



高等学校教材

液压传动和液力传动

葛洲坝水电工程学院 陈冬生
武汉水利电力学院 董光源 合编
华北水利水电学院 冯 才

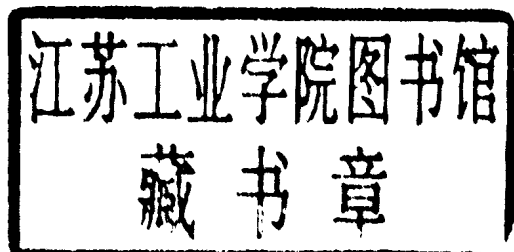


高等学校教材

液压传动和液力传动

葛洲坝水电工程学院 陈冬生
武汉水利电力学院 董光源 合编
华北水利水电学院 冯 才

87/15/113



水利电力出版社

高等学校教材

液压传动和液力传动

葛洲坝水电工程学院 陈冬生
武汉水利电力学院 董光源 合编
华北水利水电学院 冯 才

*

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 21.5印张 485千字
1991年5月第一版 1991年5月北京第一次印刷
印数0001—5190册
ISBN 7-120-01288-6/TH·18
定价5.55元

内 容 提 要

本书主要讲述液压传动的基础理论,各种液压元件,基本液压回路和液压系统,以及液力传动,讨论的对象偏重于起重运输机械和工程机械。有关章节还介绍了国内外在液压传动和液力传动方面的最新进展。

本书为高等学校起重运输机械、工程机械、矿山机械、港口机械等专业的教材,也可作为其它重型机械专业的教学用书。此外,可供从事液压传动与液力传动的工程技术人员参考。

前 言

本书是根据原水利电力部1983年教材编审委员会确定的工程机械专业《液压和液力传动》教学大纲的要求编写的。

液压传动和液力传动是一门比较新的技术，广泛应用于国民经济和国防建设的各个领域。由于液压传动与液力传动装置输出功率大，重量轻，自动调节和控制好，便于远距离操纵，以及善于与电气控制相结合，因此其使用范围日益广泛。

本书共分十章，第一章和第二章为液压传动和液力传动的基础知识，论述了结合液压传动和液力传动的有关流体力学原理；第三章至第六章阐述了各种液压泵、液压马达、液压缸、液压阀以及辅助元件的结构原理和设计计算，介绍了液压用油的知识；第七章和第八章论述了液压传动的各种控制回路，多种典型的工程机械液压系统和液力系统的的设计方法，以及对液压系统的评价。第九章和第十章系统地阐述了液力变矩器和液力耦合器的基本原理、性能和选配方法。本书根据国内外液压传动和液力传动的发展情况，介绍了比例阀、逻辑阀、负荷传感阀、伺服阀和有关回路，介绍了液压油的抗污染、双泵轮液力变矩器以及故障诊断等较新的知识。

本书由华北水利水电学院冯才编写第一、二、三章，武汉水利电力学院董光源编写第四、六、七、八章，葛洲坝水电工程学院陈冬生编写第五、九、十章和第八章第二节中七、八部分，并由陈冬生负责全书统稿。全书经重庆建筑工程学院王铁荪教授主审。

由于编者水平有限，书中难免有疏误和缺点，恳切希望读者批评指示。

编 者

1989.11

目 录

前 言

第一章 绪论	1
第一节 液压传动和液力传动的基本概念	1
第二节 流压传动的特点及应用	5
第二章 液压流体力学基础	7
第一节 液体的主要物理性质	7
第二节 静止液体的力学基本规律	10
第三节 流动液体的力学基本规律	18
第四节 液体流动中的能量损失	33
第五节 液体在缝隙和小孔中的流动	42
第六节 液压冲击	54
第七节 空穴与气蚀 振动与噪声	58
第三章 液压泵和液压马达	60
第一节 工作原理及基本参数	60
第二节 齿轮泵和齿轮马达	64
第三节 叶片泵和叶片马达	74
第四节 轴向柱塞泵和轴向柱塞马达	78
第五节 径向柱塞式低速大转矩马达	95
第四章 液压缸	108
第一节 液压缸的分类和工作原理	108
第二节 液压缸典型结构	112
第三节 液压缸设计	119
第五章 液压控制阀	121
第一节 方向控制阀	121
第二节 压力控制阀	130
第三节 流量控制阀	140
第四节 工程机械用组合式液压阀	149
第五节 新型液压控制阀	160
第六章 液压油及辅助装置	169
第一节 液压油的性质与选择	169
第二节 液压油的污染与控制	176
第三节 滤油器	178
第四节 密封件	183
第五节 油管和管接头	187

