

## 液压伺服系统工作原理

### 1.1 液压伺服系统工作原理

液压伺服系统以其响应速度快、负载刚度大、控制功率大等独特的优点在工业控制中得到了广泛的应用。

电液伺服系统通过使用电液伺服阀，将小功率的电信号转换为大功率的液压动力，从而实现了一些重型机械设备的伺服控制。

液压伺服系统是使系统的输出量，如位移、速度或力等，能自动地、快速而准确地跟随输入量的变化而变化，与此同时，输出功率被大幅度地放大。液压伺服系统的工作原理可由图 1 来说明。

图 1 所示为一个对管道流量进行连续控制的电液伺服系统。在大口径流体管道 1 中，阀板 2 的转角 $\theta$ 变化会产生节流作用而起到调节流量  $q_T$  的作用。阀板转动由液压缸带动齿轮、齿条来实现。这个系统的输入量是电位器 5 的给定值  $x_i$ 。对应给定值  $x_i$ ，有一定的电压输给放大器 7，放大器将电压信号转换为电流信号加到伺服阀的电磁线圈上，使阀芯相应地产生一定的开口量  $x_v$ 。阀开口  $x_v$  使液压油进入液压缸上腔，推动液压缸向下移动。液压缸下腔的油液则经伺服阀流回油箱。液压缸的向下移动，使齿轮、齿条带动阀板产生偏转。同时，液压缸活塞杆也带动电位器 6 的触点下移  $x_p$ 。当  $x_p$  所对应的电压与  $x_i$  所对应的电压相等时，两电压之差为零。这时，放大器的输出电流亦为零，伺服阀关闭，液压缸带动的阀板停在相应的  $q_T$  位置。

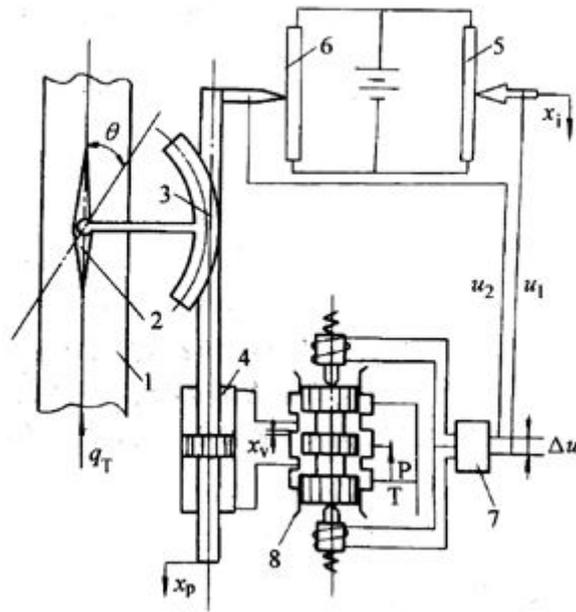


图 1 管道流量（或静压力）的电液伺服系统

- 1—流体管道；2—阀板；3—齿轮、齿条；4—液压缸；5—给定电位器；6—流量传感电位器；7—放大器；8—电液伺服阀

在控制系统中，将被控制对象的输出信号回输到系统的输入端，并与给定值进行比较而形成偏差信号以产生对被控对象的控制作用，这种控制形式称之为反馈控制。反馈信号与给定信号符号相反，即总是形成差值，这种反馈称之为负反馈。用负反馈产生的偏差信号进行调节，是反馈控制的基本特征。而对图 1 所示的实例中，电位器 6 就是反馈装置，偏差信号就是给定信号电压与反馈信号电压在放大器输入端产生的  $\Delta u$ 。

图 2 给出对应图 1 实例的方框图。控制系统常用方框图表示系统各元件之间的联系。上图方框中用文字表示了各元件，后面将介绍方框图采用数学公式的表达形式。

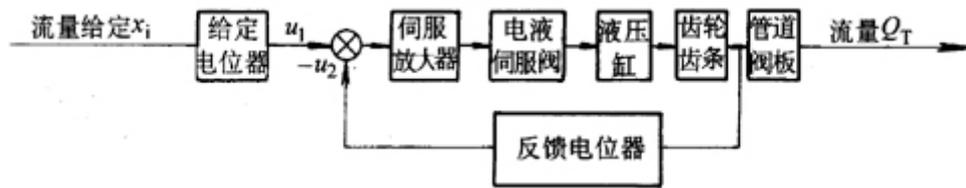


图 2 伺服系统实例的方框图

## 液压伺服系统的组成

### 液压伺服系统的组成

由上面举例可见，液压伺服系统是由以下一些基本元件组成；

输入元件——将给定值加于系统的输入端的元件。该元件可以是机械的、电气的、液压的或者是其它的组合形式。

反馈测量元件——测量系统的输出量并转换成反馈信号的元件。各种类型的传感器常用作反馈测量元件。

比较元件——将输入信号与反馈信号相比较，得出误差信号的元件。

放大、能量转换元件——将误差信号放大，并将各种形式的信号转换成大功率的液压能量的元件。电气伺服放大器、电液伺服阀均属于此类元件；

执行元件——将产生调节动作的液压能量加于控制对象上的元件，如液压缸或液压马达。

控制对象——各类生产设备，如机器工作台、刀架等。

## 液压伺服数学模型

### 2.1 数学模型

为了对伺服系统进行定量研究，应找出系统中各变量（物理量）之间的关系。不但要搞清楚其静态关系，还要知道其动态特性，即各物理量随时间而变化的过程。描述这些变量之间关系的数学表达式称之为数学模型。

### 2.1.1 微分方程

伺服系统的动态行为可用各变量及其各阶导数所组成的微分方程来描述。当微分方程各阶导数为零时，则变成表示各变量间静态关系的代数方程。有了系统运动的微分方程就可知道系统各变量的静态和动态行为。该微分方程就是系统的数学模型。

### 2.1.2 拉氏变换与传递函数

拉氏变换全称为拉普拉斯变换。它是将时间域的原函数  $f(t)$  变换成复变量  $s$  域的象函数  $F(s)$ ，将时间域的微分方程变换成  $s$  域的代数方程。再通过代数运算求出变量为  $s$  的代数方程解。最后通过拉氏反变换得到变量为  $t$  的原函数的解。

数学上将时域原函数  $f(t)$  的拉氏变换定义为如下积分：

$$\mathcal{L}[f(t)] = \int_0^{\infty} f(t)e^{-st} dt = F(s)$$

而拉氏逆变换则记为

$$\mathcal{L}^{-1}[F(s)] = f(t)$$

实际应用中并不需要对原函数逐一作积分运算，与查对数表相似，查拉氏变换表（表 1）即可求得。

拉氏变换在解微分方程过程中有如下几个性质或定理：

#### （1）线性性质

设  $\mathcal{L}[f(t)] = F(s)$ ，则有

$$\mathcal{L}[Bf(t)] = BF(s)$$

式中  $B$ ——任意常数。

(2) 迭加原理

$$\begin{aligned} \text{设} \quad \mathcal{L}[f_1(t)] &= F_1(s) \\ \mathcal{L}[f_2(t)] &= F_2(s) \\ \text{则} \quad \mathcal{L}[f_1(t) \pm f_2(t)] &= F_1(s) \pm F_2(s) \end{aligned}$$

