

# 液 压 控 制 系 统

李 洪 人 主 编

国 防 工 业 出 版 社

78.272  
241

# 液 压 控 制 系 统

李 洪 人 主 编

國 防 工 業 出 版 社

## 内 容 简 介

本书系统地论述了液压控制系统的基本理论及其应用。着重阐述系统和主要元件的分析与设计方法,包括各类液压控制阀、动力机构、伺服阀的性能分析与设计原则;电液位置、速度、力控制系统和机-液系统的分析与设计;讨论了液压控制系统中各类非线性及其对系统稳定性的影响;介绍有关伺服放大器和检测元件的基础知识,以及电液控制系统的试验研究方法、调整与维护要点。本书涉及问题较全面,联系实际较广泛。书中附有一定数量的工程实例和例题,以及图表、曲线和实验数据,有助于读者对基本理论的理解和具体应用。

本书作为高等工业院校液压技术专业的《液压控制系统》课程教材用,也可供有关专业师生和从事液压控制研究、设计和应用的工程技术人员、科研人员以及其他有关人员参考。

## 液 压 控 制 系 统

李 洪 人 主 编

\*

国防工业出版社 出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

\*

787×1092<sup>1</sup>/<sub>16</sub> 印张23 534千字

1981年6月第一版 1981年6月第一次印刷 印数:00,001—12,000册

统一书号:15034·2189 定价:2.35元

# 前 言

本书是按照 1978 年六机部液压技术专业教材会议拟定的《液压控制系统教材编写大纲》(70~90 学时)编写的。作为该专业液压控制系统课程教材。

液压控制是新发展起来的一门学科,它既是液压技术领域的重要分支,也是控制技术的重要组成部分。近年来,在许多工业技术部门得到越来越广泛的应用。本书主要研究液压控制技术的基本理论与基本方法,论述液压控制系统的分析与设计,以及常用液压控制元件的性能和确定有关参数的原则。本书在编写时力求能具有系统和完整的理论基础,为此,书中对基本概念、基本理论、基本分析方法以及液压控制的特点都作了尽可能详尽的阐述。同时结合液压控制工程实际,通过实例、例题、实验数据以及有关图表、曲线,来阐明基本理论的实际应用和分析问题解决问题的方法,使读者对所学理论能更好的理解和掌握,有助于实际应用。书中尽可能吸收七十年代国内外液压控制技术的研究成果,反映现代科学技术水平。本书总结了过去教学实践的经验,基本上是按着由浅入深的教学顺序编写的。

本书分为两部分:第一部分是控制元件,包括四章,着重分析液压控制阀、动力机构和电液伺服阀的静态特性,并适当介绍伺服放大器和检测元件的基本原理与选用原则。其中第二章液压动力机构部分是本书的核心内容之一,分别就单自由度和双自由度两种负载情况,建立了适用于位置、速度、压力和力控制系统的统一数学模型,是分析与设计系统的基础;第二部分是控制系统,包括六章,前四章以电液位置伺服系统为主,介绍了包括速度、力和机-液控制系统在内的各类系统的组成和特点,阐明了液压控制系统分析与设计的基本原理和方法。每章都附有一定数量的工程实例、例题,以及相应的图表、曲线和实验数据,可供设计系统时参考。后二章介绍非线性问题及试验、调整、维护方面的知识。

对本书内容的取舍,讲授的先后次序,教师可根据专业教学的需要、学时的多少、学生基础知识的水平来确定。某些内容也可让学生自学掌握。

本书由哈尔滨工业大学李洪人主编。第一、六、七章由罗绍维编写;第三、四、八、十章由赵玉琢编写;绪论、第二、五、九章由李洪人编写。由于编者水平所限,缺点错误难以避免,希望读者不吝指正。

本书由上海交通大学任锦堂同志主审并提出许多宝贵意见。本书在编写过程中曾得到哈尔滨工业大学液压传动教研室、自动控制教研室和工业自动化教研室的同志多方面的支持、帮助,在此一并表示深切的感谢。

