

工程机械液压系统设计

Design of Hydraulic System of Construction Machinery

李万莉 主编



同济大学出版社
TONGJI UNIVERSITY PRESS

工程机械液压系统设计

主编 李万莉



同济大学出版社
TONGJI UNIVERSITY PRESS

本书为工程机械、机械电子工程、机械设计、车辆工程等专业硕士生的专业基础课教材,也可为相关专业方向企业的工程技术人员提供参考。

图书在版编目(CIP)数据

工程机械液压系统设计 / 李万莉主编. --上海:
同济大学出版社, 2011. 9

ISBN 978-7-5608-4656-9

I. ①工… II. ①李… III. ①工程机械—液压系统—
系统设计 IV. ①TU602

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2011)第 170949 号

工程机械液压系统设计

主 编 李万莉

责任编辑 赵泽毓 责任校对 徐春莲 封面设计 陈益平

出版发行 同济大学出版社 www.tongjipress.com.cn
(地址:上海市四平路 1239 号 邮编:200092 电话:021-65985622)

经 销 全国各地新华书店

印 刷 江苏句容排印厂

开 本 787 mm×960 mm 1/16

印 张 21

印 数 1—2 100

字 数 420 000

版 次 2011 年 9 月第 1 版 2011 年 9 月第 1 次印刷

书 号 ISBN 978-7-5608-4656-9

定 价 56.00 元

本书若有印装质量问题,请向本社发行部调换 版权所有 侵权必究

前 言

本书是作者根据多年教授研究生课程“液压系统设计”的经验,由教学过程中积累的讲稿并参考相关文献的基础上编写而成。

本书分六章。第一章阐述液压系统设计经常使用的概念和计算公式,并简要介绍在液压系统设计中常用的液压元件的结构原理和选用方法。第二章主要从总体上介绍液压系统,使读者了解如何考虑液压系统总体设计。第三章从主机机构类型来阐述基本回路,由此将液压回路和主机机构紧密联系起来。因为不同的机构类型,对液压回路的要求是不同的,但相同类型的机构,液压回路基本相同。这样,把主机所包含的机构回路设计完成后,再根据主机对各机构之间的动作要求,把各回路联系起来,就是主机的液压系统。这一章较详尽地介绍不同机构典型回路及处理方法,以作设计时参考。为和主机机构紧密联系,第四章介绍机构受力计算和系统设计中的一些特殊计算问题。第五章介绍常用工程机械液压系统,以加深对液压系统的理解并供设计时参考。第六章概要介绍液压系统设计步骤和原则,并以一个实例来说明一个实际的主机液压系统是如何设计的,也可作为读者实际工作时的参考。

本书是以工程机械液压系统设计为主线阐述,但它阐述的设计原理和方法,也适应于其他领域的液压系统设计。本书还可作为相关专业的研究生教学参考教材。

本书由同济大学李万莉教授主编,参加编写工作的有:陆敏恂教授、徐宝富教授、于颖博士和李梦如博士。

在编写过程中,得到多方同仁的支持与帮助,在此表示感谢。

本书由长沙理工大学颜荣庆教授担任主审、上海海事大学朱福民教授担任副主审。

限于编写水平和实践经验有限,书中可能会有不足之处,敬请广大读者批评指正。

编者

2011年5月

目 录

前言

第一章 液压系统设计基本公式及相关液压元件	1
第一节 液压系统设计基本公式及概念.....	1
第二节 液压系统设计相关液压元件简介.....	8
第二章 液压系统的总体分析	33
第一节 液压系统基本形式	33
第二节 系统的调速	37
第三节 液压系统的性能指标和基本要求	57
第三章 液压系统基本液压回路	62
第一节 起升机构液压回路	63
第二节 伸缩机构液压回路	79
第三节 变幅机构液压回路	95
第四节 回转机构液压回路.....	103
第五节 支腿机构液压回路.....	115
第六节 车辆行走机构液压回路.....	124
第七节 液压转向机构.....	136
第四章 基本回路设计计算	154
第一节 起升机构液压回路设计计算.....	154
第二节 伸缩机构液压回路设计计算.....	163
第三节 变幅机构液压回路设计计算.....	168
第四节 回转机构液压回路设计计算.....	173
第五节 支腿液压回路设计计算.....	181
第六节 行走机构液压系统设计计算.....	189
第七节 转向机构液压系统设计计算.....	198
第五章 典型液压系统分析	217
第一节 起重机液压系统.....	217
第二节 挖掘机液压系统.....	230