(3) 微分定理

设  $\mathcal{L}[f(t)] = F(s)$ , 则有

$$\begin{aligned} \mathcal{L}\left[\frac{df(t)}{dt}\right] &= sF(s) - f(0) \\ \mathcal{L}\left[\frac{d^2f(t)}{dt^2}\right] &= s^2F(s) - sf(0) - \left.\frac{df}{dt}\right|_{t=0} \\ \mathcal{L}\left[\frac{d^nf(t)}{dt^n}\right] &= s^nF(s) - s^{n-1}f(0) - s^{n-2}\left.\frac{df}{dt}\right|_{t=0} \\ &\quad \dots - \left.\frac{d^{(n-1)}f}{dt^{(n-1)}}\right|_{t=0} \end{aligned}$$

(4) 积分定理

设  $\mathcal{L}[f(t)] = F(s)$ , 则有

$$\begin{aligned} \mathcal{L}\left[\int f(t)dt\right] &= \frac{F(s)}{s} + \left.\frac{\int f(0)dt}{s}\right|_{t=0} \\ \mathcal{L}\left[\int^n f(t)dt\right] &= \frac{F(s)}{s^n} + \left.\frac{\int f(0)dt}{s^n}\right|_{t=0} + \dots \\ &\quad + \left.\frac{\int^{(n)} \dots \int f(0)dt}{s}\right|_{t=0} \end{aligned}$$

(5) 终值定理

$$\lim_{t \rightarrow \infty} f(t) = \lim_{s \rightarrow 0} sF(s)$$

这一性质极为重要，它使我们可以不作拉氏逆变换就能预料系统的稳态行为。

(6) 初值定理

$$\lim_{t \rightarrow 0^+} f(t) = \lim_{s \rightarrow \infty} sF(s)$$

微分方程表征了系统的动态特性，它在经过拉氏变换后生成了代数方程，仍然表征了系统的动态特性。

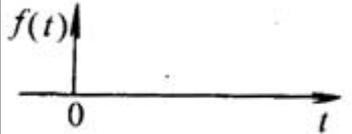
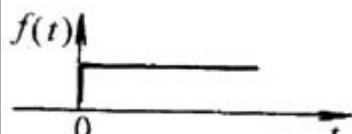
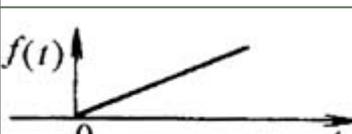
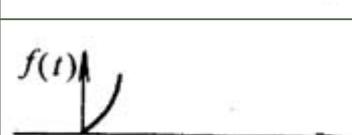
如果所有起始条件为零，设系统（或元件）输出  $y(t)$  的拉氏变换为  $Y(s)$  和输入  $x(t)$  的拉氏变换为  $X(s)$ ，则经过代数运算得

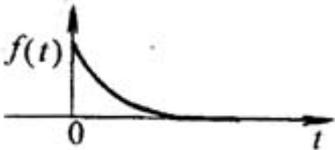
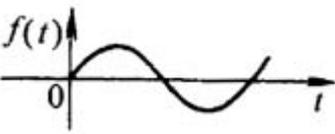
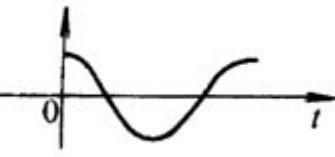
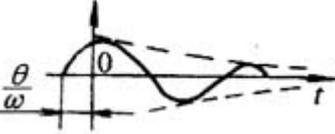
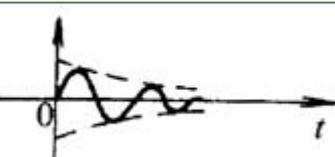
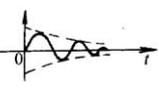
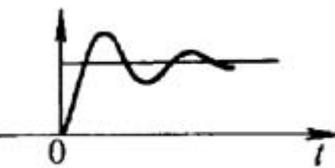
$$\frac{Y(s)}{X(s)} = G(s) \quad (1)$$

$G(s)$  为一个以  $s$  为变量的函数，我们称这个函数为系统（或元件）的传递函数。故系统（或元件）的动态特性也可用其传递函数来表示。传递函数是经典控制理论中一个重要的概念。

用常系数线性微分方程表示的系统（或元件），在初始条件为零的条件下，经拉氏变换后，微分方程中  $n$  阶的导数项相应地变换为  $s^n$  项，而系数不变。即拉氏变换后所得代数方程为一系数与原微分方程相同，以  $s^n$  代替  $n$  阶导数的多项式，移项后就是其传递函数。故一个系统（或元件）的传递函数极易求得。

表 1 拉氏变换表（部分）

	原函数 $f(t)$	拉氏变换函数 $F(s)$	原函数图形 ( $t \geq 0$ )
1	单位脉冲函数 $\delta(t) = \begin{cases} \infty & (t=0) \\ 0 & (t \neq 0) \end{cases}$	1	
2	单位阶跃函数 $u(t) = 1(t > 0)$ $u(t) = 0(t \leq 0)$	$\frac{1}{s}$	
3	t	$\frac{1}{s^2}$	
4	$t^n$	$\frac{n!}{s^{n+1}}$	

5	$e^{-at}$	$\frac{1}{s+a}$	
6	$(1-e^{-at})$	$\frac{a}{s(s+a)}$	
7	$\sin \omega t$	$\frac{\omega}{s^2 + \omega^2}$	
8	$\cos \omega t$	$\frac{s}{s^2 + \omega^2}$	
9	$e^{-at} \sin (\omega t + \theta)$	$\frac{\omega \cos \theta + (s+a) \sin \theta}{(s+a)^2 + \omega^2}$	
10	$e^{-at} \cos (\omega t + \theta)$	$\frac{(s+a) \cos \theta - \omega \sin \theta}{(s+a)^2 + \omega^2}$	
11	$e^{-at} \cos bt$	$\frac{s+a}{(s+a)^2 + b^2}$	
12	$\frac{1}{b} e^{-at} \sin bt$	$\frac{1}{(s+a)^2 + b^2}$	
13	$\frac{1}{\omega_n \sqrt{1-\xi^2}} e^{-\xi \omega_n t} \sin \omega_n \sqrt{1-\xi^2} t$	$\frac{1}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2}$	
14	$\frac{1}{\omega_n^2} - \frac{1}{\omega_n^2 \sqrt{1-\xi^2}} e^{-\xi \omega_n t} \sin(\omega_n \sqrt{1-\xi^2} t + \phi)$	$\frac{1}{s(s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2)}$	

15	$\sinh \omega t$	$\frac{\omega}{s^2 - \omega^2}$	
16	$\cosh \omega t$	$\frac{s}{s^2 - \omega^2}$	

