

液压技术与液压伺服系统

李福义 编



哈尔滨工程大学出版社

液压技术与液压伺服系统

李福义 编

哈尔滨工程大学出版社

内 容 简 介

本书按液压技术的理论体系阐述了液压流体力学的几个主要问题和液压元件、油路的原理、性能和特点；详细分析了几种控制阀、机液伺服系统、电液伺服阀的特性、液压伺服系统的数学模型和设计计算方法及力控制系统；介绍了液压控制系统的数字仿真方法及二次调节系统、系统的鲁棒性等。

本书系统性强，涉及内容广泛，理论分析思路与众不同，归纳简练，设计方法完整、实用，某些内容是其它资料上少见的。每章有大量例题、曲线、图表和习题，供读者学习或系统设计时参考。

本书是高等院校控制专业和机-电一体化专业学习液压技术和液压控制的教材，也可作为从事液压系统研究、设计和开发的工程技术人员的参考书。

液压技术与液压伺服系统

李福义 编

责任编辑 张植朴

*

哈尔滨工程大学出版社出版

新华书店经销

绥化县印刷厂印刷

*

开本 787×1092 1/16 印张 21 字数 482 千字

1992年12月第1版 1992年12月第1次印刷

1995年10月第2次印刷

印数：3001—8000册

ISBN 7-81007-211-0
TP·11 定价：19.80元

前 言

本书以介绍液压伺服系统的分析和设计为目的，按照系统的理论体系精炼地叙述液压技术的一些主要问题。按照这个思路，叙述了液压流体力学的几个主要理论及其应用。在概括其规律特点的基础上，介绍了主要液压元器件、液压油路的工作原理、功能、特点及应用，并结合科研实际介绍了 NJ4 型减摇鳍的油路系统。然后详细地分析了控制阀、机-液伺服控制系统、电液伺服阀、电液伺服系统和力控制系统。介绍了它们的分析方法、性能、特点、设计与应用方面的详细知识，并对分析方法进行了归纳，将各种液压系统的数学模型进行了规范化，这无疑为读者掌握液压控制系统理论提供了方便。在对电液伺服系统的分析中，打破了以往按不同执行器分类分析的习惯，采用了按照与设计方法直接相关的两类控制方式的分类分析方法，并按照工程实际，详细讲述了控制系统的设计方法。还介绍了连续系统的数字仿真与编程方法以及三个供参考的程序，为读者进行系统的数字仿真分析提供了方便。

本书系统性强，内容结合实际，理论分析严谨、精要、准确。讲述方法由浅入深，用大量图形、图表、曲线和例题来阐述理论知识及其实际应用。章后习题量较多，有浅有深，教者、学者可以选择使用。这是一本非液压专业学生学习液压技术与液压控制系统的精要教材。

目 录

第1章 绪 论	1
§ 1-1 液压传动及其优缺点	1
一、液压传动	1
二、液压传动的优缺点	2
§ 1-2 液压油	4
一、液压油的一些物理性质	4
二、液压油的选用原则	7
习题 1	8
第2章 液压传动基本原理	9
§ 2-1 液体压力和静压强公式	9
一、液体压力	9
二、静止液体内压力与静液压强公式	11
三、大气压力、绝对压力与相对压力	13
§ 2-2 连续性原理与伯努里方程	15
一、连续性原理	15
二、伯努里方程及其应用	17
§ 2-3 流体的动量法则	20
§ 2-4 实际流体与能量损失	21
一、实际流体与阻力损失	22
二、沿程阻力损失	23
三、缝隙漏损流量	25
四、局部损失压差与小孔节流	26
习题 2	27
第3章 液压元件简介	32
§ 3-1 液压泵和液压马达的共同规律	32
一、工作原理与通用参数计算公式	32
二、液压元件的效率	35
三、元件的液压功率与电动机功率计算	36
§ 3-2 液压泵简介	37
一、齿轮泵	37
二、叶片泵	39