第三节	混凝土输送设备液压系统·····	245
第四节	盾构掘进机液压系统·····	252
第五节	其他液压系统·····	266
第六章	液压系统设计计算·····	294
第一节	液压系统的设计概述·····	294
第二节	系统主参数确定·····	297
第三节	拟定系统原理图·····	299
第四节	主要液压元件选择·····	303
第五节	液压系统性能验算·····	308
第六节	绘制工作图和编制技术文件·····	313
第七节	液压系统设计计算举例·····	313
参考文献 ·····		329

第一章 液压系统设计基本公式 及相关液压元件

第一节 液压系统设计基本公式及概念

液压系统涉及的基本概念和公式较多,这里就系统设计中应用最多的概念和公式进行归纳说明,以利系统设计的实际应用。

一、液压泵和液压马达的排量与流量

液压泵和液压马达的排量,可分为每转排量和每弧度排量两种:

每转排量是指液压泵和液压马达每转排出液体的几何体积,以符号 V 表示,常用单位是厘米³/转(cm^3/r)、米³/转(m^3/r)。

每弧度排量是指液压泵和液压马达每弧度排出液体几何的体积,常用单位是厘米³/弧度(cm^3/rad)、米³/弧度(m^3/rad)。

排量仅与液压泵和液压马达的相关几何尺寸有关,是泵、马达主要参数之一,样本中均有标注。以后,本书中若未特别说明,均指每转排量,简称排量。液压泵排量以 V_p 表示,液压马达排量以 V_m 表示。泵和马达的每转排量与弧度排量,二者比例系数为 2π 。

理论流量 q_t 是指在无泄漏条件下,液压泵和液压马达单位时间排出的液体体积,可表示为

$$\begin{aligned} q_{tp} &= n_p V_p \\ q_{tm} &= n_m V_m \end{aligned} \quad (1-1)$$

式中, q_{tp} , q_{tm} 分别为泵和马达的理论流量(m^3/s); n_p , n_m 分别为泵和马达的转速(r/s); V_p , V_m 分别为泵和马达的每转排量(m^3/r)。

实际流量 q (实际输出流量):对液压泵, q_p 是考虑泄漏后,泵出口单位时间排出的液体体积(输出流量);对液压马达, q_m 是考虑泄漏后,单位时间进入马达入口的液体体积(入口流量)。

流量常用单位是 L/min , m^3/s 。

二、液压泵和液压马达的效率

液压泵和液压马达在工作中有两种损失:容积损失和机械损失。

容积损失是指液压泵和液压马达在运转中,由于柱塞副间产生内外泄漏而引起的流量损失,这些损失不对外做功,影响实际做功的流量。它仅影响输出速度,而不影响力的输出。可用容积效率 η_v 表示。

对液压泵,容积效率 η_{vp} 可表示为

$$\eta_{vp} = \frac{q_p}{q_{tp}} \quad (1-2)$$

式中, q_{tp} 为泵的理论流量; q_p 为泵的实际输出流量。

知道 η_{vp} 数值和理论流量,就会知道泵实际输出流量,可用于驱动计算。

对液压马达,容积效率 η_{vm} 可表示为

$$\eta_{vm} = \frac{q_{tm}}{q_m} \quad (1-3)$$

式中, q_{tm} 为马达的理论流量; q_m 为马达实际输入流量。

如果液压马达在排量 V_m 和转速 n_m 的条件下,在无泄漏时,马达入口只需供应 $n_m V_m$ (理论流量)即可,但由于泄漏需多供应一些流量(实际入口流量)才能维持相应转速。液压泵和液压马达的容积效率数值由样本提供,样本中提供的数值是额定工况下的数值,随着工况变化,其数值是变化的。

机械损失是指液压泵和液压马达工作时,摩擦副之间摩擦损失和水力损失造成的机械损失、影响力的输出,造成液压马达输出力矩减少和液压泵输入轴力矩增加。机械损失可用机械效率 η_m 表示。

对液压马达,其机械效率表示为 η_{mm} , 计算式如下:

$$\eta_{mm} = \frac{T_m}{T_{tm}} \quad (1-4)$$

式中, T_m 为马达轴上输出扭矩 ($N \cdot m$); T_{tm} 为马达理论扭矩 ($N \cdot m$), 可由下式求得:

$$T_{tm} = \frac{1}{2\pi} \Delta p_m V_m \quad (N \cdot m) \quad (1-5)$$

式中, Δp_m 为马达进出口压差 ($Pa, N/m^2$), $\Delta p_m = p_1 - p_0$, 其中, p_1 为进口压力, p_0 为回油压力; V_m 为马达每转排量 (m^3/r)。

