

高等学校轻工专业试用教材

塑料机械液压传动

北京化工学院

合 编

华南工学院

轻工业出版社

高等学校轻工专业试用教材

塑料机械液压传动

北京化工学院 合编
华南工学院

轻工业出版社

内 容 简 介

本书介绍塑料机械液压传动的基础知识，常用的液压元件（包括油泵、油马达、油缸、各种液压控制阀和辅助装置），液压基本回路，典型的塑料机械液压系统及其设计计算。

本书为高等院校塑料机械专业液压传动教材，也可供从事液压技术工作的工程技术人员参考。

高等学校轻工专业试用教材

塑料机械液压传动

北京化工学院 合编
华南工学院

轻工业出版社出版
(北京阜成路3号)

兰州新华印刷厂刷印
新华书店北京发行所发行
各地新华书店经售

787×1092毫米1/16 印张：19¹²/₁₆ 插页：1 字数：442千字

1983年6月第一版第一次印刷

1984年4月第一版第二次印刷

印数：6201—11,700 定价：2.25元

统一书号：15042·1760

前 言

本书是由华南工学院、北京化工学院根据高等学校塑料机械专业《塑料机械液压传动》课程的教学大纲联合编写的。在编写过程中力求体现塑料机械专业的特点，反映我国液压技术的状况，适当介绍一些国外先进液压技术的动向。内容包括流体力学基础；液压元件的工作原理、性能分析和结构特点；液压基本回路及塑料机械液压系统的设计计算。通过本课程学习，使学生能够正确地选用标准液压元件，具有分析和设计塑料机械液压系统的能力。

本书为高等学校塑料机械专业试用教材，也可供有关研究人员、工厂技术人员和高等学校有关专业参考。

本书编写分工如下：概述，第一、二章由北京化工学院张大钧执笔；第三章由北京化工学院张森柏执笔；第四、五、六、七章由华南工学院李鉴湖执笔。全书由张大钧编纂；由成都科学技术大学张奇鹏、邱澍主审；最后经轻工部组织的塑料机械专业教材编审委员会审定。

在编写过程中，我们得到了成都科学技术大学液压教研室、上海塑料机械厂、无锡二轻机械厂、北京塑料一厂等单位大力支持和帮助，特此表示感谢。

由于我们的水平有限，书中缺点以至错误在所难免，请读者批评指正。

编者

目 录

概述	(1)
第一章 液压传动的流体力学基础	(3)
第一节 流体的一些物理性质	(3)
一、流体的概念	(3)
二、密度和重度	(3)
三、压缩性和膨胀性	(4)
四、液体的粘性	(6)
第二节 液压传动用油选择	(13)
一、对液压用油的要求	(13)
二、液压用油的选择	(13)
第三节 液体的静压特性及应用	(14)
一、液体静压力及其特性	(14)
二、液体压力的产生	(15)
三、静压传递原理——帕斯卡定理	(15)
四、液体静压力的表示方法	(16)
五、压力油作用在平面上和曲面上的力	(17)
第四节 液体动力学	(18)
一、液体流动的基本概念	(18)
二、液体稳定流的连续性方程	(21)
三、液体运动的微分方程式	(23)
四、理想液体的伯努利 (Bernoulli) 方程式	(26)
五、实际液体总流的伯努利方程式	(30)
第五节 液体流动时的压力损失和管路的阻力计算	(32)
一、液体的两种流动状态	(33)
二、圆管中的层流	(34)
三、圆管中的紊流	(37)
四、局部压力损失	(40)
五、管路系统中的总压力损失	(41)
第六节 液体流过间隙和小孔的流量计算	(45)
一、平行平板间隙的层流	(45)
二、环形间隙的层流	(48)
三、平行圆盘间的层流	(49)
四、流经薄壁小孔的流量计算	(50)
五、流经细长小孔的流量计算	(51)

