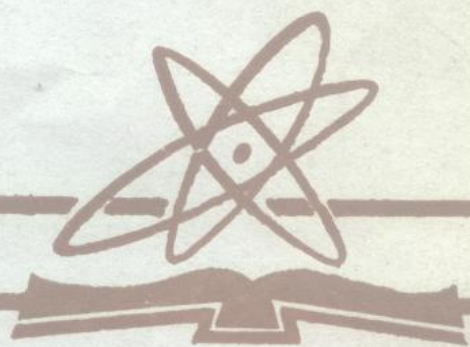


# 液压控制系统

西北电讯工程学院

张治立 编

国防工业出版社



42  
6

78.292  
586

# 液 压 控 制 系 统

西北电讯工程学院

张治立 编



1109764  
国防工业出版社

## 内 容 简 介

本书除介绍一般的液压传动方面的基础知识，液压设备中常用的各种液压元件和辅助装置，液压系统的基本油路外，着重讨论与液压伺服系统结构设计有关的问题，例如液压放大器、液压动力元件，电液伺服阀，液压位置控制伺服系统的工作原理，静态和动态特性，设计计算步骤，参数的选择以及设计准则等。

读者对象：本书是工科高等学校无线电设备结构设计专业的教材，也可供从事这方面工作的工程技术人员参考。

## 液 压 控 制 系 统

西北电讯工程学院

张治立 编

国防工业出版社出版

北京市书刊出版业营业许可证出字第 074 号

西北电讯工程学院印刷厂印刷

内 部 发 行

开本 787×1092 1/16 印张 16 5/8

印刷字数 422 千字 印数 1—2800 册

1981 年第一版 1981 年 7 月第一次印刷

统一书号：N15034（教-66）定价：1.73 元

# 前 言

《液压控制系统》一书系高等院校工科电子类“无线电设备结构设计”专业统编教材（试用）。

全书共分九章。前四章和第八章主要阐述一般液压传动所需要的液压流体力学基础知识，液压泵与液压执行元件的工作原理及其特性，液压控制阀，液压系统的辅助装置等；第五、六、七章为着重介绍与液压伺服系统内容有关的章节，例如液压放大器，阀控和泵控组合，电液伺服阀的工作原理、静态和动态特性分析、参数选择以及设计准则等；第九章通过具体的例子讲述液压伺服系统的设计和计算步骤，在静态计算中着重分析负载匹配原理，在动态计算中着重分析稳定性。

本书的教学时数为 50 学时。由于学时有限，所以本书在内容安排上尽量做到重点突出，重要内容多讲，次要内容少讲或供自学。在内容选材方面，本书尽量参考国内外书刊文献新近发表的一些资料，并注意反映液压控制技术方面的新发展。

在教学方面，对上述内容的具体实施，各院校可按本专业的具体要求而有所侧重。

本书主编为西北电讯工程学院张治立。主审为成都电讯工程学院谢寄石。

成都电讯工程学院，上海科学技术大学，南京工学院和哈尔滨工业大学，以及本院的有关教师参加了本教材的审定，提出了许多宝贵意见，特在此一并致谢。

由于编者学识肤浅，缺点和谬误不当之处在所难免，诚望读者批评指正。

编者 1980 年 3 月。

# 目 录

<b>第一章 概述</b>		§ 5-4 作用在滑阀上的侧向力	112
§ 1-1 液压传动的工作原理	1	§ 5-5 零开口滑阀的分析	114
§ 1-2 液压伺服系统的工作原理	2	§ 5-6 正开口滑阀的分析	122
§ 1-3 液压控制系统的优缺点及其应用	4	§ 5-7 三通滑阀的分析	124
<b>第二章 液压流体力学基础</b>		§ 5-8 滑阀的设计	126
§ 2-1 液压油的物理性能	6	§ 5-9 喷嘴—挡板式液压放大器的分析和设计	130
§ 2-2 对液压系统所用工作液体的要求及其选择	14	<b>第六章 阀控和泵控液压执行元件</b>	
§ 2-3 液体的静力学基本规律	14	§ 6-1 阀控液压马达	142
§ 2-4 液体的动力学基本规律	18	§ 6-2 阀控液压缸	156
§ 2-5 液体流动中的能量损失	24	§ 6-3 三通阀控制的液压缸	161
§ 2-6 液体通过节流孔时的流动规律	31	§ 6-4 泵控液压马达	162
§ 2-7 液压管道中的液压冲击	36	§ 6-5 阀控和泵控液压执行元件中的液压冲击	169
<b>第三章 液压泵与液压执行元件</b>		<b>第七章 电液伺服阀</b>	
§ 3-1 液压泵的工作原理	40	§ 7-1 引言	173
§ 3-2 齿轮泵	40	§ 7-2 力反馈式两级电液伺服阀	175
§ 3-3 叶片泵	43	§ 7-3 伺服阀的技术要求、选择和使用	188
§ 3-4 柱塞泵	45	<b>第八章 辅助装置和液压油源</b>	
§ 3-5 液压马达	50	§ 8-1 油箱	193
§ 3-6 液压缸	58	§ 8-2 油管和管接头	198
§ 3-7 理想液压泵与理想液压执行元件的基本关系式	66	§ 8-3 空气滤清器	201
§ 3-8 实际液压泵和实际液压马达的稳态性能方程式	67	§ 8-4 滤油器	202
§ 3-9 液压泵和液压马达泄漏系数和摩擦系数的测试	73	§ 8-5 蓄能器	206
<b>第四章 液压控制阀</b>		§ 8-6 密封和密封件	208
§ 4-1 压力控制阀	76	§ 8-7 液压油源	217
§ 4-2 流量控制阀	85	<b>第九章 液压伺服系统举例及其设计与计算</b>	
§ 4-3 方向控制阀	90	§ 9-1 液压伺服系统举例	221
<b>第五章 液压放大器</b>		§ 9-2 液压伺服系统的设计与计算	225
§ 5-1 滑阀式液压放大器的结构形式	99	<b>附 录</b>	
§ 5-2 四通滑阀的一般分析	101	一、常用计量单位的名称、代号和换算	254
§ 5-3 作用在滑阀上的液流力	107	二、常用液压系统图形符号	256
		三、换向滑阀机能图形符号	259