# 目 录

绪论	1
§ 1 液压控制系统的工作原理	1
一、液压传动与液压控制系统	1
二、液压控制系统的组成	3
三、液压控制系统的分类	3
§ 2 液压控制系统的优缺点	4
§ 3 本书内容与研究方法	6
第一章 液压控制阀	8
§ 1 液压控制阀的结构及分类	8
§ 2 液压控制阀的一般分析	10
一、一般流量方程	10
二、阀的线性化分析——阀的系数	12
§ 3 零开口滑阀的分析	14
一、零开口四通滑阀的稳态特性方程	14
二、理想零开口四通滑阀的阀系数	15
三、实际零开口四通阀 $K_{c0}$ 和 $K_{p0}$ 的计算	16
四、实际零开口阀的阀系数的实验测定	17
*五、零开口四通滑阀全特性压力—流量方程	19
§ 4 正开口滑阀的分析	21
§ 5 三通滑阀的分析	25
§ 6 带一个固定节流孔的二通滑阀的分析	28
§ 7 滑阀驱动力的分析	31
一、液动力的计算	32
二、零开口四通滑阀的驱动力	34
三、正开口四通滑阀的驱动力	36
四、稳态液动力的补偿	37
五、液压卡紧力及其补偿	39
§ 8 滑阀的设计	41
§ 9 液压控制阀的功率和效率	44
§ 10 喷嘴挡板阀的分析和设计	47
一、单喷嘴挡板阀的压力—流量特性曲线及阀系数	47
二、双喷嘴挡板阀的压力—流量特性曲线及零位阀系数	49
三、作用在挡板上的液动力	52
四、喷嘴挡板阀的设计	53

<b>第二章 液压动力机构</b>	55
§ 1 阀控液压缸	55
一、动力机构的基本方程	57
二、阀控液压缸的方块图和信号流图	60
三、阀控液压缸的传递函数和状态方程	63
四、主要性能参数分析	74
五、频率响应	78
§ 2 阀控液压马达	83
§ 3 三通阀控制液压缸	86
§ 4 泵控液压马达	90
§ 5 结构柔度的影响	95
一、负载模型	96
二、基本方程式和传递函数	100
三、传递函数的简化形式	104
四、频率响应和主要性能参数分析	111
* § 6 动力机构的非线性	113
一、阀的非线性特性对动力机构特性的影响	113
二、库伦摩擦和等价粘性阻尼比	114
§ 7 动力机构中的压力冲击和气穴	115
一、动力机构中的压力冲击(压力瞬变)	116
二、动力机构中的气穴	124
<b>第三章 电液伺服阀</b>	130
§ 1 电液伺服阀的分类及工作原理	130
一、单级电液伺服阀	130
二、两级电液伺服阀	131
三、三级电液伺服阀	137
§ 2 永磁力矩马达	137
一、动铁式力矩马达	137
二、动圈式力马达	146
§ 3 单级电液伺服阀	148
一、动铁式单级伺服阀	148
二、动圈式单级伺服阀	152
§ 4 力反馈两级电液伺服阀	152
一、方块图及传递函数	152
二、稳定准则及参数选择	156
三、力反馈两级阀的静态方程	158
四、举例	158
五、小结	160
§ 5 两级滑阀式电液伺服阀	161
一、动圈式两级滑阀电液伺服阀的方块图	161
二、传递函数及稳定准则	162

§ 6	电液压力控制伺服阀 .....	162
一、	静态分析 .....	162
二、	动态分析 .....	164
§ 7	伺服阀的性能及其规格选择 .....	169
§ 8	电液伺服阀的试验方法 .....	173
<b>第四章</b>	<b>电气元件</b> .....	<b>176</b>
§ 1	检测元件 .....	176
一、	旋转变压器 .....	176
二、	自整角机 .....	180
三、	电位计测量差角 .....	181
四、	测速发电机 .....	182
五、	压力传感器 .....	185
§ 2	调节器 .....	186
一、	比例调节器 .....	186
二、	积分调节器 .....	189
三、	比例积分调节器 .....	190
四、	微分调节器 .....	191
五、	比例积分微分调节器 .....	192
六、	惯性调节器 .....	193
七、	函数发生器 .....	194
§ 3	伺服放大器 .....	195
一、	伺服放大器的用途及种类 .....	195
二、	线性伺服放大器 .....	196
三、	积分伺服放大器 .....	198
<b>第五章</b>	<b>电液位置伺服系统</b> .....	<b>199</b>
§ 1	系统的组成与方块图 .....	199
§ 2	系统的频率响应与瞬态响应分析 .....	204
一、	开环频率响应和稳定性分析 .....	204
二、	闭环频率响应 .....	206
三、	系统的瞬态响应 .....	210
四、	计算举例 .....	211
§ 3	稳态误差分析 .....	214
一、	系统的稳态误差 .....	214
二、	系统的静态误差 .....	215
三、	计算举例 .....	216
§ 4	典型液压位置伺服系统的特点及设计原则 .....	219
一、	液压位置伺服系统（未经校正）的特点 .....	219
二、	液压位置伺服系统的设计原则 .....	220
三、	双增益位置伺服系统 .....	224
§ 5	具有弹性负载的位置伺服系统 .....	224
一、	系统的传递函数和博德图 .....	225