例 如图 3 所示为一个质量-弹性-油阻尼系统，该系统的力平衡微分方程为

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + B_c \frac{dx}{dt} + kx = f \quad (2)$$

式中 M——质量；

x——质量的位移；

$B_c$ ——阻尼系数；

k——弹簧刚度。

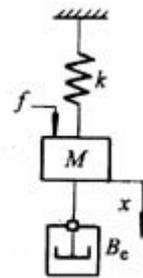


图 3 质量-弹性-油阻尼系统

经拉氏变换得

$$M s^2 X(s) + B_c s X(s) + k X(s) = F(s) \quad (3)$$

写成传递函数为

$$G(s) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1/k}{\frac{M}{k} s^2 + \frac{B_c}{k} s + 1} \quad (4)$$

### 方框图及其等效变换

图 4 所示是一种文字形式的方框图，它表示系统结构中各元件的功用及它们之间的相互连结和信号传递线路。这种方框图又称作结构方框图。另一种方框图即“函数方块图”，就是将元件或环节的传递函数写在相应的方框中，用箭头线将这些方框连接起来，如图 4 所示。指向方框图的箭头表示对其输入信号；从方框图出来的箭头表示输出。图中圆圈表示比较点，亦称加减点，它对二个以上信号根据其正、负进行代数运算。同一信号线上的各引出信号，数值与性质完全相同。方框图输出信号的因次，等于输入信号的因次与方程中传递函数因次的乘积。

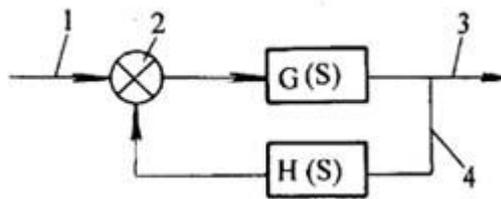


图 4 系统方框图

1—输入信号；2—比较点；3—引出信号；4—输出信号

方框图等效变换、简化法则见表 2。

表 2 方块图变换法则

序号	原方块图	等效方块图
1		
2		
3		

4		
5		
6		
7		
8		
9		
10		
11		
12		
13		
14		

## 电液伺服阀

电液伺服阀

电液伺服阀既是电液转换元件，又是功率放大元件，它能够把微小的电气信

号转换成大功率的液压能（流量和压力）输出。它的性能的优劣对系统的影响很大。因此，它是电液控制系统的核心和关键。为了能够正确设计和使用电液控制系统，必须掌握不同类型和性能的电液伺服阀。

伺服阀输入信号是由电气元件来完成的。电气元件在传输、运算和参量的转换等方面既快速又简便，而且可以把各种物理量转换成为电量。所以在自动控制系统中广泛使用电气装置作为电信号的比较、放大、反馈检测等元件；而液压元件具有体积小，结构紧凑、功率放大倍率高，线性度好，死区小，灵敏度高，动态性能好，响应速度快等优点，可作为电液转换功率放大的元件。因此，在一控制系统中常以电气为“神经”，以机械为“骨架”，以液压控制为“肌肉”最大限度地发挥机电、液的长处。

由于电液伺服阀的种类很多，但各种伺服阀的工作原理又基本相似，其分析研究的方法也大体相同，故今以常用的力反馈两级电液伺服阀和位置反馈的双级滑阀式伺服阀为重点，讨论它的基本方程、传递函数、方块图及其特性分析。其它伺服阀只介绍其工作原理，同时也介绍伺服阀的性能参数及其测试方法。

## 电液伺服阀的组成

电液伺服阀在电液控制系统中的地位如图 27 所示。电液伺服阀包括电力转换器、力位移转换器、前置级放大器和功率放大器等四部分。

### 3.1.1 电力转换器

包括力矩马达（转动）或力马达（直线运动），可把电气信号转换为力信号。

### 3.1.2 力位移转换器

包括钮簧、弹簧管或弹簧，可把力信号变为位移信号而输出。

### 3.1.3 前置级放大器

包括滑阀放大器、喷嘴挡板放大器、射流管放大器。

### 3.1.4 功率放大器——滑阀放大器

由功率放大器输出的液体流量则具有一定的压力，驱动执行元件进行工作。

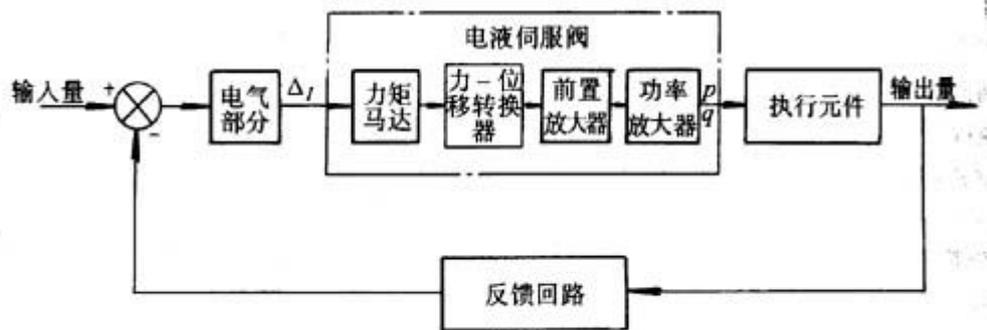


图 27 电液控制系统方块图

## 电液伺服阀的分类

### 电液伺服阀的分类

电液伺服阀的种类很多，根据它的结构和机能可作如下分类：

- 1) 按液压放大级数，可分为单级伺服阀、两级伺服阀和三级伺服阀，其中两级伺服阀应用较广。
- 2) 按液压前置级的结构形式，可分为单喷嘴挡板式、双喷嘴挡板式、滑阀式、射流管式和偏转板射流式。
- 3) 按反馈形式可分为位置反馈、流量反馈和压力反馈。
- 4) 按电-机械转换装置可分为动铁式和动圈式。
- 5) 按输出量形式可分为流量伺服阀和压力控制伺服阀。
- 6) 按输入信号形式可分为连续控制式和脉宽调制式。

## 伺服阀的工作原理

### 伺服阀的工作原理

下面介绍两种主要的伺服阀工作原理。

### 3.3.1 力反馈式电液伺服阀

力反馈式电液伺服阀的结构和原理如图 28 所示，无信号电流输入时，衔铁和挡板处于中间位置。这时喷嘴 4 二腔的压力  $p_a=p_b$ ，滑阀 7 二端压力相等，滑阀处于零位。输入电流后，电磁力矩使衔铁 2 连同挡板偏转  $\theta$  角。设  $\theta$  为顺时针偏转，则由于挡板的偏移使  $p_a>p_b$ ，滑阀向右移动。滑阀的移动，通过反馈弹簧片又带动挡板和衔铁反方向旋转（逆时针），二喷嘴压力差又减小。在衔铁的原始平衡位置（无信号时的位置）附近，力矩马达的电磁力矩、滑阀二端压差通过弹簧片作用于衔铁的力矩以及喷嘴压力作用于挡板的力矩三者取得平衡，衔铁就不再运动。同时作用于滑阀上的油压力与反馈弹簧变形力相互平衡，滑阀在离开零位一段距离的位置上定位。这种依靠力矩平衡来决定滑阀位置的方式称为力反馈式。如果忽略喷嘴作用于挡板上的力，则马达电磁力矩与滑阀二端不平衡压力所产生的力矩平衡，弹簧片也只是受到电磁力矩的作用。因此其变形，也就是滑阀离开零位的距离和电磁力矩成正比。同时由于力矩马达的电磁力矩和输入电流成正比，所以滑阀的位移与输入的电流成正比，也就是通过滑阀的流量与输入电流成正比，并且电流的极性决定液流的方向，这样便满足了对电液伺服阀的功能要求。