# 第一章 概 述

在近代自动控制工程领域内。广泛地应用液压传动，而液压伺服系统在液压传动技术学科中是一个自动控制装置，因此为了更好地学习液压控制系统这门课程，必须首先了解两个基本概念：“液压传动”和“液压伺服系统”的定义和工作原理。

此外，本章还要叙述一下液压控制系统的优缺点及其应用。

## § 1-1 液压传动的工作原理

能量的变换与传递过程称为传动。传动装置本身并不能产生能量，能量由外界能源供给。

在无线电设备中，例如雷达机械，传动是指能量或动力由原动机向工作装置的传递，通过各种不同的传动方式使原动机的转动变为工作装置各种不同的运动形式，例如：雷达天线的俯仰和方位运动，舰艇雷达稳定平台的纵横摇摆运动等。

能量的传递必须经过一定的工作介质。传动工质可以有各种不同的形式。基本上可分为固体（金属），电，气体（空气）与液体（油）四大类。通常以此命名为机械传动、电力传动、气体传动与液体传动。现代技术装备中四种传动方式各有优缺点，常须综合运用。

液体传动又分为两类，即液力传动和液压传动。

液力传动是靠液体流动时的动能来传动的装置（例如离心泵—涡轮机系统）。液力传动不属本课程内容，故不作介绍。

液压传动是指在密封容器内，利用受压液体传递压力能，再通过执行机构把压力能转换成机械能而做功的传动方式。液压千斤顶就是一个简单的液压传动的实例。

图 1-1 是液压千斤顶的原理图。千斤顶的小液压缸 2、大液压缸 7、油箱 5 以及它们之间连接通道构成一个密封的容器，里面充满着液压油。在开关 6 关闭的情况下，当提起手柄时，小液压缸 2 的活塞上移使其工作容积增大形成真空，油箱 5 里的油便在大气压作用下通过吸油单向阀 4 进入小液压缸；压下手柄时，小液压缸的活塞下移，挤压其下腔的油液，这部分压力油便顶开排油单向阀 3 进入大液压缸 7，推动柱塞 8 从而顶起重物。再提起手柄

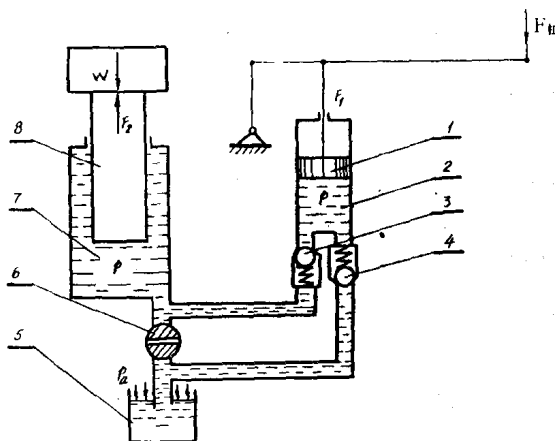


图 1-1 液压千斤顶原理图

时，大液压缸内的压力油将力图倒流入小液压缸，此时排油单向阀 3 自动关闭，使油不致倒流，这就保证了重物不致自动落下；压下手柄时，吸油单向阀 4 自动关闭，使液压油不致倒流入油箱，而只能进入大液压缸以将重物顶起。这样反复提起和压下手柄时，就可使重物不断上升达到起重的目的。当需放下重物时，打开开关 6，大液压缸的柱塞在重物的自重作用

下下移，将大液压缸中的油液排回油箱5。

可见，液压千斤顶工作需有两个条件：一是处于密封容器内的液体由于大小液压缸工作容积的变化而能够流动；二是这些液体具有压力。能流动并具有一定压力的液体能做功，我们说它有压力能。液压千斤顶就是利用油液的压力能将手柄上的作用力和手柄的移动转变为顶起重物的力和重物在此力作用下的升起。小液压缸2的作用是将手动的机械能转换为油液的压力能；大液压缸7则将油液的压力能转换为顶起重物的机械能。

从液压千斤顶的工作原理可知，一个能完成能量变换与传递的液压系统由四部分组成：

1. 液压泵，其职能是将机械能转换为液体的压力能，它是液压系统的能源部分。液压千斤顶的小液压缸2即起泵的作用。

2. 执行元件，其职能是将液体的压力能转换为机械能。执行元件包括液压缸和液压马达，液压缸带动负载做往复运动；液压马达带动负载做旋转运动。图1-1中大液压缸7就是液压千斤顶的执行元件。

3. 控制调节装置，即各种阀。在液压系统中各种阀用以控制和调节各部分液体的压力、流量和方向。以满足机械的工作要求，完成一定的工作循环。液压千斤顶的单向阀3、4和开关6就是控制液流方向的。开关6还可控制液流流量，从而控制重物下降的快慢。

4. 辅助装置，包括油箱、滤油器、油管及管接头，密封件、冷却器、蓄能器等。

设计液压系统就是根据机械的工作要求合理地选择和设计上述各液压元件，并将它们合理地组合在一起，使之完成一定的工作循环。

## § 1-2 液压伺服系统的工作原理

液压伺服系统有时亦称液压伺服机构、液压伺服传动装置等，其涵义均相同。

从自动调节原理课程可知，可以把采用反馈原理工作的自动控制系统分为两种不同的类型：“伺服机构”和“调节器”。

术语“伺服机构”或“伺服传动装置”多半是属于这样一种系统，即其系统的输出量是执行机构的位置或位置对时间的导数。在这种控制系统中，一方面其执行机构（代表输出）能自动地以一定的精度跟随系统输入信号变化的规律，另一方面又起着信号的功率或力的放大作用，伺服机构适用于系统输入量连续变化的场合。而“调节器”或称“调节系统”的特点在于调节系统要求在输入量为恒定时，尽管负载（干扰）不断变化，输出量也保持不变。定值调节系统和程序控制系统都是调节系统的例子。调节系统适用于输入量不变或很少变化的场合。

