

942289

IP271
4721

第

高等学校教材

液压伺服控制



陕西机械学院 杨征瑞 编



高等学校教材

液压伺服控制

陕西机械学院 杨征瑞 编

水利电力出版社

(京)新登字115号

内 容 提 要

本书主要讲述液压控制元件、液压动力元件、电液控制阀及机液、电液伺服系统的基本原理、性能分析与设计方法。书中以滑阀、喷嘴挡板阀、阀控动力元件、常用的两级电液伺服阀以及机液、电液位置控制系统为重点,根据专业及其发展需要,还简要介绍了电液控制系统中常用到的电磁换向阀及正在迅速发展中的插装式电液比例控制阀。各章配有分析、计算和应用实例及习题。

本书可作为水利电力、动力、机械工程等非流体传动与控制专业的大学教材,也可供在职科技人员进修参考。

高 等 学 校 教 材

液 压 伺 服 控 制

陕西机械学院 杨征瑞 编

*

水利电力出版社出版

(北京三里河路6号)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

水利电力出版社印刷厂印刷

*

787×1092毫米 16开本 8印张 178千字

1992年6月第一版 1992年6月北京第一次印刷

印数0001—1890册

ISBN7-120-01536-2/TV·560

定价2.20元

前 言

本书是根据1989年7月高等学校水利水电类专业教学委员会制定的“1990~1995年高等学校水利水电类专业本科、研究生教材选题和编审出版规划”(第一部分),及1988年下半年教学组召开的教材建设规划会议对本教材所提的具体要求及意见编写的。

在内容取材方面,尽量适应非流体传动与控制专业的大学本科要求,突出基本内容,适当扩大知识面,着眼于提高学生的分析和解决问题的能力。本书主要讲述液压伺服控制的基本原理、基本概念、液压伺服控制元件以及系统的设计方法。叙述及论证方面力求清楚、易懂、循序渐进。为了启发学生思考,巩固所学的基本知识,本书各章配有分析、计算和应用实例,2~6章后面均附有习题。

学习本课程的先修课程是液压流体力学和自动控制理论的基本知识,本书中只应用最基本的线性控制理论和频率法。学习本课程约需30~40学时。

本书由李昌琪同志主审,并提出了许多宝贵的意见;在编写过程中,曾得到过陈嘉谋等同志和水利电力出版社王学真同志的热情帮助和支持,对本书的编写提出过许多有益的意见,在此一并表示衷心的感谢。

由于编者水平有限,加之时间仓促,书中定有不少错误和不当之处,殷切希望读者给予批评指正。

编 者

1991年2月

目 录

前 言	
第一章 液压伺服控制概述	1
第一节 液压伺服系统的工作原理及基本特点	1
第二节 液压伺服系统的组成和分类	3
第三节 液压伺服控制的优缺点	5
第二章 液压控制阀	6
第一节 液压控制阀的结构及其分类	6
第二节 液流通过节流孔、口的流量特性	8
第三节 阀的静特性一般分析	10
第四节 零开口四边滑阀的静特性	14
第五节 正开口四边滑阀的静特性	17
第六节 负开口四边滑阀分析	18
第七节 双边滑阀的静特性	20
第八节 滑阀静特性小结	22
第九节 滑阀的输出功率及效率	23
第十节 喷嘴挡板阀分析	25
第十一节 例题与习题	29
第三章 液压动力机构	30
第一节 四边阀控双杆活塞液压缸	30
第二节 四边阀控液压马达	38
第三节 双边阀控差动液压缸	39
第四节 本章小结	41
第五节 例题与习题	41
第四章 机液伺服系统	44
第一节 系统的组成及方块图	44
第二节 系统的稳定性分析	45
第三节 系统的响应特性分析	48
第四节 系统的稳态误差	54
第五节 机液伺服系统的校正方法	56
第六节 机液伺服系统实例——机液型调速器的液压伺服系统分析	63
第七节 液压伺服系统的设计	69
第八节 习题	78
第五章 电液控制阀	79
第一节 电液伺服阀	79

第二节	插装式电液比例控制阀	89
第三节	电磁换向阀	98
第四节	习题	101
第六章	电液伺服控制系统	102
第一节	电液伺服控制系统概述	102
第二节	电液位置伺服系统	104
第三节	电液速度伺服控制系统	114
第四节	习题	120
主要参考文献		122

第一章 液压伺服控制概述

液压伺服控制是液压技术领域的重大分支,尤其是近二三十年来,许多工业部门对高响应、高精度、高功率—重量比和大功率的液压控制系统的需求不断增加,促使液压控制技术的迅速发展。工程控制理论的应用已逐步从航空、航天、军事工程领域普及到民用工业部门,特别是电子技术与液压技术相结合,使这门技术不论在元件和系统方面,还是在理论和应用方面都日趋完善和成熟,并形成一门单独学科,目前液压伺服控制已成为液压和控制技术的重要发展方向。