对液压泵,其机械效率表示为 η_{mp} , 计算式如下:

$$\eta_{mp} = \frac{T_{tp}}{T_p} \quad (1-6)$$

式中, T_p 为泵输入轴扭矩; T_{tp} 为泵的理论扭矩, 可由下式求得:

$$T_{tp} = \frac{1}{2\pi} \Delta p_p V_p \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1-7)$$

式中, Δp_p 为泵进出口压差(N/m^2 , Pa), $\Delta p_p = p_p - p_0$, 其中, p_p 为泵出口压力, p_0 为泵进口压力。

液压泵和液压马达机械效率可从样本获得, 或从样本中给定的总效率和容积效率求得, 样本的数值是额定工况下的数值, 其值随工况变化而变化。

总效率 η_t 是指液压泵和液压马达扣除功率损失的功率利用率的概念, 可表示为

$$\eta_t = \eta_m \eta_v \quad (1-8)$$

总效率等于机械效率和容积效率的乘积, 对泵和马达均适用, 通过式(1-8), 三者可互相换算。

三、泵的输入扭矩和马达的输出扭矩

考虑机械损失液压泵输入轴扭矩 T_p 为

$$T_p = \frac{T_{tp}}{\eta_{mp}} = \frac{1}{2\pi} \frac{\Delta p_p V_p}{\eta_{mp}} \quad (1-9)$$

考虑机械损失液压马达轴输出扭矩 T_m 为

$$T_m = T_{tm} \eta_{mm} = \frac{1}{2\pi} \Delta p_m V_m \eta_{mm} \quad (1-10)$$

式(1-10)说明, 要提高液压马达轴输出扭矩有三条途径: 增大液压马达排量, 提高供油压力和减少回油背压。但供油压力不能超过马达的额定工作压力。

四、液压系统的功率计算

在液压系统中, 液压泵和液压马达及节流中液压功率的计算是很重要的, 通过液压和机械功率平衡可获得液压功率计算公式为

$$P = p q \quad (1-11)$$

式中, P 为液压功率(W); p 为指定功率点的压力(N/m^2 , Pa); q 为通过指定点的流量(m^3/s)。

五、流量连续方程

通过流量连续运动的原理可推出如下公式:

$$q = Av \quad (1-12)$$

$$q_t = nV \quad (1-13)$$

式中, q 为通过管道等的实际流量; q_t 为通过泵和液压马达的理论流量; A 为管道等的过流面积; n 为液压泵和液压马达的转速; V 为液压泵和液压马达的排量。

式(1-12)主要用于液压缸和管道的参数计算, 式(1-13)主要用于液压泵和液压马达的参数计算。

六、节流概念

在液压系统和液压元件分析和应用中, 节流无处不在。流体通过节流口等处都会产生压力损失, 但节流也是液压系统和元件控制与调节的重要手段。

液压系统节流通常有薄壁小孔、细长小孔和缝隙等节流形式, 经常使用的是薄壁小孔节流形式, 它的节流距离极短, 类似刃口, 其方程为

$$q_T = cA_T \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (1-14)$$

式中, q_T 为通过节流口流量(m^3/s); c 为节流口流量系数, 一般 $c=0.60\sim 0.65$, 计算时可取中间值; A_T 为节流口过流面积(m^2); ρ 为油的密度, $\rho=900 \text{ kg}/\text{m}^3$; Δp 为节流口上下游压差(Pa , N/m^2), $\Delta p=p_1-p_2$, 其中, p_1 为上游压力, p_2 为下游压力。

从式(1-14)可知:

(1) 节流口压差维持一定, 改变节流口面积大小, 可改变通过节流口的流量值, 如果该流量是进入执行元件, 就可进行调速。

(2) 维持节流口面积不变, 改变通过节流口流量, 则可改变压差值。该原理可用于流量阀的设计和有关阀的原理分析。

(3) 维持通过节流口流量不变, 改变节流口面积, 则压差也相应变化。该原理可用于有关阀的设计和原理分析。

在节流系统中, 通过式(1-14), 已知两个参数, 可求得相应另一个参数。

为了说明以上概念和公式的应用, 现举例如下。

[例 1] 如图 1-1 所示系统, 泵输出流量 $q_p=25 \text{ L}/\text{min}$, 进油管内径 $d_1=10 \text{ mm}$, 回油管内径 $d_2=10 \text{ mm}$, 液压缸内径 $D=100 \text{ mm}$, 活塞杆外径 $d=50 \text{ mm}$ 。求进回油管内平均流速 v_1, v_2 及液压缸活塞杆运动速度 v_k 为多少? 若不知两管内径, 如何确定两管内径 d_1, d_2 ?