第六节	蓄能器	190
第七节	油箱和热交换器	194
第七章	液压基本回路	197
第一节	压力控制回路	197
第二节	方向控制回路	202
第三节	速度控制回路	205
第四节	伺服控制回路	217
第八章	工程机械液压系统	221
第一节	液压系统的分类和评价	221
第二节	工程机械典型液压系统分析	226
第三节	液压系统设计	247
第四节	液压系统的安装、维护和故障诊断	256
第九章	液力变矩器	261
第一节	液力变矩器的工作原理	261
第二节	液力变矩器相似原理	268
第三节	液力变矩器特性	269
第四节	液力变矩器分类	277
第五节	液力变矩器的补偿和冷却系统	284
第六节	液力变矩器典型结构	288
第七节	液力变矩器与发动机共同工作	290
第八节	液力变矩器的选择	296
第九节	外分流液力机械变矩器	302
第十节	内分流液力机械变矩器	306
第十一节	液力变矩器的保养和维护	311
第十章	液力偶合器	314
第一节	液力偶合器工作原理	314
第二节	液力偶合器特性	316
第三节	液力偶合器与原动机共同工作	319
第四节	液力偶合器的分类	321
第五节	液力偶合器的选型设计	325
附录	常用液压系统图形符号 (GB786-76)	329
	主要参考文献	335

第一章 绪 论

第一节 液压传动和液力传动的基本概念

一、传动及其分类

传动装置是为解决动力机（即原动机）特性与工作机所需特性之间矛盾而设置的。传动的基本过程是借助媒介物（工作介质）将动力机的能量转换为适合工作机性能要求的能量，并传递给工作机。