液压伺服控制技术在水电站的动力设备中应用是比较早的。早在30年代就有采用机液伺服控制的机液型调速器。50年代,随着电液伺服阀的成功研究和生产,立即出现了采用电液伺服控制的电液型调速器。计算机技术的发展和普及,计算机技术与电液伺服控制技术相结合,使第一台数字式调速器在70年代初研制成功;80年代起,我国又开始研究微处理机调速器,已经取得了较大的进展,第一台微处理机调速器已通过技术鉴定。另外,近年来,由于具有可靠、节能、廉价等明显优势的电液比例控制技术的发展,为微电子技术和大功率工程控制之间搭起了又一座桥梁,采用比例插装控制阀的调速器在水电站的动力设备中也已经出现。

由以上过程可以看出,水电站动力设备是随着液压伺服控制技术的发展而发展的,其它工业部门也是如此,反过来,工业和技术的发展和进步又进一步促进了液压伺服控制技术的发展和进步。目前,液压伺服控制技术已经成为现代控制工程的基本构成之一,在机电液一体化和工程设备实现计算机控制的进步中,将获得更多、更新的发展。

第一节 液压伺服系统的工作原理及基本特点

一、液压伺服系统的工作原理

伺服系统又称为随动系统或跟踪系统,是一种自动控制系统。在这种系统中,执行机构能以一定的精度、自动地按输入信号的变化规律动作。液压伺服系统是采用液压控制元件和液压执行元件的自动控制系统。

如图1-1所示为一个简化的机液型调速器的液压伺服控制系统原理图。为了对液压伺服控制有一个初步的、概括的了解,先对它进行分析。

该机液型调速器的液压伺服系统由离心摆1,配压阀(即滑阀)2、接力器(即液压缸)3及杠杆系统等元件组成。离心摆是用来检测发电机组的转速变化,并将这种转速变化转变为转动套A的位移,通过杠杆AOB又传输给配压阀阀芯。当机组在额定转速下运行时,离心摆重锤C的离心力和弹簧D的恢复力相平衡,配压阀四个窗口a、b、c、d均处于关闭状态,阀没有流量输出,接力器不动,系统处于某一平衡状态。当电力系统

负荷减少、机组转速升高时，离心摆的转速也随之升高，重锤C上的离心力增大，重锤向外张开，同时拉升弹簧，直至离心力和弹簧恢复力重新相平衡为止。这时，转动套A随之向上移动，杠杆AOB绕O点顺时针方向旋转，配压阀2的阀芯下移，阀的窗口b、d开启。

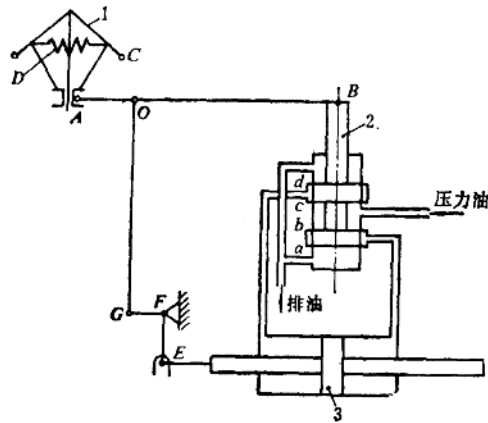


图 1-1 简化的机液型调速器的液压控制系统原理图
1—离心摆；2—配压阀；3—接力器

来自压力油源的油液经窗口b进入接力器3的右腔，推动活塞左移，接力器左腔的油液经窗口d排出。活塞的向左位移又通过杠杆系统的传递，使杠杆AOB以A点为支点，逆时针方向旋转，配压阀阀芯上移，窗口b、d逐渐关闭，直至完全关闭，接力器活塞停止运动。由于接力器活塞的向左移动，使水轮机导水机构的导叶开度减小，从而减少了进入水轮机的水流量和水轮机发出的水力矩，直至达到新的平衡，机组转速就不再升高。同理，当电力系统负荷增加时，液压控制系统将控制接力器活塞反向运动。