二、具有弹性负载时液压位置伺服系统的特点	226
三、流量补偿	229
§ 6 液压伺服系统的常用校正方法	232
一、滞后校正	233
二、滞后-超前校正	235
三、加速度和速度负反馈校正	239
四、压力反馈和动压反馈校正	244
§ 7 动力机构的参数选择及系统简要设计步骤	255
一、动力机构的参数选择	255
二、系统简要设计步骤	261
<b>第六章 机械液压伺服系统</b>	265
§ 1 典型机液伺服系统的分析与设计	265
§ 2 机液伺服系统的校正方法	267
一、阻尼器	267
二、相位滞后的液压校正元件	269
三、相位超前的液压校正元件	270
四、超前校正的机械网络	271
五、滞后校正的机械网络	272
六、滞后-超前校正的机械网络	273
七、液压继动器的校正	274
§ 3 液压仿型刀架	275
一、液压仿型刀架的组成及其工作原理	276
二、液压仿型刀架的稳定性校验	276
三、液压仿型刀架的稳态误差计算	277
四、举例	279
§ 4 液压力矩放大器	281
一、液压力矩放大器的组成及其工作原理	281
二、液压力矩放大器的方块图及其传递函数	281
三、液压力矩放大器稳定性校验	282
<b>第七章 电液速度控制系统</b>	284
§ 1 速度控制系统的组成及控制方式	284
§ 2 速度控制系统的分析与校正	285
一、速度控制系统的方块图、传递函数和博德图	285
二、速度控制回路的校正	286
三、举例	288
§ 3 速度控制系统设计示例	290
<b>第八章 电液力控制系统</b>	299
§ 1 驱动力控制系统	299
一、单自由度驱动力控制系统	299
二、双自由度驱动力控制系统	305
三、压力控制系统	307
§ 2 负载力控制系统	308
§ 3 加载系统的组成及工作原理	311



一、正开口伺服阀加载原理	312
二、零开口伺服阀加载原理	313
§ 4 加载系统的方块图及传递函数	314
§ 5 加载系统设计要点	316
一、基本设计理论	316
二、加载系统设计步骤	323
三、加载系统的设计程序	323
四、设计举例	324
<b>第九章 液压控制系统中的非线性</b>	327
§ 1 非线性系统的特征及分析方法简介	327
§ 2 饱和与死区特性对系统稳定性的影响	330
一、饱和特性	330
二、死区特性	331
§ 3 非线性增益特性	332
一、兼有饱和及死区的非线性	332
二、上翘增益非线性	333
§ 4 游隙和磁环特性	334
一、游隙特性	334
二、磁环特性	338
§ 5 摩擦非线性	339
一、惯性力起主导作用的情况	340
二、粘性力起主导作用的情况	341
三、弹簧力起主导作用的情况	344
§ 6 液压控制系统中常见的振荡现象及振荡原因判别	348
一、探查产生自持振荡的原因	348
二、液压控制系统中常见的振荡现象	350
<b>第十章 电液控制系统的测试与调整</b>	352
§ 1 电液控制系统的调整	352
一、反馈极性的判断	352
二、增益调整	352
三、颤动调整	353
四、阀和放大器调零	353
五、局部反馈调整	353
§ 2 电液控制系统测试	353
一、频率域方法	354
二、时间域方法	355
三、随机域方法	355
四、阶跃响应与传递函数关系	357
§ 3 电液控制系统的维护要点	358
一、十种污染故障来源	359
二、清洗方法	359
三、定期维护	359

# 绪 论

液压控制是液压技术领域的重要分支。近二十年来，许多工业部门和技术领域对高响应、高精度、高功率-重量比和大功率的液压控制系统的需要不断扩大，促使液压控制技术迅速发展。特别是反馈控制技术在液压装置中的应用、电子技术与液压技术的结合，使这门技术不论在元件和系统方面、理论与应用方面都日趋完善和成熟，并形成为一门学科，成为液压技术的重要发展方向之一。目前液压控制技术已经在许多部门得到广泛应用，诸如冶金、机械等工业部门，飞机、船舶交通部门，航空航天技术，海洋技术，近代科学试验装置及武器控制等。