三、柱塞泵	42
§ 3-3 液压缸与液压马达	43
一、液压缸	43
二、液压马达	46
§ 3-4 液压泵和液压马达的基本特性	48
§ 3-5 液压阀	50
一、概述	50
二、方向阀	52
三、压力阀	54
四、流量阀	57
五、比例阀	59
六、二通插装阀	62
七、电液数字阀	64
§ 3-6 液压辅助装置简介	67
习题 3	70
第 4 章 液压传动系统与液压油源	73
§ 4-1 液压传动系统	73
一、容积调速系统	73
二、节流调速系统	77
三、系统效率	79
四、系统中压力和流量的计算及额定值的选取	82
§ 4-2 液压系统的油源	85
§ 4-3 液压系统基本回路	87
一、速度控制回路（流量控制回路）	87
二、压力控制回路	89
三、其它回路	91
§ 4-4 NJ4 型减摇鳍系统油路分析	92
习题 4	94
第 5 章 液压控制阀与机液伺服控制系统	98
§ 5-1 简介	98
§ 5-2 滑阀型控制阀	99
一、圆柱滑阀	99
二、四通滑阀	100
三、三通滑阀特性分析	106
四、滑阀阀芯上的液动力	107
§ 5-3 喷嘴-挡板阀	109
一、单喷嘴-挡板阀特性分析	109
二、双喷嘴-挡板阀特性分析	110
§ 5-4 机液伺服控制系统	113

一、力放大器	113
二、扭矩放大器	119
三、三通阀控差动缸式力放大器	122
四、典型系统的模型化及稳定性分析	124
五、机液伺服系统分析举例	126
§ 5-5 电液伺服阀	128
一、简介	128
二、结构原理	129
三、动态特性分析	131
四、静特性与讨论	133
五、电液伺服阀的性能指标	138
六、电液伺服阀的选用	139
§ 5-6 射流管型两级放大电液伺服阀	144
§ 5-7 伺服泵简介	146
§ 5-8 三级放大电液伺服阀简介	148
§ 5-9 液压分析中的基本特性方程	148
一、操控元件的流量特性	148
二、流体体系的流量连续性原理	149
三、力平衡特性方程	149
习题 5	151
第 6 章 电液伺服系统分析	161
§ 6-1 电液伺服系统简介	161
§ 6-2 阀控伺服系统分析	166
一、建立阀控伺服系统的数学模型	166
二、不计弹性力 ($C_k = 0$) 时阀控系统的典型特性	169
三、考虑负载弹性力 ($C_k \neq 0$) 时阀控位置系统特性	172
§ 6-3 泵控伺服系统分析	174
§ 6-4 结构柔度和结构阻尼的影响——双自由度系统的特性分析	178
一、一般特性方程	178
二、系统开环特性讨论	180
三、考虑结构柔度的系统稳定性	181
§ 6-5 液压伺服系统数学模型的统一形式	183
一、统一形式的方框图	183
二、统一的方块图形式和传递函数	183
三、不同形式的液压伺服系统的对应参数	185
§ 6-6 影响系统响应能力的两个问题	187
一、齿轮传动比及柔性轴对系统的影响	187
二、管路长度的影响	190
习题 6	192

第7章 电液伺服系统设计	199
§7-1 电液伺服机构分析.....	199
§7-2 电液伺服机构设计中的几个问题.....	202
一、比较、选择传动方式.....	202
二、主要参数与主要元件的选择原则.....	202
§7-3 负载特性与负载匹配.....	204
一、负载特性.....	204
二、系统的输出特性曲线.....	208
三、负载匹配与最佳匹配原理.....	209
四、利用负载匹配原则选择液压元件参数.....	209
§7-4 电液伺服系统设计.....	212
一、阀控系统的设计计算步骤.....	212
二、设计举例.....	216
三、考虑精度要求和校正的设计方法.....	218
§7-5 泵控电液伺服系统设计.....	220
一、设计计算步骤.....	220
二、液压泵与电动机的选择.....	226
§7-6 选取辅助元件.....	227
习题7.....	229
第8章 电液力控制系统	231
§8-1 电液施力系统特性分析.....	231
一、驱动力控制系统特性分析.....	232
二、压力控制系统特性.....	235
三、负载力控制系统特性分析.....	235
§8-2 电液加载系统.....	236
一、加载式加载系统分析.....	236
二、阻力加载系统介绍.....	239
§8-3 双自由度力控制系统分析.....	242
一、双自由度驱动力控制系统.....	242
二、双自由度负载力控制系统.....	244
§8-4 电液力控制系统设计与小结.....	245
一、电液力控制系统设计.....	245
二、小结.....	249
习题8.....	251
第9章 控制系统的数字仿真	252
§9-1 系统数学模型变换为仿真模型.....	252
一、微分方程化成状态方程.....	252
二、传递函数化成仿真模型.....	254
三、方块图与状态方程.....	258