上述液压控制系统工作原理可用图1-2所示的方块图表示。

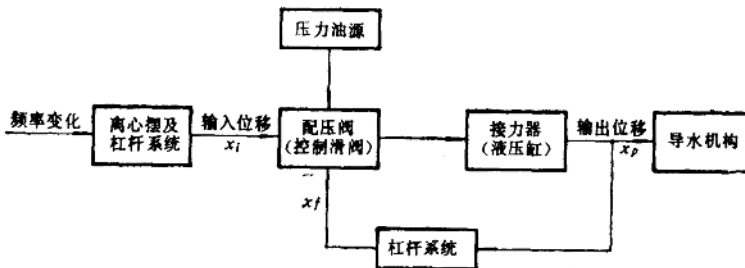


图 1-2 调速器液压控制系统工作原理方块图

这是一个典型的液压伺服控制系统。当离心摆测得有频率变化时，通过其转动套和杠杆变换为配压阀的输入位移信号。这个输入位移使阀口开启，来自压力油源的油液通过配压阀进入接力器，使接力器产生一个输出位移。这个输出位移一方面驱动导水机构关小或开大导叶开度，改变水轮机的水流量和水力矩，另一方面又通过杠杆系统产生一个与输入位移方向相反的位移，反馈回配压阀，使阀的开口量减小，直至阀口完全关闭，液压缸停止运动，实现了液压缸的输出对阀输入的跟随运动。

二、液压伺服系统的基本特点

在这个系统中，可以看到：

（1）如配压阀不动，接力器也不动；配压阀移动多少距离，接力器也按比例运动多

少距离；配压阀移动速度加大，接力器运动速度也加大；配压阀反向移动，接力器也随之反向运动。可见，只要给配压阀某一规律的输入信号，则接力器（系统输出）就能自动地、以一定精度跟踪这一输入信号运动。所以，液压伺服系统是一个自动跟踪系统（或叫随动系统）。

（2）在这个系统中，接力器之所以能够运动，是因为配压阀口开着，有一个开口量。这个开口量实际是阀的输入位移 x_i 与接力器输出位移 x_r 通过杠杆系统反馈回配压阀的反馈位移 x_f 的偏差。当 $x_i - x_f \neq 0$ ，即系统有偏差时，接力器才有输出；当 $x_i - x_f = 0$ ，即系统没有偏差时，接力器停止运动。也就是说，系统存在偏差是液压伺服系统工作的必要条件。因此也可以说，液压伺服系统是靠偏差来进行工作的。

（3）在这个系统中，输出之所以能够跟随输入信号的变化规律而运动，是因为有一个不断将接力器的输出位移信号进行反馈、回输给输入端的杠杆系统，这是一个反馈机构。系统通过反馈机构将输出信号转变为反馈信号，与输入信号进行比较，得出偏差信号，系统是以偏差信号来进行控制的，使接力器向减小偏差的方向运动，直至偏差为零为止。这种靠偏差信号进行工作，并以偏差来消除偏差的工作原理，就是反馈控制原理。因此，液压伺服控制系统也是一个反馈控制系统。

（4）这种系统移动配压阀所需的力或输入信号功率很小，而系统输出的功率（接力器输出的力和速度）可以达到很大，因此，液压伺服系统是一个力或功率放大系统。功率放大所需要的能量由液压能源供给，供给能量的控制是根据偏差信号的大小自动进行的。

综上所述，液压伺服控制的基本原理就是液压流体动力的反馈控制，即利用反馈联接得到偏差信号，再利用偏差信号去控制液压能源输入到系统的能量，使系统向着减小偏差的方向运动，从而使系统输出能跟随输入的变化规律而运动。在这同时，伺服系统也实现了功率放大。

第二节 液压伺服系统的组成和分类

一、液压伺服系统的组成

实际的液压伺服系统无论多复杂，都是由一些基本元件组成。它们之间的关系可用图1-3所示的方框图表示。由图1-3可以看出，液压伺服系统由以下七个基本部分组成：

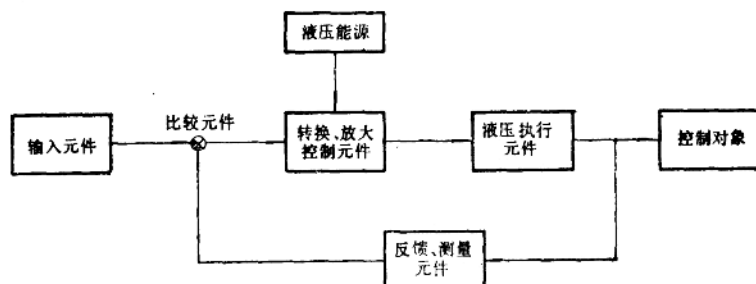


图 1-3 液压伺服系统的组成

(1) 输入元件。给出输入信号, 加于系统的输入端。如前例中的离心摆及其杠杆系统的组合, 也可以是其它机械、电气或气动回路(装置)或计算机等。

(2) 反馈、测量元件。测量系统的输出量, 并将其转换成与输入信号相同形式的反馈信号, 加于系统的输入端, 以与输入信号进行比较, 构成反馈控制。反馈、测量元件可以是各种机械构件, 如前例中的杠杆系统, 也可以是电位器、测速发电机及其它各种类型的传感器等。

