

# 某机器人液压系统压力损失的分析与计算

张吉瑞

(沈阳新松机器人自动化股份有限公司 辽宁 沈阳 110168)

**摘要:** 文章以某折叠臂机器人液压系统的变幅机械臂回路为研究对象, 通过理论分析阐述了电液比例液压系统回路压力损失的分析方法, 给出了电液比例控制液压系统中油液流经管道和液压元件所产生压力损失的计算方法。

**关键词:** 压力损失; 比例换向阀阀口压差; 平衡阀开启压力

## 0 引言

本文论述的系统是由负载敏感泵和比例换向阀组成的电液比例控制系统。根据经验, 压力由执行元件克服最大负载的工作压力、油液在管道中流动所产生的压力损失、油液流经控制阀节流口所产生的压力降3部分组成。其中控制阀节流口所产生的压力降应该取一个合理的数值。此值过大会降低系统工作效率, 引起油液发热量增加, 还会带来其他问题; 此值过小则控制阀通过的流量对压差的变化敏感, 负载的变化容易干扰到执行元件的速度。本文结合实际的工程应用经验, 对油液流经控制阀的压力损失进行比较精确地分析计算。实践应用证明, 达到了比较好的设计效果, 使系统的实际设计结果更接近目标值。

## 1 液压系统原理介绍

折叠臂机器人液压系统选用比例换向阀作为核心控制元件, 以具有节能特点的负载敏感型变量泵作为动力元件, 并辅以压力补偿器、平衡阀等其他常规液压元件, 构成可实现高性能控制的电液比例控制系统。其液压系统工作原理如图1所示。