§9-2 系统结构图法数字仿真·····	260
一、典型模块·····	260
二、一般方法介绍·····	262
§9-3 数值积分法·····	265
§9-4 连续系统离散法数字仿真·····	267
一、状态方程的离散化方法·····	267
二、基于典型环节结构图的离散化方法·····	270
§9-5 数字仿真的编程与程序·····	273
一、状态方程的数字仿真程序·····	273
二、连续系统结构图法数字仿真的编程·····	276
三、连续系统离散化法数字仿真的编程·····	280
四、非线性系统的数字仿真·····	283
五、连续系统数字仿真程序清单·····	286
第十章 几个问题的分析·····	301
第1 液压二次调节系统介绍·····	301
一、液压控制的二次调节速度系统分析·····	301
二、电液控制二次调节转角(位置)系统分析·····	303
三、二次调节系统小结·····	305
第2 液压系统的校正方法·····	307
一、压力反馈校正·····	307
二、动压反馈校正·····	308
三、组合式压力反馈·····	310
第3 结构不变性原理与消除干扰影响·····	311
第4 控制系统的鲁棒性介绍·····	312
一、灵敏度特性·····	314
二、鲁棒稳定性·····	315
三、干扰特性·····	316
四、对系统设计的建议·····	316
附表	
标准的液压参数与常用液压元件的图形符号·····	319
本书所用物理量符号与单位·····	321
主要参考文献·····	324
编后记·····	325

第1章 绪 论

液压技术主要是由于武器装备对高质量控制装置的需要而发展起来的。随着控制理论的出现和控制系统的不断发展，液压技术与电子技术的结合日臻完善，从而产生了广泛用于武器装备的高质量电液控制系统（高响应能力、高精度、高功率-质量比和大功率的控制系统）。同时，液压技术也广泛地推广应用于许多工业部门。

在这个发展过程中，控制装置的需要反过来迫使液压元器件、液压控制系统不断更新，不断发展提高；也使液压技术的理论和实际应用日益发展和成熟。现在液压技术已成为一门独立的学科。通过理论与实践的密切结合，这门技术已经广泛运用于众多的工业部门。除了应用于导弹、飞机、舰船、坦克、火炮、运输车辆、雷达跟踪系统之外，还广泛应用于冶金、机械、交通运输，以及近代试验科学等方面。

随着工业技术自动化程度的提高，随着液压技术与电子技术和计算机应用技术日益紧密的结合，液压技术将有更新、更高的发展，液压控制在工业中的应用也将更加广泛、深入。随着国民经济的发展，液压技术会在更多的方面为我国的四化建设发挥更大的作用。

§ 1-1 液压传动及其优缺点

一、液压传动

将原动机的能量按一定方式和规律传递给工作机构的作用叫传动。在机器中起传动作用的机构叫传动机构。

传动有五种型式：机械传动、电力传动、气体传动、液体传动及复合传动。在液体传动中，有一种以液体为传动介质，主要靠受压液体的压力能来实现运动和能量传递的叫液压传动。

一个简单的连通器就可以传递能量。如图 1-1 左边大活塞上托起重物 G ，右边是个带杆的小活塞。两活塞下面密封着充满腔室的液体。当右边小活塞在外力 F_0 作用下向下推压右边腔室的液体时，该处的液体通过两腔室间连通的通道被挤压到左边大腔室中。大腔室没有多余的空间，液体便一齐挤压大活塞，使其抬高位置，让出的空间正好容纳右边小腔室被挤过来的液体。大活塞向上运动，推动重物 G 做功，使重物的位能增加。这样，外力 F_0 作用的能量被传给了重物。传递能量的介质是被密封在液压传动机构中的液体。