(3) 放大、转换、控制元件。将偏差信号放大并进行能量形式的转换(如电-液、机-液等), 控制执行机构的运动。如前例中的控制滑阀(配压阀)。功率放大有时需要分几级来完成。前置级可以是电、液压、机械或是它们的组合形式, 但输出级通常总是液压的。

(4) 比较元件。把输入信号和反馈信号加以比较, 给出偏差信号。比较元件有时不单独存在, 而是和输入、反馈测量或放大控制元件在一起, 组成一个结构元件。如前例中, 比较和控制放大两个功能都由配压阀来完成。

(5) 执行元件。产生调节动作加于控制对象上。液压伺服系统的执行元件有作直线往复运动的液压缸和作旋转式摆动运动的液压马达两大类。而在水电站的动力设备中多用液压缸(即接力器)。

(6) 控制对象。它是伺服系统所控制的对象。如前例中的导水机构。控制对象的特性也将影响伺服系统的工作性能。

(7) 液压能源。向系统供给液压能源的油源装置。

除此以外, 为了改善伺服系统的性能, 有时还要增加串联校正和局部反馈校正装置等, 它们可以是电气的、液压的、机械的, 或者是它们的组合形式。

上述组成元件是按功能划分的, 它可以用各种不同的方式来实现这些功能。功能元件和结构元件是有区别的, 同一结构元件有时可完成几种功能, 也可能几个结构元件组合在一起完成一个功能, 这主要是为了研究问题方便。

二、液压伺服系统的分类

自动控制系统按输入信号的变化规律可分为: 定值控制系统、程序控制系统和随动系统三类。在液压控制中, 习惯上把上述三类系统统称为液压伺服系统。液压伺服系统的种类很多, 可以从不同的角度分类:

(1) 按液压控制元件的不同, 可分为泵控系统和阀控系统。

泵控系统是利用伺服变量泵控制流入执行元件流量的系统。它具有效率高、系统刚度大等优点; 但响应速度较慢, 结构复杂, 另外, 操纵泵的变量机构所需的力较大, 需要一套专门的操纵机构, 使系统复杂化。因此, 它特别适用于大功率(15kW以上)而响应速度又要求不高的情况。

阀控系统是由伺服阀利用节流原理控制流入执行元件的流量或压力的系统。它具有响应速度快、控制精度高的优点。缺点是效率低。由于它的控制性能优越而得到广泛应用, 特别是在中、小功率、快速、高精度的伺服系统中采用。水电站的控制设备中也多采用阀控系统。

(2) 按系统中信号传递的介质形式不同可分为机液伺服系统、电液伺服系统和气液伺服系统等。前两者在水电站的控制系统中都有应用。

机液伺服系统的给定、反馈和比较环节都是由机械构件来实现。其优点是简单、可靠,缺点是系统的增益调整及校正都不大方便。另外,反馈机构中的摩擦、间隙会对系统产生不利的影响。

在电液伺服系统中,输入信号的给定、偏差信号的检测、放大和系统的校正都采用电气、电子元件来实现。电气、电子元件具有很大的灵活性,对信号的检测、放大和系统的校正都比较方便,而液压动力元件响应快、抗负载刚性大,把两者结合起来,具有很大的灵活性和广泛的适用性,成为目前响应速度和控制精度最优的伺服系统。此外,电液伺服系统可以与计算机连接,组成计算机控制系统,因此有广阔的发展前途。

(3) 按系统输出量的不同可分为位置控制系统、速度控制系统、力(压力)控制系统等。

(4) 按系统输出是否反馈回输入端可分为开环控制系统和闭环控制系统。

开环控制系统结构简单,一般不存在稳定性问题。系统的精度取决于元件的精度,内、外干扰易影响系统的精度。而闭环控制系统的控制精度高,但系统复杂,而且存在稳定性问题。

第三节 液压伺服控制的优缺点

液压伺服控制与其它类型的控制相比,具有以下优点:

(1) 液压元件的功率-重量比和力-质量比大,可组成体积小、重量轻、加速能力强和快速动作的控制系统来控制大功率和大负载。

(2) 液压执行元件响应速度快,能高速启动、制动和反向。目前在许多要求响应速度很快,输出功率较大的场合,往往采用液压伺服系统。

(3) 由于油液的压缩性很小,所以执行元件刚度很高,在确保密封性能的条件下,速度下降也比较小,即速度刚度比较大。在闭环控制中,使位置刚度比较大,位置误差小,控制精度高,这也是液压伺服控制得到广泛应用的原因之一。