第七节 稳定流动时实际液体的动量定律	(51)
一、液体射流对固体的作用力	(52)
二、液流作用在滑阀上轴向力的计算	(53)
第八节 液压冲击	(54)
一、管路中阀门突然关闭时所产生的液压冲击	(54)
二、运动部件制动时所产生的液压冲击	(59)
第九节 空穴和气蚀现象	(59)
第二章 油泵与油马达	(61)
第一节 概述	(61)
第二节 叶片油泵及叶片油马达	(62)
一、叶片油泵的工作原理	(62)
二、双作用式叶片油泵的流量、效率及功率	(63)
三、定子曲线的分析	(67)
四、YB型叶片油泵的结构	(71)
五、高压叶片油泵的结构特点	(74)
六、双联叶片油泵和双级叶片油泵	(76)
七、叶片油马达.....	(78)
第三节 齿轮油泵	(81)
一、齿轮油泵的工作原理	(81)
二、齿轮油泵的流量计算	(81)
三、齿轮油泵的结构特点	(84)
第四节 柱塞油泵和柱塞油马达	(90)
一、倾斜盘式轴向柱塞油泵	(90)
二、倾斜缸式轴向柱塞油泵	(100)
三、轴向柱塞油马达	(101)
四、径向柱塞油泵的工作原理	(103)
五、径向柱塞式低速大扭矩油马达	(104)
第五节 油泵及油马达的选择	(115)
一、油泵的选择.....	(115)
二、油马达的选择	(116)
第三章 动力油缸	(119)
第一节 油缸结构的特点	(119)
一、柱塞式油缸.....	(119)
二、活塞式油缸.....	(120)
三、回转式油缸 (摆动油缸)	(123)
四、特殊结构型式的油缸	(124)

第二节 油缸的结构设计	(126)
一、端盖的连接方式	(126)
二、缸体	(128)
三、活塞和活塞杆的连接	(129)
四、导向问题	(130)
五、缓冲装置	(130)
六、排气装置	(133)
第三节 油缸的设计计算	(133)
一、设计油缸时的基本原始资料	(133)
二、设计油缸时应注意的问题	(134)
三、油缸的设计步骤	(134)
四、油缸的计算	(134)
第四节 密封装置	(142)
一、密封圈密封	(143)
二、间隙密封	(145)
三、活塞环密封	(146)
四、回转轴的密封	(146)
五、油缸的防污装置	(147)
六、密封装置的摩擦力计算	(147)
第四章 液压控制阀	(149)
第一节 概述	(149)
第二节 压力控制阀	(149)
一、溢流阀	(150)
二、减压阀	(159)
三、顺序阀	(162)
四、压力继电器	(165)
第三节 流量控制阀	(165)
一、节流调速的原理	(165)
二、节流口的形式及其流量特性	(166)
三、节流口的结构形式	(167)
四、节流阀的结构	(168)
五、调速阀	(169)
六、溢流调速阀	(171)
第四节 方向控制阀	(172)
一、单向阀	(172)
二、换向阀	(174)
第五节 电磁比例控制阀	(184)

一、电液比例控制系统的组成	(184)
二、比例压力阀	(185)
三、比例流量阀	(187)
四、比例方向阀	(187)

第五章 辅助元件..... (189)

第一节 蓄能器	(189)
一、蓄能器的作用	(189)
二、蓄能器的分类及应用	(189)
三、充气式蓄能器的容量计算	(191)
第二节 油箱及油的冷却和加热装置	(194)
一、油箱的设计要点	(194)
二、油箱容积的计算	(194)
三、油的冷却及冷却器	(196)
四、加热器	(199)
第三节 滤油器	(200)
一、滤油器的作用及要求	(200)
二、常用滤油器的类型	(200)
三、滤油器的选择与计算	(202)
四、滤油器的安装方式	(203)
五、滤油器堵塞发信装置	(204)
第四节 油管 and 管接头	(204)
一、油管	(204)
二、管接头	(205)
三、配管注意事项	(207)

第六章 液压基本回路..... (208)

第一节 压力控制回路	(208)
一、调压回路	(208)
二、卸荷回路	(209)
三、减压回路	(210)
四、增压回路	(211)
五、保压回路	(211)
六、卸压回路	(212)
第二节 速度控制回路	(214)
一、节流调速回路	(214)
二、容积式调速回路	(218)
三、多油泵分级控制调速回路	(220)