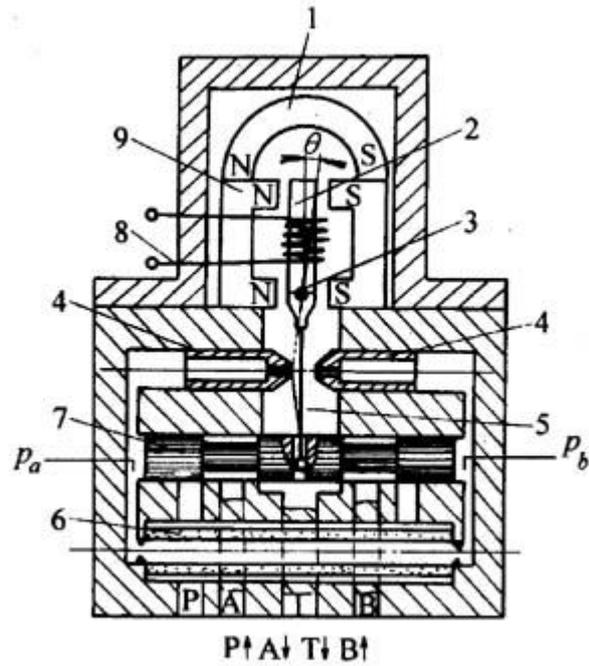


图 28 力反馈式伺服阀的工作原理

1—永久磁铁；2—衔铁；3—扭轴；4—喷嘴；5—弹簧片；6—过滤器；7—滑阀；8—线圈；9—轭铁

由于采用了力反馈，力矩马达基本上在零位附近工作，只要求其输出电磁力矩与输入电流成正比（不象位置反馈中要求力矩马达衔铁位移和输入电流成正比），因此线性度易于达到。另外滑阀的位移量在电磁力矩一定的情况下，决定于反馈弹簧的刚度，滑阀位移量便于调节，这给设计带来了方便。

采用了衔铁式力矩马达和喷嘴挡板使伺服阀结构极为紧凑，并且动特性好。但这种伺服阀工艺要求高，造价高，对于油的过滤精度的要求也较高。所以这种伺服阀适用于要求结构紧凑，动特性好的场合。

力反馈式电液伺服阀的方框图如图 29。

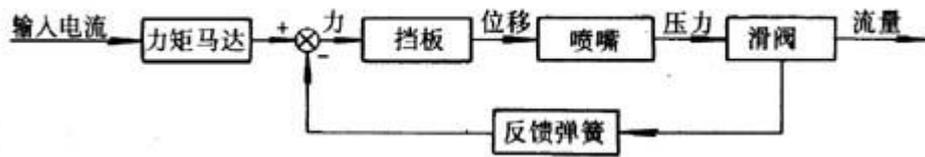


图 29 力反馈式伺服阀方框图

### 3.3.2 位置反馈式伺服阀

图 30 为二级滑阀式位置反馈伺服阀结构。该类型电液伺服阀由电磁部分，控制滑阀和主滑阀组成。

电磁部分是一只力马达，原理如前所述。动圈靠弹簧定位。前置放大器采用滑阀式（一级滑阀）。

如图所示，在平衡位置（零位）时，压力油从 P 腔进入，分别通过 P 腔槽，阀套窗口，固定节流孔 3、5 到达上、下控制窗口，然后再通过主阀（二级阀芯）的回油口回油箱。

输入正向信号电流时，动圈向下移动，一级阀芯随之下移。这时，上控制窗口的过流面积减小，下控制窗口的过流面积增大。所以上控制腔压力升高而下控制腔的压力降低，使作用在主阀芯（二级阀芯）两端的液压力失去平衡。主阀芯在这一液压力作用下向下移动。主阀芯下移，使上控制窗口的过流面积逐渐增大，下控制窗口的过流面积逐渐缩小。当主阀芯移动到上、下控制窗口过流面积重新相等的位置时，作用于主阀芯两端的液压力重新平衡。主阀芯就停留在新的平衡位置上，形成一定的开口。这时，压力油由 P 腔通过主阀芯的工作边到 A 腔而供给负载。回油则通过 B 腔，主阀芯的工作边到 T 腔回油箱。