根据传递能量所用的工作介质不同，传动可分为：机械传动、电力传动、气压传动、液压与液力传动和由上述传动组成的综合式传动。

液压传动和液力传动都是以液体作为工作介质的一类传动，也可称它们为液体传动。

二、液压传动

（一）组成及其作用

液压传动系统（如图1-1所示）由下述四部分组成：

1. 动力元件 图中1是液压传动系统的动力元件，即为系统的液压能源，它是将原动机的机械能转换为液压能的能量转换装置。这种装置也称为液压泵。

2. 执行元件 图中2是液压传动系统的执行元件。它是将液压能转换为机械能并对外作功的装置，称为液压缸。执行元件除图中的液压缸外，还有液压马达。

3. 控制阀 它是液压系统中的控制和调节装置，如图中的压力阀3、节流阀4、换向阀5。它们是按设定要求和工作循环，把液压能提供给执行元件（液压缸2）。

4. 辅助元件 也称辅助装置，如图中的油箱6、油管8、滤油器7。它们使液压系统更加完善，是保证液压系统正常工作所不可缺少的。

上述这四部分统称为液压元件。

由于液压能可用油管输送，故液压传动的结构特点是液压元件可按需要布置在合适的部位，然后通过管路连接成液压传动系统。

（二）液压传动的性能

液压传动系统（简称液压系统）工作时，动力元件与执行元件之间形成密封的容积，外负载和原动机相互作用所产生的压力在液压系统中按照帕斯卡原理进行传递。

1. 液压缸（执行元件）输出的作用力 图1-1中，液压缸2的进油腔压力为 p_2 （单位为Pa），回油腔的压力为零。则作用力 F_2 为：

$$F_2 = p_2 A_2 \quad (\text{N}) \quad (1-1)$$

式中 A_2 ——液压缸进油腔的作用面积（ m^2 ）。

2. 液压缸（执行元件）中活塞的运动速度 参见图1-2，可由下式求得：

$$v_2 = \frac{l_2}{\Delta t} \quad (\text{m/s}) \quad (1-2)$$

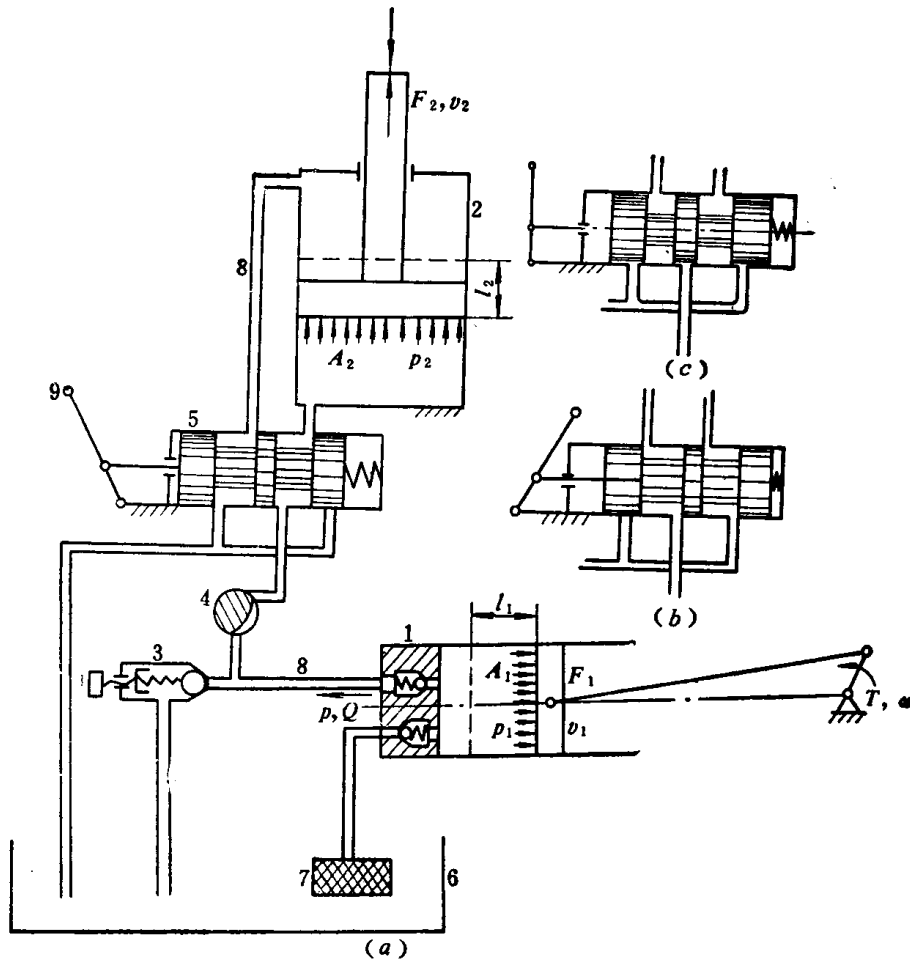


图 1-1 液压传动原理图

式中 l_2 —— 活塞在 Δt 时间内移动的距离；
 Δt —— 活塞运动的时间。

由于活塞运动时，动力元件与执行元件间形成了密封的容积，所以有

$$A_2 l_2 = A_1 l_1 \quad (1-3)$$

式中 A_1 —— 液压泵的活塞面积；
 l_1 —— 液压泵活塞移动的距离。

由公式 (1-3) 求得 l_2 ，并代入公式 (1-2) 得

$$v_2 = \frac{A_1 l_1}{A_2 \Delta t} = \frac{Q}{A_2} \quad (1-4)$$

式中 Q —— 液压泵的供油流量。

流量是单位时间内排出的液体体积 (m^3/s)，此处 $Q = A_1 l_1 / \Delta t$ 。

由公式 (1-1) 和 (1-4) 可知，液压缸输出的力 (动力参数) 只与压力和作用面积有关，与流量 (运动参数) 无关；而液压缸的运动速度 (运动参数) 只与流量和作用面积有关，与作用载荷 (动力参数) 无关。于是液压传动的性能特点是，运动参数与动力参数不直接相关。

在此指出，在稳定工作状态下，液压系统中液压缸输出的作用力等于外载荷 F ，则公式 (1-1) 可写为 $F_2 = p_2 A_2 = F$ ，由此得负荷压力：

$$p_2 = F/A_2 \quad (\text{Pa}) \quad (1-5)$$

由帕斯卡原理知，液压系统压力 p 等于负荷压力 p_2 。故得结论：液压系统的实际工作压力取决于外载荷。系统的最高工作压力可通过压力阀调定（见图1-1的阀3）。

3. 液压功率 P_h 。执行元件输出的机械功率 P_2 可用下式计算：

$$P_2 = F_2 v_2 \quad (1-6)$$

将公式 (1-1) 和 (1-4) 代入上式，并用系统压力 p 表示 p_2 ，则得

$$P_2 = pQ \quad (1-7)$$

上式右方是液压参数，其单位是功率的单位，并将乘积“ pQ ”称为液压功率，用 P_h 表示，则公式 (1-7) 可写为：

$$P_2 = pQ = P_h \quad (1-8)$$

公式 (1-8) 的推演过程虽然很简单，但它反映了机械能与液压能在执行元件处相互转换的具体过程。

(三) 液压系统图及图形符号

液压系统通常是由多种元件组成。为分析和研究的方便，我们将液压元件用规定的职能符号(参见附录)表示。将各元件按实际接通情况用管路连接起来（在图中管路用线条表示），就成为完整的具有设定功能的液压传动或控制系统图，也称系统原理图。图1-2是用规定符号表示图1-1所示装置的液压传动系统原理图。