连通器不能连续工作。将连通器适当装上些液压阀，可以组成能连续工作的液压传动系统。图 1-2 所示的液压千斤顶就是一种最简单的液压传动系统。

在图1-2中，小活塞及其活塞缸为主动缸，在单向阀配合下，不断从油箱吸油，排向左边大缸腔，被称为液压泵。左边大活塞及其缸腔为工作缸，不断得到压力油，不断推举重物作功，被称为液压缸（液动机的一种）。液压泵、液动机（液压缸和液压马达）和控制阀（由各种液压阀组成）为组成液压系统的三个主要部分，加上辅助装置（如油箱等）和液压油，这五部分是实际液压机构所必须的。

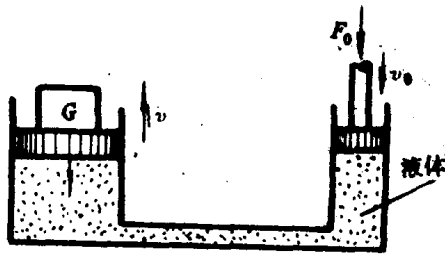


图 1-1 连通器简图

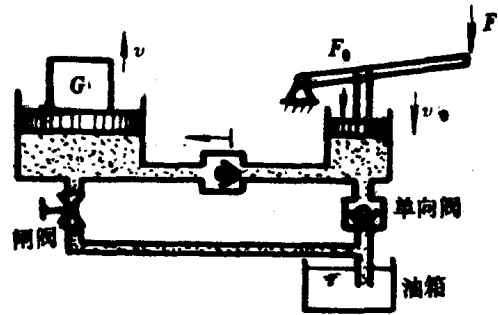


图 1-2 油压千斤顶简图

人们通过操纵控制阀，改变压力油液的流动，控制工作机（负载）的运动。液压传动与电传动一样，容易实现对工作机的自动控制和机械装置的自动化。液压传动还有较电传动更优越的特点，从而受到广泛的重视。

二、液压传动的优缺点

液压传动系统与其它类型的传动系统相比，有如下优点：

1. 液压传动容易实现无级调速，调速范围广，运动平稳，容易实现往复直线运动。

机械传动实现无级调速比较困难。电传动与液压传动一样，也容易实现无级调速，并且调速范围也可以较大，但是，在运动平稳和实现往复直线运动方面不如液压传动方便。

2. 液压控制系统的输出刚度大，即输出位移受外负载的影响小，定位准确，所以，位置误差小，控制精度高。

液压传动中使用的液压油的容积弹性模数很大，装配很好的液压系统的油液泄漏量很少，故输出刚度大。如前面所讲的连通器中，油液不可压缩（压缩很小）、负载重力 G 的变化就不会对重物的托起位置产生大的影响。也正因为油液很少压缩，所以，液压系统的响应也快。相同压力和负载的气动系统，其响应速度只有液压系统的 $1/50$ ，输出刚度只有液压系统刚度的 $1/400$ 。

电动机的开环速度刚度（即输出轴运动速度不容易受外负载力矩影响的能力）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的位置控制系统，而液压马达（或液压油缸）可以用来进行开环位置控制。如广泛使用的农业机械、挖土机械、矿山机械等方面的自动装置，其中液压缸或液压马达是简单地由人工操纵来定位的，在负载力大范围变化时，操控的确实位置可以变化很小，从而满足工作机的工作要求。当然，闭环的液压控制系统的刚度比开环系统高很多，所以，液压控制系统容易实现高精度、高响应的控制。

3. 液压传动在快速性方面优于电传动。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倍。无槽电机则属例外。

实践证明，电动机转动部分的惯性力矩占驱动力矩的50%，而液压传动中液压马达则不到5%。加速中等功率的电动机需一至几秒钟，加速同等功率液压马达的时间只是电动机的1/10左右。因此，液压传动允许高频正反转，旋转运动的液压马达可达500次/分，直线运动的液压缸可达400~1000次/分。在控制系统中，液压传动可以获得较高的响应速度。