伺服系统一般是由电气的、机械的、液压的、气动的和光学的等元件所组成的。它的执行元件一般分为三类：电气的——直流电动机或电磁铁；液压的——液压缸或液压马达；气动的——气动动作筒或气动马达。通常把伺服系统按其所采用的执行元件类型的不同而称为电气伺服系统、液压伺服系统或气动伺服系统。不过，对于无线电设备中所采用的伺服系统来说，一般都必须有电气元件才共同组成系统，例如电液伺服系统。

图1-2所示为液压伺服系统的一般形式。这种图形通常称为职能图。职能图是表示系统之间或系统中各元件之间的互连关系的一种简便方法，在职能图中不需要详细说明系统或元件的物理性能。系统职能图1-2表示了如何由误差量经过控制器（由电子放大器和伺服阀组

成)和液压执行元件(液压缸或液压马达)来调整输出量,图中箭头表示信号的传递方向、并应注意反馈信号是带负号的。

图 1-2 采用了输入转换器和反馈转换器,因为一般来说输入量和输出量的量纲是不同

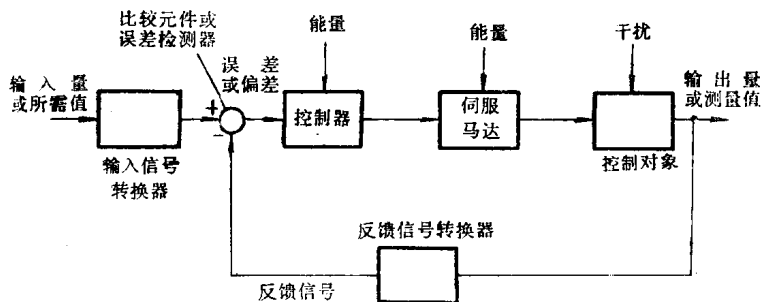


图 1-2 液压伺服系统职能图

的,例如,输入量可能是一个标度盘的转角,而它所代表的输出量则是所要求的直线位移。这时可以用一个旋转电位器(即输入转换器)将输入信号转换成一个电压值,并用一个直线位移电位器(即反馈转换器)将输出的位移转换成另一个电压值。然后将对应于输入量和输出量的两个电压值通过电子放大器进行比较。这里的放大器是作为一个误差检测器,它也可同时和伺服阀一起构成控制器。

电子放大器是小功率的装置,它和伺服阀一起组成控制器,用来控制较大功率的液压执行元件(液压缸或液压马达),以实现前面所说的功率放大作用。

至此,我们可以给液压伺服系统下一个简单的定义。液压伺服系统是采用液压缸或液压马达作为执行元件进行伺服控制的闭环反馈系统。

为了进一步理解液压伺服系统的定义及其工作原理,让我们举一个例子加以说明,该例子可把液压伺服系统职能图具体化。

图 1-3 所示的雷达天线位置控制伺服系统就是一个典型的例子。

在此系统中,天线由一个液压马达通过减速器来拖动。天线转动的同时,它的转轴还通过减速器带动一个电位器,把天线的转角  $\theta_A$  化为一个相应的电压信号  $u_A$ 。另一方面,控制信号,也就是天线位置控制手轮的转角  $\theta_c$ ,也通过一个相同的电位器化为一个电压信号  $u_c$ 。这两个电压在放大器中进行比较,如果它们彼此不等,放大器就输出一个误差电压

$$u_e = K(u_c - u_A)$$

加在伺服阀的力矩马达线圈上。力矩马达的线圈在误差电压的作用下产生足以驱动伺服阀阀芯移动的差动电流,伺服阀则产生其流量与输入差动电流成比例的高压液流,供给液压马达。液压马达在高压液流的作用下旋转,从而带动天线向使误差减小的方向转动,直至天线转角和手轮转角之间的差异小于给定值时为止。

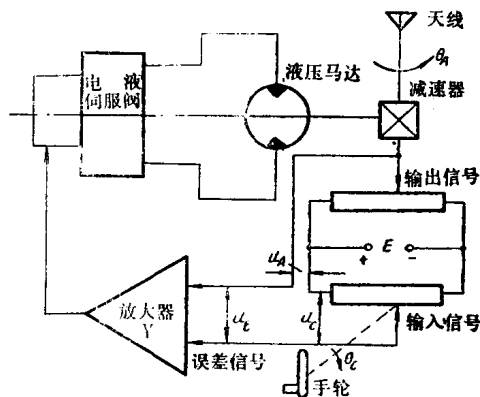


图 1-3 雷达天线位置控制伺服系统

从图中可看到,本系统采用了电位器反馈回路,所以又称为闭环控制系统。



最后，我们可以看出，当由于外界因素变化，例如风力影响，使天线从指定位置偏开时，液压伺服系统会“自动地”产生校正转矩，使天线转回由手轮所确定的方向。当雷达进行手控搜索时，手轮不停地转动，天线在伺服系统的驱动下，也将不停地跟随手轮的规律而转动。

### § 1-3 液压控制系统的优缺点及其应用

液压控制系统与其他类型的控制系统相比，具有许多特点。这些特点十分重要，因而使它获得广泛的应用。

液压控制系统最突出的优点是体积小、重量轻、惯性小。这是因为液压控制装置充分发挥了材料的强度性能，例如液压马达与电动机相比，电动机的磁极作用在电枢上的磁力为4~6公斤力/厘米<sup>2</sup>，而液压马达的柱塞所能承受的液体压力达到200~300公斤力/厘米<sup>2</sup>。另外液压油液能将系统内部损耗所产生的热量带到很方便的热交换器中去散发。这一特点使液压元件有可能变得轻巧。所有这些因素都使得液压控制系统的功率—重量比大为提高。现在，液压泵与液压马达的功率—重量比已经达到3.3千瓦/公斤力以上。