## 2 液压系统压力损失的分析及计算

### 2.1 油液流经管路的压力损失

油液流经管道的压力损失由沿程压力损失  $\Delta P_\lambda$ , 和局部压力损失  $\Delta P_s$  组成。

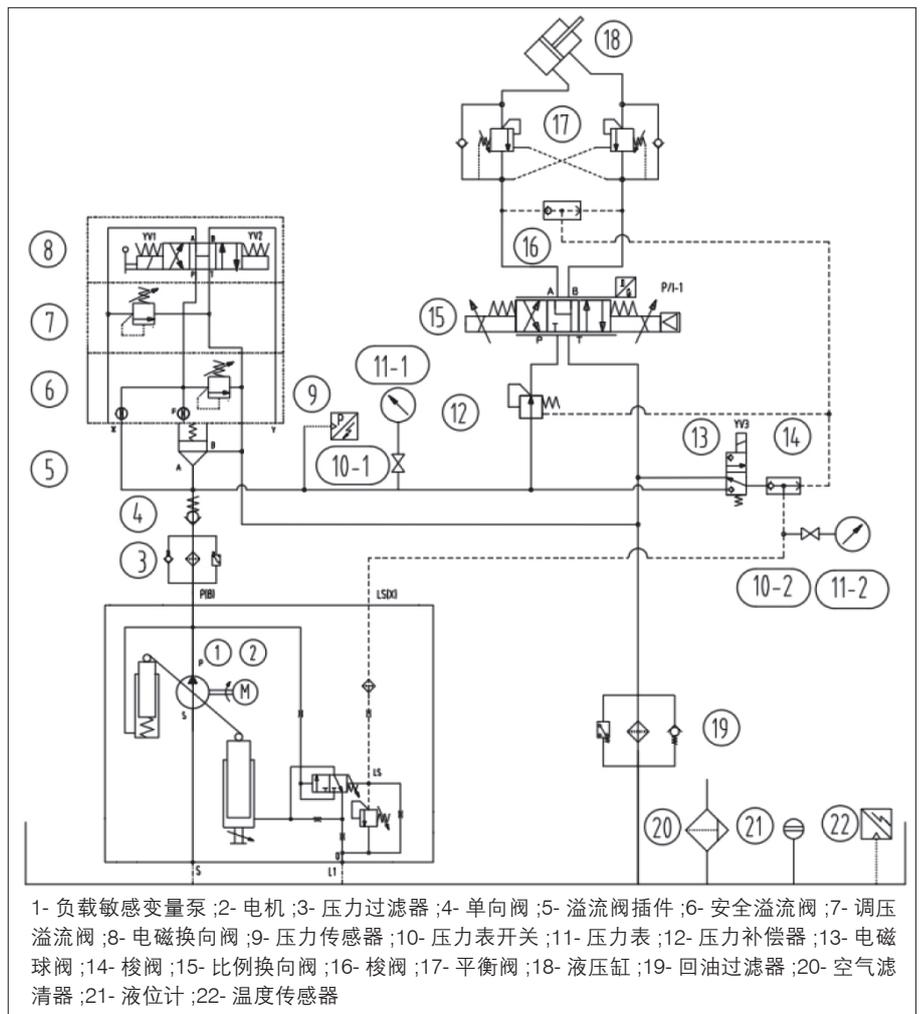


图1 液压系统工作原理

### 2.1.1 直段管路的沿程压力损失

油液流经管路的沿程压力损失是油液流动过程中与管路内壁产生的内摩擦阻力导致的, 计算公式为:

$$\Delta P_\lambda = \lambda \frac{L}{d} \times \frac{\rho v^2}{2} \quad (1)$$

式中,  $L$  为管道长度,  $d$  为管路通径,  $v$  为管路横

截面的平均流速， $\rho$  为油液的密度， $\lambda$  为圆管的沿程阻力系数，其值与雷诺数  $R_e$  大小有关。当  $R_e < 2320$  时油液流动状态为层流，沿程阻力系数  $\lambda$  的计算公式为：

$$\lambda = \frac{64}{R_e} \tag{2}$$

一般情况下液体在管道中的流速相对较低，圆形管道中层流是液压系统的最常见流态，紊流状态的雷诺数  $R_e$  和沿程阻力系数  $\lambda$  的关系式可查阅《新编液压工程手册》。

### 2.1.2 弯管处的局部压力损失

油液流经系统的某个局部时，比如管接头、弯头等，由于通流截面突变和油液流动方向变化，管道内局部形成涡流、油液分子相互碰撞，从而产生的压力损失，其计算公式为：

$$\Delta P_\delta = \delta \frac{\rho v^2}{2} \tag{3}$$

式中， $\delta$  为局部阻力系数，其值可查《新编液压工程手册》， $\rho$  为油液密度， $v$  为油液平均流速。

## 2.2 比例换向阀的阀口压差

电液比例控制系统的核心控制元件是比例换向阀（图1中件15），它的控制阀口属于薄壁节流孔口，符合节流口的流量公式，油缸伸出动作时，比例换向阀切换到右位，流经阀口  $P \rightarrow A$  的流量：

$$Q_{PA} = C_d \times A_{PA} \sqrt{\frac{2 \times \Delta P_{PA}}{\rho}} \tag{4}$$

流经阀口  $B \rightarrow T$  的流量：

$$Q_{BT} = C_d \times A_{BT} \sqrt{\frac{2 \times \Delta P_{BT}}{\rho}} \tag{5}$$

式中， $C_d$  为流量系数； $A_{PA}$  为比例换向阀  $P \rightarrow A$  阀口全开时的通流面积； $\Delta P_{PA}$  为比例换向阀  $P \rightarrow A$  阀口的压降； $A_{BT}$  为比例换向阀  $B \rightarrow T$  阀口全开时的通流面积； $\Delta P_{BT}$  为比例换向阀  $B \rightarrow T$  阀口的压降； $\rho$  为油液密度。

由公式（4）、（5）可知，油缸伸出动作时通过比例换向阀的流量，不仅与控制阀口的通流面积有关，还受到阀口的压降的影响。

液压系统回路采用进口压力补偿器与比例换向阀相结合的进口压力补偿原理，利用压力补偿器定压差的特点将比例换向阀进油侧阀口压差稳定住，进而可以实现稳定进入比例换向阀阀口的流量。压力补偿器（图1中件12）的压差值是不可调节固定值形式，其压差值在出厂时已经设定完毕，压差值为14bar，即油缸伸出时比例换向阀  $P \rightarrow A$  阀口的压降  $\Delta P_{PA} = 14\text{bar}$ 。