我国于五十年代开始液压伺服元件和系统的研究工作，现在已生产几种系列电液伺服阀产品，液压控制系统也在越来越多的部门得到了成功的应用。随着国民经济的发展，液压控制技术会在更多的部门为实现我国四个现代化的宏伟目标而发挥更大的作用。

## § 1 液压控制系统的工作原理

### 一、液压传动与液压控制系统

图 0-1 所示为液压传动系统——节流调速系统。图中若电磁铁  $b$  通电，液压油经单向阀进入活塞杆侧，活塞向左快速运动，其速度由液压泵的流量决定。当电磁铁  $a$  通电时，活塞向右运动，回油流量受调速阀控制，改变调速阀的开口即可调节活塞的速度。调速阀具有压力补偿或温度补偿作用，可使流经调速阀的流量不受负载波动或者温度变化的影响。但它不能补偿液压缸和单向阀等元件的内漏，所以当负载增加时，因漏损的增加会使系统速度减慢。

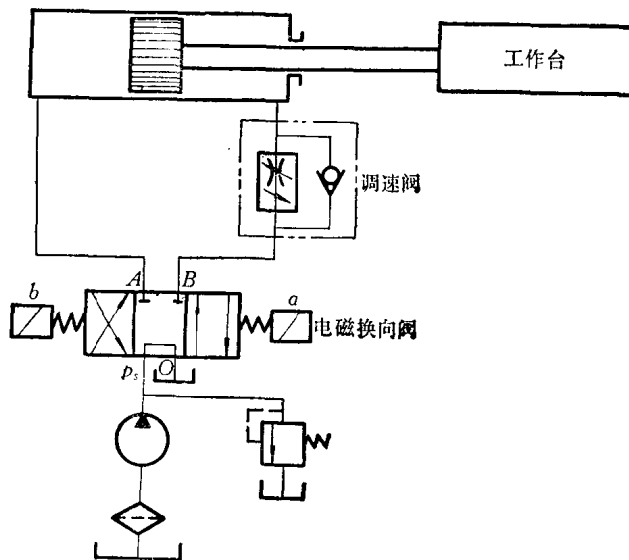


图0-1 节流调速回路

图 0-2 所示为带电液伺服阀的调速系统。若负载不变，电液伺服阀的输出流量正比于输入电流（阀开口正比于电流），方向则取决于电流的极性。通过改变电控信号的大小和方向很容易实现速度调节。但一般的伺服阀没有压力补偿作用，在变动负载作用下，它的性能比一般调速阀还差。当负载力、摩擦和温度变化时，系统的速度将随之而变。

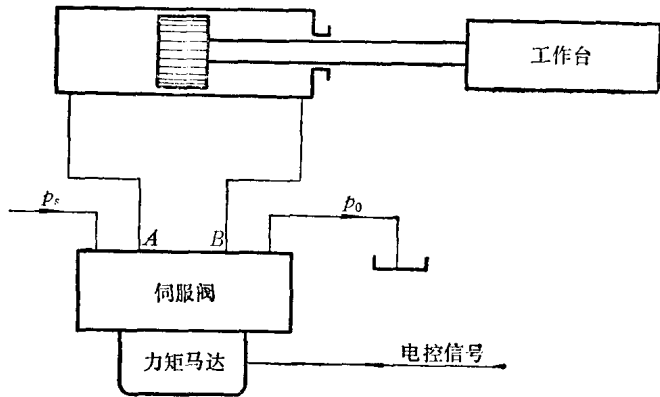


图 0-2 带伺服阀的开环回路

图 0-3 所示为电液闭环速度控制系统。它是在图 0-2 的基础上增加两个元件构成的，一个是反馈传感器——测速发电机，它产生正比于实际速度的反馈电压，另一个是伺服放大器，它把控制信号与反馈信号的差值（偏差信号）放大并输入给电液伺服阀。为表示系统的组成和说明其工作原理，可根据图 0-3 a 绘制系统原理方块图，见图 0-3 b。系统的工作过程简述如下：