液压控制系统有着大的功率—重量比，就使得它的体积紧凑，惯性小。例如液压马达总共才占相同功率的电动机体积的12~13%；实践还证明：一般情况下，电动机的转动惯量占被其传动的整个系统惯量的50%左右；而液压马达则只占5%左右。由于液压控制系统运动部分的惯性小，使整个系统的快速作用性、动态特性和工作精度都大为提高。例如，液压马达和液压缸以及液压操纵的滑阀，其动作时间都较同功率的电动机及电磁操纵的滑阀的动作时间小得多。应该指出，以上这些工作质量正是伺服系统工作质量的主要指标。

此外，液压控制系统尚具有一般液压传动的优点，如工作可靠、元件的工作寿命长、运动平稳等。

液压控制系统尚存在一些缺点，这些缺点使它的应用受到了限制。这些缺点表现有：

1. 液压元件之间要用各种规格的油管来连接，不如电力系统中柔软的电导线那样，即使在很难接触的地方也较易安装。
2. 液压元件的公差要求严格，精密度高，因而制造困难，价格昂贵。
3. 液压油的油温有一个上限。当液压系统附件有火种存在时，有燃烧和爆炸的危险。不过，采用耐高温和防燃油液可使这种危险性减小。

液压系统由于很难保持不漏，因此工作环境显得较脏。此外，当系统破裂时，还存在油液完全漏失的可能。

受污染的油液，以及含有杂质（例如磨粒）的油液，会堵塞液压元件使其失去工作的效能，受到永久性的损伤。因此，污染而又含杂质的油液是液压控制系统发生故障的主要原因。为了保证液压系统工作的可靠性，清洁油液是绝对必要的，但这就要给液压系统添加一套复杂而又使成本增高的过滤系统。

4. 就处理小功率讯号的数学运算、误差检测、放大、测试与补偿功能来说，液压装置不如电子或机电装置那样灵活、线性、准确和便宜。因而在控制系统的小功率部分一般不宜采用。

液压执行元件突出的特点以及它在小功率工作时的不灵活性，这两者联系起来就使得它

主要只在线路和系统的动力部分采用。而系统的小功率部分一般仍由电气装置或机电装置来充当。

尽管液压控制系统存在一些缺点，但毕竟其优点是主要的，响应速度快、比功率（即功率重量比）大更显示出液压控制系统的优越性，因而在车辆、船舶、机床、工程机械、无线电设备，特别是在各种武器控制系统中，诸如火炮、雷达、飞机、导弹等方面都得到了广泛的应用。

随着近代高速喷气式飞机、导弹、火箭和宇宙空间技术的出现，对雷达跟踪系统的精度、快速响应及远程控制方面，提出了愈来愈高的要求。为了适应这些要求，在自动控制工程领域中愈来愈多地采用电气液压复合控制系统。正如上述，在这种系统中，电气装置主要用在小功率部分，用来接受及传输信号、放大信号，进行各种反馈及远距离控制，起着“神经系统”的作用；而液压装置则用在动力部分，作为信号的功率放大、传动分配及系统的执行机构之用，起着类似“筋肉系统”的作用。图 1-3 所示雷达天线位置伺服系统就是这样一个例子，这种系统通常被称为“电液伺服系统”，它兼有电气控制和液压控制二者的优点，因而可以获得更加完善的控制性能。

## 第二章 液压流体力学基础

流体力学主要是研究流体平衡和运动规律及流体与物体之间的相互作用的科学。流体力学有许多分支学科，例如“空气动力学”，“船舶流体力学”，“水力学”等等。

随着液压传动技术的应用和发展而产生了一个新的流体力学分支，这就是“液压流体力学”。“液压流体力学”主要研究液体与液压元件（包括管道）间的相互作用规律及其在技术上的应用。

液压传动是以液体作为介质来传递能量的，为了更好地掌握和理解液压传动的原理及液压元件的结构和性能，为了正确地使用和设计液压控制系统，都必须首先学习“液压流体力学”的基本理论。

在本章的叙述过程中，将涉及到许多物理量。本书采用公制工程单位制“米·公斤力·秒”制（MKFS制）来度量这些物理量。力用公斤力（kgf）表示，长度用米（m）或厘米（cm）表示，时间用秒（s）表示，温度用摄氏度（°C）表示，以免混乱。

### § 2-1 液压油的物理性能

液压油是液压传动系统的工作介质，又是液压元件的润滑剂。液压油分为石油基液压油和难燃液压油两大类。石油基液压油润滑性好、腐蚀小、粘度较高、化学稳定性好，故液压控制系统多采用石油基液压油作为传动介质。

#### 一、重度和密度

（一）重度——液体每单位容积的重量称为重度，通常以符号  $\gamma$  表示。

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad [\text{公斤力/米}^3 \text{或公斤力/厘米}^3] \quad (2-1)$$

式中  $G$ —液体重量[公斤力]；

$V$ —液体容积[米<sup>3</sup>或厘米<sup>3</sup>]。

石油基液压油的重度一般为  $\gamma = 840 \sim 950$  公斤力/米<sup>3</sup>或  $0.84 \sim 0.95$  克力/厘米<sup>3</sup>。

（二）密度——液体每单位容积的质量称为密度，通常以符号  $\rho$  表示。

$$\rho = \frac{m}{V} \quad [\text{公斤力} \cdot \text{秒}^2 / \text{厘米}^4] \quad (2-2)$$

式中  $m$ ——液体质量[公斤力·秒<sup>2</sup>/厘米]；

$V$ ——液体容积[厘米<sup>3</sup>]。

石油基液压油的密度一般取为  $\rho = (0.85 \sim 0.96) \times 10^{-8}$  公斤力·秒<sup>2</sup>/厘米<sup>4</sup>。

