

②

第33卷第3期  
1997年6月机械工程学报  
CHINESE JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERINGVol.33 No.3  
Jun. 1997

# 复合管道对电液力控制系统动态性能影响的研究\*

TP271.3

孔祥东 刘劲军<sup>√</sup> 王益群

(燕山大学机械工程学院 秦皇岛 066004)

**摘要** 研究了电液力控制系统中伺服阀与油缸间的连接管道对系统性能的影响,建立了复合管道网络动态模型,得出了复合管网对力系统性能影响的规律,并对系统进行了试验,结果表明,理论分析正确,管道参数选择合适,能有效地改善系统响应能力。

**关键词:** 电液力控制系统 连接管道 频率响应

**中图分类号:** TP211

伺服阀 油缸

## 0 前言

在电液控制系统中控制阀与执行元件之间在某些情况下必须采用长管道连接,此时连接管道的动态特性对系统的影响必须考虑,实际工作中此类系统常发生自振或极限环振荡。通过对管道环节传递函数分析和仿真发现,系统中的连接管道特性对系统的影响有其特定的规律,合理地配置连接管路可以有效地提高系统的响应能力,而匹配不合理则有可能造成系统的谐振,这一分析得到了试验的证实<sup>[1]</sup>。本文针对电液力控制系统中伺服阀与油缸间的连接管道对系统性能的影响进行了研究,得出了同样的结论。

## 1 开环系统模型建立

典型电液力控制系统方框图如图1所示。

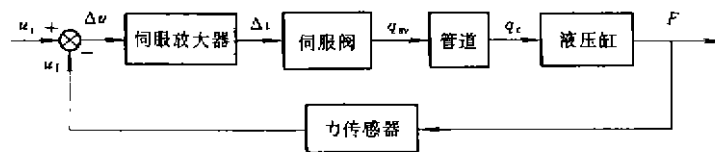


图1 系统原理方框图

对如图1所示的典型电液力控制系统而言,当不加入管道时系统的开环传递函数为<sup>[2]</sup>

\* 国家自然科学基金资助项目: 19960415 收到初稿, 19970115 收到修改稿

$$G_o(s) = \frac{u_t(s)}{\Delta u(s)} = \frac{\frac{K_u}{K_s} \left( \frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\delta_m}{\omega_m} s + 1 \right)}{\left( \frac{s}{\omega_r} + 1 \right) \left( \frac{s^2}{\omega_{sv}^2} + \frac{2\delta_{sv}}{\omega_{sv}} s + 1 \right) \left( \frac{s^2}{\omega_s^2} + \frac{2\delta_s}{\omega_s} s + 1 \right)} \quad (1)$$

式中  $K_o$ ——系统的开环放大系数

$$K_o = K_a K_{sv} A_c$$

$K_a$ ——放大器静态放大系数

$K_{sv}$ ——伺服阀流量增益

$A_c$ ——缸的有效面积

$K_s$ ——综合流量压力系数

$$K_s = K_c + C$$

$K_c$ ——伺服阀压力—流量系数

$C$ ——油缸总泄漏系数

$\omega_m$ ——系统机械固有角频率

$$\omega_m = \sqrt{K/m}$$

$K$ ——负载刚度

$m$ ——负载质量

$\delta_m$ ——系统机械阻尼比

$$\delta_m = B/(2\sqrt{Km})$$

$B$ ——粘性摩擦系数

$$\omega_r = K_s K / (A_c^2 (1 + K/K_b))$$

$K_b$ ——液压弹簧刚度

$$K_b = 4E_o A_c^2 / V_e$$

$E_o$ ——油液弹性模量

$V_e$ ——油液的有效容积

$\omega_s$ ——系统综合固有角频率

$$\omega_s = \sqrt{4E_o A_c^2 / (mV_e) + K/m}$$

$\delta_s$ ——系统综合阻尼比

$$\delta_s = \frac{1}{2\omega_s} \left[ \frac{4E_o K_s}{V_e (1 + K/K_b)} + \frac{B}{m} \right]$$