由于油缸伸出速度一定，则比例换向阀  $P \rightarrow A$  和  $B \rightarrow T$  通过的流量符合以下比例关系：

$$Q_{PA}/Q_{BT} = A_1/A_2 \tag{6}$$

式中， $Q_{PA}$  是比例换向阀  $P \rightarrow A$  通流的流量， $Q_{BT}$  是比例换向阀  $B \rightarrow T$  通流的流量， $A_1$  是油缸无杆腔面积，

$A_2$  是油缸有杆腔面积。

比例换向阀  $B \rightarrow T$  控制阀口的压降可由下列比例关系式得出：

$$\Delta P_{BT} = \frac{\Delta P_{PA} \times A_2^2 \times A_{PA}^2}{A_1^2 \times A_{BT}^2} \tag{7}$$

## 2.3 平衡阀开启压力的分析计算

本系统在比例换向阀与执行元件之间设置了插装式平衡阀（图1中件17），其作用是负载下行过程中防止超速运行，同时也在液压缸伸出和缩回状态切换过程中平稳控制负载运动。平衡阀的阀口调节是负载压力和先导压力双重作用的结果，这就使轻负载时要求的开启先导压力比重负载时的要大，这样就提高了执行元件的稳定性，也可以实现更好地运动控制。

### 2.3.1 空载或小负载工况

由于平衡阀负载压力和先导压力的反比关系，导致平衡阀的开启压力  $P_I$  需要采用2种方法进行分析计算。当驱动负载为空载或小负载时，纯负载折算到油缸无杆腔的负载压力和其作用在平衡阀先导口压力之合小于平衡阀开启压力，此时平衡阀进口压力  $P_I$  的计算过程应按以下关系推导：

$$P_A = P_I - \Delta P_{自} \tag{8}$$

油缸力平衡方程得出：

$$(P_I - \Delta P_{自}) \times D^2 = P_B \times (D^2 - d^2) + P_L \times D^2 \tag{9}$$

$$P_I = \frac{P_B}{i_{缸}} + \Delta P_{自} + P_L \tag{10}$$

又由平衡阀开启时，平衡阀阀芯平衡公式：

$$P_S + P_H \times (1 + i_{溢}) = P_B + P_I \times i_{溢} \tag{11}$$

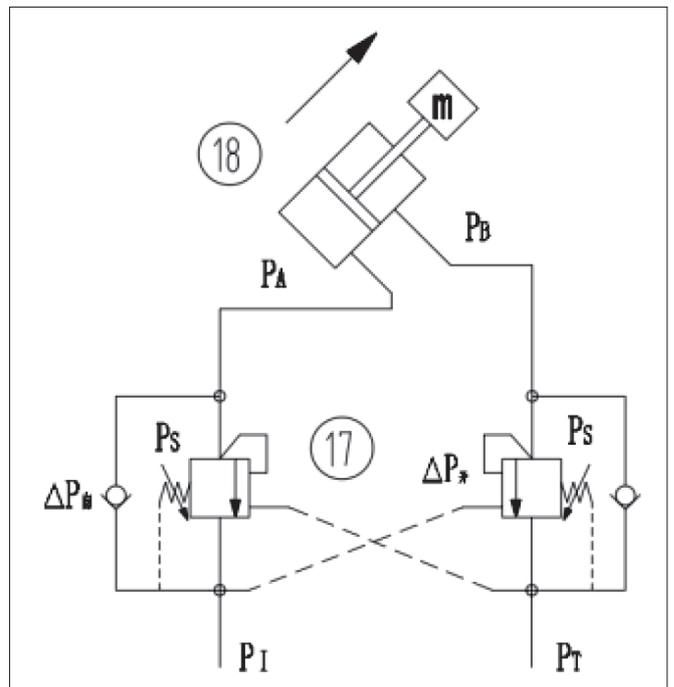


图5 平衡阀压力示意图

带入式(10)中得到平衡阀开启压力:

$$P_I = \frac{P_S + P_{II} \times (1 + i_{\text{平}}) + i_{\text{缸}} \times P_L + i_{\text{缸}} \times \Delta P_{\text{自}}}{i_{\text{缸}} + i_{\text{平}}} \quad (12)$$

