

# 液压动力机构的最佳匹配

盛伯羽

(长春光学精密机械学院, 长春 130022)

**摘要** 本文论述了液压伺服系统动力机构匹配问题。以在实际中常出现的负载形式为典型, 论述了图解法、解析法, 得到液压动力机构参数的最佳匹配的最简形式, 以获得系统的最高效率。

**关键词:** 液压动力机械; 液压伺服系统; 伺服阀; 液压执行机构; 阀控液压缸

## 1 引言

在液压伺服系统中, 把液压控制元件和液压执行机构组合在一起, 称为液压动力机构。液压控制元件是液压控制阀或伺服变量泵, 液压执行机构是液压缸或液压马达。所以, 液压动力机构可以组成四种基本形式, 即阀控液压缸; 阀控液压马达, 泵控液压缸, 泵控液压马达。

按控制形式分两种基本控制系统。即阀控(节流控制式)系统和泵控(容积控制式)系统。按照液压伺服系统的具体需要, 来选择液压动力机构的参数, 称为液压动力机构的匹配。即液压伺服系统中各参数的值, 应满足实际工作对系统提出的要求。也就是在允许工作精度情况下, 能承受负载和满足一定速度的要求, 并功率消耗最小, 系统有较高的效率, 这就要研究动力机构的最佳匹配问题。对于液压伺服阀控系统来说, 液压动力机构需选择的主要参数是伺服阀的流量, 动力源压力和液压执行机构活塞的有效面积, 或液压马达的排量, 对于泵控系统来说, 选择的主要参数是变量泵的输出流量和液压马达的排量。这些参数选择的是否合理, 不仅涉及到能源的利用效率, 还极大的影响系统的动态、静态品质。因此液压动力机构的最佳匹配是液压伺服系统设计中最关键的问题。

## 2 负载轨迹及其方程

### 2.1 负载类型

负载, 即执行机构运动时所遇到的各种阻力或阻力矩。负载的种类有惯性负载、摩擦负载、弹性负载以及其它外负载等。

惯性负载包括惯性力  $F_i$  或惯性力矩  $T_i$ 。摩擦负载包括静摩擦力  $F_s$  或动态摩擦力矩  $T_s$ , 动摩擦力  $F_d$  或动摩擦力矩  $T_d$ 。粘性摩擦力  $F_v$  或粘性摩擦力矩  $T_v$ 。弹性负载包括弹性负载力

$F_p$  或弹性力矩  $T_p$ 。重力负载  $F_w$ ，重力力矩  $T_w$  因此系统运动时，所要克服的力  $F$  可用下式表示：

$$F = F_a + F_c + F_d + F_v + F_p + F_w$$

而力矩用  $T$  表示：

$$T = T_a + T_c + T_d + T_v + T_p + T_w$$

## 2.2 典型负载轨迹方程及负载轨迹

负载力与负载本身的位置、速度和加速度之间的关系叫负载特性。负载特性可用方程来表示，这叫负载特性方程（负载轨迹方程）。可以用图像加以描述，常以力（力矩）——速度图表示。相应的变化曲线称为负载轨迹。

### (1) 惯性负载特性

$$F_a = m \frac{dv}{dt}$$

$m$ —为负载质量。 $v$  为负载运动速度。

设系统的输出位移为正弦运动。  $y = a \sin \omega t$

$$v = a \omega \cos \omega t$$

$$F_a = -m a \omega^2 \sin \omega t$$

因此有：

$$v^2 + \left(\frac{F_a}{m\omega}\right)^2 = (a\omega)^2$$

式中  $\omega$ —为振动的角频率

可见负载轨迹是一正椭圆如图 1 所示。其中  $v$  与  $\omega$  成正比，而力  $F_a$  与  $\omega^2$  成正比，并随  $\omega$  增加椭圆横轴增加的快。