重度和密度之间的关系显然为

$$\gamma = \rho g \quad (2-3)$$

液压油的密度和重度是随温度和压力而变化的，但在通常使用的温度和压力范围内这种变化很小，所以在一般计算中可近似地把它看作常数。

## 二、比热和导热系数

比热和导热系数是衡量液压油传热性能的指标。在设计液压油源和冷却设备时要用到这两个物理量。

(一) 比热——单位重量的液体温度升高  $1^{\circ}\text{C}$  时所需要的热量，一般以符号  $c$  表示。

石油基液压油的平均比热可取：

$$c = 0.4 \sim 0.5 \text{ 千卡/公斤力} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

如考虑温度的影响，则

$$c = \frac{1}{\sqrt{\gamma_{15}}} (0.403 + 0.00081t) [\text{千卡/公斤力} \cdot ^{\circ}\text{C}] \quad (2-4)$$

式中  $t$ ——油的温度 [ $^{\circ}\text{C}$ ]；

$\gamma_{15}$ —— $15^{\circ}\text{C}$  时油的重度 [公斤力/升]。

(二) 导热系数——液体沿热流方向，在单位时间内，单位长度上温度差为  $1^{\circ}\text{C}$ ，单位面积上所通过的热量。对于石油基液压油在常温下可近似取：

$$\lambda = 0.1 \sim 0.13 \text{ 千卡/米} \cdot \text{小时} \cdot ^{\circ}\text{C} \quad (2-5)$$

式中  $\lambda$ ——导热系数的表示符号。

## 三、粘度

液体受外力作用而流动时，液体内部产生摩擦力或切应力的性质，叫做液体的粘性。液体流动时才会出现粘性，静止不动的液体不呈现粘性。粘性所起的作用是阻止液体内部的相互滑动。粘性的大小可用粘度来表示。粘度是液体最重要的特性之一，是流动液体最基本的物理性质，是液压系统中选择液压油的主要指标，粘度大小会直接影响系统的正常工作、效率和灵敏性。粘度是如此重要，以致通常在实用上都以在某一温度下的粘度来作为该液体的名称。例如，我国生产的 10 号航空液压油就是指该油在  $50^{\circ}\text{C}$  时的运动粘度为 10 厘斯。

(一) 粘度的单位

粘度的大小可用动力粘度、运动粘度及条件粘度三种粘度单位来表示。我国主要采用运动粘度单位。

### 1. 动力粘度

如图 2-1 所示，液体在圆管内做平行流动，由于液体与固体壁的附着力及其分子间的内聚力作用，使液体内部各处的速度大小不等，紧贴管壁处的液体粘附于管壁上，其速度为零，当靠近圆管中心方向时，其流速  $v$  则逐渐增加，在圆管中心处达最大值。这样，我们就可以把液体在圆管中的流动看成是许多无限薄的同心圆筒形的液体层的运动，运动速度较快与较慢的各层之间产生相对滑动，因此在各层之间产生摩擦力。

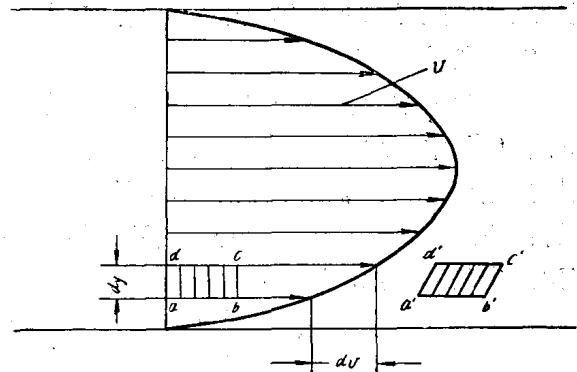


图 2-1 液体在圆管内的流动

根据试验得知，液体之间的内摩擦力  $T$  与液层的接触面面积  $A$  及两液层相对滑动速度

$d\Delta$  成正比, 而与两液层之间的距离  $dy$  成反比, 即

$$T = \pm \mu \cdot A \frac{dv}{dy} \quad (2-6)$$

以  $\tau = T/A$  表示切应力, 则有

$$\tau = \pm \mu \frac{dv}{dy} \quad (2-7)$$

式中  $dv/dy$ ——称为速度梯度, 或称为剪切率;

$\mu$ ——称为动力粘度系数, 通常简称为动力粘度。

这个关系叫做牛顿液体内摩擦定律。式中“负”号表示摩擦力与相对速度  $\Delta v$  的方向相反。由此式可见, 在一定的切应力  $\tau$  的作用下, 动力粘度  $\mu$  越大, 则速度梯度  $dv/dy$  越小, 即液体发生的剪切变形越小, 也即液体抵抗液层之间发生剪切变形的能力越强。

动力粘度  $\mu$  的单位在绝对单位制中是达因·秒/厘米<sup>2</sup>, 一般称为泊, 泊的百分之一称为厘泊。在工程单位制中为公斤力·秒/米<sup>2</sup>。它们之间的关系为:

$$1 \text{ 公斤力} \cdot \text{秒}/\text{米}^2 = 98.1 \text{ 泊} \approx 100 \text{ 泊} = 10^4 \text{ 厘泊} \quad (2-8)$$

动力粘度  $\mu$  的单位泊相当于: 面积各为 1 厘米<sup>2</sup> 和相距 1 厘米的两层液体, 当其中的一层液体以 1 厘米/秒的速度与另一层液体相对运动时所产生的内摩擦力的大小。

$\mu$  之所以称为动力粘度, 是因为在它的量纲中含有动力学要素力的单位的缘故。

## 2. 运动粘度

在相同温度下, 液体的动力粘度  $\mu$  和它的密度  $\rho$  的比值称为运动粘度, 常以符号  $\nu$  表示, 即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2-9)$$