此外,液压伺服控制还有润滑性好、寿命长、调速范围宽、低速稳定性好,动力传输和能量储存较方便,借助阀控执行元件的开环和闭环控制都很方便的优点。

液压伺服控制有下列缺点:

(1) 液压系统不可避免有泄漏,油液易劣化,要求油液清洁度很高,否则元件易堵塞,引起故障。

(2) 元件加工精度高,因而造价高。

(3) 油液要注意防火、防爆炸。

(4) 液压装置处理小信号时,不如电子元件灵活、线性度高、准确和便宜,因而在控制系统的小功率部分一般不宜采用。

第二章 液 压 控 制 阀

液压控制阀是液压控制系统中的主要控制元件。它利用对液流的节流原理,用输入位移(或转角)对通往执行元件的液体流量和压力进行控制。因为其性能对液压伺服系统的品质具有关键性的意义,因此,必须对其特性进行详细的讨论。

第一节 液压控制阀的结构及其分类

液压伺服控制系统中常用的各种典型控制阀,如图2-1所示。有圆柱滑阀,如图2-1(a)、(b)、(c)、(e)所示;喷嘴挡板阀,如图2-1(f)所示;锥阀,如图2-1(d)所示。有时是它们的组合,如图2-1(g)所示。

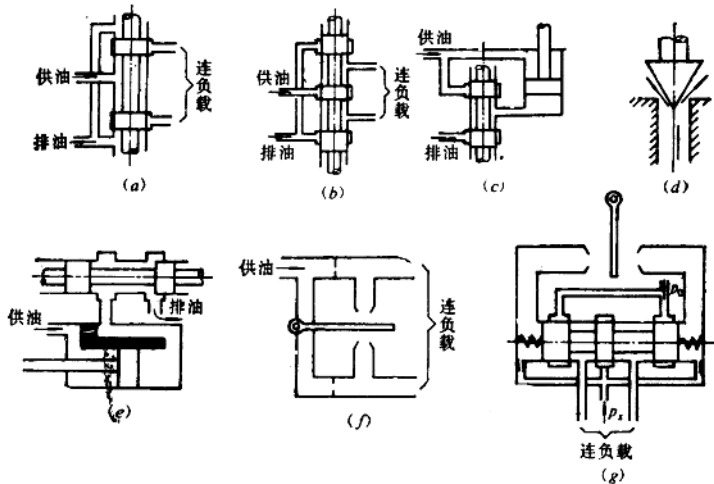


图 2-1 各种控制阀结构示意图

(a)两凸肩四边滑阀(四通阀);(b)三凸肩四边滑阀(四通阀);(c)双边滑阀(三通阀);(d)锥阀;
(e)带固定节流孔的单边滑阀(二通阀);(f)双喷嘴挡板阀;(g)喷嘴挡板阀和圆柱滑阀组成的两级阀

一、圆柱滑阀

圆柱滑阀是一种应用很普遍、结构形式较多的阀。可按各种方式进行分类。

(1)按通路数,可分为二通阀,如图2-1(e)所示;三通阀,如图2-1(c)所示;四通阀,如图2-1(a)、(b)所示。四通阀是较常用的。二通阀、三通阀只有一条通道通液压缸控制腔,只能控制差动液压缸的往复运动,而四通阀有两条通道通向执行元件。

(2)按工作节流棱边数,可分为单边阀,如图2-1(e)所示;双边阀,如图2-1(c)所示;四边阀,如图2-1(a)、(b)所示。为了保证节流开口的准确性,对于双边阀,必须保

证一个轴向尺寸的精度，四边阀必须保证三个轴向尺寸的精度，而单边阀没有关键性的轴向尺寸，因此，从结构工艺性来看，单边阀较简单，四边阀较复杂。但从以后的分析中可以看出，四边阀的性能最优，单边阀最差，故在要求较高的伺服系统中，四边阀应用得最多，其次是双边阀。

各种控制滑阀都可以由两个或两个以上的阀芯台肩组成。台肩数越多，阀的轴向尺寸越大，阀芯和阀套的接触面积增大，但定心性能较好，并可以使回油通道不设在滑阀端部，这样，就避免了如二凸肩四边阀那样，如图2-1(a)所示，当阀芯离开零位开启时，由于液体在回油管中流动阻力的影响，使阀芯两端所受的液压力不等，其合力使阀进一步开启，从而使阀在零位实际处于不稳定状态。