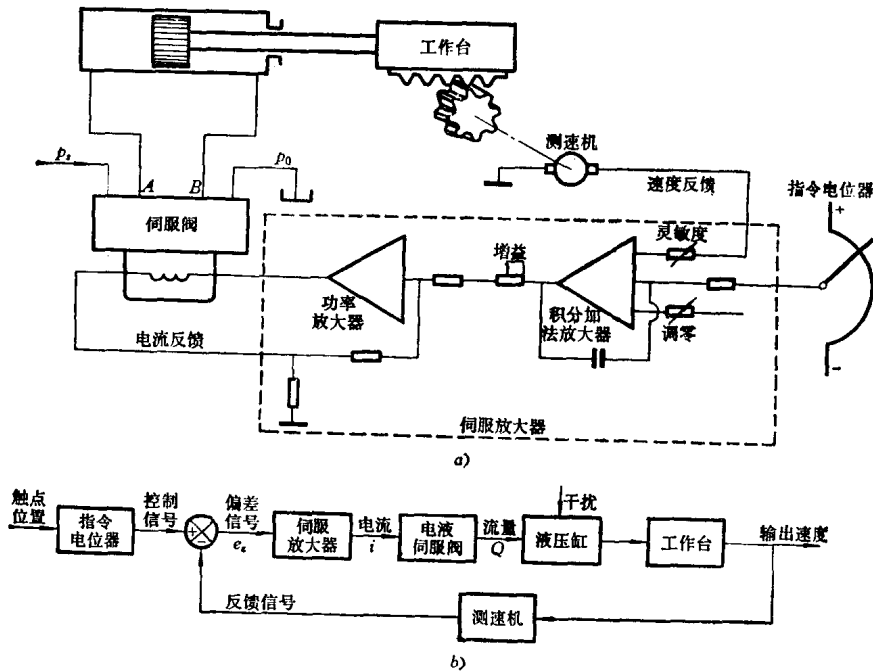


图 0-3

a) 闭环速度控制系统； b) 速度控制系统方块图。

系统在控制信号作用下的调节过程 当控制电压调高时，偏差信号增大，电液伺服阀的输入电流增加，阀开口增大，伺服阀输出流量增加，工作台增速。这时测速机的反馈电压也相应增加，使偏差信号减小，直到反馈电压与控制电压相接近时为止，这时工作台的速度便增大到与控制电压相适应的数值。若要求工作台速度降低，只需将控制电压调低，工作过程相反。总之通过调节控制信号的大小和方向，就可以实现无级连续的控制负载速度的目的。

系统在负载扰动作用下的调节过程 假如外负载力增加，因内漏增大工作台速度减慢，测速机输出电压降低，使偏差信号增大。同样，通过增大伺服阀流量来控制工作台速度重新达到给定值。反之，若负载减小，调节过程相反。

比较以上三个系统可见，前两个系统对被控制量不进行检测，没有反馈作用，当控制结果与希望值不一致时无修正能力，故称为开环系统。图 0-3 所示系统引入反馈回路，即用反馈传感器检测被控制量并与控制量进行比较得出偏差信号，再用该偏差信号控制系统运动，最后使偏差保持在尽可能小的范围内，从而实现被控制量按控制信号的给定规律变化的控制目的。并且不管什么样的干扰（外负载力、温度、参数变化等）使被控制量的实际值偏离希望值时，通过系统的控制作用都可消除偏差或限制在所要求的精度以内。该系统称为反馈控制系统。

## 二、液压控制系统的组成

本书所研究的液压控制系统是指具有液动力机构的反馈控制系统。不管系统多么复杂，它都是由一些基本元件组成的，见图 0-4。这些基本元件有：

1. 指令元件 它给出与反馈信号同样形式和因次的控制信号，如前例中的给定电位器，也可以是其它电器或计算机；

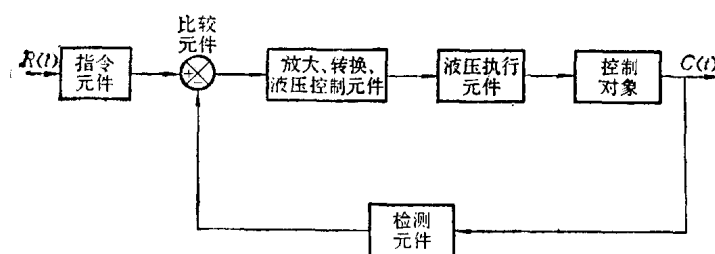


图0-4 液压控制系统的基本元件

2. 检测元件 检测被控制量，给出系统的反馈信号，如前例中的测速机，以及其它类型传感器；

3. 比较元件 把控制信号和反馈信号加以比较，给出偏差信号；

4. 放大、转换、控制元件 把偏差信号放大、转换（电-液、机-液、气-液转换）成液压信号（流量、压力），并控制执行机构运动，如前例中的放大器、伺服阀等；

5. 执行元件 如前例中的液压缸；

6. 控制对象 如工作台及其它负载装置。

液压控制元件、执行元件和负载在系统中的作用是密切相关的，把三者的组合称之为液压动力机构。此外，还可能有各种校正装置，以及不包含在控制回路内的能源设备和其它辅助装置等。