四、快速回路.....	(222)
第三节 方向控制回路	(223)
一、换向回路	(223)
二、锁紧回路	(223)
三、电液联锁安全回路	(223)
第四节 顺序动作回路	(224)
一、行程控制的顺序动作回路	(224)
二、压力控制的顺序动作回路	(225)
三、时间控制的顺序动作回路	(225)
第七章 塑料机械液压系统的设计与计算	(226)
第一节 塑料机械液压系统的实例	(226)
一、液压挤出机的液压系统	(226)
二、塑料制品液压机的液压系统.....	(227)
三、塑料注射成型机的液压系统.....	(230)
第二节 液压系统设计计算	(250)
一、液压系统设计的基本要求和步骤	(250)
二、工况分析和负载图的编制	(250)
三、液动机工作压力和流量的确定	(255)
四、液压系统方案和工作原理图的拟定	(258)
五、液压元件的选择	(260)
六、液压元件连接方式的确定	(262)
七、液压系统性能的验算	(265)
八、正式工作图的绘制	(265)
第三节 液压系统的设计计算举例——XS-ZY-500塑料注射成型机 液压系统的设计计算	(266)
一、XS-ZY-500塑料注射成型机设计技术参数	(266)
二、工况分析	(267)
三、油缸工作压力和流量的确定	(268)
四、液压系统方案和工作原理图的拟定	(272)
五、液压元件的选择	(275)
六、液压系统性能的验算	(279)
附录	(284)
一、工程单位与SI制单位换算	(284)
二、局部阻力系数.....	(285)
三、高压阀门(榆次液压件厂系列)型号说明	(289)
四、液压系统图图形符号 (GB786-76摘录)	(290)
主要参考资料	(305)

概 述

以具有压力能的液体为工作介质，来传递能量和进行控制的装置叫做液压传动。它的组成和工作原理如图0-1a所示。

电动机带动油泵2从油箱1中吸油并加压输出，输出的压力油，经节流阀3、换向阀4进入工作油缸6的左腔，使活塞向右运动。工作油缸右腔的油经换向阀4流回油箱1。当换向阀操纵手柄如图0-1b所示位置时，则压力油通过换向阀进入工作油缸右腔，使活塞向左运动。从工作油缸左腔排出的油经换向阀流回油箱。因此，操纵换向阀就可以很容易地实现工作机构的换向。系统的工作压力由溢流阀5根据油缸负载大小调定。工作机构的速度可用节流阀3来调节，而溢流阀5使多余的油排入油箱并起安全保护作用。

整个液压传动系统由五个部分组成：

(1) 动力部分——油泵。它将电动机输出的机械能转换为油液的压力能，供给液压系统压力油。

(2) 执行机构部分——油缸或油马达。它的功用是将油液的压力能转换为机械能，带动工作机构运动。

(3) 控制装置——各种控制阀。包括压力控制阀，如溢流阀、减压阀等；流量控制阀，如节流阀、调速阀等；方向控制阀，如换向阀等。它们的功用是控制油流的压力、流量和方向以保证工作机构以一定的力（或扭矩）和一定的速度按所要求的方向运动。

(4) 辅助装置——如油箱、冷却器、油管、管接头、滤油器、蓄能器、压力表、压力表开关等。

(5) 传动介质——液压油。一般用矿物油。

液压传动是一门新的技术，它对于实现生产过程自动化、提高生产率、减轻劳动强度有着重要的作用。它在国民经济的许多部门，例如航空、造船、机床制造、矿山机械、建筑运输机械、锻压机械、农业机械、塑料机械、橡胶机械以及其它一些轻工业机械中，都得到了日益广泛的应用。液压传动与其它传动方式相比较，主要具有以下优点：