液压系统图中的图形符号，只表示元件的职能和连通情况，不表示元件的具体结构和参数，也不表示元件从一个状态转换到另一工作状态的过渡过程。系统图只表示各元件的连接关系，不表示系统布管的具体位置和元件在机器中的实际安装位置。系统图中的符号通常均以元件的静止位置和零位的状态示出。图1-1中的换向阀5有三个位置，在系统中则以静止位置（即不操纵时的中立位置图）表示。手柄9处于不同位置时，其换向阀5的阀芯相对阀体上各油孔的位置如图1-1的(a)、(b)、(c)所示，(a)、(b)是工作位置，(c)是中立位置。手柄9处于不同位置时，油路的连通情况分别见图1-2中的(a)、(b)、(c)。手柄位于(a)位时，阀芯在左端位置，换向阀使液压缸的大腔进油小腔回油，液压缸的活塞杆伸出；手柄位于(b)位时，阀芯在右端位置，换向阀使液压缸的小腔进油大腔回油，液压缸的活塞杆缩回。在液压系统图中，换向阀只示出中立位置时的油路连通情况，如图1-2所示。

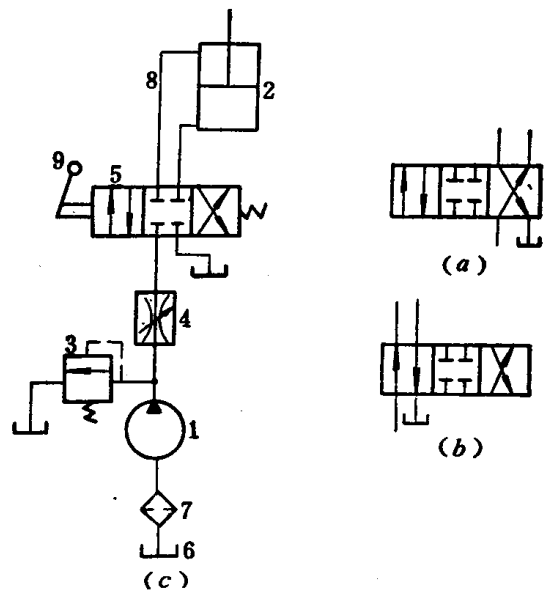


图 1-2 用职能符号表示的液压传动系统原理图

国家标准规定，在液压系统图中，工作油路（包括压力油路和回油路）以标准实线表示，泄漏油路和控制油路分别用细实线和虚线表示。图1-2中溢流阀的虚线，表示推开钢球的控制油路。对于标准中没有规定的符号，可根据标准的原则和所用图例的规律进行派生。当无法直接引用和派生时或需特殊说明时，系统中某元件的结构及动作原理均允许采用结构简图表示。

三、液力传动

（一）液力传动装置的基本结构型式

液力传动装置的基本结构型式有两种，如图1-3所示。图1-3(a)为液力传动的原理图，中心部分是液力变矩器的结构简图，它由工作轮（泵轮1、涡轮2、导轮3）及补偿冷却系统（图中未示出）组成，工作轮内充满工作介质（液压油）。实际上泵轮相当于离心泵，涡轮相当于水轮，导轮相当于安装在泵轮与涡轮之间的固定导管和喷嘴。若取消了导轮，则装置就变成如图1-3(b)所示的液力偶合器，它只有两个工作轮（泵轮B和涡轮T）。

