

电液伺服系统中的结构不变性原理

刘 长 年

(北京航空学院)

一、绪 言

众所周知,负载特性、外干扰和交链影响是设计电液伺服系统的棘手问题。所谓负载即伺服系统的调节对象,它可近似看成一个惯性较大的双积分环节,或者阻尼为零的二阶环节,并被包围在系统的闭环之中,因此降低了系统的频宽和稳定裕度。特别是有些系统的负载经常变换,如电液施力系统的受力对象,其质量与弹性的变化范围可达 50 倍。系统只能针对具体的负载选择参数,负载一变系统的动态品质必然变坏。可见此类系统的结构是不确定的,因此消除负载影响是重要的研究课题。至于外干扰,它常作用在负载上,而且量值大,变化快,极难消除。例如电液施力系统中的多余力,它是由受力对象广义坐标的变化引起。此力常大于系统的输出力,甚至超过能源压力,严重影响系统的跟踪性能。通常可采用不变性原理来消除^[1,2],但每个干扰需设置一个顺馈通道,若有多个干扰,系统将变得很复杂。况且有些干扰难于测量。此外,一个大的物理结构(如飞机)中常有多个电液伺服系统,通过负载彼此传递信息构成相关系统。此类系统的一种设计方法是引用自治调节理论^[3,4]。但 n 个系统需设置 $n(n-1)$ 个附加通道,而且诸子系统的等效传递函数也变得十分复杂,给综合、校正带来困难,因此应用的实例很少。本文介绍的方法能同时消除负载影响、交链影响和外干扰,并且一个子系统只需在内部寻找一个可观测量和设置一个补偿器。例如电液位置和速度系统的可观测量是伺服阀的负载压力,补偿器是二阶或一阶微分网络;而电液施力系统的观测量为负载的速度,其补偿器为一阶微分环节。显然,这是容易实现的。按照这种方法设计的系统能始终保持在最佳的设计状态。这种方法称为结构不变性原理。

二、结构不变性原理简介

图 1 中实线部分的运动方程式

$$\left. \begin{aligned} Y &= AX, & X &= Z + G\bar{H}, \\ Z &= BU, & \bar{H} &= CY + D\bar{F}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中 $Y=[y_1 \cdots y_n]^T$ 为被控量列阵, $U=[u_1 \cdots u_n]^T$ 为控制量列阵, $\bar{H}=[\kappa_1 \cdots \kappa_n]^T$ 为总扰动量列阵, $\bar{F}=[f_1 \cdots f_n]^T$ 为干扰量列阵, $A=[a_{ij}]_{n \times n}$, $B=[b_{ij}]_{n \times n}$ 两者为调节器方阵, $C=[c_{ij}]_{n \times n}$ 为负载方阵, $D=[d_{ij}]_{n \times m}$ 为干扰矩阵, $G=[g_{ij}]_{n \times n}$ 为总扰动矩阵。显然,当 C 为非对角线矩阵时各子系统之间即是相关的。今解出(1)式中的 Y ,

$$Y = (I - AGC)^{-1}ABU + (I - AGC)^{-1}AGD\bar{F}. \quad (2)$$

这里 $(I - AGC)$ 为可逆阵。为消除负载、外干扰和各子系统之间的相关影响,应设法从(2)

本文 1979 年 11 月 5 日收到。

上式解出

$$y = \frac{1}{s} \left[\frac{K_x}{A_p} x - \left(\frac{V}{4\beta A_p} s + \frac{K_p + C_t}{A_p} \right) P_L \right], \quad (10)$$

$$P_L = \left(\frac{m}{A_p} s^2 + \frac{K_c}{A_p} \right) y + \frac{f}{A_p}, \quad (11)$$

式中 Q_L = 负载流量, x = 阀芯位移, P_L = 负载压力, $K_x = \partial Q_L / \partial X$, $K_p = \partial Q_L / \partial P_L$, $W_1 = \frac{K_1}{T_1^2 s^2 + 2\xi_1 T_1 s + 1}$ 为伺服阀传递函数, u 表示伺服阀输入电压, A_p = 油缸有效面积, C_t = 总泄漏系数, V = 油缸及其到伺服阀的管路的总容积, β = 液体容积模数, y = 油缸活塞位移, m = 归化到油缸活塞杆上的总质量, K_c = 负载弹性系数, f = 外干扰力, K_y = 放大器增益, W_2 = 校正装置的传递函数, U_0 = 给定电信号, U_i = 反馈电压。

系统图见图 2(b) (不包括虚线部分)。其 y 的表达式可写成 (为简单起见, 令 $W_1 = K_1$, $W_2 = 1$):

$$y(s) = \frac{A_p K_x K_1 K_y U_0(s) - \left(\frac{V}{4\beta} s + K_p + C_t \right) f(s)}{\frac{mV}{4\beta} s^3 + m(K_p + C_t)s^2 + \left(\frac{K_c V}{4\beta} + A_p^2 \right) s + (K_p + C_t)K_c + A_p K_x K_1 K_y K_1}, \quad (12)$$

显然, 对给定量和对外干扰都是零型系统, 因此复现精度低, 系统刚度小。由于上式包含负载质量和弹性系数, 当质量较大时系统的快速性和稳定性均很差。若引入结构不变性原理并取 P_L 为观测量, 则补偿器如图 2(b) 虚线所示, 其中 $\bar{u}$ 为电信号。将图 2(b) 与图 1 对比可知

$$B = \frac{K_x W_1}{A_p}, \quad G = -K_D (T_D s + 1).$$

故 $E = [(2\xi_1 T_1 T_D + T_1^2)s^2 + (T_D + 2\xi_1 T_1)s + 1] A_p K_D / K_1 K_x$, 上式略去了三阶项。当 $T_D \gg T_1$ 时 E 又可简化成一阶微分环节

$$E = \frac{K_p + C_t}{K_1 K_x} [(T_D + 2\xi_1 T_1)s + 1], \quad (13)$$

其中

$$K_D = \frac{K_p + C_t}{A_p}, \quad T_D = \frac{V}{4\beta(K_p + C_t)},$$

引入 E 后的系统简化成无干扰、无负载影响的标准 I 型系统, 并且消去了容积效应的影响。

同理可求出电液速度系统的可观测量仍为 P_L , 补偿器 E 仍同于 (13) 式, 而电液施力系统的可观测量为施力油缸活塞的移动速度, 补偿器则为

$$E = \frac{A_p}{K_x W_1} (T_1^2 s^2 + 2\xi_1 T_1 s + 1) A_p / K_x K_1, \quad (14)$$

当给定信号及干扰信号的变化频率 (或等效基波频率) 远小于伺服阀的频宽时, E 可简化成一阶微分环节。负载模拟器的实验表明, 当施力活塞被迫作振幅为 0.01 米、频率为 0.5 赫兹的正弦运动时, 其多余力振幅达到 9810 牛顿。闭环频率仅有 16 赫兹。引入补偿器 E 以后, 在同样条件下, 多余力只有 540 牛顿, 两者之比为 1/18, 系统闭环频宽可达到 135 赫兹。

参 考 文 献

- [1] Лузин Н. Н. и Кузнецов П. И., ДАН СССР, 51(1946), 4:247—249, 5:331—333; 80(1951), 3:325—327.
- [2] Уланов Г. М., Регулирование по возмущению, Госэнергоиздат, 1960.
- [3] 钱学森, 工程控制论, 科学出版社, 1958, 48—60.
- [4] Mesarovic, M. D., The Control of Multivariable Systems, M. I. T. & Wiley, 1960.