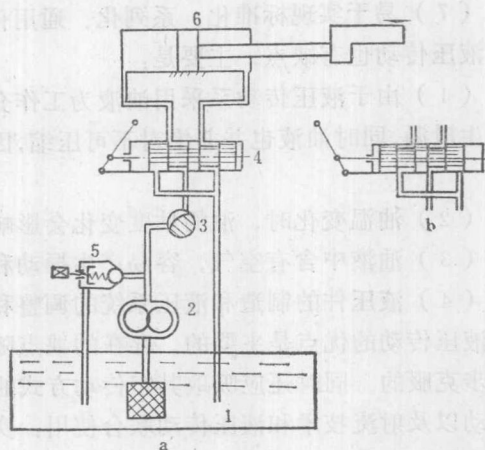


图 0-1 简单液压系统原理图

a—换向阀4的操纵手柄在右端 b—换向阀4的操纵手柄在左端

1—油箱 2—油泵 3—节流阀 4—换向阀 5—溢流阀 6—油缸

(1) 容易获得很大的作用力或扭矩以直接推动工作机构。

(2) 传递运动平稳。易于实现频繁而平稳的换向, 冲击小。

(3) 能在比较大的范围内实现无级调速。

(4) 易于实现运动的自动化及过载保护。特别是采用电液联合控制时, 可以实现复杂的自动工作循环。

(5) 在传递同样功率情况下, 液压传动装置体积小, 重量轻, 结构紧凑。

(6) 机件在油中工作, 润滑好, 寿命长。

(7) 易于实现标准化、系列化、通用化。便于设计、制造和推广使用。

液压传动也有缺点, 主要是:

(1) 由于液压传动系采用油液为工作介质, 在相对运动零件的表面间不可避免地要产生泄漏, 同时油液也并非绝对不可压缩, 因此, 液压传动的传动比不如机械传动精确。

(2) 油温变化时, 油的粘度变化会影响系统的稳定工作。

(3) 油液中含有空气, 容易产生振动和噪音。

(4) 液压件的制造和液压系统的调整和维修都需较高的技术水平。

液压传动的优点是主要的, 存在的缺点随着设计制造和使用水平的不断提高, 是可以逐步克服的。同时还应吸取其它传动方式的优点, 采用电-液, 机械-液压, 气液联合传动以及射流技术和液压传动联合使用, 实现机械的自动化。

液压技术在近代工业发展与自动化控制中占有重要地位, 对液压元件结构和性能的要求亦愈来愈高, 目前国内外在这方面主要的新动向、新趋势是:

(1) 高压化、高速化和大容量化。油泵工作压力已达 $35\sim 40$ 兆帕, 个别已达到 70 兆帕; 转速已由 24 转/秒提高到 66 转/秒, 个别已达 100 转/秒; 最大流量从 3.6×10^{-3} 米³/秒提高到 11.6×10^{-3} 米³/秒, 个别已达 16.6×10^{-3} 米³/秒。

(2) 向高集成度无管化的液压集成回路系统发展。液压集成回路基本可分为阀控系统(单元回路)和泵控系统两种。阀控系统主要形式有集成块式、芯子插入式、比例阀式、逻辑阀式等。其中逻辑阀式在国外应用日益广泛, 特别是锥阀式逻辑集成系统, 已成为国际液压技术发展的重要趋势之一。

(3) 低噪音化。随着高压、高速、大容量化的发展, 噪音问题就变得突出了。液压传动的噪音主要来自油泵, 其次是阀和管道。它是液压系统或液压元件工作不正常或质量不高的一种反映, 噪音对人的健康及情绪也是不利的, 应设法消除或降低。通常采用改进结构, 改善液压油性能, 加设防震、消声装置以及选择吸音材料等途径来降低油泵的噪音。

第一章 液压传动的流体力学基础

液压传动是用液体作为传递能量的介质。液压系统中液体的压力、速度和温度的变化很大，油液质量的优劣直接影响液压系统的工作。因此，我们必须了解液体的一些特性，掌握液体平衡规律和运动规律。这样有助于正确理解液压传动的基本原理及液压元件的结构和性能，从而可以更好地使用和设计塑料机械液压传动系统。

流体力学不仅是液压传动的基础理论，而且还是本专业的理论基础，考虑到本专业的需要，本章还适当地增加了与专业基础理论有关的内容。

第一节 流体的一些物理性质

一、流体的概念

液体和气体都具有易流动的特性，所以统称为流体。

流体虽由大量分子组成，分子之间又有一定间隙，然而分析研究每一个分子的机械运动是不可能的，也是不必要的。为了研究方便，在流体力学中假定流体是由许许多多分子集团所组成，我们称每个分子集团为质点，而质点在流体内部一个紧靠一个，它们之间没有任何间隙。这样流体就可视为由无限多微小质点所组成的连续介质。流体既然由连续分布着的质点组成，所以它的状态参数（如密度、压力、速度等等）就都可表示为空间坐标和时间的连续函数。因而可以利用关于连续函数的分析研究方法来进行流体运动规律的研究。

但是这样假定与事实是否有出入呢？根据科学的测定，在标准状态下，一立方厘米的液体有 3×10^{24} 个分子；一立方厘米的气体有 2.7×10^{19} 个分子。可见，分子之间间隙实在微不足道。