运动粘度  $\nu$  的单位在绝对单位制中为厘米<sup>2</sup>/秒, 一般称为斯, 斯的百分之一称为厘斯。在工程单位制中为米<sup>2</sup>/秒, 其换算关系如下:

$$1 \text{ 米}^2/\text{秒} = 10^4 \text{ 斯} = 10^6 \text{ 厘斯} \quad (2-10)$$

运动粘度  $\nu$  没有什么特殊的物理意义, 只是因为是在液压系统的理论分析和计算中常常碰到动力粘度  $\mu$  与密度  $\rho$  的比值, 因而才采用运动粘度这个单位来代替  $\mu/\rho$ 。它之所以被称为运动粘度, 是因为在它的量纲中含有运动学要素长度和时间单位的缘故。

## 3. 条件粘度

由于动力粘度和运动粘度的直接测量比较困难, 工程上常用条件粘度。条件粘度是以液体的粘度与水的粘度相比较的相对值, 又称为相对粘度。条件粘度单位各国不一致, 我国采用恩氏粘度 ( $^{\circ}E_t$ )。恩氏粘度  $^{\circ}E_t$  是用恩氏粘度计测定 200 厘米<sup>3</sup> 的液体在某种温度下从粘度计流出所需的时间  $t_{油}$ , 与同体积蒸馏水在 20°C 时流出所需时间  $t_{水}$  (此时间是仪器经过标定给出的) 之比, 即

$$^{\circ}E_t = \frac{t_{油}}{t_{水}} \quad (2-11)$$

三种粘度之间的关系, 可用下列三式表示:

$$\mu = \rho \nu$$

$$\mu_t = 0.00067^{\circ}E_t - \frac{0.00058}{^{\circ}E_t} \quad [\text{公斤力} \cdot \text{秒}/\text{米}^2] \quad (2-12)$$

$$v_t = 7.31^{\circ E_t} - \frac{6.31}{\circ E_t} \quad [\text{厘斯}] \quad (2-13)$$

### (二) 粘度与压力的关系

通常粘度随压力的增高而增大，压力与粘度的关系如下：

$$v = v_0 e^{bp} \quad (\text{或} \quad \ln \frac{v}{v_0} = bp) \quad (2-14)$$

- 式中  $v$ ——压力为  $p$  时的运动粘度（厘斯）；  
 $v_0$ ——压力为一个大气压时的运动粘度（厘斯）；  
 $b$ ——系数，一般石油基液压油取  $b = 0.002 \sim 0.003$ ；  
 $p$ ——油的压力〔公斤力/厘米<sup>2</sup>〕。

在实际应用中，石油基液压油的工作压力在  $0 \sim 500$  公斤力/厘米<sup>2</sup> 的范围内时，可用下式计算油的粘度：

$$v_p = v_0 (1 + 0.003p) \quad (2-15)$$

压力值在  $200$  公斤力/厘米<sup>2</sup> 以下时，粘度的变化可忽略不计。当压力很高时，粘度将急剧增大，不能忽视。

### (三) 粘度与温度的关系

液压油的粘度随温度的增高而显著降低。油液粘度的变化直接影响到液压系统的性能和泄漏量，因此希望粘度随温度的变化越小越好。

对于液压系统常用的石油基液压油，当运动粘度不超过  $76$  厘斯，温度在  $30 \sim 150^{\circ}\text{C}$  范围内时，可用下述近似公式计算其温度为  $t^{\circ}\text{C}$  时的运动粘度：

$$v_t = v_{50} \left( \frac{50}{t} \right)^n \quad (2-16)$$

- 式中  $v_t$ ——温度为  $t^{\circ}\text{C}$  时油的运动粘度（厘斯）；  
 $v_{50}$ ——温度为  $50^{\circ}\text{C}$  时油的运动粘度（厘斯）；  
 $n$ ——指数，随油液的粘度变化，其数值可参考表 2-1。

表 2-1 指数  $n$  随运动粘度变化的数值

$v_{50}$ (厘斯)	2.5	6.5	9.5	12	21	30	38	45	52	60	68	76	.....
$n$	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32	2.42	2.49	2.52	2.56	.....

液压油的粘度随温度变化的程度可用粘度指数来衡量。粘度指数的代号为  $V.I$ ，如图 2-2 所示，它表示被试油的粘度随温度变化的程度同标准油粘度变化程度比较的相对值。粘度指数高，即表明粘温曲线平缓，粘温性能好，这样使用的温度范围就广了。液压油的粘度指数要求在  $90$  以上，优良的在  $100$  以上。

图 2-2 中横座标为温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )，纵座标为粘度 (厘斯)。如果被试油 (在图中用虚线表示) 在  $98.9^{\circ}\text{C}$  和  $37.8^{\circ}\text{C}$  时的粘度为已知，取两种标准油液 (在图中用两条实线表示)，一种粘度指数为  $100$ ，另一种粘度指数为零。它们在  $98.9^{\circ}\text{C}$  时的粘度和被试油的相同。这样被试油的粘度指数就可以用下式求得：

$$V.I = \frac{L - U}{L - H} \times 100 \quad (2-17)$$

式中  $U$ ——是被试油在  $37.8^{\circ}\text{C}$  的运动粘度；

$L$ ——是  $V.I$  值为零的标准油在  $37.8^{\circ}\text{C}$  时的运动粘度，而这种油在  $98.9^{\circ}\text{C}$  时的粘度与被试油相同；

$H$ ——是  $V.I$  值为100的标准油在  $37.8^{\circ}\text{C}$  时的运动粘度，而这种油在  $98.9^{\circ}\text{C}$  时的粘度与被试油粘度相同。