4. 在单位输出功率的机构重量方面，即功率-质量比参数，液压传动优越。因此，液压传动系统加速性好，结构紧凑，尺寸小，质量轻。所以，航空、导弹等战备上使用较多。

统计表明，一般液压泵的质量只有同功率电机质量的10~20%，尺寸是后者的12~13%。因为在磁饱和情况下，电机的磁场强度所对应的电磁力与磁场横截面积之比的单位面积上的磁场力强度只有0.4~0.6MPa，而油压强度可达34MPa之多。为了输出较大的力矩，电机只能增大尺寸、质量，而液压系统中，可以用提高油压的办法达到。所以，液压传动装置比电传动装置尺寸小、质量较轻，而且，传输功率越大，这一点越突出。

下面的一些数字足以说明这些问题。直线电动机和液压缸是相似的执行元件。一个典型的直流直线电动机在50mm直径的定子上能产生的推力为586N，其等效的压力为 2.89×10^5 Pa。这数值远远低于液压系统中的使用压力。直线电动机运动部分的质量为4.45kg，其力-质量比为120N/kg。若采用油压力为6.9MPa，推力为689N和具有0.3m行程的液压缸，其活塞的力-质量比约为 1.3×10^4 N/kg，即高出100倍。并且，其活塞的尺寸和质量比直线电动机也小很多。

典型液压马达与电动机相比较，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-质量比为电动机的15倍。

但是，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控制系统。如数控机床等领域，由于维护、可靠性和经济方面的原因，电液伺服系统正在被应用无槽电机或力矩电机的高响应系统所取代。但是，无槽电机或力矩电机在输出扭矩、速度刚度和质量方面仍不如液压马达。两种典型无槽直流电动机和一种液压马达的比较如表1-1。

表 1-1 液压马达与无槽电机的比较

马达类型	额定功率 kW	输出扭矩 (连续工作) N·m	速度刚度 N·m/ (rad/s)	开环频率 Hz	质量 kg	扭矩-惯量比 N·m/kg·m ²
液压马达	19.4	50	1.79	175	111	61×10^3
电动机 A	3	14	0.36	194	755	182×10^3
电动机 B	3	11		46		61×10^3

在航空航天技术领域应用的液压马达，其功率-质量比可达到 6622W/kg 或更大，而目前的稀土电机的功率-质量比为 2207W/kg。

以上几点是控制系统选用液压传动形式的主要依据。另外，液压系统解决温升问题比较方便。液压油是很好的载热介质，可将系统中产生的热量带到便于安置热交换器的地方，而由热交换器帮助散热。液压油能够兼起润滑作用，可以延长液压元器件的使用寿命，这一点比气动系统优越。而且，液压系统也可以远距离传动，很容易实现过载保护。

液压传动的这些突出优点，使它得到广泛的应用。但也存在一些缺点，使其应用受到某些限制。主要缺点如下：

1. 油液粘度受温度影响，不适于在过高或过低的温度下工作。温度过高，油液粘度变小，漏油量增加，损失加大，性能变差。油温过低，油液粘度加大，流动阻力增加，损失加大。相反，气体特性受温度影响小，温度对气动控制系统的影响也较小。

2. 当液压元器件的密封装置设计、制造或使用不当时，容易造成漏油。液压油会被压缩，不适于定比传动。

3. 制造加工、使用维护都需要较高的技术水平。液压元器件的制造加工精度很高，价格较贵。粗制滥造必然影响元器件的性能和寿命。由于制造精度高，对液压油的清洁度要求也极严，尤其是电液伺服系统，油液不干净会给系统造成很多故障，严重影响系统的正常工作。因此，要求使用维护人员也必须有相当的技术水平。

4. 液压能源的获得不像电能那样方便，也不像气源那样易于储存。

5. 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，传输损失增加，并使系统响应速度降低，甚至引起系统不稳。远距离传动不如电系统方便。