输入信号电流反向时，阀的动作过程与此相反。油流反向为 P→B，A→T。

上述工作过程中，动圈的位移量，一级阀芯（先导阀芯）的位移量与主阀芯

的位移量均相等。因动圈的位移量与输入信号电流成正比，所以输出的流量和输入信号电流成正比。

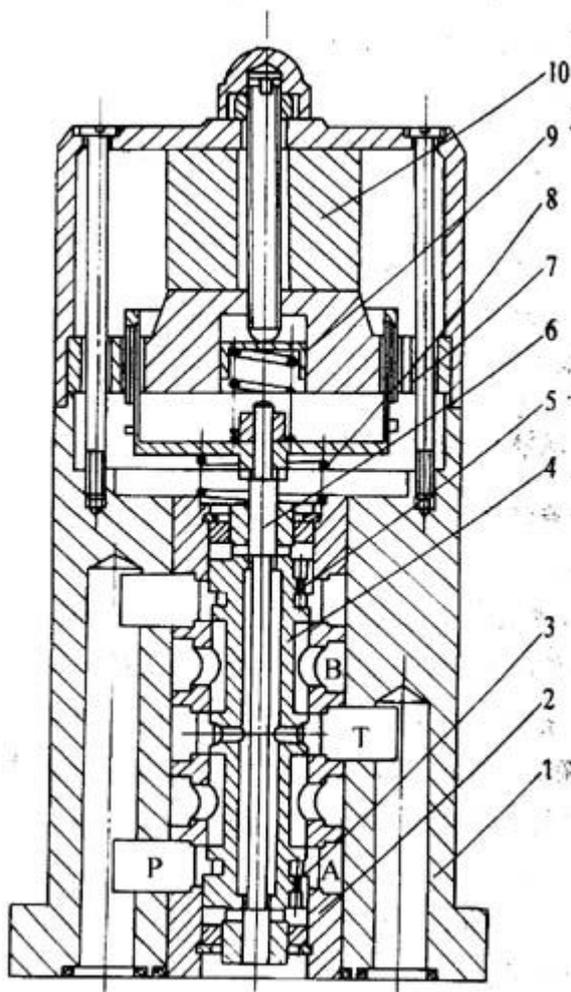


图 30 位置反馈伺服阀结构

1—阀体；2—阀套；3—固定节流口；4—二级阀芯；5—固定节流口；6—一级  
阀芯；7—线圈；8—下弹簧；9—上弹簧；10—磁钢

二级滑阀型位置反馈式伺服阀的方框图如图 31 所示。

该型电液伺服阀具有结构简单，工作可靠，容易维护，可在现场进行调整，对油液清洁度要求不太高。

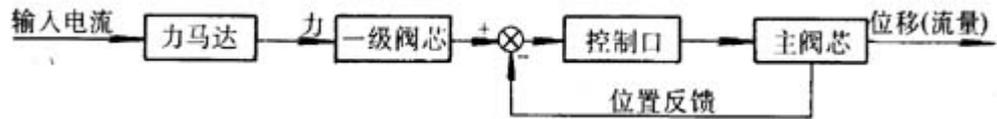


图 31 位置反馈式电液伺服阀方框图

## 电液伺服阀的基本特性

### 3.4.1 输入电流-输出流量特性

空载时输出流量和输入信号电流之间的关系，常用空载流量特性曲线来表示（图 32）。由这一曲线可得到该阀的额定值、线性度、滞环、流量增益等特性。

额定电流  $I_R$ ——在这一电流范围内，阀的输出流量与输入信号电流成正比。

额定空载流量——在额定压力与额定电流下阀的空载流量。

线性度—— $q$ - $I$  曲线直线性的度量。

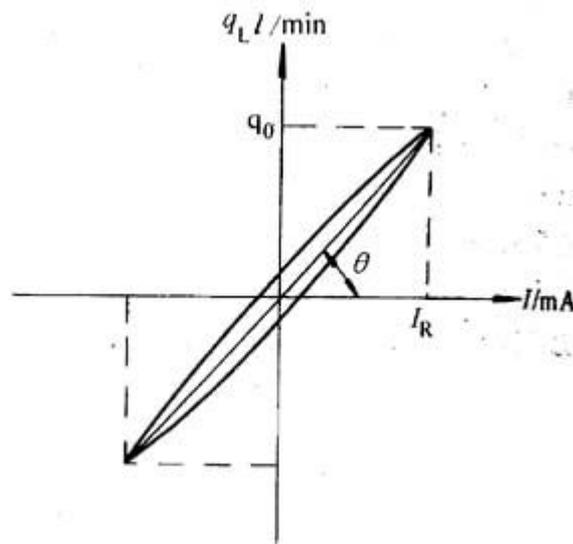


图 32 空载流量特性曲线

$I_R$ ——额定电流； $q_0$ ——最大空载流量； $\tan\theta$ ——流量增益

滞环——主要用来表明信号电流改变方向时，由摩擦力、磁滞等原因使  $I$ - $q$  曲线不重合的程度。常以曲线上同一流量下电流最大差值  $\Delta I_{max}$  与阀的额定电流  $I_R$  之比来表示。

流量增益—— $q_L$  与  $I$  之比值，即  $q-I$  曲线的平均斜率。

### 3.4.2 压力增益特性

在一定供油压力下，在输入电流  $I$  和负载压力  $p_L=p_1-p_2$  曲线上，比值  $\Delta p_L/\Delta I$  称为压力增益。当负载流量保持为零时，在零位（中间平衡位置）附近的压力增益称为零位压力增益。零位压力增益与主滑阀的开口形式有关，以零开口形式最高。提高供油压力  $p_s$  也可提高零位压力增益。但这一特性主要与阀的制造质量有关。提高零位压力增益，对于减小不灵敏区、提高精度有作用，但对稳定性起相反的作用。图 33 是零开口伺服阀的零位压力增益特性曲线。

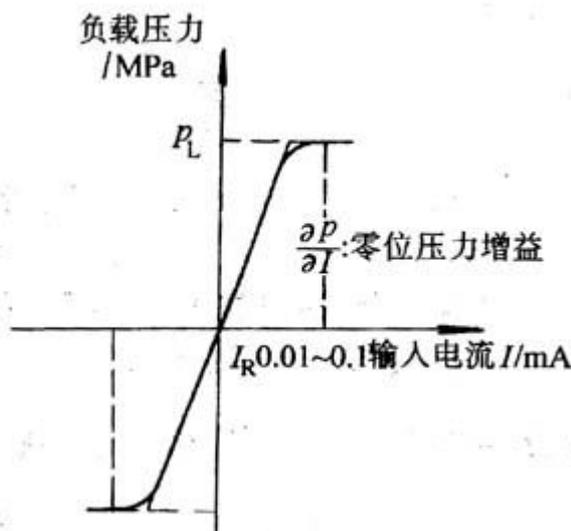


图 33 零位压力增益特性曲线

### 3.4.3 负载压力、流量特性

这一特性往往是选用伺服阀的主要依据。图 34 即为负载压力-流量特性曲线。

### 3.4.4 对数频率特性

它表示电液伺服阀的动态特性。幅频曲线中  $-3\text{dB}$  时频率为该阀的频宽。其值越大则该阀的工作频率范围越大。对数频率特性也是分析伺服系统动特性以及设计、综合电液伺服系统的依据。图 35 即为阀的对数频率特性曲线。

### 3.4.5 零飘与零偏

伺服阀由于供油压力的变化和工作油温度的变化而引起的零位 ( $Q_L=p_L=0$  的几何位置) 变化称为零飘。零飘一般用使其恢复位所需加的电流值与额定电流值之比来衡量。这一比值越小越好。另外, 由于制造、调整、装配的差别, 控制线圈中不加电流时, 滑阀不一定位于中位。有时必须加一定的电流才能使其恢复中位 (零位)。这一现象称为零偏。零偏以使阀恢复零位所需加之电流值与额定电流值之比来衡量。