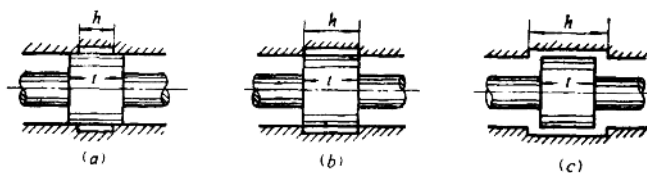


图 2-2 滑阀的不同开口形式
(a)负开口(正重叠); (b)零开口(零重叠); (c)正开口(负重叠)
 $t > h$ $t = h$ $t < h$

(3) 根据阀芯台肩与阀套槽宽的不同组合，滑阀可以分为正开口(负重叠)、零开口(零重叠)和负开口(正重叠)阀，如图2-2所示。它们具有不同的流量特性，如图2-3所示。一般情况下，伺服系统总希望尽可能具有线性增益特性，故零开口应用最广泛，但零开口制造工艺复杂，成本高；而负开口阀在零位时密封性能好，但使流量增益具有死区，将导致稳态误差，并且有时还可能引起游隙，从而产生稳定性问题。正开口阀流量增益是非线性的(指部分正开口而言)，零位泄漏及功率损失大，用于要求有一个连续的液流，以使油液维持合适温度的场合。阀的开口形式对阀，以至整个系统性能都有很大的影响。以下章节，将对这个问题进行详细的讨论。

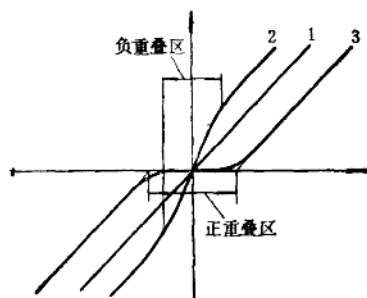


图 2-3 不同开口型式的流量特性
1—零开口；2—正开口；3—负开口

二、喷嘴挡板阀

挡板阀可以做成单喷嘴和双喷嘴[图2-1(f)]，后者常用。它的挡板可绕支点偏转。当双喷嘴挡板阀的挡板在中间位置时，它与两喷嘴的间隙相等，因此两个控制腔压力相等。此时，输出压力差和负载流量均为零。当输入一角位移信号，挡板偏转，挡板和两喷嘴之间形成的液体阻力不再相等，故有压力差和负载流量输出。

挡板阀的优点是抗污染能力强，不易堵塞，也不象滑阀那样，需保证严格的制造公差，

故成本低；且它惯性小，响应速度高。它的主要缺点是零位泄漏大，功耗大，因此，只能用于小功率系统中。实际上，挡板阀主要用于多级液压放大中的前置级。

三、锥阀

锥阀由于其关闭时密封性能好，切换时响应快，通流能力强，制造加工方便，因此不仅广泛应用于各种液压传动中的控制阀，而且也广泛被用于近年来正在发展的比例插装阀。

第二节 液流通过节流孔、口的流量特性

节流是流体动力控制的基本方法，所谓节流，就是在很短的长度内（对于锐边节流孔，其理想长度为零），对液流突然加以限制的一种方法。节流孔、口的面积可以是固定的，也可以是可变的。各种孔、口在液压伺服控制中起着重要的作用。它们大部分是属于锐边节流孔型。液流通过节流孔、口时的流动状态，在小雷诺数时为层流，而大多数情况下为紊流。

通过锐边节流孔、口的流量可由伯努利方程求得：

$$Q = C_d A_o \sqrt{2\Delta p / \rho} \quad (2-1)$$

式中 Q ——通过节流孔、口的流量；

ρ ——液体的密度；

Δp ——节流孔、口两端压降， $\Delta p = p_1 - p_2$ ；

C_d ——流量系数；

A_o ——流通截面积。如图2-4所示的锐边节流孔， A_o 即为小孔的截面积。

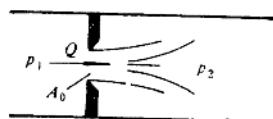


图 2-4 通过锐边节流孔的液流

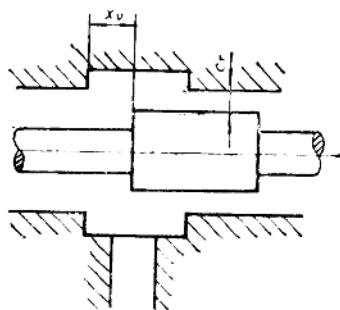


图 2-5 矩形滑阀节流口

对于控制阀来说， A_o 是阀开度 x_o 的函数，即

$$A_o = A_o(x_o) \quad (2-2)$$

对于没有径向间隙的理想矩形滑阀口，则有：

$$A_o = wx_o \quad (2-3)$$

式中 w ——阀口沿圆周方向的宽度，称为阀的面积梯度，如图2-5所示。当阀存在径向间隙 c 时，

$$A_o = w \sqrt{x_o^2 + c^2} \quad (2-4)$$

径向间隙的存在,使阀口面积 A_0 与阀开度 x_v 之间具有非线性关系,这是不希望有的。但伺服阀的径向间隙非常小,对于高精度的伺服阀只有 $0.5 \sim 2\mu$;另外,当阀口液流处于紊流状态时,一般阀的开度与径向间隙相比,可略去径向间隙的影响,把它看成理想滑阀。对于锥阀,如图2-6所示:

$$A_0 = \pi x_v \sin \beta \left(d - \frac{1}{2} x_v \sin 2\beta \right) \quad (2-5)$$

大量试验结果表明,锐边节流孔、口的流量系数与流动状态有关,即与雷诺数有关,如图2-7所示。在紊流状态下, C_d 趋于一个恒定值。对于锐边节流孔、口,无论其几何形状如何, C_d 值都在 $0.6 \sim 0.65$ 之间。当阀口工作边有圆角或倒角时,流量系数就会急剧增加,可达 $0.8 \sim 0.9$ 。径向间隙对流量系数也有影响,随 c_v/x_v 的不同, C_d 将有所变化。对于一般的伺服阀,由于制造精度高,可近似看成理想阀,因此, C_d 值可在 $0.6 \sim 0.65$ 之间取值,通常取平均值 0.625 。

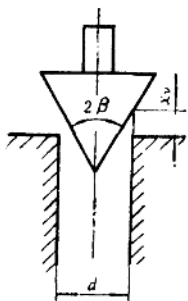


图 2-6 锥阀节流口

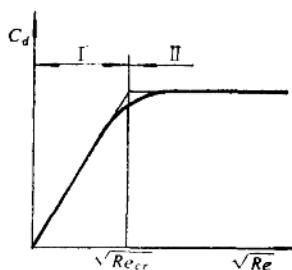


图 2-7 锐边节流孔、口流量系数
 Re_{cr} —临界雷诺数; I—层流区; II—紊流区

在温度较低,节流口压降较小,以及(或者)阀口开度较小时,雷诺数可能变得相当小,出现层流流动的状态。此时的流量系数不仅与雷诺数有关,而且与阀口的几何形状有关,通常可用下式表示:

$$C_d = \delta \sqrt{Re} \quad (2-6)$$

式中 δ ——层流系数,由节流口的几何形状决定。

对于应用最多的矩形锐边滑阀,当开度 x_v 很小或 $x_v \approx 0$,但有很小的径向间隙 c_v 时,可按下式计算:

$$Q = \frac{\pi w b^3}{32 \mu} \Delta p \quad (2-7)$$

式中 μ ——液体的绝对粘度;

b ——等于 x_v 或 c_v 。

式(2-7)表明,层流状态下,通过阀口的流量与压降的一次方成正比。

锐边节流孔具有可预计的特性,并且对温度变化不敏感,因此应用广泛,但由于制造

困难而限制了它的使用。特别是在作固定节流器时，一般都采用具有一定长度的短孔（或称短管型节流孔）。短孔的流量公式依然是式（2-1），但流量系数应由图2-8查出。

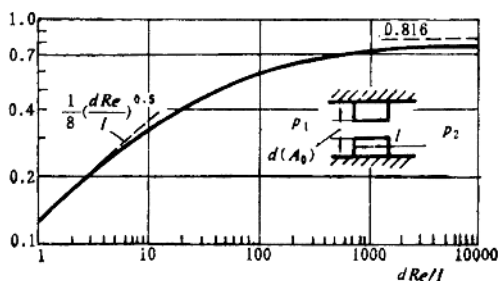


图 2-8 短孔的流量系数

第三节 阀的静特性一般分析

在这一节里，将确定阀的一些一般特性，例如阀的特性曲线和阀系数等。它们适用于各种类型的阀，虽然分析是以滑阀来说明的，但涉及的原理却完全通用，本节所导出的一般关系式将适用于后几节介绍的各种结构形式的阀。

阀的静特性（即压力-流量特性）是指在稳态情况下，负载流量 Q_L 、负载压力 p_L 和滑阀位移 x_v 三者之间的函数关系，即 $Q_L = Q_L(x_v, p_L)$ 。它表示阀本身的工作能力和性能，对液压伺服系统的静态特性和动态特性的计算都十分重要。阀的压力-流量特性可以用实验和解析两种方法求得，下面先用解析法来求得阀的压力-流量特性。