一般都采用电-液结合，控制信号采用电信号，执行部分用液压传动，组成电液控制系统，相互取长补短。

§ 1-2 液 压 油

一、液压油的一些物理性质

1. 密度与重度

密度 ρ ：单位体积液体的质量，单位为 kg/m^3 。对连续均匀物质，如液压油

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1-1)$$

式中 m ——液体质量；

V ——液体体积。

重度 γ ：单位体积液体的重力，单位为 N/m^3 。

$$\gamma = \frac{G}{V} = \rho g \quad (1-2)$$

式中 G ——液体重力；

g ——重力加速度，其标准值为 $g = 9.80665\text{m}/\text{s}^2$ 。

一般认为，液体的重度和密度随物质不同而异，并随温度和液体中的压力而变化。

因其随温度变化较大，随压力变化较小，一般只考虑其随温度变化的性质。工程上以20℃的数值为计算用数值。

比重 δ ：物质与同体积4℃的的水的重量的比值。 $\delta = \frac{\gamma V}{\gamma_{\text{水}} V} = \frac{\gamma}{\gamma_{\text{水}}} = \frac{\rho}{\rho_{\text{水}}}$ (1-3)

比热：石油基液压油的定压比热 $C_p = (0.17082 \sim 0.2135) \text{ kJ/N} \cdot \text{℃}$ 。温度 t 时的比热由式 (1-4) 计算。 $C_p = \frac{1}{\sqrt{\gamma}} (1.7375 - 0.003475t) \text{ J/N} \cdot \text{℃}$ (1-4)

式中， γ 为15℃时油的重度。

常见液体的密度、重度和比重如表1-2所示。

表1-2 大气压下，常见液体的密度、重度及比重

名称	温度 (℃)	密度 ρ kg/m ³	重度 γ N/m ³	比重
水	4	1000	9806.65	1
海水	15	1020~1030.05	10006.2~10104.80	1.02~1.03
水银	0	13595.061	133322	13.6
酒精	20	789	7740.09	0.789
航空汽油	15	650.01	6376.60	0.65
普通汽油	15	700.04~749.97	6867.41~7357.25	0.7~0.75
矿系液压油	15	850~900	8338.5~8829	0.85~0.9
润滑油	15	900~930	8829~9123.3	0.9~0.93
重油	15	890~940	8730.9~9221.4	0.89~0.94

2. 粘度

粘度是液体稀稠的程度。液体分子间相互吸引，使有相对运动的流层间形成内摩擦力。宏观表现为粘性，其大小的量度叫粘度。

粘度随温度升高而变小，反之变大。粘度大，流动阻力损失加大，运动件间摩擦力加大；粘度小，漏油增加。两种情况都使系统性能变差。液压系统要求油液粘度适当。除了正确选用液压油之外，一般都把工作油温范围限制在10~60℃。

(1) 动力粘度 μ 由液体流层间的内摩擦力公式来定义。由牛顿的液体内摩擦定律得知，相对运动的流层间单位面积上的内摩擦力为

$$\tau = -\mu \frac{dv}{dy} \quad (1-5)$$

式中 dv ——层间相对运动的流速差；

dy ——相对运动的流层间距离；

μ ——动力粘度（也称“绝对粘度”）。

动力粘度的单位为 Pa·s 或 MPa·s。

(2) 运动粘度 ν 液体动力粘度与其密度的比值。

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-6)$$

运动粘度 ν 的单位为 m²/s 或 mm²/s。

(3) 条件粘度 (相对粘度) 有多种形式。恩式粘度 $E_T = t_T/t_w$

t_T ——200cm³ 被测液体在温度 T 时流出恩式粘度计所用的时间;

t_w ——200cm³ 蒸馏水在 20℃ 时流出恩式粘度计所用的时间 (约 50s)。

运动粘度与恩式粘度的换算关系为

$$\nu = 0.0731^4 E_T - 0.0631 / E_T \quad \text{cm}^2/\text{s} \quad (1-7)$$

当温度升高 Δt 时, 液压油粘度 μ 变化为

$$\mu = \mu_i e^{-\lambda \Delta t} \quad (1-8)$$

式中, μ_i 为某温度下的油粘度。对于石油基液压油, $\lambda = (1.8 \sim 3.6) \times 10^{-2} (1/^\circ\text{C})$ 。