解: (1) 通过流量连续方程(1-12)可得:

$$v = \frac{q_p}{A}$$

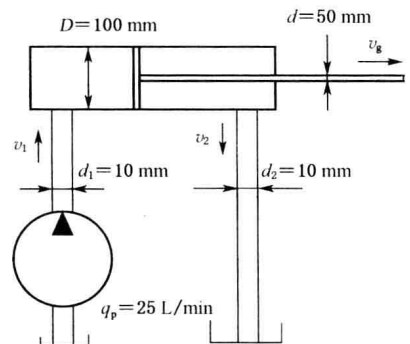


图 1-1 例 1

$$v_1 = \frac{q_p}{\frac{\pi}{4}d_1^2} = \frac{25 \times 10^3}{\frac{\pi}{4} \times 1^2} = 31.8 \times 10^3 \text{ (cm/min)} = 318 \text{ (m/min)}$$

先求出缸活塞杆运动速度：

$$v_g = \frac{q_p}{\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{25 \times 10^3}{\frac{\pi}{4} \times 10^2} = 318.5 \text{ (cm/min)} = 3.185 \text{ (m/min)}$$

根据缸活塞运动速度相等，可按下式求出回油流量 q_2 ：

$$q_2 = q_p \frac{A_d}{A_D} = q_p \frac{(D^2 - d^2)}{D^2} = 25 \times \frac{(10^2 - 5^2)}{10^2} = 18.75 \text{ (L/min)}$$

$$v_2 = \frac{q_2}{A_2} = \frac{18.75 \times 10^3}{\frac{\pi}{4} \times 1^2} = 23.9 \times 10^3 \text{ (cm/min)} = 239 \text{ (m/min)}$$

(2) 若不知两管内径，如何求出两管内径。解此题之前，现介绍允许流速，在相同流量下，管内流速越高，管内径越小，压力损失越大，反之，流速越低，管内径越大，压力损失越小。为平衡两者关系，选择合适管内流速是重要的，就是管内允许流速。对不同类型的管道，允许流速是不同的，参考值如下：

高压管道： $[v]=3\sim 6 \text{ m/s}$ ，压力高取小值；

回油管道： $[v]=1.5\sim 3 \text{ m/s}$ ；

泵吸油管： $[v]\leq 1 \text{ m/s}$ ，一般取 $[v]=0.5 \text{ (m/s)}$ ；

局部节流： $[v]=7\sim 10 \text{ m/s}$ 。

$$A_1 = \frac{q_p}{[v]} = \frac{25 \times 10^{-3}}{5 \times 60} = 0.0833 \times 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)} \text{ (高压管 } [v]=5 \text{ (m/s))}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.0833 \times 10^{-3}}{\pi}} = 1.03 \times 10^{-2} \text{ (m)} = 10 \text{ (mm)}$$

实际上 d_2 在换向时也是高压管道，为计算，把其看成总回油管，则：

$$d_2 = \sqrt{\frac{4q_2}{\pi[v]}} = \sqrt{\frac{4 \times 18.75 \times 10^{-3}}{\pi \times 3 \times 60}} = 0.012 \text{ (m)} = 12 \text{ (mm)} \text{ (圆整成标准值选管)}$$

[例 2] 图 1-2 表示一液压泵驱动液压马达系统。已知泵排量 $V_p=25 \text{ cm}^3/\text{r}$ ，转速 $n_p=1000 \text{ r/min}$ ，泵和马达的容积效率与机械效率分别为 $\eta_{vp}=\eta_{vm}=0.95$ ， $\eta_{mp}=\eta_{mm}=0.94$ ，液压马达排量 $V_m=250 \text{ cm}^3/\text{r}$ ，回油背压 $p_0=0.5 \text{ MPa}$ 。求：

解：(1) 若泵供油压力 $p_p=15 \text{ MPa}$ ，则液压马达轴输出力矩 T_m 为多少？

(2) 若液压马达输出轴负载扭矩 $T_m = 400 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，则液压马达转速 n_m 和马达入口压力 p_p 各为多少？

解：(1) $T_m = T_{tm} \eta_{mm} = \frac{1}{2\pi} \Delta p_m V_m \eta_{mm}$

$$= \frac{1}{2\pi} \times (15 - 0.5) \times 10^6 \times 250 \times 10^{-6} \times 0.94$$

$$= 543 (\text{N} \cdot \text{m})$$

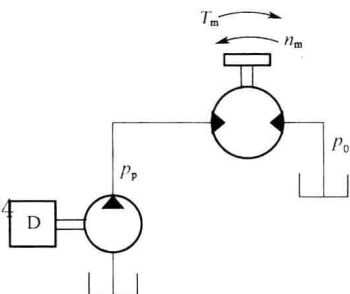


图 1-2 例 2

(2) $T_m = T_{tm} \eta_{mm} = \frac{1}{2\pi} \Delta p_m V_m \eta_{mm}$

$$p_p - p_0 = \Delta p_m = \frac{2\pi T_m}{V_m \eta_{mm}}$$

$$p_p = \frac{2\pi T_m}{V_m \eta_{mm}} + p_0 = \frac{2\pi \times 400}{250 \times 10^{-6} \times 0.94} + 0.5 \times 10^6 = 11.2 \times 10^6 (\text{Pa})$$