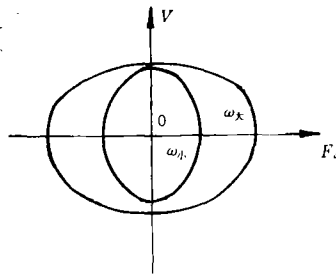


图 1 具有惯性力时的负载轨迹

### (2) 弹性负载特性

设系统只有弹性负载时

$$F_p = K_s y$$

式中  $K_s$ —弹簧刚度

$y$ —弹性输出位移

设

$$y = a \sin \omega t$$

则负载轨迹方程为：

$$v = a \omega \cos \omega t$$

$$F_p = K_s a \cdot \sin \omega t$$

或写成

$$\left(\frac{v}{\omega}\right)^2 + \left(\frac{F_p}{K_s}\right)^2 = a^2$$

显然负载轨迹方程也是正椭圆如图 2 所示

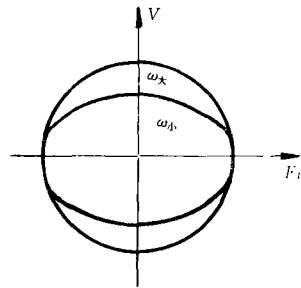


图2 具有弹性力的负载轨迹

其中负载力  $F_r$  的最大值与频率  $\omega$  无关, 而  $v_{max}$  却与  $\omega$  成正比。随  $\omega$  增加椭圆横轴不变, 纵轴与  $\omega$  成正比增加。

(3) 粘性负载特性

设系统只有粘性阻尼力  $F_v$

则  $F_v = cv$   $c$ —为粘性阻尼系数

设位移  $Y = a \sin \omega t$

$$v = a \omega \cos \omega t$$

$$F_v = c a \omega \cos \omega t$$

$$\text{或: } v = \frac{F_v}{c}$$

可见负载轨迹为一直线如图3所示

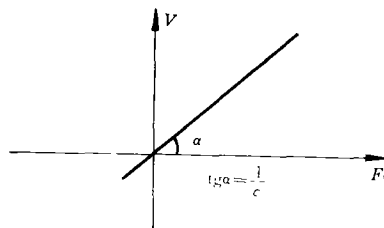


图3 具有粘性阻尼的负载轨迹

其斜率为  $\text{tg} \alpha = 1/c$

(4) 摩擦负载特性

静摩擦力是负载静止并有运动趋势时所表现出的阻力, 当负载开始运动便可略而不计。动摩擦力是负载运动时表现出的运动阻力。动摩擦力与负载运动速度无关, 其方向与运动速度方向相反, 如图4示。



(a) 静摩擦力

(b) 动摩擦力

图4

(5) 惯性加粘性的负载特性

负载的运动方程为 
$$F = m \frac{dv}{dt} + cv$$

则有 
$$\left(\frac{v}{\omega}\right)^2 + \left(\frac{F - cv}{m\omega^2}\right)^2 = a^2$$

这是一个椭圆方程, 负载轨迹如图 5 所示。

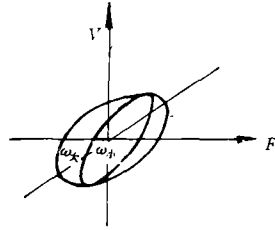


图 5 惯性加粘性负载特性

(6) 惯性加粘性加弹性负载特性

$$F = m \frac{dv}{dt} + cv + K_s \cdot Y$$

$$F = (K_s - m\omega^2)a \sin \omega t + c \omega a \cos \omega t$$

因此有

$$\left\{ \frac{F - cv}{K_s [1 - (\frac{\omega}{\omega_s})^2]} \right\}^2 + \left(\frac{v}{\omega}\right)^2 = a^2$$

式中

$$\omega_s = \sqrt{\frac{K_s}{m}}$$

可见上式是斜椭圆方程, 轨迹如图 6 示

还可把  $F$  方程写成下式: 
$$F = \sqrt{(K_s - m\omega^2)^2 + c^2\omega^2} \cdot \sin(\omega t + \varphi)$$

式中

$$\varphi = \text{tg}^{-1} \frac{c\omega}{K_s - m\omega^2}$$

则:  $F_{max} = a \sqrt{(K_s - m\omega^2)^2 + c^2\omega^2}$

### 3 阀控动力机构的最佳匹配

#### 3.1 最佳匹配概念

阀控系统输出功率为  $P_o = P_s \cdot Q$ ,  $P_s$  为能源压力,  $Q$  为液压油泵的输出流量。在设计液压系统时, 希望在满足负载和速度的前提下, 消耗功率最小, 即  $P_o$  最小。当  $P_s$  固定时, 就是指  $Q$  最小。如果忽略液压泵到阀之间的流量损失, 则  $Q$  就是伺服阀的空载流量  $Q_0$ 。因此若  $P_o$  最小, 就是求出满足负载需要的最小的伺服阀空载流量  $Q_0$ 。