油粘度随压力变化。若大气压下的油粘度为 μ_0 , 则油压力 (表压) 为 P 时的油粘度为

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha P} \quad (1-9)$$

对石油基液压油, $\alpha = (2.04 \sim 3.06) \times 10^{-8} \text{m}^2/\text{N}$ 。

3. 液体的压缩性

在高压下实际液体的体积将变小。这种液体的压缩性在研究液压元件和系统的动态特性时必须考虑。但是, 液体的压缩性很小 (刚度很大), 一般认为液体是不可压缩的。

当液体被压缩时, 单位体积液体的压缩量与压力增量成正比, 即

$$\frac{V}{V_0} = -\frac{1}{\beta} \Delta p = -E \Delta p \quad (1-10)$$

式中 Δp ——液体压强 (称为“压力”) 的增量;

E ——压缩率, 一般, $E = (5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{m}^2/\text{N}$;

$\beta = \frac{1}{E}$ ——油液的容积弹性模数, 建议取

$$\beta = (0.7 \sim 1.4) \times 10^3 \text{MPa}$$

β 的数值表示液体产生单位体积的压缩变形所需要的压力差, 表示液体弹性刚度的大小。纯净的液体 β 值较大, 混入少量空气时, β 值下降很多。纯油的 β 值约为 $(1.4 \sim 2) \times 10^3 \text{MPa}$ 。混入 1/100 空气后 β 值降为纯油 β 值的 5%; 混入空气达到 5% 时, β 值变为纯油 β 值的 1/100。

由于 β 值较大, 在液压传动的基本原理中都假设液体是不可压缩的。在实际系统中, 也希望 β 值大些, β 值越大, 系统性能越好。高压下混入油中的空气减少, β 值加大。

单位时间内流过某横截面积的流体体积称为液体流量 Q 。任意情况下

$$\text{瞬时流量} \quad Q_i = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta V}{\Delta t} = \frac{dV}{dt} \quad (1-11)$$

如果在某截面上流速均匀分布, 则如 (1-12)

$$\text{平均流量} \quad Q = \frac{\Delta V}{\Delta t} = Av \quad (1-12)$$

式中 A ——横截面积;

v ——该面积上的平均流速。

压缩流量 q_p 为液体因压力增加被压缩而减少的流量。

由式 (1-10), 有 $\Delta V = -\frac{V_0}{\beta}\Delta p$, 其中, V_0 为初始时刻的体积; “-” 表示压力增加, 体积减少。两边对 t 取导数得

$$q_p = -\frac{V_0}{\beta} \frac{dp}{dt} \quad (1-13)$$

由式 (1-13) 可见, 压缩流量与压力对时间的变化率成正比, 且受 β 值影响。当被研究的液体体积 V_0 较大、压力变化率也较大时, 压缩流量不可忽略, 例如水击现象、系统的动态过程……。

二、液压油的选用原则

液压系统对液压油有特殊要求。选用的原则如下:

1. 适当的粘度, 且随温度变化小

一般, 系统的工作油温为 $10\sim 60^\circ\text{C}$, 使用 $10\sim 30$ 号液压油, $\nu = 10\sim 30\text{mm}^2/\text{s}$, 随温度不变的程度用粘度指数表示, 应在 $90\sim 100$ 以上。

2. 液体的耐磨性、润滑性好, 不腐蚀

3. 液体的饱和蒸汽压低、沸点高、凝固点低

液体中溶解的气体析出时的真空绝对压力——空气分离压要低, 否则, 影响泵的吸油性能和管中流速的提高。

4. 油液干净, 无杂质

在液压系统中, 90% 以上的故障是因为油液不干净。防止液压油被污染至关重要!