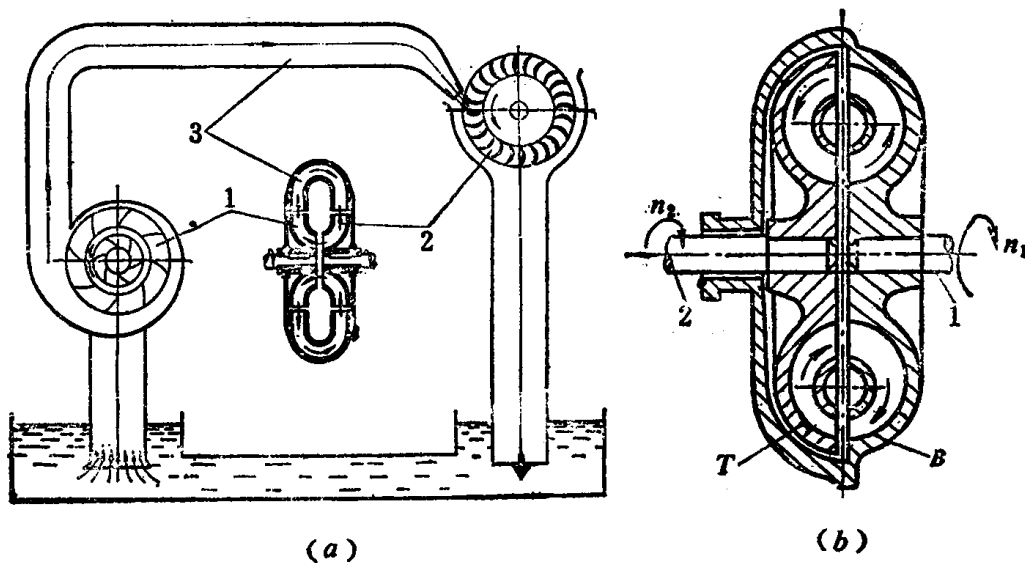


图 1-3 液力传动简图
(a)液力传动原理图；(b)液力偶合器简图

（二）液力传动装置内能量的转换与传递过程

原动机将机械能输入给泵轮，使泵轮旋转，其中的液体在离心力作用下由泵轮的入口流向出口。泵轮将机械能转换为液体的动能，使液体的动能增加。液体从泵轮流出进入了导轮，导轮将液体引到涡轮，同时改变了液体的动量矩（导轮也可以安装在涡轮出口和泵轮入口之间）。在涡轮内液体将增加的动能转换为涡轮的机械能，使其克服外载荷而输出。液体在涡轮内动能减少，从涡轮入口流向涡轮出口，并又流回泵轮的入口。液体就是这样进行着依次周而复始的循环流动，并在循环流动过程中与工作轮相互作用，完成能量的转换和传递。

在液力变矩器中，导轮将液体引到涡轮的同时，改变了作用转矩，使涡轮的转矩 T_r

不等于泵轮的转矩 T_B ；在液力偶合器中，因只有两个工作轮（没有导轮），故涡轮转矩 T_T 等于泵轮转矩 T_B ，也由此得名为液力偶合器。

（三）液力传动的性能特点和应用

液力传动装置的涡轮转数与它所受到的外载荷有关，即液力传动的运动参数与动力参数是相关的。由于液力传动的这一性能特点，故液力传动装置常应用在牵引和运输作业机械的主传动系统中，作为改善机器性能和过载保护的一个重要部件；在有些原地作业和固定式的机器（如起重机、皮带运输机和挖泥船）上也有所应用。

第二节 液压传动的特点及应用

一、液压传动的特点

液压传动与其他传动比较有下列主要优点：

（1）易于大幅度减速和获得较大的力或转矩，且能实现较大范围的无级变速。

（2）可直接驱动工作部件，易于实现直线往复运动，可简化结构，便于主机的总体布置。

（3）能容量大。用较小质量和尺寸的液压元件可传递较大的功率。液压马达与同功率的电动机相比，外形尺寸为后者的12%~13%，质量是后者的10%~20%。再加上前述优点就可使整个机器的质量大大减轻。此外，液压油有一定的吸振性能，所以液压传动工作平稳，无冲击；易于实现快速启制动，快速换向和变速。

（4）液压传动操纵简便、省力，易于实现安全保护，故可提高机器的生产率和作业质量。

（5）液压传动的工作介质可使各液压元件自行润滑，简化了维护保养，延长了液压元件的使用寿命。

（6）液压元件易于实现标准化、系列化、通用化，便于组织专业性大批量生产，从而提高产品质量，降低成本。

（7）液压与电、气动配合可设计出性能好，自动化程度高的传动及控制系统。

液压传动与其他传动比较尚存在下列缺点：

（1）液压油容易泄漏。外漏会污染环境，并造成液压油的浪费；内漏会降低传动效率，影响传动的准确性和平稳性，故液压传动不适合用于要求定比传动的场合。

（2）液压油的粘度随温度而变化，温度变化会影响机器的工作性能。在低温及高温条件下均不宜采用液压传动。

（3）由于液体在流动时存在压力损失，其损失与距离成正比，故不适合远距离传动。

（4）零件加工质量要求高，故目前液压元件的成本较高。

二、液压技术在工程机械上的应用

由于液压传动有许多突出的优点，故在国内外各种工程机械上得到了广泛应用。世界著名的工程机械生产厂家都非常重视液压与液力技术的应用和产品的开发，如美国卡特皮勒公司的挖掘机和装载机，日本国小松D系列（D30、D155A……）的推土机，三菱MS系