式中,  $P_L$  为负载力折算的油缸无杆腔的压力,  $\Delta P_{\text{自}}$  为油液流经平衡阀单向阀自由流动方向的压力损失,  $i_{\text{缸}}$  为油缸大小腔面积比:

$$i_{\text{缸}} = \frac{D^2}{(D-d)^2} \quad (13)$$

式中,  $D$  为油缸缸径;  $d$  为油缸杆径;  $i_{\text{平}}$  为平衡阀先导压力比。

### 2.3.2 重负载工况

当驱动负载为重负载时, 负载折算到油缸无杆腔的负载压力和平衡阀先导压力之和大于等于平衡阀开启压力, 此时平衡阀进口压力  $P_I$  的计算过程应按以下关系推导:

$$P_I = \frac{\Delta P_{BT} + P_{\text{管}} + \Delta P_{\text{开}}}{i_{\text{缸}}} + P_L \quad (14)$$

式中,  $\Delta P_{BT}$  为比例换向阀 B → T 控制阀口的压降,  $P_{\text{管}}$  是指比例阀 T 口到油箱管路压力损失,  $\Delta P_{\text{开}}$  为油液流经比例阀回油侧平衡阀开启时的压力损失,  $i_{\text{缸}}$  为油缸大小腔面积比。

### 2.4 其他部分的压力损失

通过以上分析和计算, 能够得出平衡阀入口到油箱回油处的压力损失大小, 其余部分的压力损失多为油液流经元件及阀口等处所引起, 此部分基本以发热的形式损耗掉。

$$\Delta P_{\text{发热}} = \Delta P_{\text{管}} + \Delta P_{\text{补}} + \Delta P_{\text{比}} \quad (15)$$

式中:  $\Delta P_{\text{管}}$  为油液流经负载敏感变量泵出口到压力补偿器入口以及比例阀出口到平衡阀入口管路的压力损失;  $\Delta P_{\text{补}}$  为油液流经压力补偿器的压力损失;  $\Delta P_{\text{比}}$  为油液流经比例换向阀进油侧阀口的压降, 油缸伸出时是比例阀 P → A 控制阀口的压降, 油缸缩回时是比例阀 P → B 控制阀口的压降, 此值为压力补偿器的压差限定值。

### 2.5 液压系统中总压力损失

由于液压系统由直管、弯管、阀、元器件等组成, 因此总的压力损失应该等于这几部分所有压力损失叠加, 即

$$\Delta P_{\text{总}} = \Delta P_{\lambda} + \Delta P_{\delta} + P_I + \Delta P_{\text{发热}} \quad (16)$$

本文论述的液压系统为电液比例系统, 管路并不长, 所以此部分与控制阀类元件的压力损失相比较, 占整个系统总压力损失比例较小, 其系统压力损失主要为流经阀口的局部压力损失。

### 3 结束语

液压系统的设计计算中, 如果没有整体考虑系统的压力损失或者对压力损失预估不足, 可能导致设计的系统执行元件运行速度、推力、拉力达不到设计要求。通过本文的分析, 结合实际的工程应用, 对电液比例系统的压力损失进行了比较严谨的计算, 从而能够得出较精确的系统所需压力和流量, 不仅满足设备的使用要求, 还极大地提高了设备使用效率, 节省了成本。

### 参考文献:

- [1] 雷天觉. 新编液压工程手册 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2005.
- [2] 吴根茂, 等. 新编实用电液比例技术 [M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2006.
- [3] 张利平. 液压传动系统与计算 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- [4] 李壮云. 液压元件与系统 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [5] 成大先. 机械设计手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2016.

**作者简介:** 张吉瑞(1981.12-), 男, 汉族, 山东青岛人, 硕士研究生, 中级工程师, 研究方向: 液压系统设计及流体传动。