一般伺服阀用油的污染标准为 NAS6~8 级, 相当的过滤精度为 $5\sim 20\mu\text{m}$ 。高压高速液压系统的油液污染标准为 NAS8~9 级, 普通液压系统用油的污染标准为 NAS10~12 级。

关于 NAS 污染标准可查有关资料。防止油液污染的办法有: 制造中严格清洗油路, 在液压系统的适当处安置一定过滤精度的油液过滤器。系统油路上所用滤油器的过滤精度由此油路上液压元件的要求确定。

5. 不易起泡沫, 不氧化生成杂质, 不易燃、无损健康

通常, 根据工作压力、环境温度和油的粘度选取液压油。一般压力、温度较高或运动速度较低时, 采用粘度较高的油, 反之, 用粘度较低油, 这样可以减少能量损失。

一般情况, 按液压泵类型选用液压油, 如表 1-3。

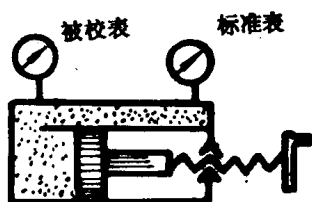
表 1-3 按液压泵类型选用液压油

环境温度 项目	10~38℃		38~80℃	
	mm ² /s (50℃)	推荐用液压油 (号)	mm ² /s (50℃)	推荐用液压油 (号)
泵类型				
叶片泵 $P \leq 7\text{MPa}$	18~27	20	25~42	30~40
$P > 7\text{MPa}$	22~28	20~30	36~52	40~60
齿轮泵	18~38	20~30	60~80	60~80
柱塞泵	18~38	20~30	60~110	80

也可按常规或液压元件产品说明书中推荐的牌号选用液压油。

习 题 1

- 1-1 用法定计量单位表示比重为 0.85 的液压油的密度。
- 1-2 已知 500L 水银的质量为 6795kg, 求密度、重度和比重。
- 1-3 某液体密度 $\rho = 95\text{kgf}\cdot\text{s}^2/\text{m}^4$ 化成法定计量单位。
- 1-4 用量筒测出某燃料油体积为 492cm^3 , 在天平上称得其质量为 0.446kg, 用法定计量单位表示其密度和重度。
- 1-5 求动力粘度为 $4.905 \times 10^{-6}\text{N}\cdot\text{s}/\text{cm}^2$ 、比重为 0.85 的油的运动粘度系数。
- 1-6 200cm^3 、 50°C 的液压油流过恩式粘度计的时间 $t_1 = 153\text{s}$, 而 200cm^3 、 20°C 的蒸馏水流过的时间是 $t_2 = 51\text{s}$, 问该油的 ν 和 μ 为多少?
- 1-7 用标准压力计检验一般压力表的仪器如图, 仪器内充满油液、油液压缩率 $E = 4.842 \times 10^{-10}\text{m}^2/\text{N}$, 仪器内的油压力由手轮、丝杠和活塞造成。活塞直径 $d = 1 \times 10^{-2}\text{m}$, 螺距 $t = 2 \times 10^{-3}\text{m}$, 当大气压力为 100kPa 时, 机内油液体积 $V = 2 \times 10^{-4}\text{m}^3$, 求机内形成 20MPa 时手轮需摇多少转?



1-7 题图

- 1-8 大气压下体积为 200L 的油, 压缩率为 $6 \times 10^{-6}\text{cm}^2/\text{N}$, 压力达到 100MPa 时, 体积缩小多少?
- 1-9 柱塞与缸体呈同心状态, 柱塞运动速度 $v = 3 \times 10^{-2}\text{m}/\text{s}$, 柱塞直径 $d = 8 \times 10^{-2}\text{m}$, 长 $L = 4 \times 10^{-2}\text{m}$, 间隙 $\delta = 5 \times 10^{-5}\text{m}$, 油粘度 $\mu = 0.65\text{dPa}\cdot\text{s}$, 求柱塞上所受的粘性阻力和粘阻系数? ($F_b = bv = \tau L \pi d$, b 为粘阻系数)
- 1-10 面积为 30cm^2 的两平板水平放置, 间隙为 $10\mu\text{m}$, 其间充满 $\mu = 5 \times 10^{-6}\text{N}\cdot\text{s}/\text{cm}^2$ 的油, 上平板相对下平板水平移动速度为 $1\text{m}/\text{s}$ 。求所需动力?
- 1-11 一滑动轴承, 轴的直径 $D = 15\text{cm}$, 轴承宽度 $b = 25\text{cm}$, 间隙 $t = 0.1\text{cm}$, 其中充满润滑油。当以转速 $n = 180\text{r}/\text{min}$ 正常运转时, 润滑油温度为 40°C , 试求润滑油阻力损耗的功率?