列 (MS04~MS280) 的挖掘机, 加藤汽车起重机和G系列的挖掘机, 西德的欧加开 RH 系列、德马克 H 系列的挖掘机, 利勃海尔 R 系列的挖掘机 (我国已引进) 及 LT 系列的伸缩臂起重机等都大量采用了液压和液力技术。国产的 ZL 系列的装载机, WY-60、WY-80、WY-160 型挖掘机也采用了液压或液力传动。从斗容 0.05m^3 日本的超小型挖土机到斗容 34m^3 (西德 RH300) 的超大型挖掘机均采用了液压技术。液压和液力技术不仅在挖掘机、装载机、起重机、推土机上采用, 在其他各种工程机械上都广泛采用了, 如振动压路机、混凝土泵车 (IPF-85B) 等机器。

液压技术可用在机器的工作机构上, 也可用在非工作机构上, 如轮胎式挖掘机和起重机的液压支腿; 还广泛用在操纵和控制上。液压操纵大大改善了司机的劳动条件, 从而有利于生产率的提高。在操纵系统中还可采用各种液压助力装置, 使操纵更加灵巧、轻便、准确。装载机采用了液动力换挡变速箱后, 大大改善了机器的性能, 提高了生产率。

液压与其他高技术相结合, 易于实现自动控制和职能化。当前在液压驱动的机械上, 有的已采用了负荷传感系统或位置传感系统或反映其他信号的系统。

液压技术不仅用在工程机械上, 还可用在航天、军事、机床……等各行各业。从最简单的液压千斤顶到高级的机器人, 都有广泛的应用。

液压是一门比较新的技术, 在我国发展的历史较短, 尚有不少问题有待研究解决。例如, 液压元件的质量不稳定, 使用寿命较短, 液压油及密封件的质量不能满足使用要求等。随着祖国四化建设的发展, 我国的液压技术必将很快地赶上和超过世界先进水平。

第二章 液压流体力学基础

第一节 液体的主要物理性质

液压流体力学是研究液压油处于静止和运动时的力学规律，以及这些规律在工程上实际应用的一门科学，它是流体力学的一个分支。

液压油的力学规律与其本身的物理性质紧密相关，故本章先讨论液体的主要物理性质。

一、流体的概念和分类

流体是由质点组成的连续体。它在很小的剪力作用下就可产生流动和变形；流体本身无一定形状，盛在什么形状的容器中就是什么形状。简言之，它的基本特性是：易流动，几乎不能承受剪力和拉力，只能承受压力。

流体可分为气体和液体两种。

气体质点之间的联系比较松散，它装在任意容器内都可充满整个容器，不能形成自由表面，易压缩也易膨胀；液体质点之间的联系比较紧密，它装在容器中可形成自由表面，不易压缩也不易膨胀。

(一) 密度

密度是液体的一个很重要的物理量，它是单位体积液体所具有的质量，即

$$\rho = \frac{m}{V} \quad \text{g/cm}^3 \text{ 或 } \text{kg/m}^3 \quad (2-1)$$

式中 V —— 液体的体积， cm^3 或 m^3 ；

m —— 体积 V 中液体的质量， g 或 kg 。

一般液压油的密度 $\rho = 0.89 \sim 0.91 \text{g/cm}^3 = 890 \sim 910 \text{kg/m}^3$ 。

(二) 液体的膨胀性和压缩性

它们是表示液体在受热和受压情况下，液体体积发生变化的性质。因液体是连续的，故可用连续函数来描述体积 V 随温度 t 和压力 p 的变化关系，即 $V = f(t, p)$ 。

当已知液体在某点 (t_0, p_0) 的体积为 $V_0 = f(t_0, p_0)$ 时，我们对函数 $V = f(t, p)$ 在 (t_0, p_0) 点的一个邻域内作台劳级数展开，取其线性项，则有

$$\begin{aligned} V = f(t, p) &= V_0 + \left. \frac{\partial V}{\partial t} \right|_{t_0} (t - t_0) + \left. \frac{\partial V}{\partial p} \right|_{t_0} (p - p_0) \\ &= V_0 \left[1 + \frac{\partial V / \partial t}{V_0} (t - t_0) + \frac{\partial V / \partial p}{V_0} (p - p_0) \right] \end{aligned} \quad (2-2)$$

$$\text{令} \quad \left. \begin{aligned} \frac{\partial V}{V_0} / \partial t &= \alpha \\ -\frac{\partial V}{V_0} / \partial p &= \kappa \end{aligned} \right\} \quad (2-3)$$

则公式(2-2)可改写为

$$V = f(t, p) = V_0 [1 + \alpha(t - t_0) - K(p - p_0)] \quad (2-4)$$

式中 α ——液体的热膨胀系数;