## 三、液压控制系统的分类

液压控制系统可按下列不同原则进行分类：

1. 按误差信号的产生和传递方式不同分为：

- 1) 机械-液压控制系统;
- 2) 电气-液压控制系统;
- 3) 气动-液压控制系统;

2. 按液压控制元件不同分为:

- 1) 阀控系统——由伺服阀利用节流原理控制流入执行机构的流量或压力的系统;
- 2) 泵控系统——利用伺服变量泵改变排量的办法控制流入执行机构的流量和压力的系统。

系统。

3. 按被控物理量的不同分为:

- 1) 位置控制系统;
- 2) 速度控制系统;
- 3) 加速度控制系统;
- 4) 压力控制系统;
- 5) 力控制系统;
- 6) 其它物理量控制系统。

4. 按输入信号的不同分为:

- 1) 伺服系统——输入信号是任意变化的系统, 它通常用于要求快速响应的场合;
- 2) 定值调节系统——输入信号为恒定的常量, 当干扰量不断变化时保持输出量不变;

不变;

3) 程序控制系统——输入量是按程序预先规定好的设定值, 一般控制对象的时间常数较大, 系统工作频率较低。

## § 2 液压控制系统的优缺点

液压控制系统与其它类型系统相比, 具有下列优点:

1. 液压执行机构的功率-重量比和扭矩-惯量比(或力-质量比)大, 因此液压控制系统的加速性好, 结构紧凑, 尺寸小, 重量轻。

下面通过与电动执行机构进行比较来说明这一点。由于电动执行机构所用磁性材料具有饱和作用, 其输出力或扭矩受到一定的限制, 所以若要增大力或扭矩, 只能增大尺寸。但是在液压系统中, 则可以用提高供油压力的办法来获得较高的力或扭矩, 唯一的限制只是部件的强度。

用一个数字例子粗略地估算一下便能证实这一点。作为相似的执行元件, 我们比较一下直线电动机与液压缸所产生的推力。一个典型的直流直线电动机在 50 毫米直径的定子上能产生的推力为 586 牛, 由此得出相应的等效压力为 2.89 巴, 这一数值显然低于液压控制系统的使用压力(液压系统的压力典型值为 69~345 巴)。直线电动机运动部分的质量为 4.54 千克, 得出力-质量比为 130:1 牛/千克。若采用一个压力为 69 巴、推力为 689 牛和具有 0.3 米行程的液压缸, 其活塞的尺寸和质量比直线电动机要小的多, 力-质量比约为 13000:1 牛/千克, 即高出了一百倍。

典型液压马达与电动机相比, 液压马达的扭矩-惯量比一般为相当容量电动机的 10~20 倍, 功率-重量比为电动机的 10 倍。

但是近年来出现的无槽电机则属于例外。无槽直流电动机的扭矩-惯量比稍高于液压马达，因此它同样可以构成高响应的伺服系统。在某些领域，如数控机床，由于维护、可靠性和经济方面的原因，采用伺服阀的闭环电液伺服系统已被应用无槽或力矩电机的系统所取代。但它在输出扭矩、速度刚度和重量方面则不如液压马达，见表 0-1。表 0-1 为两种典型的 3 千瓦无槽直流电动机和一种液压马达的性能参数比较。在航空航天技术领域应用的液压马达，其功率-重量比达到 675 瓦/牛或更大些，而目前的稀土电机的功率-重量比为 225 瓦/牛。

表0-1 液压马达与无槽电机的比较

马达类型	额定功率 (千瓦)	输出扭矩 (牛米)		速度刚度 [牛米/(弧度/秒)]	开环频率 (赫)	重 量 (牛)	扭矩-惯量比 (牛米/千克米 <sup>2</sup> )
		连续工作	工作一秒钟 的额定值				
液压马达	19.4	50		1.79	175	111	$61 \times 10^3$
电动机 A	3.0	14	142	0.36	194	755	$182 \times 10^3$
电动机 B	3.0	11	106		46		$61 \times 10^3$

2. 液压控制系统的刚度大，即输出位移受外负载的影响小，定位准确。所以位置误差小，精度高。这一点是电动和气动控制系统所不能比拟的。

因为液体的体积弹性模数很大，因此与液压能源相连接并充满液压油的液压执行元件，其液压弹簧刚度也是很大的，而泄漏又少，故速度刚度大。另外，液压弹簧与负载形成的液压谐振频率高，所以系统的响应速度快。