一、阀的压力-流量方程

在推导阀的压力-流量方程时，只考虑稳态工作情况，假定液体是不可压缩的，液体能源是理想的恒压油源，即供油压力 p_1 是恒定的。

四边滑阀及其等效桥路示于图2-9上。阀的四个可变节流口以四个可变液阻表示。这是一个四臂可变全桥。通过每一臂的流量以 Q_i （ $i=1, 2, 3, 4$ ）表示；通往液压缸两腔的压力分别为 p_1 和 p_2 ；回油压力 p_0 。假定为零（如果不为零，则 p_0 可看成供油压力和回油压力之差）。首先定义负载压力：

$$p_L = p_1 - p_2 \quad (2-8)$$

由液流连续性原理可得通往负载液压缸两腔的负载流量为：

$$Q_L = Q_4 - Q_1 = Q_2 - Q_3 \quad (2-9)$$

由节流口的流量公式可得：

$$Q_1 = C_d A_1 \sqrt{2p_1/\rho} \quad (2-10)$$

$$Q_2 = C_d A_2 \sqrt{2p_1/\rho} \quad (2-11)$$

$$Q_3 = C_d A_3 \sqrt{2(p_1 - p_2)/\rho} \quad (2-12)$$

$$Q_4 = C_d A_4 \sqrt{2(p_1 - p_2)/\rho} \quad (2-13)$$

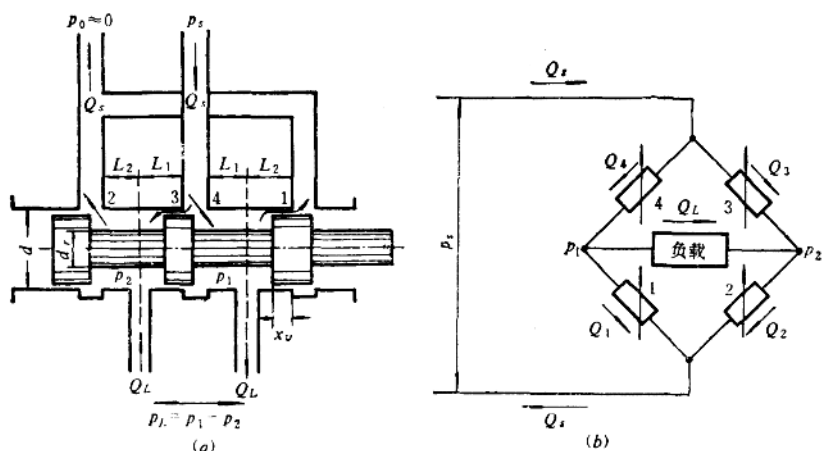


图 2-9 四边滑阀及等效桥路
1、2、3、4—阀口

控制阀口的面积决定于阀的几何形状，它们都是阀位移 x_v 的函数：

$$\begin{aligned} A_1 &= A_1(x_v) & A_2 &= A_2(x_v) \\ A_3 &= A_3(x_v) & A_4 &= A_4(x_v) \end{aligned} \quad (2-14)$$

对于一个具体的四边阀和已确定的使用条件，只要联解以上11个方程，就可以得到负载流量 Q_L 、负载压降 p_L 和阀位移 x_v 之间的函数关系，即

$$Q_L = Q_L(x_v, p_L) \quad (2-15)$$

虽然式(2-15)在理论上是可以得到的，但在一般情况下，由于有关的代数方程是非线性的，因而这些方程联解起来就显得冗长，而且使一般公式无法整理简化。但实际情况不会这样复杂，还可以利用一些特殊条件使问题得到简化。在大多数情况下，阀的窗口是匹配且对称的。所谓匹配，是阀沿轴向有一位移 x_v 时，阀的进、回油节流口通流面积相等，即

$$A_1 = A_2, \quad A_3 = A_4 \quad (2-16)$$

所谓对称，是指阀向正、反两个方向的位移量相等时，相应的节流口通流面积相等，即

$$A_1(x_v) = A_1(-x_v), \quad A_2(x_v) = A_2(-x_v) \quad (2-17)$$

在匹配且对称的条件下，则图2-9(b)桥路上斜对角的两个桥臂上的流量相等，即

$$Q_1 = Q_3, \quad Q_2 = Q_4 \quad (2-18)$$

将式(2-10)~式(2-13)和式(2-16)代入式(2-18)，则得：

$$p_1 = p_2 + p_L \quad (2-19)$$

将式(2-19)和式(2-8)联解，则可得：

$$p_1 = (p_1 + p_L)/2 \quad (2-20)$$

$$p_2 = (p_1 - p_L)/2 \quad (2-21)$$

这样，对于一个匹配且对称的阀，空载($p_L = 0$)时，各个负载液压缸管道中的压力