K ——液体的压缩率。

由公式(2-2)和(2-3)可知, α 的物理意义是表示压力恒定而温度发生变化时,液体体积随温度变化的相对变化率(温度变化一单位时,体积的相对变化量),单位是 K^{-1} ; K 的物理意义是表示温度恒定而压力发生变化时,液体体积随压力变化的相对变化率(压力变化一单位时,体积的相对变化量),单位是 Pa^{-1} 。

一般液压油的膨胀系数 $\alpha = (8.5 \sim 9.0) \times 10^{-4} K^{-1}$; 压缩率 $K = (5 \sim 7) \times 10^{-10} Pa^{-1}$ 。

液压传动中,工作压力一般在30MPa以下,工作时的温升不超过50~60℃。在这种条件下,其体积受压力变化的影响不超过2%,受温度变化的影响一般不超过5%,故在液压传动中可认为液体是不能压缩也不能膨胀的。只有在高压或温度变化较大时以及在分析液压控制系统的动态过程或液压冲击时,才考虑膨胀和压缩性。

(三) 液体的粘性和粘度

1. 粘性 粘性是液体在流动时,由于相互间发生相对运动所表现出力的性质。

现分析液体在圆管中的流动情况,见图2-1。液体在管内作轴向流动时,它对固体管壁有附着力,而液体内部相互之间则存在着内聚力。与管壁接触的一层液体附着在管壁上,运动速度等于零。越靠近中心的液体,受附着力的影响就越小,其运动速度也就越快。横截面上流速分布规律呈中心对称,是点位置的函数,可表示为 $v = f(y)$,其规律如图2-1所示。

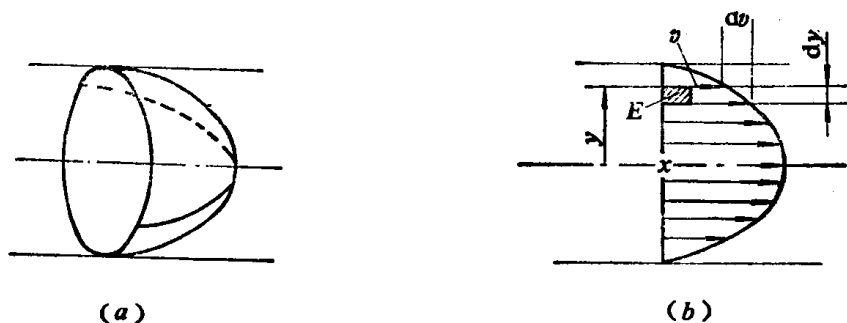


图 2-1 管流的流速分布

在图2-1(b)的E处取单元体,如图2-2(a)所示。单元体内外两面是圆柱面,内半径为 $y - dy$,外半径为 y ,前后两端是垂直管中心线的平面,两面相距 dl ,两侧是径向平面。液体质点的速度只随半径的变化而变化。设外圆柱面 y 处的速度为 v ,内圆柱面 $y - dy$ 处的速度为 $v + dv$ 。

现研究 dt 时间内单元体的运动和受力情况,见图2-2(b)。单元体侧面在 dt 时间内,由初始位置E移动到E'。因液体质点的速度只与半径有关,而 b 和 b' 及 a 和 a' 分别位于同一半径,则单元体在E及E'处的轴向长度 dl 不变。由于 $y_1 = y_2$,所以 $v_1 = v_2$,故单元体从

E 经时间 dt 到 E' 处则会产生变形，其角变形为 $d\theta$ 。单元体的角变形则表明流动的液体内部有剪力作用，称这剪力为内摩擦力。液体流动时，表现出内摩擦力的性质称为液体的粘性。

粘性是液体固有的性质，只有在流动时才表现出来，静止的液体不表现粘性。严格地说，运动着的液体也不一定表现出粘性，只有液体内部之间有相对运动才呈现粘性，相对静止的液体内部不表现出粘性。例如，盛着液体的容器作匀速或等加速直线运动时，容器中的液体内部就不表现出粘性。