与液压系统具有相同压力和负载的气动系统，其响应速度只有液压系统的 1/50，液压系统的刚度约为相当的气动系统的 400 倍。

电动机的开环速度刚度约为液压马达的 1/5，电动机的位置刚度接近于零。因此电动机只能用来组成闭环位置控制系统，而液压马达却可以用来组成开环位置系统，当然闭环液压位置系统的刚度比开环时要高的多。所以液压控制系统具有高精度和快速响应的能力。

3. 对任何机器而言，温升都是一个主要限制条件，液压系统解决散热问题要方便些，因为液压油是一个很好的载热介质，在系统工作过程中它可以把由于功率损耗而产生的热量从发生的地方带到别处，而在方便的地方通过热交换散热。这样就可以在一定的功率条件下减少部件尺寸，提高系统的功率-重量比。

4. 液压油能兼起润滑剂作用，从而使元件寿命得以延长，这一点比气动系统优越。

液压控制系统因有上述突出优点，促使它得到广泛的应用。但它还存在着不少缺点，因而又使它的应用受到某些限制。其主要缺点有：

1. 液压元件，特别是精密的控制元件（如电液伺服阀）抗油污能力差，对工作油液的清洁度要求高。所以污染的油液会使阀磨损而降低其性能，甚至可能被堵塞粘住而不能工作，这常常是液压控制系统发生故障的主要原因。因此液压控制系统必须采用精细的过滤器。

2. 液体的体积弹性模数随温度和混入油中的空气含量而变。当温度变化时对系统的

性能有显著影响。与此相反，温度对气体的体积弹性模数影响很小，因此对气动控制系统的工作性能影响不大。温度对液体的粘度影响很大：低温时摩擦损失增大，高温时泄漏增加，并容易产生气穴现象。因为气体的粘度很小，故温度对气体的影响可以忽略不计。

3. 当液压元件的密封装置设计、制造或使用维护不当时，容易引起油液外漏，造成环境污染。而且目前液压系统仍广泛采用可燃性石油基液压油，油液溢出会引起火灾，所以某些场合不适用。但是这种情况已随着抗燃液压油的应用而得到改善。

4. 液压元件制造精度要求高，成本较高。

5. 液压能源的获得不象电能那样方便，也不象气源那样易于储存。

6. 如果液压能源与执行机构的距离较远，使用长管道连接会增加重量，并使系统的响应速度降低，甚至引起系统不稳定。这时采用电动系统更为有利。

### § 3 本书内容与研究方法

本课程是在学习过“液压流体力学”、“控制理论”和“液压传动”等课程之后学习的，所以内容主要针对液压控制系统的分析与设计。

全书分为两部分，第一部分是控制元件（包括四章），着重分析液压控制阀、动力机构和电液伺服阀的静动态特性。并适当介绍伺服放大器和检测元件的基本原理与选用原则。其中第二章液压动力机构是全书的核心之一，分别就单自由度和双自由度两种负载情况，建立了适用于位置、速度、压力和力控制系统的统一数学模型，是分析与设计系统的基础。第二部分是控制系统（包括六章），前四章以电液位置伺服系统为主，介绍了包括速度、力和机-液控制系统在内的各类系统组成和特点，阐明液压控制系统分析与设计的基本原理与方法。每章都附有一定数量的例题和相应的图表与曲线，可供设计时参考。后二章简要介绍非线性问题及试验、调正和维护方面的知识。

本书研究方法和应注意的问题：

1. 由于描述液压元件的微分方程是非线性的，有时甚至是高阶的。因此对于包含这类元件的系统，借助于模拟计算机与数字计算机来进行分析和设计无疑会越来越普遍，尤其对一些比较复杂的问题更是如此。但并不能因此而否定线性化分析的必要。控制系统的线性化分析理论可以用来揭示元件及系统工作的物理本质，可以建立参数间最基本定量关系和设计准则。在大多数不太复杂的液压控制系统的分析与设计中可以直接应用这些准则。对于较复杂的控制系统，先用线性理论进行初步分析与计算，再用计算机寻求最佳参数的设计程序往往是最为方便的。

本书将主要介绍液压控制系统的线性化分析方法，在分析过程中力求简化，所得结果力求实用，而不追求数学上的精确与严格性。

2. 本书在分析问题时常常采用从液压控制的实际问题中，找出具有普遍性的典型问题，通过分析弄清问题的本质和要点，确定主要因素，忽略次要因素，进行简化处理，建立简化研究模型。这一步十分关键，应慎重对待，如果模型本身不合理，即假设不符合实际，下面的分析结果必然是错误的。然后从简化模型出发，列出描述元件或系统的微分方程，采用线性化方法进行合理简化。由线性化微分方程进行初步的动态分析。最后，通过模拟实验或实物实验，对简化模型或分析结果加以检验和修正。