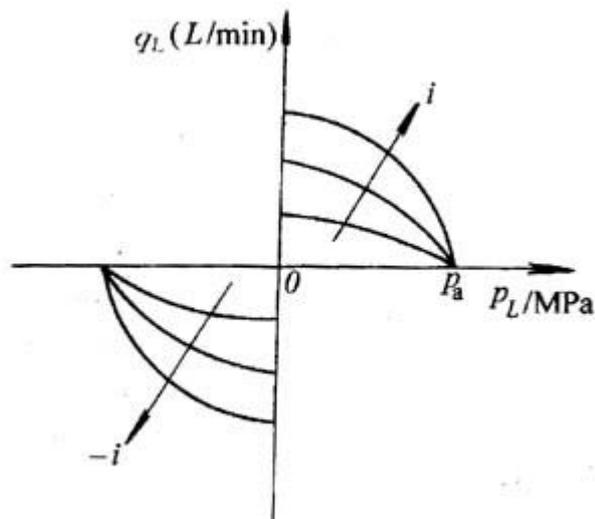


图 34 负载压力-流量特性曲线

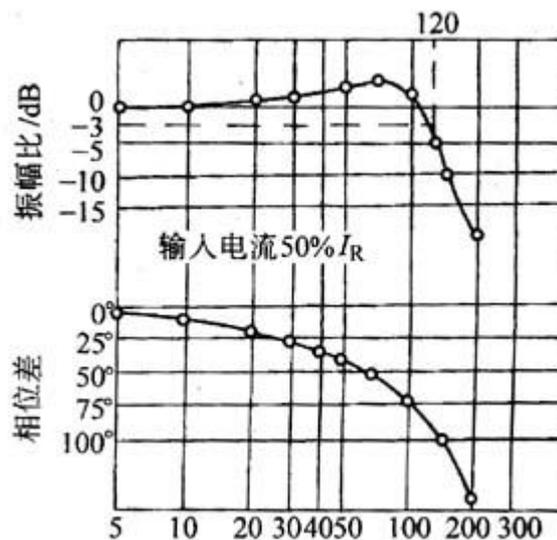


图 35 对数频率特性曲线

### 3.4.6 不灵敏度

由于不灵敏区的存在，伺服阀只有在输入信号电流达一定值时才会改变状态。使伺服阀发生状态变化的最小电流与额定电流之比称为不灵敏度。其值愈小愈好。

## 液压伺服系统设计

### 液压伺服系统设计

在液压伺服系统中采用液压伺服阀作为输入信号的转换与放大元件。液压伺服系统能以小功率的电信号输入，控制大功率的液压能（流量与压力）输出，并能获得很高的控制精度和很快的响应速度。位置控制、速度控制、力控制三类液压伺服系统一般的设计步骤如下：

- 1) 明确设计要求：充分了解设计任务提出的工艺、结构及时系统各项性能的要求，并应详细分析负载条件。
- 2) 拟定控制方案，画出系统原理图。
- 3) 静态计算：确定动力元件参数，选择反馈元件及其它电气元件。
- 4) 动态计算：确定系统的传递函数，绘制开环波德图，分析稳定性，计算动态性能指标。
- 5) 校核精度和性能指标，选择校正方式和设计校正元件。
- 6) 选择液压能源及相应的附属元件。
- 7) 完成执行元件及液压能源施工设计。

本章的内容主要是依照上述设计步骤，进一步说明液压伺服系统的设计原则和介绍具体设计计算方法。由于位置控制系统是最基本和应用最广的系统，所

以介绍将以阀控液压缸位置系统为主。

## 4.1 全面理解设计要求

### 4.1.1 全面了解被控对象

液压伺服控制系统是被控对象—主机的一个组成部分，它必须满足主机在工艺上和结构上对其提出的要求。例如轧钢机液压压下位置控制系统，除了应能够承受最大轧制负载，满足轧钢机轧辊辊缝调节最大行程，调节速度和控制精度等要求外，执行机构—压下液压缸在外形尺寸上还受轧钢机牌坊窗口尺寸的约束，结构上还必须保证满足更换轧辊方便等要求。要设计一个好的控制系统，必须充分重视这些问题的解决。所以设计师应全面了解被控对象的工况，并综合运用电气、机械、液压、工艺等方面的理论知识，使设计的控制系统满足被控对象的各项要求。

### 4.1.2 明确设计系统的性能要求

- 1) 被控对象的物理量：位置、速度或是力。
- 2) 静态极限：最大行程、最大速度、最大力或力矩、最大功率。
- 3) 要求的控制精度：由给定信号、负载力、干扰信号、伺服阀及电控系统零飘、非线性环节（如摩擦力、死区等）以及传感器引起的系统误差，定位精度，分辨率以及允许的飘移量等。
- 4) 动态特性：相对稳定性可用相位裕量和增益裕量、谐振峰值和超调量等来规定，响应的快速性可用截止频率或阶跃响应的上升时间和调整时间来规定；
- 5) 工作环境：主机的工作温度、工作介质的冷却、振动与冲击、电气的噪声干扰以及相应的耐高温、防水防腐蚀、防振等要求；

6) 特殊要求；设备重量、安全保护、工作的可靠性以及其它工艺要求。

### 4.1.3 负载特性分析

正确确定系统的外负载是设计控制系统的一个基本问题。它直接影响系统的组成和动力元件参数的选择，所以分析负载特性应尽量反映客观实际。液压伺服系统的负载类型有惯性负载、弹性负载、粘性负载、各种摩擦负载（如静摩擦、动摩擦等）以及重力和其它不随时间、位置等参数变化的恒值负载等。

### 4.2 拟定控制方案、绘制系统原理图

在全面了解设计要求之后，可根据不同的控制对象，按表 6 所列的基本类型选定控制方案并拟定控制系统的方块图。如对直线位置控制系统一般采用阀控液压缸的方案，方块图如图 36 所示。

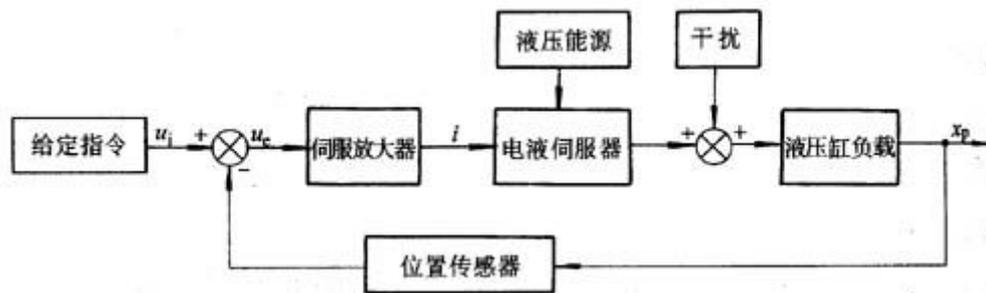


图 36 阀控液压缸位置控制系统方块图

表 6 液压伺服系统控制方式的基本类型

伺服系统	控制信号	控制参数	运动类型	元件组成
机液	模拟量	位置、速度、加	直线运动	1. 阀控制：阀-液压缸，阀-液压 马达
电液	数字量	速度、力、力矩、	摆动运动	
气液	位移量	压力	旋转运动	2. 容积控制：变量泵-液压缸；

电气液			变量泵-液压马达； 阀-液压缸- 变量泵-液压马达 3.其它：步近式力矩马达
-----	--	--	--

### 4.3 动力元件参数选择

动力元件是伺服系统的关键元件。它的一个主要作用是在整个工作循环中使负载按要求的速度运动。其次，它的主要性能参数能满足整个系统所要求的动态特性。此外，动力元件参数的选择还必须考虑与负载参数的最佳匹配，以保证系统的功耗最小，效率高。