$\omega_{sv}$ ——伺服阀的固有角频率

$\delta_{sv}$ ——伺服阀的阻尼比

## 2 复合管道模型的建立

伺服阀至液压缸间的管路连接形式主要有：串联、并联、串并联、并串联等几种形式，而这几种形式总可以归结为如图2所示的一种复合形式。图中当2、5管道长度为零时称串联，1、3、4、6管道长度为零时称并联，3、4管道长度为零时称串并联，1、6管道长度为零时称为并串联。

对图中所示的伺服阀到油缸之间的1、2、3组连接管道，利用分布参数法，可分别得到三组管道的基本方程，而后再利用链形规则将几组方程合并整理得到整个复合管道网络的传递矩阵为<sup>[3,4]</sup>

$$\begin{bmatrix} p_c(s) \\ q_c(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} \\ u_{21} & u_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{sv}(s) \\ q_{sv}(s) \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中  $p_c(s), q_c(s)$ ——液压缸负载压力和流量

$$p_c(s) = p_{32}(s) - p_{41}(s)$$

$$q_c(s) = (q_{32}(s) + q_{41}(s))/2$$

$p_{sv}(s), q_{sv}(s)$ ——伺服阀输出压力和流量

$$p_{sv}(s) = p_{11}(s) - p_{62}(s)$$

$$q_{sv}(s) = (q_{11}(s) + q_{62}(s))/2$$

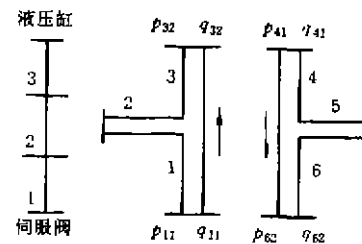


图2 复合管道计算简图

$$u_{11} = 2\text{ch}\Gamma_1(s)\text{ch}\Gamma_3(s) + Z_1(s)\text{sh}\Gamma_1(s)\text{sh}\Gamma_3(s)/Z_3(s) + \text{sh}\Gamma_1(s)\text{ch}\Gamma_3(s)\text{th}\Gamma_2(s)Z_1(s)/Z_2(s) \quad (3)$$

$$u_{12} = 2\text{ch}\Gamma_1(s)\text{sh}\Gamma_3(s)Z_3(s) + 2Z_1(s)\text{sh}\Gamma_1(s)\text{ch}\Gamma_3(s) + 2\text{sh}\Gamma_1(s)\text{sh}\Gamma_3(s)\text{th}\Gamma_2(s)Z_1(s)Z_3(s)/Z_2(s) \quad (4)$$

$$u_{21} = \text{sh}\Gamma_1(s)\text{ch}\Gamma_3(s)/2Z_1(s) + \text{ch}\Gamma_1(s)\text{sh}\Gamma_3(s)/2Z_3(s) + \text{ch}\Gamma_1(s)\text{ch}\Gamma_3(s)\text{th}\Gamma_2(s)/2Z_2(s) \quad (5)$$

$$u_{22} = \text{ch}\Gamma_1(s)\text{ch}\Gamma_3(s) + \text{ch}\Gamma_1(s)\text{sh}\Gamma_3(s)\text{th}\Gamma_2(s)Z_3(s)/Z_2(s) + Z_3(s)\text{sh}\Gamma_1(s)\text{sh}\Gamma_3(s)/Z_1(s) \quad (6)$$

式中  $p_{32}(s), p_{41}(s)$ ——液压缸进油压力和回油压力  
 $q_{32}(s), q_{41}(s)$ ——液压缸进油流量和回油流量  
 $p_{11}(s), p_{62}(s)$ ——伺服阀进油压力和回油压力  
 $q_{11}(s), q_{62}(s)$ ——伺服阀进油流量和回油流量  
 $\Gamma_1(s), \Gamma_2(s), \Gamma_3(s)$ ——管1,管2和管3的传播算子  
 $Z_1(s), Z_2(s), Z_3(s)$ ——管1,管2和管3的特征阻抗  
 由此可得整个复合管道网络的压力—流量方程为

$$p_c = u_{11} p_{sv} + u_{12} q_{sv} \quad (7)$$

$$q_c = u_{21} p_{sv} + u_{22} q_{sv} \quad (8)$$

### 3 管路方程的简化

由于上述推导得到的复合管道方程中的  $Z(s)$ 和  $\Gamma(s)$ 含有贝塞尔函数,数学表达式复杂,所以需要利用一些简化模型对上述方程进行简化。这里采用高频近似模型对管道进行了简化。