3. 在分析中除了要找出直接与性能参数有关的物理量之外还要注意判别物理量的性质。

在分析液压动力机构和系统时所涉及到的物理量分为两种类型：“硬量”与“软量”。所谓硬量，就是那些易于识别、计算和控制，其数值保持相对恒定的量。例如已知负载的质量和弹簧，液压固有频率、阀的流量增益等是硬量。软量是一种不可靠、难于预知的、或是难于控制的变量的函数。例如动力机构的阻尼比，流量伺服阀的流量-压力系数都属于软量。设计者应该把伺服系统最重要的性能建立在硬量的基础上。为了合理的设计液压控制系统，我们应该把研究的重点更多地放在研究物理量的性质以及如何利用这些物理量来构成一个设计上，而不是放在对那些想象能代表系统特性的方程组求解技术上。

4. 注意控制系统的共性问题，不断地把控制理论的成果引进到液压控制领域中来是必要的。更要注意到液压控制技术本身的特殊性问题，只有掌握各类液压控制系统的特点，才能实际设计出比较好的系统来。



# 第一章 液压控制阀

液压控制阀是液压伺服系统中的一种主要控制元件。在节流式伺服系统中，它直接控制执行元件动作；在容积式伺服系统中，它直接控制着泵的变量机构，改变其输出流量，从而间接地对执行元件的动作进行控制。所以液压控制阀的性能直接影响系统的工作性能，液压伺服系统的故障往往与阀工作得不正常有关。

液压控制阀的作用是利用对液流的节流原理，用输入位移（或转角）信号对通往执行元件的液体流量或压力进行控制。在液压伺服系统中它是一个机械-液压转换装置（见图 1-1）。

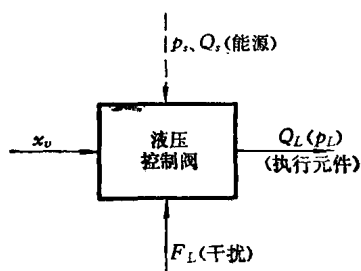


图 1-1

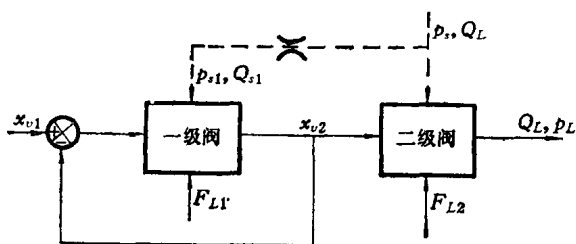


图 1-2

在节流式液压伺服系统中，液压控制阀的输出功率要直接操纵执行元件动作，它往往是较大的值，而输入阀的功率则通常是很小的，故液压控制阀也是一种功率放大装置。在电-液伺服系统中这个放大系数十分大，用单级阀很难实现，故此时常将阀作成两级，甚至是三级的。某两级阀的工作原理图如图 1-2 所示。

## § 1 液压控制阀的结构及分类

液压伺服系统中常用的各种典型的控制阀是圆柱滑阀（图 1-3）和喷嘴挡板阀（图

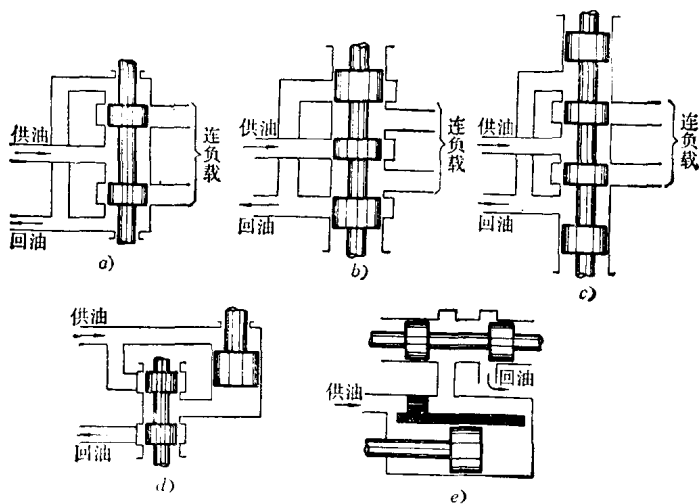


图 1-3 各种圆柱滑阀结构示意图