$L$  和  $H$  的数值随被试油在  $98.9^{\circ}\text{C}$  时粘度的不同而改变，可在一般液压手册中查得。

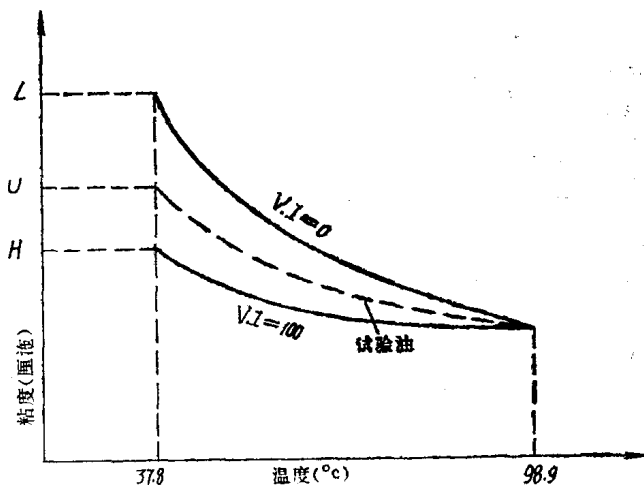


图 2-2 粘度指数计算简图

#### 四、容积弹性模数

从物理学可知，液体是几乎不可压缩的，但是在高压之下，发现液体仍具有一定的压缩性。

液体的压缩性是表示液体在温度不变的情况下受到压力后其体积会缩小、密度会增大的特性。它的效应和机械弹簧类似，当压力消失之后，液体的压缩量也随之消失，因而有“液体弹簧”之称。液体的压缩性是用液体的容积弹性模数来衡量的。在进行液压控制系统的动态计算时，还要求算出考虑渗入液体中的空气（或蒸汽）和油管内壁的机械变形而构成的总容积弹性模数。

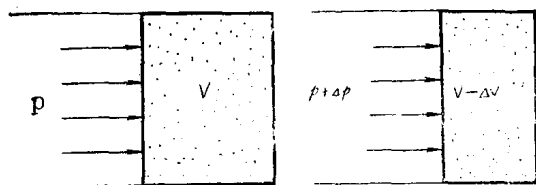


图 2-3 压力升高时液体容积的变化

#### (一) 液体的容积弹性模数

如图 2-3 所示，假定压力为  $p$  时，液体的容积为  $V_1$ ；压力为  $p + \Delta p$  时，液体的容积为  $V_1 - \Delta V_1$ ，由此则得

$$\frac{\Delta V_1}{V_1} = -c' \Delta p$$

式中  $c'$  则被称为液体的容积压缩系数：

$$c' = -\frac{1}{\Delta p} \cdot \frac{\Delta V_1}{V_1} \quad [\text{厘米}^2/\text{公斤力}] \quad (2-18)$$

如以微分形式表示，则  $c'$  也可写成：

$$c' = -\frac{1}{dp} \frac{dV_1}{V_1} \quad [\text{厘米}^2/\text{公斤力}] \quad (2-19)$$

式 (2-18) 表示液体的容积压缩系数  $c'$  相当于在压力变化 1 公斤力/厘米<sup>2</sup> 时液体容积的相对变化值。式中负号表示压力增加而液体容积减小。常用液压油的压缩系数为  $c' = (5 \sim 7) \times 10^{-6}$  厘米<sup>2</sup>/公斤力。

容积压缩系数  $c'$  的倒数就定义为液体的容积弹性模数，以符号  $\beta_1$  表示之。

$$\beta_1 = \frac{1}{c'} = -\frac{V_1 \Delta p}{\Delta V_1} = -\frac{V_1 dp}{dV_1} \quad [\text{公斤力}/\text{厘米}^2] \quad (2-20)$$

式中  $V_1$ ——液体的初始容积[厘米<sup>3</sup>]；

$\Delta V_1$ ——加压后液体减少的容积[厘米<sup>3</sup>]；

$\Delta p$ ——压力变化量[公斤力/厘米<sup>2</sup>]。

在式(2-20)中,由于 $dp/dV_1$ 总是负的,故容积弹性模数就总是一个正的量。

常用液压油的容积弹性模数 $\beta_1 = (1.4 \sim 2.0) \times 10^4$  公斤力/厘米<sup>2</sup>。

## (二) 液压系统的总容积弹性模数

我们知道,在力学中存在“机械弹簧和质量”谐振系统,同样在液压系统和几乎所有的液压元件中存在着由于液体的弹簧效应与机械部分的质量的相互作用而产生的谐振现象。为了获得满意的动态性能、我们总希望液压系统的谐振频率尽可能地高。在第六章中,我们会知道要想得到高的液压谐振频率,就必须使所采用的液压油具有高的容积弹性模数。但液压油的容积弹性模数会因液体中渗入了空气和机械的变形而大大降低。因此如果只是盲目地考虑液体的容积弹性模数而不考虑混入的空气和结构的弹性,则将使液压谐振频率的计算产生很大的误差。

现在就来推导由液体、气体和容器三者组成的液压系统的总容积弹性模数方程式及其实际值。

### (1) 总容积弹性模数方程式的推导

我们假定有一个示于图2-4(a)上的充满着液体及蒸汽或气体混合物的可变容器。图中所示的气体是集成的,这是为了计算的方便而假设的,但实际上气体将以泡沫的形式渗入液体,或以气囊的状态存在。溶解在液体中的空气对液体的容积弹性模数影响很小或者根本没有影响。开始时容器的总体积 $V_t$ 可写成

$$V_t = V_l + V_g \quad (2-21)$$

式中 $V_l$ 和 $V_g$ 分别为液体和气体的初始容积。当活塞向左移动时[图2-4(b)],压力的增量 $\Delta p$ 将作用到混合流体和容器上。由活塞的移动可以看到,初始体积将有如下的减小

$$\Delta V_t = -\Delta V_g - \Delta V_l + \Delta V_c \quad (2-22)$$

下标 $g$ ,  $l$ 和 $c$ 分别指气体、液体和容器。有效的或总的容积弹性模数可由下式确定

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{\Delta V_t}{V_t \Delta p} \quad (2-23)$$