对一般管道来说  $|\lambda| > 3$ , 有近似式<sup>[4]</sup>

$$\Gamma(s) = \frac{s}{a} \left[ 1 + \frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\lambda^2} + \frac{7}{8\lambda^3} \right] \quad (9)$$

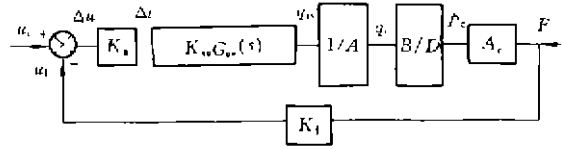
$$Z(s) = \frac{\rho a}{A_p} \left[ 1 + \frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\lambda^2} + \frac{7}{8\lambda^3} \right] \quad (10)$$

式中  $\lambda$ ——油液传播常数,  $\lambda = r \sqrt{s/\nu}$   
 $\nu$ ——油液的运动粘度  
 $\rho$ ——油液的密度  
 $A_p$ ——管道的横截面积  
 $r$ ——管道的半径  
 $a$ ——油液压力波的传播速度

利用上述模型计算,可获得较高的精确度,同时计算时间也比较少。

### 4 加入管道后系统的开环传递函数

根据上面推导的管道环节动态特性方程,可得系统方框图如图3所示



$$A = K_c u_{12} + \frac{u_{21} + K_c u_{11}}{\frac{A_c^2 s}{Ms^2 + Bs + K} + C + \frac{V_c}{4E_o s}} + u_{22} \quad B = \frac{1}{C} \left( \frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\delta_m}{\omega_m} s + 1 \right) \quad D = \left( \frac{s}{\omega_r} + 1 \right) \left( \frac{s^2}{\omega_s^2} + \frac{2\delta_s}{\omega_s} s + 1 \right)$$

图 3 加入管道后系统方框图

此时系统开环传递函数为

$$G_o(s) = \frac{u_f(s)}{\Delta u(s)} = \frac{\frac{K_u}{C} \left( \frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\delta_m}{\omega_m} s + 1 \right)}{\left( \frac{s}{\omega_r} + 1 \right) \left( \frac{s^2}{\omega_{sv}^2} + \frac{2\delta_{sv}}{\omega_{sv}} s + 1 \right) \left( \frac{s^2}{\omega_s^2} + \frac{2\delta_s}{\omega_s} s + 1 \right)} G_T(s) \quad (11)$$

$$\text{式中 } \delta_s' = \frac{1}{2\omega_s} \left[ \frac{4E_o C}{V_c(1 + K/K_h)} + \frac{B}{m} \right]$$

$$\omega_r' = CK / (A_c^2(1 + K/K_h))$$

$$\frac{1}{G_T(s)} = \frac{1}{(K_c u_{11}(s) + u_{21}(s)) Z_R(s) + u_{22}(s) + K_c u_{12}(s)}$$

比较式(1)与式(11),我们发现管道系统的开环传递函数除增加了一项 $1/G_T(s)$ ,阀控缸环节稍有一些改变以外,其他环节均与无管道系统的相同。而阀控缸环节的差异并不构成对系统的主要影响,因为 $K_s$ 与 $C$ 的值很接近,故而这里可认为 $\omega_r'$ 、 $\delta_s'$ 分别与 $\omega_r$ 、 $\delta_s$ 近似相等,所以 $1/G_T(s)$ 项在这里成为影响系统的主要因素。 $1/G_T(s)$ 项为系统与管道的耦合项,其频率特性主要由液压缸负载特性和管道特性决定,而当系统负载参数一定时,则此项只与管道参数有关,因此若能够找到适当的复合管道网络,使其对系统的影响为最佳,则可提高力控制系统的响应能力。