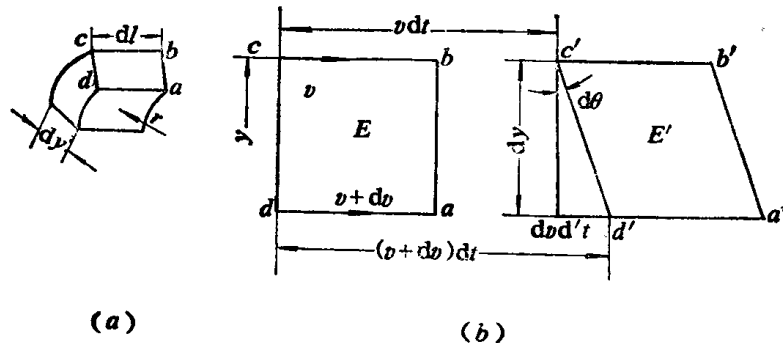


图 2-2 单元体运动分析简图

2. 粘度

(1) 粘度的概念。上述单元体在运动中两圆弧面之间所产生的内摩擦力可用牛顿内摩擦力定律表示

$$F_f = \pm \mu \frac{dv}{dy} A \quad (\text{N}) \quad (2-5)$$

式中 A —— 相对运动两接触面的面积， m^2 ；

$\frac{dv}{dy}$ —— 单元体两面间的速度梯度，其中 dy 为两面间的距离， dv 为两面间的相对速度。

式中“ \pm ”号的选取原则是，保证内摩擦力 F_f 是“ $+$ ”值。当 $\frac{dv}{dy} > 0$ 时，取“ $+$ ”号，否则取“ $-$ ”号。对图 2-2 所取的单元， $\frac{dv}{dy} < 0$ ，故上式可写为

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

上式中的 μ ，称为动力粘度。粘度是液体粘性大小的量度，它取决于液体的种类，并与温度和压力有关。

(2) 粘度的物理意义。由公式 (2-6) 得液体内摩擦应力的值为：

$$\tau = \frac{F_f}{A} = \mu \frac{dv}{dy} \quad (\text{Pa}) \quad (2-7)$$

可得 $\mu = \tau / \frac{dv}{dy} \quad (\text{Pa} \cdot \text{s}) \quad (2-8)$

由图 2-2(b) 的几何关系知， $\text{tg}d\theta = dv dt / dy$ 。当 dt 足够小时， $d\theta$ 也足够小，则有 $d\theta$

$$= \frac{dv dt}{dy}, \text{ 得}$$

$$\frac{dv}{dy} = \frac{d\theta}{dt} \quad (2-9)$$

将式(2-9)代入式(2-8)和(2-6)得:

$$\mu = \tau / \frac{d\theta}{dt} \quad (2-10)$$

$$F_t = \mu \frac{d\theta}{dt} A \quad (2-11)$$

由公式(2-11)看出,液体的内摩擦力的大小与角变形速度成正比。人们通常将与速度一次方成正比的力称为粘性力,所以液体流动时表现出内摩擦力的性质为粘性,其比例系数 μ 称为动力粘度。

根据公式(2-10),则可认为液体的动力粘度是液体产生单位角变形速度时,液体内所表现的粘性应力。动力粘度的物理意义是表示液体抵抗变形快慢的能力。

(3) 粘度的表示方法

1) 动力粘度 μ 。由公式(2-8)将 μ 可叙述为速度梯度 $\frac{dv}{dy} = 1$ 时单位面积上的内摩擦力;由公式(2-10)将 μ 可叙述为角变形速度 $\frac{d\theta}{dt} = 1$ 时单位面积上的内摩擦力,单位是Pa·s。

2) 运动粘度。在理论分析和计算中常出现动力粘度与密度的比值 μ/ρ ,称此比值为运动粘度,即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{m}^2/\text{s}) \quad (2-12)$$

3) 相对粘度。我国常用恩氏粘度 $^{\circ}\text{E}$ 来表示,图2-3给出了粘度换算的线图。

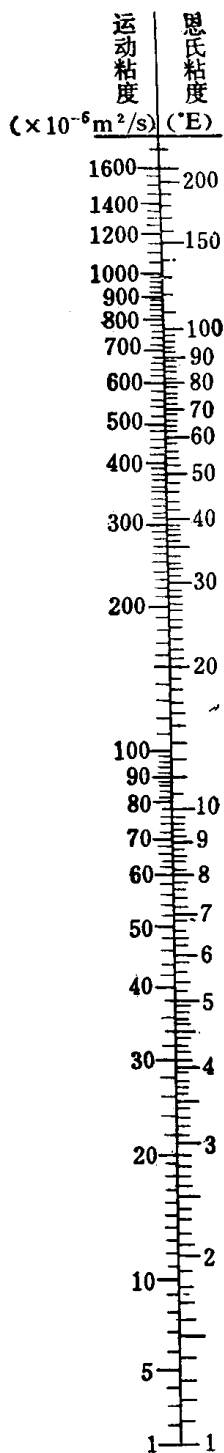


图 2-3 粘度换算线图

第二节 静止液体的力学基本规律

静止液体,是指所研究的液体内部相互之间是相对静止(即无相对运动)的液体。由于液体内部无相对运动,故在静力学中不存在粘性力。