在一般情况下，从连续介质出发而得出的流体平衡及运动规律是符合实际情况的。

二、密度和重度

单位体积流体所具有的质量称为流体的密度。

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

式中 ρ ——流体的密度，公斤/米³；

m ——流体的质量，公斤；

V ——流体的体积，米³。

单位体积流体所具有的重量称为流体的重度。

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

式中 γ ——流体的重度，牛/米³；

G ——流体的重量，牛。

因为 $G = mg$ ，所以流体的重度和密度的关系为：

$$\gamma = \rho g \tag{1-3}$$

式中 g ——重力加速度，一般采用 $g = 9.81$ 米/秒²。

式 (1-3) 表明，流体的重度等于流体的密度与重力加速度的乘积。

表 1-1 列出了在一个大气压下常用的几种流体的密度和重度。

表 1-1 常见流体的密度和重度

流 体 名 称	温 度 (℃)	密 度 (公斤/米 ³)	重 度 (牛/米 ³)
蒸 馏 水	4	1000	9810
矿 物 油	20	900	8829
煤 油	15	760	7455.6
水 银	0	12600	123606
熔 化 铁 水	1200	7000	68670
空 气	0	1.293	12.68
空 气	20	1.183	11.61

三、压缩性和膨胀性

流体的密度或重度是随压力和温度而变化的。液体受压缩后，分子间的距离缩短，密度（或重度）就会增加。液体的温度增加后，分子的活动性增加，液体的体积也随之增大，密度就会减小。液体的压缩性和膨胀性就是表示液体的重度或密度随压力和温度而变化的两个物理特性。

(一) 压缩性

压缩性的大小用体积压缩系数 β_p 表示。 β_p 的意义是指当温度不变时，每增加一单位压力所发生的体积 V_0 的相对变化量。即：

$$\beta_p = - \frac{\frac{\Delta V}{V_0}}{\Delta p} = - \frac{1}{V_0} \frac{\Delta V}{\Delta p} \tag{1-4}$$

因为 ΔV 与 Δp 的变化方向相反，压力增加时体积减小，所以式中取“—”号。

式中 β_p ——压缩系数，米²/牛；

ΔV ——液体受压缩前后的体积变化值，米³；

V_0 ——液体受压缩前的体积，米³；

Δp ——压力变化值，牛/米²。

1 牛/米²称为 1 帕斯卡 (Pascal)，简称帕，它的千倍称为千帕，它的 10⁶ 倍称为兆帕。

液体受压缩后的体积 V 可由下式计算：

$$V = V_0 - \Delta V = V_0(1 - \beta_p \Delta p) \tag{1-5}$$

液体的压缩性是很小的，例如水的体积压缩系数一般选取 $\beta_p = 49 \times 10^{-11} \text{米}^2/\text{牛}$ ；常用液压油的压缩系数 $\beta_p = (5.1 \sim 7.1) \times 10^{-10} \text{米}^2/\text{牛}$ 。

不同压力下工作油液的压缩系数如表1-2所示。

表 1-2 不同压力下工作油液的压缩系数

压 力 (兆帕)	7	21	70
压缩系数 (米 ² /牛)	67.2×10^{-11}	62.9×10^{-11}	49.5×10^{-11}

体积压缩系数的倒数称为体积弹性系数。即：

$$E_0 = \frac{1}{\beta_p} \quad (1-6)$$

式中 E_0 ——体积弹性系数，牛/米²。

水的体积弹性系数的平均值为 $E_0 = 2.04 \times 10^9 \text{牛/米}^2$ ；常用液压油的体积弹性系数 $E_0 = (1.37 \sim 1.96) \times 10^9 \text{牛/米}^2$ 。它们和钢的弹性系数 $E = 2.06 \times 10^{11} \text{牛/米}^2$ 相比，还不到1/100。因此在一般液压传动的计算中，当压力不大（不超过7兆帕）或液体容积较小时，可以忽略液体的压缩性。但在研究液体的振动、冲击和某些过渡过程时，必须考虑液体的压缩性。