动力元件的主要参数包括系统的供油压力、液压缸的有效面积（或液压马达排量）、伺服阀的流量。当选定液压马达作执行元件时，还应包括齿轮的传动比。

#### 4.3.1 供油压力的选择

选用较高的供油压力，在相同输出功率条件下，可减小执行元件——液压缸的活塞面积（或液压马达的排量），因而泵和动力元件尺寸小重量轻，设备结构紧凑，同时油腔的容积减小，容积弹性模数增大，有利于提高系统的响应速度。但是随供油压力增加，由于受材料强度的限制，液压元件的尺寸和重量也有增加的趋势，元件的加工精度也要求提高，系统的造价也随之提高。同时，高压时，泄漏大，发热高，系统功率损失增加，噪声加大，元件寿命降低，维护也较困难。所以条件允许时，通常还是选用较低的供油压力。

常用的供油压力等级为 7MPa 到 28MPa，可根据系统的要求和结构限制条件选择适当的供油压力。

#### 4.3.2 伺服阀流量与执行元件尺寸的确定

如上所述，动力元件参数选择除应满足拖动负载和系统性能两方面的要求外，还应考虑与负载的最佳匹配。下面着重介绍与负载最佳匹配问题。

(1) 动力元件的输出特性

将伺服阀的流量——压力曲线经坐标变换

$$(F_L = p_L A; v = \frac{q_L}{A})$$

绘于  $v - F_L$  平面上，所得的抛物线即为动力元件稳态时的输出特性，见图 37。

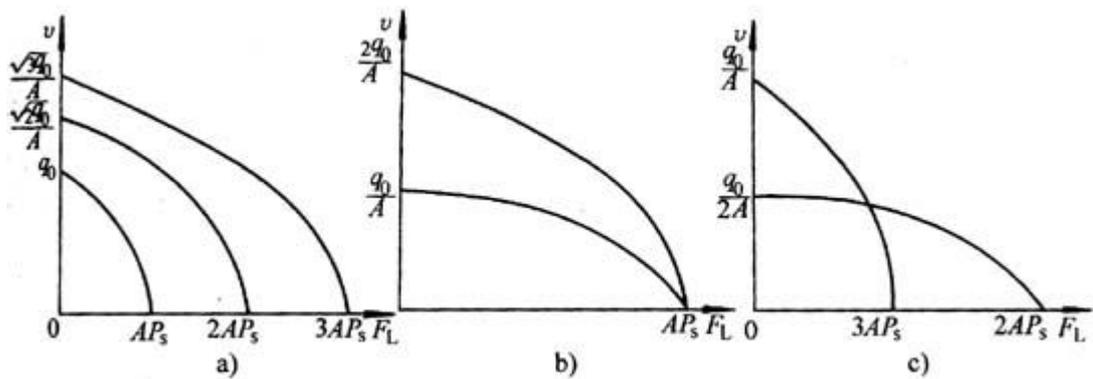


图 37 参数变化对动力机构输出特性的影响

a) 供油压力变化； b) 伺服阀容量变化； c) 液压缸面积变化

图中  $F_L$ ——负载力， $F_L = p_L A$ ；

$p_L$ ——伺服阀工作压力；

$A$ ——液压缸有效面积；

$v$ ——液压

缸活塞速度， $v = \frac{q_L}{A}$ ；

$q_L$ ——伺服阀的流量；

$q_0$ ——伺服阀的空载流量；

$p_s$ ——供油压力。

由图 37 可见，当伺服阀规格和液压缸面积不变，提高供油压力，曲线向外扩展，最大功率提高，最大功率点右移，如图 37a。

当供油压力和液压缸面积不变，加大伺服阀规格，曲线变高，曲线的顶点 A  $p_s$  不变，最大功率提高，最大功率点不变，如图 37b。

当供油压力和伺服阀规格不变，加大液压缸面积 A，曲线变低，顶点右移，最大功率不变，最大功率点右移，如图 37c。

## (2) 负载最佳匹配图解法

在负载轨迹曲线  $v-F_L$  平面上，画出动力元件输出特性曲线，调整参数，使动力元件输出特性曲线从外侧完全包围负载轨迹曲线，即可保证动力元件能够拖动负载。在图 38 中，曲线 1、2、3 代表三条动力元件的输出特性曲线。曲线 2 与负载轨迹最大功率点 c 相切，符合负载最佳匹配条件，而曲线 1、3 上的工作点 a 和 b，虽能拖动负载，但效率都较低。

## (3) 负载最佳匹配的解析法

参见液压动力元件的负载匹配。

## (4) 近似计算法

在工程设计中，设计动力元件时常采用近似计算法，即按最大负载力  $F_{Lmax}$  选择动力元件。在动力元件输出特性曲线上，限定

$$F_{Lmax} \leq p_L A = \frac{2}{3} p_s A$$

，并认为负载力、最大速度和最大加速度是同时出现的，这样液压缸的有效面积可按下式计算：

$$A = \frac{F_{Lmax}}{P_L} = \frac{m\ddot{x} + B\dot{x} + kx + F_L}{\frac{2}{3}P_s} \quad (37)$$

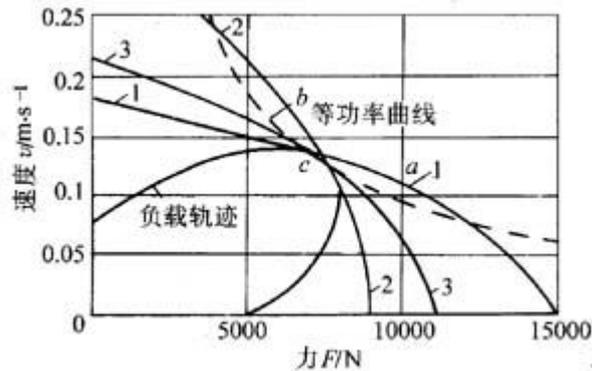


图 38 动力元件与负载匹配图形

按式 37 求得 A 值后，可计算负载流量  $q_L$ ，即可根据阀的压降从伺服阀样本上选择合适的伺服阀。近似算法应用简便，然而是偏于保守的计算方法。采用这种方法可以保证系统的性能，但传递效率稍低。

#### (5) 按液压固有频率选择动力元件

对功率和负载很小的液压伺服系统来说，功率损耗不是主要问题，可以根据系统要求的液压固有频率来确定动力元件。

四边滑阀控制的液压缸，其活塞的有效面积为

$$A = \sqrt{\frac{V_0 m}{2 \rho_e}} \omega_h \quad (38)$$

二边滑阀控制的液压缸，其活塞的有效面积为

$$A = \sqrt{\frac{V_0 m}{\rho_e}} \omega_h \quad (39)$$

液压固有频率  $\omega_h$  可以按系统要求频宽的 (5~10) 倍来确定。对一些干扰力大，负载轨迹形状比较复杂的系统，不能按上述的几种方法计算动力元件，只能通过作图法来确定动力元件。