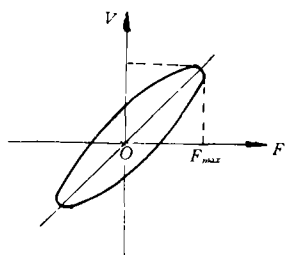


图6 斜椭圆负载轨迹

如果忽略液压油的可压缩性和泄漏,则可将负载轨迹的纵坐标  $v$  乘以油缸活塞的有效面积  $A$ ,横坐标  $F$  除以  $A$ ,则负载轨迹方程就变成了  $Q_L = f(p_L)$  的形式,纵坐标即变成负载流量  $Q_L$ .横坐标变成了负载压力  $p_L$ ,将其画在  $Q_L - p_L$  平面上,便得到另外一种负载轨迹。显然当活塞面积不同时,负载轨迹不同。

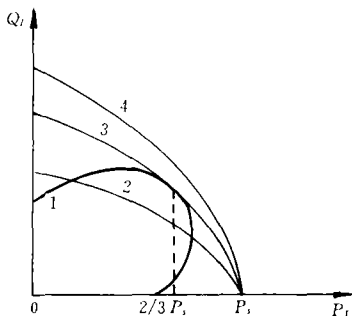


图7 负载匹配

如图7所示。曲线1是惯性加粘性摩擦负载轨迹。抛物线2,3,4是当能源压力  $p_s$  不变,伺服阀流量改变的特性曲线。因此每条曲线都代表着一个伺服阀。曲线4,远在负载轨迹1以外,说明阀4提供的流量,远远超过负载的需要。因此功率有浪费。曲线2穿过负载轨迹的椭圆、因此阀2无法提供负载所需之流量。只有曲线3与负载轨迹相切。说明阀不能再小了,也不能再大了。再小不能满足需要再大就有浪费。当伺服阀的最大输出功率点与负载的最大功率点相切或接近,即是所求的以耗功最小为指标的最佳匹配参数。曲线2和曲线1的切点是在当负载压力  $p_L = \frac{2}{3} p_s$  时,阀的效率最高,功率利用最好。

### 3.2 解析法求取最佳匹配参数

#### 阀控液压缸式动力机构

上面介绍的是一种图解法,在实际的设计过程中用试凑的办法,其工作量是很大的。对于上面介绍的各种典型负载轨迹来说已有了解析方法。即采用伺服阀的最大功率点与负载轨迹的最大功率点相重合。

今设液压伺服阀的最大流量方程(阀芯开度最大时的流量方程)为:

$$Q_L = h \sqrt{p_s - p_L}$$

式中  $h = c_d A_t \sqrt{\frac{2}{\rho}}$  (薄壁孔)

功率为  $P_r = Q_L p_L = h p_L \sqrt{p_s - p_L}$

对上式取导数并令等于零

$$\frac{dP_r}{dp_L} = h \sqrt{p_s - p_L} - \frac{h p_L}{2 \sqrt{p_s - p_L}} = 0$$

上式乘以  $\sqrt{p_s - p_L}$  并消去  $h$  得到  $p_s - p_L - \frac{p_L}{2} = 0$

故最大功率点处的负载压力为  $p_L = \frac{2}{3} p_s$

将此式代入流量公式可得到最大功率点处的流量  $Q_L$

$$Q_L = h \sqrt{p_s - \frac{2}{3} p_s} = h \sqrt{p_s} / \sqrt{3} = Q_0 / \sqrt{3}$$

若设负载轨迹为正椭圆, 并设其方程为:  $(\frac{Q_L}{c})^2 + (\frac{p_L}{B})^2 = 1$

式中  $B, c$  为椭圆的长短半轴。

$$\text{则 } Q_L = c \sqrt{1 - (\frac{p_L}{B})^2}$$

$$P_r = c p_L \sqrt{1 - (\frac{p_L}{B})^2}$$

$$\text{对上式功率取导数并令等于零} \quad \frac{dP_r}{dp_L} = c \sqrt{1 - (\frac{p_L}{B})^2} - \frac{c (\frac{p_L}{B})^2}{\sqrt{1 - (\frac{p_L}{B})^2}} = 0$$