由于液体可以任意随容器改变形状，并且实际上可以认为是不可压缩的，也就是说，在承受压力的情况下液体表现得非常坚固结实而又具有无限的柔软性。因此，密闭的液体便成为可靠地、正确地、灵活地传递运动和能量的最好的工作介质，液压传动一系列的优点都是由此产生的。但是，当油液中混有空气时，压缩性将显著增加。例如油中混有1%空气时，则其体积弹性系数降低，约为纯油的5%左右；油中混有5%空气时，其体积弹性系数降低到只有纯油的1%左右，故在液压系统的使用和设计中应努力设法不使油中混有空气。

(二) 膨胀性

液体膨胀性的大小用体积膨胀系数 β_t 表示。 β_t 的意义是指当压力不变时，增加一单位温度，所发生的体积 V_0 的相对变化量。即：

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V_0 \Delta t} \quad (1-7)$$

式中 β_t ——体积膨胀系数，1/℃；

Δt ——液体温度的变化量，℃；

V_0 ——液体膨胀前的体积，米³；

ΔV ——液体膨胀后体积的增加值，米³。

因此，在温度变化为 Δt 时，膨胀后的体积为：

$$V = V_0 + \Delta V = V_0 (1 + \beta_t \Delta t) \quad (1-8)$$

水的体积膨胀系数随压力和温度而变化的数值如表1-3所示。

在工程计算中，可认为 β_t 是只取决于液体本身性质而与压力及温度无关的常数。常用液压油的体积膨胀系数 $\beta_t = (8.0 \sim 9.0) \times 10^{-4} 1/℃$ 。

表 1-3

水的体积膨胀系数 β_t ($1/^\circ\text{C}$) 值

压 力	温 度 ($^\circ\text{C}$)				
	1~10	10~20	40~50	60~70	90~100
0.1兆帕	14×10^{-6}	150×10^{-6}	422×10^{-6}	556×10^{-6}	719×10^{-6}
10兆帕	43×10^{-6}	165×10^{-6}	422×10^{-6}	548×10^{-6}	704×10^{-6}

从上述看出, 液体的膨胀性也是很小的。因此, 当压力及温度变化不大时, 可以认为液体的体积并不发生变化, 即液体既不可压缩又不能膨胀。然而, 在压力及温度变化很大时, 必须注意到液体的压缩性及膨胀性。否则势必产生很大的计算误差, 甚至会发生错误。此时, 密度和重度可按式计算。

对于同一质量 m (或重量 G) 液体, 在等温条件下:

$$\rho_p = \frac{\rho_0}{1 - \beta_p \Delta p} \quad (1-9)$$

$$\gamma_p = \frac{\gamma_0}{1 - \beta_p \Delta p} \quad (1-10)$$

式中 ρ_0 ——初始条件下液体的密度, 公斤/米³;

ρ_p ——压力增加后液体的密度, 公斤/米³;

γ_0 ——初始条件下液体的重度, 牛/米³;

γ_p ——压力增加后液体的重度, 牛/米³;

Δp ——液体压力差, 帕。

在等压条件下:

$$\rho_t = \frac{\rho_0}{1 + \beta_t \Delta t} \quad (1-11)$$

$$\gamma_t = \frac{\gamma_0}{1 + \beta_t \Delta t} \quad (1-12)$$

式中 ρ_t ——温度增加后液体的密度, 公斤/米³;

Δt ——液体温度差, $^\circ\text{C}$;

γ_t ——温度增加后液体的重度, 牛/米³。

四、液体的粘性

(一) 粘度

液体在流动时, 由于液体与固体界壁的附着力及液体本身的内聚力, 使液体各处的速度产生差异。越贴近界壁的流速越慢, 越离开界壁的流速越快。流动较快的液体层可以带动流动较慢的液体层。反之, 流动较慢的液体层却又阻滞流动较快的流体层。这样, 当快的液体层在慢的液体层上滑过时, 在液体层之间会产生内摩擦力或切应力。

液体流动时内部产生内摩擦力的这种性质称为液体的粘性, 液体粘性的大小用粘度

来表示。

由于在粘性液体的流动中，液体的运动参数都是坐标的连续函数，那么沿流动截面的速度分布也是连续的，如图1-1所示。

我们在作直线运动的液体中取出一个微小矩形 $abcd$ ， ad 层的速度是 u ， bc 层的速度是 $u+du$ ，两层间的垂直距离是 dh 。经过 dt 时间后， ad 层上各点移动了 $u dt$ 的距离，而 bc 层上各点移动了 $(u+du) dt$ 的距离。由于这个缘故，所取的微小矩形 $abcd$ 变成了平行四边形 $a'b'c'd'$ 。 $d\theta$ 是矩形 $abcd$ 在流动时的变形角度，且：