## 5 系统仿真和试验研究

### 5.1 系统仿真

根据前面的分析,利用研制的“管道动特性对电液控制系统性能影响的通用动态仿真软件”进行了计算机仿真,仿真管道的参数见表1,具体仿真结果见表2和图4。

表 1 仿真和试验管道参数表

管道类型	管道半径 $r/\text{mm}$	管道壁厚 $\delta/\text{mm}$	弹性模量 $E/\text{GPa}$	管道长度 $l/\text{m}$
粗钢管	8	3	210	1.0,3.0
细钢管	4.5	2.5	210	1.0,3.0
软管	4.5	5.0	0.9	0.5,0.8,1.0,1.5

5.2 试验研究

具体试验条件如下:采用20号液压油,油源压力为9 MPa,油温在40℃~50℃之间,输入正弦信号幅值为20 mV,测试频率范围1 Hz~1 000 Hz。

在相同的试验条件下(油压、油温等),对不同管道网络的力控制系统进行了试验研究。本试验基于一试验机上的电液伺服力控制系统,采用英国的Solartron公司生产的1 250频率响应分析仪进行扫频测试,具体试验结果见表2和图5。

表2 试验与仿真结果

管道网络组合形式			系统频宽	
			仿真 $\omega_s$ /Hz	试验 $\omega_e$ /Hz
串联管道系统	无连接管道		110	100
	1.0m粗钢管		135	130
	3.0m粗钢管		45	39
	1.0m细钢管		150	150
	0.8m软管		173	165
并 串 管 道 系 统	并联管道	0.5m软管	110	120
		1.0m软管	100	90
		1.5m软管	100	85
	并联管道	0.5m软管	175	165
		0.8m软管	135	130
		1.0m软管	130	126
串 并 管 道 系 统	串联0.5m 细钢管	并联 0.5m软管	130	141
		0.8m软管	130	126
	串联0.5m 软管	1.0m软管	126	130
		0.8m软管	155	150
	1.0m软管	155	158	

5.3 仿真和试验分析

比较表2与图4、图5可以看出:

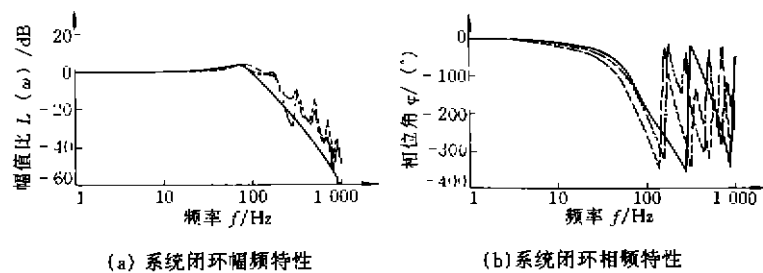


图4 几组典型管道网络系统频率特性仿真曲线

- 为无连接管道系统幅、相频率特性
- 为连接0.8 m软管系统幅、相频率特性
- · - · -为并联0.5 m软管+串联0.5 m细钢管系统幅、相频率特性

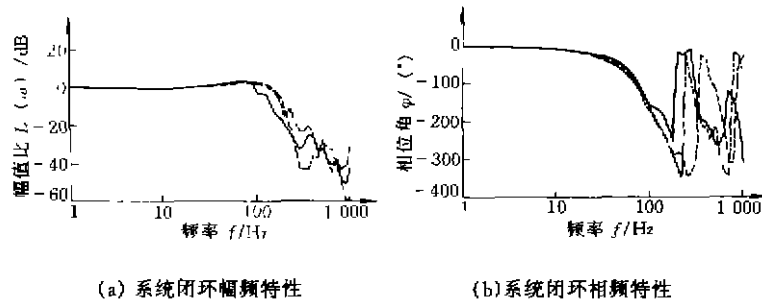


图 5 几组典型管道网络系统频率特性试验曲线

- 为无连接管道系统幅、相频率特性  
 --- 为连接 0.8 m 软管系统幅、相频率特性  
 - · - 为并联 0.5 m 软管 + 串联 0.5 m 细钢管系统幅、相频率特性