将式(2-22)与(2-23)合并,则得

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{V_g}{V_t} \left( -\frac{\Delta V_g}{V_g \Delta p} \right) + \frac{V_l}{V_t} \left( -\frac{\Delta V_l}{V_l \Delta p} \right) + \left( \frac{\Delta V_c}{V_t \Delta p} \right) \quad (2-24)$$

而液体的容积弹性模数由式(2-20)可知

$$\beta_l = -\frac{V_l \Delta p}{\Delta V_l} \quad (2-25)$$

气体的容积弹性模数由下式确定

$$\beta_g = -\frac{V_g \Delta p}{\Delta V_g} \quad (2-26)$$

式(2-25)和(2-26)中的负号表明,当压力增加时体积将减小。

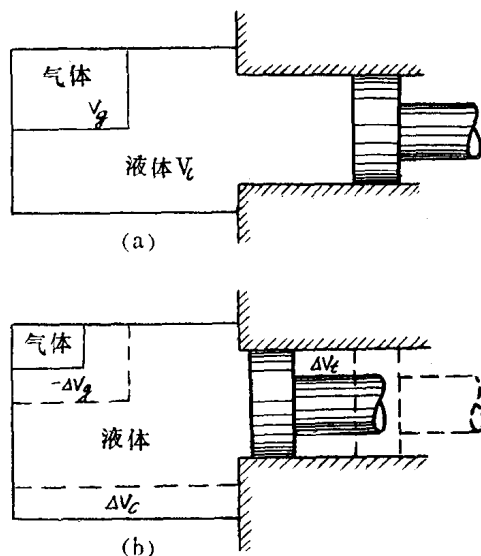


图2-4 处于压缩状态下的充满气—液混合物的可变容器



$$\beta_c = \frac{V_t \Delta p}{\Delta V_c} \quad (2-27)$$

定义为与总的体积有关的容器的容积弹性模数。将式 (2-25)、(2-26) 和 (2-27) 代入式 (2-24) 就可给出最终的结果。因此

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{V_g}{V_t} \left( \frac{1}{\beta_g} \right) + \frac{V_l}{V_t} \left( \frac{1}{\beta_l} \right) + \frac{1}{\beta_c} \quad (2-28)$$

就是一般的方程，它给出了在可变容器中的液—气混合物的总容积弹性模数。

为了便于应用，我们将式 (2-28) 作进一步的简化。将式 (2-21) 对  $V_l$  求解并代入式 (2-28)，得到

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{1}{\beta_c} + \frac{1}{\beta_l} + \frac{V_g}{V_t} \left( \frac{1}{\beta_g} - \frac{1}{\beta_l} \right) \quad (2-29)$$

因为  $\beta_l \gg \beta_g$ ，故式 (2-29) 变为

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{1}{\beta_c} + \frac{1}{\beta_l} + \frac{V_g}{V_t} \left( \frac{1}{\beta_g} \right) \quad (2-30)$$

由于这个式子包含了诸倒数，因此总容积弹性模数  $\beta_e$  将小于  $\beta_c$ 、 $\beta_l$  或  $(V_t/V_g) \beta_g$  中的任一个值。如果没有液体的蒸气或夹杂的空气，则有

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{1}{\beta_c} + \frac{1}{\beta_l} \quad (2-31)$$

## (2) 容器的容积弹性模数的确定

在求总容积弹性模数时，需要确定方程式 (2-30) 中的许多量。总的容积  $V_t$  可按几何条件求出。液体的容积弹性模数一般是已知的。气体的等温容积弹性模数等于压力值  $p$ ，而气体的绝热容积弹性模数等于  $(C_p/C_v)p$ 。绝热数值将会被用到，对于空气， $\beta_g = 1.4p$ 。这样一来，只剩下两个量—— $V_g$  和  $\beta_c$  需要确定了。

容器的容积弹性模数的大小取决于容器受液体压力作用下的机械变形。例如液压马达壳体的弹性变形可使总容积弹性模数大大降低。但机械变形的主要形成部分是那些把阀和泵与执行元件相连接的液压管道。

### ① 厚壁圆筒形容器的容积弹性模数

例如，在厚壁液压缸中，由于内部压力的增量而在内部表面产生的径向变形  $u$  由下式给出

$$\begin{aligned} u &= \frac{D \Delta p}{2E} \left( \frac{D_o^2 + D^2}{D_o^2 - D^2} + \nu \right) \\ &= \frac{D \Delta p}{2E} \left[ \frac{(1 + \nu) D_o^2 + (1 - \nu) D^2}{2\delta (D_o + D)} \right] \end{aligned} \quad (2-32)$$

式中  $D$  为内径， $D_o$  为外径， $\delta$  为壁厚 ( $2\delta = D_o - D$ )， $E$  为缸壁材料的弹性模量， $\nu$  为材料的泊松比。如图 2-5 所示，已知  $u$ ，则

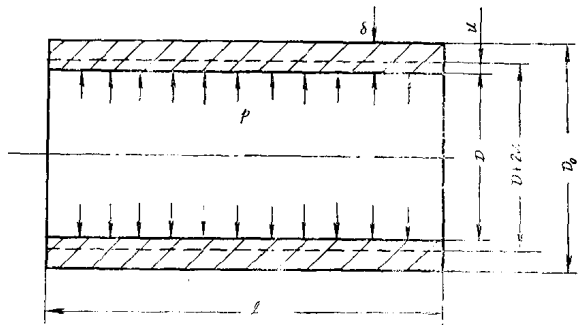


图 2-5 液压缸内壁在液体压力作用下产生的径向变形可求得液压缸内腔容积受压力作用时而产生的相对体积增量：

$$\frac{\Delta V_c}{V_t} = \frac{\pi D \cdot u \cdot l}{\frac{\pi D^2}{4} \cdot l} = \frac{4u}{D} \quad (2-33)$$