计算阀控液压马达组合的动力元件时，只要将上述计算方法中液压缸的有效面积  $A$  换成液压马达的排量  $D$ ，负载力  $F_L$  换成负载力矩  $T_L$ ，负载速度换成液压马达的角速度  $\dot{\phi}$ ，就可以得到相应的计算公式。当系统采用了减速机构时，应注意把负载惯量、负载力、负载的位移、速度、加速度等参数都转换到液压马达的轴上才能作为计算的参数。减速机构传动比选择的原则是：在满足液压固有频率的要求下，传动比最小，这就是最佳传动比。

### 4.3.3 伺服阀的选择

根据所确定的供油压力  $p_s$  和由负载流量  $q_L$ （即要求伺服阀输出的流量）计算得到的伺服阀空载流量  $q_0$ ，即可由伺服阀样本确定伺服阀的规格。因为伺服阀输出流量是限制系统频宽的一个重要因素，所以伺服阀流量应留有余量。通常可取 15%左右的负载流量作为伺服阀的流量储备。

除了流量参数外，在选择伺服阀时，还应考虑以下因素：

1) 伺服阀的流量增益线性好。在位置控制系统中，一般选用零开口的流量阀，因为这类阀具有较高的压力增益，可使动力元件有较大的刚度，并可提高系统的快速性与控制精度。

2) 伺服阀的频宽应满足系统频宽的要求。一般伺服阀的频宽应大于系统频宽的 5 倍，以减小伺服阀对系统响应特性的影响。

3) 伺服阀的零点漂移、温度漂移和不灵敏区应尽量小，保证由此引起的系统误差不超出设计要求。

4) 其它要求，如对零位泄漏、抗污染能力、电功率、寿命和价格等，都有一定要求。

### 4.3.4 执行元件的选择

液压伺服系统的执行元件是整个控制系统的关键部件，直接影响系统性能的好坏。执行元件的选择与设计，除了按本节所述的方法确定液压缸有效面积  $A$ （或液压马达排量  $D$ ）的最佳值外，还涉及密封、强度、摩擦阻力、安装结构等问题。

#### 4.4 反馈传感器的选择

根据所检测的物理量，反馈传感器可分为位移传感器、速度传感器、加速度传感器和力（或压力）传感器。它们分别用于不同类型的液压伺服系统，作为系统的反馈元件。闭环控制系统的控制精度主要决定于系统的给定元件和反馈元件的精度，因此合理选择反馈传感器十分重要。

传感器的频宽一般应选择为控制系统频宽的  $5\sim 10$  倍，这是为了给系统提供被测量的瞬时真值，减少相位滞后。传感器的频宽对一般系统都能满足要求，因此传感器的传递函数可近似按比例环节来考虑。

#### 4.5 确定系统方块图

根据系统原理图及系统各环节的传递函数，即可构成系统的方块图。根据系统的方块图可直接写出系统开环传递函数。阀控液压缸和阀控液压马达控制系统二者的传递函数具有相同的结构形式，只要把相应的符号变换一下即可。

#### 4.6 绘制系统开环波德图并确定开环增益

系统的动态计算与分析在这里是采用频率法。首先根据系统的传递函数，求出波德图。在绘制波德图时，需要确定系统的开环增益  $K$ 。

改变系统的开环增益  $K$  时，开环波德图上幅频曲线只升高或降低一个常数，曲线的形状不变，其相频曲线也不变。波德图上幅频曲线的低频段、穿越频率以及幅值增益裕量分别反映了闭环系统的稳态精度、截止频率及系统的稳定

性。所以可根据闭环系统所要求的稳态精度、频宽以及相对稳定性，在开环波德图上调整幅频曲线位置的高低，来获得与闭环系统要求相适应的 K 值。

#### 4.6.1 由系统的稳态精度要求确定 K

由控制原理可知，不同类型控制系统的稳态精度决定于系统的开环增益。因此，可以由系统对稳态精度的要求和系统的类型计算得到系统应具有的开环增益 K。

#### 4.6.2 由系统的频宽要求确定 K

分析二阶或三阶系统特性与波德图的关系知道，当 $\zeta_h$ 和 $K/\omega_h$ 都很小时，可近似认为系统的频宽等于开环对数幅值曲线的穿越频率，即 $\omega_{-3dB} \approx \omega_c$ ，所以可绘制对数幅频曲线，使 $\omega_c$ 在数值上等于系统要求的 $\omega_{-3dB}$ 值，如图 39 所示。由此图可得 K 值。

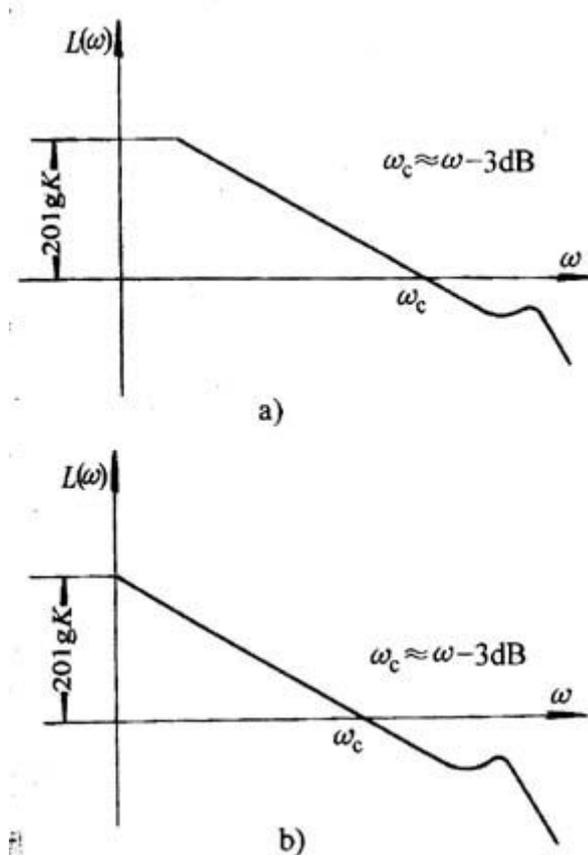


图 39 由 $\omega$ -3dB 绘制开环对数幅频特性

a) 0 型系统; b) I 型系统

#### 4.6.3 由系统相对稳定性确定 K

系统相对稳定性可用幅值裕量和相位裕量来表示。根据系统要求的幅值裕量和相位裕量来绘制开环波德图，同样也可以得到 K。见图 40。

实际上通过作图来确定系统的开环增益 K，往往要综合考虑，尽可能同时满足系统的几项主要性能指标。

#### 4.7 系统静动态品质分析及确定校正特性

在确定了系统传递函数的各项参数后，可通过闭环波德图或时域响应过渡过程曲线或参数计算对系统的各项静动态指标和误差进行校核。如设计的系统性能不满足要求，则应调整参数，重复上述计算或采用校正环节对系统进行补偿，改变系统的开环频率特性，直到满足系统的要求。

#### 4.8 仿真分析

在系统的传递函数初步确定后，可以通过计算机对该系统进行数字仿真，以求得最佳设计。目前有关于数字仿真的商用软件，如 Matlab 软件，很适合仿真分析。