补偿后变惯量情况的仿真曲线。图中画出的分别是 $m_d = 10kg$ 和 $150kg$ 的情况, 从图上可以看出, 这两条曲线相当接近。从仿真结果中可以看出, 当 m_d 从 $10kg$ 增至 $150kg$ 时, 过渡过程时间 $t_r(\Delta = 0.05)$ 仅从 0.0682 秒变到 0.0691 秒。可见, 系统动态几乎不受惯量变化的影响, 即系统有很好的鲁棒性。

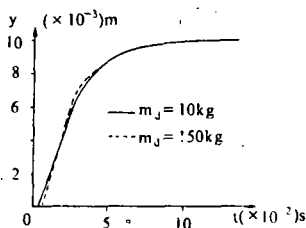


图3 变惯量仿真曲线

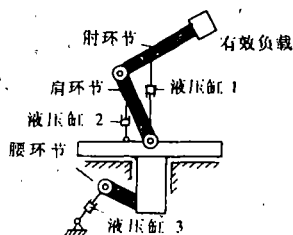


图4 实验装置原理图

实验是在一个三自由度关节式机器人的肩关节上进行的。其原理图如图4所示。

实验结果以阶跃响应的形式给出。图5表明在没有联合补偿时，系统过渡过程时间 t_s 约为0.37秒，而补偿后 t_s 变为0.24秒。快速性提高近35%。

图6是在肩关节加37.5kg负载后的阶跃响应曲线。此时未加补偿 t_s 为0.45秒，加补偿后变为0.26秒，几乎与无负载响应时间一致。由此可见，联合反馈补偿不仅提高了系统快速性，而且使系统鲁棒性得到了增强。

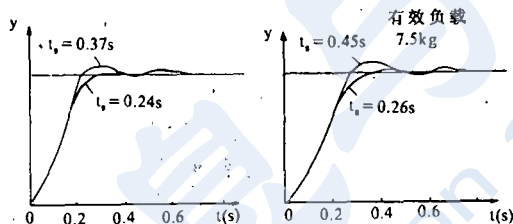


图5 实验曲线

图6 有负重时实验曲线

4 结论

本文给出的联合反馈补偿方法对某一类液压伺服系统的动态性能的改善很有效。它不仅能提高系统的快速性，而且可增强系统的鲁棒性，因此我们能得到一个近似最优的控制系统。通过仿真和实验，我们有如下结论：

- (1) 当系统稳定裕度很大，且系统无超调时，采用速度正反馈补偿很有效。
- (2) 近似最优参数的确定依赖于实际系统的参数，因此当系统参数变化很大时，系统的鲁棒性变差。
- (3) 如果补偿参数选择合理，系统的快速性可以提高一倍左右。

参 考 文 献

- 1 李洪人. 液压控制系统. 国防工业出版社, 1981
- 2 李景刚. 液压系统的自适应模型跟踪控制理论和实验研究. 哈尔滨工业大学, 1988, 6
- 3 Wu Peirong, Li Jinggang. Feedback Compensation to Improve High-speed Performance and Robustness of Hydraulic Servo-systems. 89ICFP, Hangzhou, China