泵实际输出流量 q_p 为

$$q_p = q_{tp} \eta_{vp} = n_p V_p \eta_{vp} = 1000 \times 25 \times 10^{-3} \times 0.95 = 23.75 (\text{L}/\text{min})$$

马达流量方程：

$$q_p \eta_{vm} = q_{tm} = n_m V_m$$

$$n_m = \frac{q_p \eta_{vm}}{V_m} = \frac{23.75 \times 10^3 \times 0.95}{250} = 90.25 (\text{r}/\text{min})$$

[例 3] 如图 1-3 所示系统，泵驱动液压缸，中间有节流阀 L，通过节流阀压差 $\Delta p = 2 \text{ MPa}$ ，缸大腔面积 $A_D = 10 \text{ cm}^2$ ，外负载 $F = 10000 \text{ N}$ ，泵排量 $V_p = 25 \text{ cm}^3/\text{r}$ ，转速 $n_p = 1000 \text{ r}/\text{min}$ ，容积和机械效率分别为 $\eta_{vp} = 0.95$ ， $\eta_{mp} = 0.93$ ，不计其他损失。求：

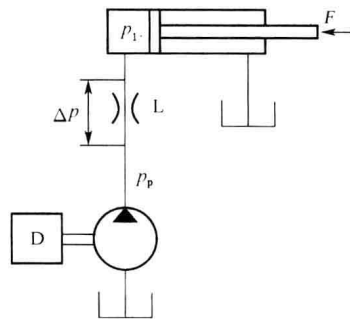


图 1-3 例 3

(1) 泵输出功率 P_p (泵出口功率)，泵输入轴功率 P_{pr} 及通过节流口损失功率 P_1 分别是多少？

(2) 节流口过流面积 A_T 是多少？

解：(1) $p_p = p_1 + \Delta p = \frac{F}{A_D} + \Delta p$

$$= \frac{10000}{10 \times 10^{-4}} \times 10^{-6} + 2 = 12 (\text{MPa})$$

泵输出流量：

$$q_p = n_p V_p \eta_{vp} = 1000 \times 25 \times 10^{-3} \times 0.95 = 23.75 (\text{L}/\text{min})$$

$$P_p = p_p q_p = 12 \times 10^6 \times \frac{23.75 \times 10^{-3}}{60} = 4.75 \times 10^3 (\text{W}) = 4.75 (\text{kW})$$

$$P_{pr} = \frac{p_p q_p}{\eta_{vp} \eta_{mp}} = \frac{12 \times 10^6 \times 23.75 \times 10^{-3}}{60 \times 0.95 \times 0.93} = 5.38 \times 10^3 (\text{W}) = 5.38 (\text{kW})$$

$$P_1 = \Delta p q_p = 2 \times 10^6 \times 23.75 \times 10^{-3} / 60 = 0.79 \times 10^3 (\text{W}) = 0.79 (\text{kW})$$

P_1 是系统通过节流口引起发热功率。

(2) 根据节流公式(1-14), 节流口过流面积 A_T 为

$$\begin{aligned} A_T &= \frac{q_T}{c \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}} = \frac{q_p}{c \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}} = \frac{23.75 \times 10^{-3}}{60 \times 0.62 \times \sqrt{\frac{2}{900} \times 2 \times 10^6}} \\ &= 9.58 \times 10^{-6} (\text{m}^2) = 9.58 (\text{mm}^2) \end{aligned}$$

[例 4] 图 1-4 表示定量泵驱动马达系统。液压泵排量 $V_p = 40 \text{ cm}^3/\text{r}$, 液压马达排量 $V_m = 120 \text{ cm}^3/\text{r}$, 驱动泵的电机转速 $n_p = 1470 \text{ r}/\text{min}$, 泵的容积效率和机械效率分别为 $\eta_{vp} = 0.95$, $\eta_{mp} = 0.96$ 。液压马达的容积效率和机械效率分别为 $\eta_{vm} = 0.92$, $\eta_{mm} = 0.94$, 马达轴上的负载扭矩 $T_m = 80 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。溢流阀的调定压力 $p_y = 6 \text{ MPa}$ 。节流阀 L 的开口面积 $A_T = 0.2 \text{ cm}^2$, 其流量系数 $c = 0.62$ 。液压油密度 $\rho = 900 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。液压马达回油压力为零。求:

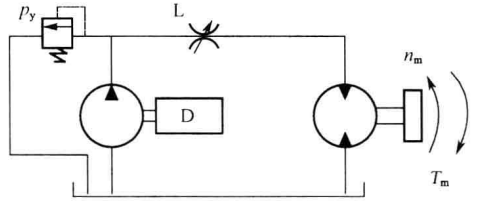


图 1-4 例 4

(1) 液压马达的转速 n_m 为多少?

(2) 溢流阀是否溢流? 溢流量 q_y 是多少? 通过溢流阀损失功率 P_y 是多少?

(3) 驱动泵的电机最小功率 P_D 是多少?

解: (1) 要解出液压马达转速, 首先要知道进入液压马达入口流量。由系统图可知, 通过节流阀 L 的流量 q_T 就是马达入口流量 q_1 。其由节流方程确定:

$$q_1 = q_T = c A_T \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_p - p_1)}$$

式中, p_p 为节流阀上游压力, 即泵出口压力, Pa; p_1 为节流阀下游压力, 即马达入口压力, Pa。

从上式可知, 要求出通过节流阀的流量 q_T , 应知道泵出口压力 p_p 和马达入口压力 p_1 。

马达入口压力 p_1 可由马达的扭矩方程求出:

$$T_m = \frac{1}{2\pi} \Delta p V_m \eta_{mm} = \frac{1}{2\pi} p_1 V_m \eta_{mm}$$

$$p_1 = \frac{2\pi T_m}{V_m \eta_{mm}} = \frac{2\pi \times 80}{120 \times 10^{-6} \times 0.94} = 4.45 \times 10^6 \text{ (Pa)} = 4.45 \text{ (MPa)}$$

泵出口压力 p_p , 即节流口上游压力, 可通过假定来确定, 有两种可能: 一是处于溢流状态, 即 $p_p = p_y = 6 \text{ MPa}$; 二是系统不溢流, 此时泵流量全部通过节流阀, 计算后要验证假定的正确性。现假定系统溢流, 则

$$\begin{aligned} q_T &= cA_T \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_y - p_1)} = 0.62 \times 0.2 \times 10^{-4} \times \sqrt{\frac{2}{900} \times (6 - 4.45) \times 10^6} \\ &= 7.28 \times 10^{-4} \text{ (m}^3/\text{s)} = 43.66 \text{ (L/min)} \end{aligned}$$

泵输出流量 q_p 为

$$q_p = n_p V_p \eta_{vp} = 1470 \times 40 \times 10^{-3} \times 0.95 = 55.86 \text{ (L/min)} > q_T = 43.66 \text{ (L/min)}$$

系统溢流, 假定正确。

液压马达输出转速为

$$n_m = \frac{q_T \eta_{vm}}{V_m} = \frac{43.66 \times 10^3 \times 0.92}{120} = 334.7 \text{ (r/min)}$$

(2) 系统溢流, 通过溢流阀溢流量为

$$q_y = q_p - q_T = 55.86 - 43.66 = 12.2 \text{ (L/min)}$$

通过溢流阀损失功率为

$$P_y = p_y q_y = 6 \times 10^6 \times 12.2 \times 10^{-3} / 60 = 1.22 \times 10^3 \text{ (W)}$$

(3) 驱动泵的最小功率为

$$P_D = \frac{p_y q_p}{\eta_{vp} \eta_{mp}} = \frac{6 \times 10^6 \times 55.86 \times 10^{-3}}{60 \times 0.95 \times 0.96} = 6.125 \times 10^3 \text{ (W)}$$

第二节 液压系统设计相关液压元件简介

在液压系统设计和系统分析中, 有些液压元件的工作原理和安放位置, 对系统性能影响很大, 如控制阀等。为满足以后系统分析的需要, 先简单介绍一些与系统设计密切有关的液压元件, 以利系统的理解和设计。