### (1) 加入串联管道系统

不加管道时,由图 5 可以看到,系统幅频宽为 100 Hz 左右;当加入 1 m 粗钢管后,系统幅频宽提高至 130 Hz;而当串入 0.8 m 软管时系统频宽达到最高,为 165 Hz;对于其他几组管道,对系统或影响很小,或使系统频宽降低。

### (2) 加入串并联管道系统

在分别串联 1.0 m 和 0.5 m 细钢管的基础上,在串联管道靠近伺服阀的一端并联出一段盲管,加入几组并联管道后测得几组系统频率特性。可以看到,随着并联管道长度增加,则系统频宽下降,但与单独串联 0.5 m 细钢管系统相比,系统性能则有大幅度提高,尤以并联 0.5 m 软管为最佳,此并联管道的加入使得  $1/G_T(s)$  环节的第一谐振频率点前移,并与系统形成了一个最佳匹配关系,而使系统频率特性处于稳定性禁区理论解释的最佳区域<sup>[5]</sup>,从而提高了系统的响应能力。

### (3) 串并联管道系统

与串并联管道系统不同,这里将并联管道移至串联管道靠近液压缸进油口侧。在分别串联 0.5 m 细钢管和 0.5 m 软管后,加入并联管道后测得几组系统频率特性。发现在几组系统中,并联管道的改变,系统性能并未发生明显变化,基本上保持在串联管道系统的水平上。即对于串并联管道系统,并联管道的引入对原来串联管道系统中管道环节  $1/G_T(s)$  的第一谐振频率点位置影响很小,而只对这一频率点以后的系统特性稍有一些影响。

## 6 结论

(1) 仿真与试验均表明,该力控制系统在串联 1.0 m 粗钢管、0.8 m 软管以及 0.5 m 软管 + 0.5 m 细钢管并串网络后,均使系统频宽得到了很大扩展,最大系统频宽可达 165 Hz,比原系统提高了 65 Hz。说明理论分析正确,证明管道效应是可以利用的。

(2) 在并联管道校正网络中,并联管道位置,亦是一个很重要的影响因素。并联管道离伺服阀越远,则对系统影响越小,同时并联管道的加入,影响了管道环节  $1/G_T(s)$  第一谐振频率点的位置,其规律是并联管道越长,谐振频率点越向前移。适当的串联、并联管道组合,能达到

串联管道网络的效果。

(3) 管道环节相位滞后的引入,主要表现在第一谐振频率点以后的频率特性中,而在低频段表现得并不明显。同时并联管道的长度亦对相位滞后有所影响,主要表现为并联管道的长度越长,系统的相位滞后越大。

### 参 考 文 献

- 1 Wang Yiqun, Kong Xiangdong, et al. Study on using serial pipe to improve the dynamic response of electro-hydraulic speed control system. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1995, 8(3):209~214
- 2 李洪人. 液压控制系统. 北京:国防工业出版社,1990.
- 3 蔡亦刚. 流体传输管道动力学. 浙江:浙江大学出版社,1990.
- 4 罗志昌. 流体网络理论. 北京:机械工业出版社,1988.
- 5 李友善. 自动控制原理. 北京:国防工业出版社,1987.

## RESEARCH ON INFLUENCE OF COMPLEX PIPES ON ELECTRO-HYDRAULIC FORCE CONTROL SYSTEM

*Kong Xiangdong Liu Jinjun Wang Yiqun*  
(*Yanshan University*)

**Abstract** The influence of the connecting pipes between the servo valve and the cylinder on the system performance is studied. A dynamic models of pipes are built, and the system frequency characteristics are analyzed, the experiments are also carried out. The results show that the theory analysis is correct, the response capacity of the system can be improved greatly by reasonably disposing the connecting pipes.

**Key words:** Electro-hydraulic force control system Connecting pipes Frequency characteristic

**作者简介** 孔祥东,男,1959年1月4日出生,燕山大学机械工程学院副教授,工学博士。主要研究方向为管道动态特性和轧机电液伺服控制系统。发表了论文20余篇,完成了课题10余项。