上式乘以  $\sqrt{1 - (\frac{p_L}{B})^2}$ , 消去  $c$ , 得到

$$1 - (\frac{p_L}{B})^2 - (\frac{p_L}{B})^2 = 0$$

故最大功率点的压力为

$$p_L = \frac{B}{\sqrt{2}}$$

因  $B = \frac{F}{A}$ , 式中的  $F$  为负载力的模的最大值, 则上式可写成

$$p_L = \frac{F}{A \sqrt{2}}$$

把上式 ( $p_L$ ) 代入流量方程得

$$Q_L = c \sqrt{1 - \frac{1}{2}} = \frac{c}{\sqrt{2}}$$

因为  $c = v_{max} \cdot A / \eta_v$  代入上式得

$$Q_L = v_{max} \cdot A / \sqrt{2} \eta_v$$

式中  $v_{max}$  为负载的最大速度

$\eta_v$  一液压缸的容积效率

$$\text{令: } p_L = \frac{2}{3} p_s = \frac{F}{A \sqrt{2}} \text{ 得}$$

$$A = \frac{3F}{2 \sqrt{2} p_s} = 1.06 \frac{F}{p_s} (\text{cm}^2) \quad (1)$$

$$\text{令: } Q_L = Q_0 / \sqrt{3} = v_{max} \cdot A / \eta_v \cdot \sqrt{2} \text{ 得}$$

$$Q_0 = \sqrt{\frac{3}{2}} v_{max} \cdot A / \eta_v \text{ (cm}^3/\text{s)} \quad (2)$$

若取  $\eta_v = 0.95$ , 则  $Q_0 = 7.74 \times 10^{(-2)} v_{max} \cdot A \text{ (l/min)}$  则(1)和(2)式即是所要求的耗功最小, 指标的最佳匹配参数, 油缸的有效面积  $A$  和伺服阀的空载流量  $Q_0$ 。即是油泵的输出流量最佳匹配。如图 8 所示。

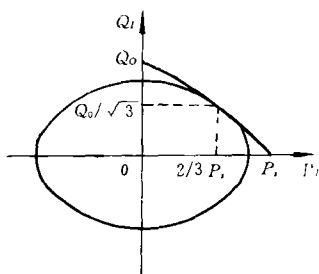


图 8 椭圆负载的最佳匹配图

例如某位置系统 负载力  $F_a = m dv/dt$  系统输出位移  $y = 2 \sin 31.4t$ , 选取能源压力  $p_s = 140 \text{ kg/cm}^2$ ,  $m = 0.4 \text{ kg} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$ , 此条件下动力机构的最佳匹配参数可由(1), (2)式求得。即  $A = 5.97 \text{ cm}^2 = 29 \text{ l/min}$

## 4 结 论

综上所述, 对阀控液压缸动力机构参数的选取, 可按液压伺服阀系统的具体需要由解析法求得液压缸的有效面积  $A$  和液压伺服阀空载流量  $Q_0$  的最佳匹配值, 与图解法相比较简单。对能源压力的选择范围往往是有限的, 如取  $70 \text{ kg/cm}^2$ ,  $140 \text{ kg/cm}^2$ ,  $210 \text{ kg/cm}^2$  等几个等级。对于液压伺服阀控液压马达动力机构参数的最佳匹配也适用。而泵控液压系统动力机构参数的最佳匹配比较简单, 除要确定负载压力和所需流量即是液压泵的出口压力和流量, 同时要考虑液体的泄漏问题。

### 参 考 文 献

[1] 万景才, 《液压传动与控制》, 辽宁科学技术出版社, 1992

## The Optimun Match on Hydraulic Power Mechanism

Sheng Baiyu

(Changchun Institute of Optics and Fine Mechanics, Changchun 130022)

### Abstract

This paper describes problems about the match of power mechanism in hydraulic servo system. Taking the load of general type as an example, it discusses both graphic and analytic methods. From the discussion, this paper shows the simplest form of optimun parameter in hydraulic power mechanism the highest efficiency of system achieve.

Key words: Hydraulic power mechanism, Hydraulic servo system, Servo valve, Hydraulic executive mechanism, Valve controled liquid cylinder