一、溢流阀

溢流阀在系统中主要作用有：

(1) 安全作用(图 1-5(a))。溢流阀 4 一般不打开,处于常闭状态,只有在系统超压时,溢流阀打开溢流,保证系统安全。

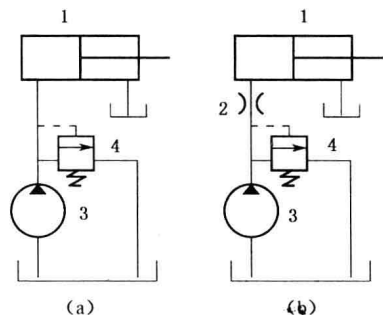
(2) 溢流作用(图 1-5(b))。溢流阀 4 处于常开状态,保持系统压力恒定,主要应用于节流调速系统。调节节流阀 2 的开度,可调节液压缸 1 活塞杆的运行速度。在调节过程中,泵 3 的一部分流量经溢流阀 4 回油箱。

溢流阀主要有三种结构形式:直动式、差动式和先导式。

1. 直动式溢流阀

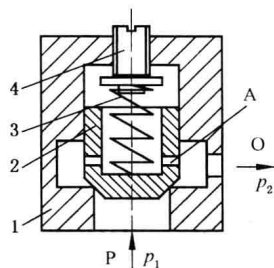
直动式溢流阀有球阀式、锥阀式和滑阀式等。图 1-6 是锥阀式直动式溢流阀结构和工作原理图,由阀体 1、锥阀芯 2、弹簧 3 和调压螺钉 4 组成。进油口 P 与液压系统压力油相通,出油口 O 与回油路相通。弹簧 3 将阀芯 2 压在阀座上,使阀处关闭状态。当系统压力 p_1 超过阀的调定值时,阀芯 2 克服弹簧力升起,压力油经阀开口溢流到回油口 O 。当系统压力下降后,阀芯 2 在弹簧力作用下复位,溢流阀关闭。拧动调压螺钉 4,改变弹簧预压紧力,可调整溢流阀的开启压力。阀芯上小孔 A 起阻尼作用,可防止溢流阀工作中的振动,有利于阀的稳定工作。系统压力直接和弹簧力平衡,故称为直动式溢流阀。

由于结构和受力原因,直动式溢流阀不宜在高压大流量的场合使用,可应用于高压小流量场合,如缓冲阀、先导式溢流阀的导阀等。



1—液压缸; 2—节流阀; 3—泵; 4—溢流阀

图 1-5 溢流阀作用



1—阀体; 2—锥阀芯; 3—弹簧; 4—调压螺钉

图 1-6 直动式溢流阀结构和工作原理

2. 差动式溢流阀

图 1-7 是差动式溢流阀的结构和工作原理图。其由阀体 1、阀套 2、弹簧 3、弹簧 4 和阀芯 5 组成。阀芯 5 在弹簧 3、弹簧 4 作用下以锥面向右压紧在阀套 2 上,使阀关闭。阀套 2 由两个直径不同的圆柱面组成,形成阀芯受力面积差。阀芯 5 受力平衡如下:

$$p(A' - A) = F_t \quad (1-15)$$

式中, p 为系统工作压力; A' 为阀的接触面面积; A 为阀的圆柱面面积; F_t 为弹簧压紧力。

由式(1-15)可知, 当由系统压力 p 引起的压力 $p(A' - A)$ 大于弹簧力 F_t 时, 阀芯打开溢流到回油口; 当系统压力引起的压力小于弹簧力时, 阀关闭。由于靠面积差 ($A' - A$) 来平衡弹簧力, 弹簧力可设计小些。但由于摩擦力的原因, 面积差不可能设计得太小, 否则会造成阀芯移动不灵敏。差动式溢流阀适用于中压系统。

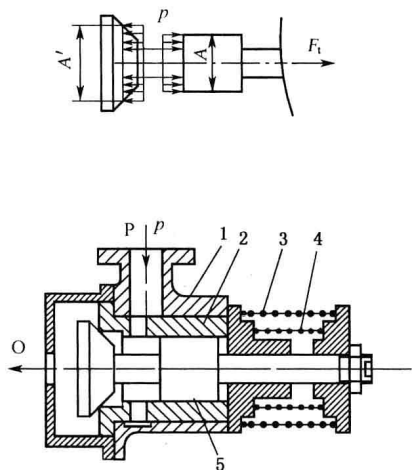
3. 先导式溢流阀

图 1-8 是先导式溢流阀结构和工作原理图。它由主阀和先导阀两部分组成。先导阀由导阀芯 4、阀体 5、弹簧 2 和调压螺钉 3 组成, 其工作原理与直动式溢流阀相同。主阀部分由主阀芯 1、主阀体 7 和弹簧 6 组成。P 口是系统进油口, O 口是回油口, 接回油路。