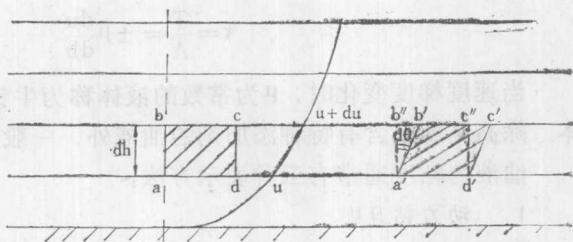


图 1-1 速度梯度

$$\operatorname{tg} d\theta = \frac{b'b'}{a'b'} = \frac{du dt}{dh}$$

因 $d\theta$ 极小， $\operatorname{tg} d\theta \approx d\theta$ ，所以：

$$d\theta = \frac{du dt}{dh}$$

亦即：

$$\frac{du}{dh} = \frac{d\theta}{dt} \quad (1-13)$$

$\frac{du}{dh}$ 称为速度梯度。它表示垂直于流动方向上单位长度的速度变化。

式 (1-13) 说明，在直线运动中，速度梯度等于粘性液体流动中的变形角速度。

根据牛顿 (Newton) 的研究结果，液体在流动时所产生的内摩擦力 T 是与液体运动时的速度梯度 $\frac{du}{dh}$ 及液体层接触面积 A 成正比。即：

$$T = \pm \mu A \frac{du}{dh} \quad (1-14)$$

式中 T ——内摩擦力，牛；

A ——接触面积，米²；

$\frac{du}{dh}$ ——速度梯度，1/秒；

μ ——粘性动力系数，简称动力粘度。

式 (1-14) 称为牛顿内摩擦定律。“ $\pm$ ”号的取舍：当速度梯度 $\frac{du}{dh}$ 为正值时，式

(1-14) 取“+”；当速度梯度 $\frac{du}{dh}$ 为负值时，式 (1-14) 取“-”。

单位面积上的内摩擦力称为切应力，即：

$$\tau = \frac{T}{A} = \pm \mu \frac{du}{dh} \quad (1-15)$$

当速度梯度变化时， μ 为常数的液体称为牛顿液体， μ 为变数的液体称为非牛顿液体。除高粘度或含有特种添加剂的油液外，一般的液压油均可看做是牛顿液体。

油液的粘度通常有三种表示方法：

1. 动力粘度 μ

从式(1—15)中舍去“ $\pm$ ”号，可得：

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{du}{dh}} \quad (1-16)$$

因此，动力粘度的物理意义是：当速度梯度等于1时，相邻两液层间单位面积上的内摩擦力。动力粘度的单位为帕·秒。

动力粘度 μ 的大小与液体性质有关，不同的液体有不同的 μ 值。在表1-4中列出了几种液体的动力粘度数值。

表 1-4 几种液体的动力粘度

液 体 名 称	温 度 (℃)	动力粘度 μ (帕·秒)
一 般 汽 油	18	0.00065
水	20	0.0010
煤 油	18	0.0025
轻 石 油	18	0.025
重 石 油	18	0.14
润 滑 油	20	0.17
20 号 液 压 油	50	0.018

2. 运动粘度 ν

在相同温度下，液体的动力粘度与它的密度之比称为运动粘度。即：

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-17)$$

式中 ν ——液体的运动粘度，米²/秒。

1米²/秒=10000厘米²/秒=10000厘²=10⁶厘²

我国液压油的牌号，就是以厘²为单位的、在温度50℃时运动粘度 ν 的平均值。例如10号液压油，就是指这种液压油在50℃时运动粘度 ν 的平均值是10厘²。

μ 的因次含有力的单位，是一个动力学的要素，所以称为动力粘度。而 ν 的因次没有力的单位，是一个运动学的要素，故称为运动粘度。

动力粘度和运动粘度是理论计算中经常使用的粘度单位，然而对于液压油来说难于直接测量。因此工程上常采用另一种可以用仪器直接测量的粘度表示法，即相对粘度。

3. 相对粘度