系统压力油经 P 口进入主阀下腔, 而后经主阀上的阻尼孔 f 进入主阀上腔, 再经通道 c 和缓冲小孔 g 进入导阀前腔。主阀上腔的有效受压面积 A' 略大于下腔受压面积 A 。当系统工作压力低于导阀开启压力时, 导阀关闭, 主阀上下腔无油液流动, 上下腔压力相等, 主阀芯 1 在油压和主阀弹簧 6 共同作用下, 压紧在阀座上。由主阀芯 1 受力平衡可知, 压紧力 F 为

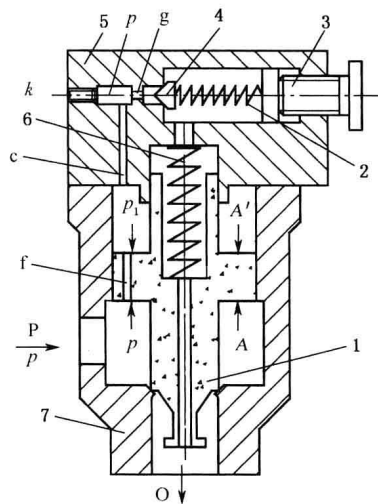
$$F = F_t + pA' - pA = F_t + p(A' - A) > 0 \quad (1-16)$$

式中, F_t 为主弹簧压紧力; p 为进油口油压, 即系统油压。



1—阀体; 2—阀套; 3—弹簧; 4—弹簧; 5—阀芯

图 1-7 差动式溢流阀结构和工作原理



1—主阀芯; 2—弹簧; 3—调压螺钉; 4—导阀芯; 5—阀体; 6—弹簧; 7—主阀体

图 1-8 先导式溢流阀结构和工作原理

当系统压力升高到 p_1 时, 导阀开始打开并溢流, 阻尼小孔 f 也有油流动, 产生压

差 Δp , 主阀上下腔压力不相等, 此时主阀压向阀座的力 F 为

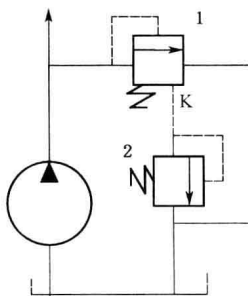
$$F = F_1 + p(A' - A) - \Delta p A'$$

随着系统压力的不断升高, 导阀芯的开度不断加大, 通过导阀的流量也不断增大, 阻尼孔产生的压差 Δp 也随之增大, 压紧力 F 则不断减小, 当 Δp 增大到使压紧力 F 小于零时, 主阀芯开始打开并溢流, 若系统压力继续升高, 主阀开度继续增大, 直到系统压力升高到调定值, 全部流量都从溢流阀溢出为止。

调节螺钉 3, 可调节导阀预压紧力, 从而调节溢流阀的调定压力。一般通过先导阀流量较小, 大部分流量通过主阀溢流。先导阀弹簧较小。由于主阀是由压差打开的, 所以主阀弹簧较弱。先导式溢流阀尺寸小, 结构紧凑, 通流能力大, 广泛应用于中高压系统。若远控口 K 直通油箱, 主阀在很低压力时全开, 系统压力很低, 溢流阀处卸荷状态, 称卸荷阀。先导式溢流阀除完成保障安全和溢流作用外, 通过连接变化, 还可完成如下功能:

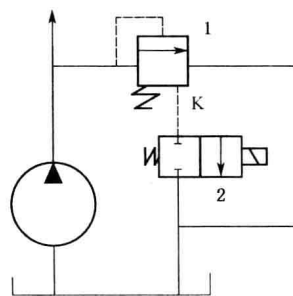
一是连接一个直动式溢流阀作远程调压, 如图 1-9 所示, 经先导式溢流阀 1 的 K 口, 用一根长细管连接一直动式溢流阀 2, 并将其安放在易于调节处。这样, 先导式溢流阀相当并联两个先导阀, 将先导式溢流阀 1 调到系统最高压力, 以保证系统安全。调整阀 2 的压力值即可限定系统实际最高工作压力。

二是自动卸荷作用, 如图 1-10 所示, 通过先导式溢流阀 1 的 K 口, 接入一个两位电磁阀 2。在电磁阀断电时, K 口封闭, 先导式溢流阀是一个标准的溢流阀, 其调定压力决定系统最高压力。当电磁阀通电时, K 口油路与油箱沟通, 溢流阀成卸荷阀, 系统卸荷, 保证工作机构安全。这种组合回路常用于 O 形中位机能换向阀组的中位卸荷和一些机构的安全保护。



1—先导式溢流阀；2—直动式溢流阀

图 1-9 远程调压回路



1—先导式溢流阀；2—两位电磁阀 2

图 1-10 卸荷回路

二、顺序阀

顺序阀是以压力作控制信号, 在一定的控制压力作用下自动接通或切断某一油