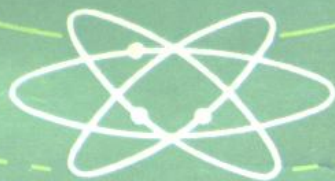


—高等学校教材—

液压及气动技术

王庭树 余从晞 编



国防工业出版社

液压及气动技术

王庭树 余从晞 编

国防工业出版社

内 容 简 介

本书共九章。第一章介绍液压及气动技术的基本理论；第二、三章介绍液压及气动系统元件的工作原理及基本回路；第四章为气动逻辑系统的设计方法；第五章讨论液压及气动系统数学模型的建立方法；第六、七章为线性系统分析导论及液压、气动自动控制系统的分析方法；第八章为系统的设计计算；第九章是流体静压支承的设计原则。

本书是全国高等学校工科电子机械类（电子精密机械、电子设备结构等专业）的统编教材，也可供从事生产自动化的科技人员参考。

液压及气动技术

王庭树 余从晓 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

*

787×1092¹/₁₆ 印张21¹/₄* 494千字

1985年6月第一版 1985年6月第一次印刷 印数：0,001—5,800册

统一书号：15034·2906 定价：3.90元

出版说明

根据国务院关于高等学校教材工作分工的规定，我部承担了全国高等学校工科电子类专业课教材的编审、出版的组织工作。从一九七七年底到一九八二年初，由于各有关院校，特别是参与编审工作的广大教师的努力和有关出版社的紧密配合，共编审出版了教材 159 种。

为了使工科电子类专业教材能更好地适应社会主义现代化建设培养人才的需要，反映国内外电子科学技术水平，达到“打好基础，精选内容，逐步更新，利于教学”的要求，在总结第一轮教材编审出版工作经验的基础上，电子工业部于一九八二年先后成立了高等学校《无线电技术与信息系统》、《电磁场与微波技术》、《电子材料与固体器件》、《电子物理与器件》、《电子机械》、《计算机与自动控制》，中等专业学校《电子类专业》、《电子机械类专业》共八个教材编审委员会，作为教材工作方面的一个经常性的业务指导机构，并制定了一九八二~一九八五年教材编审出版规划，列入规划的教材、教学参考书、实验指导书等共 217 种选题。在努力提高教材质量，适当增加教材品种的思想指导下，这一批教材的编审工作由编审委员会直接组织进行。

这一批教材的书稿，主要是从通过教学实践、师生反映较好的讲义中评选择优和从第一轮较好的教材中修编产生出来的。广大编审者、各编审委员会和有关出版社都为保证和提高教材质量作出了努力。

这一批教材，分别由电子工业出版社、国防工业出版社、上海科学技术出版社、西北电讯工程学院出版社、湖南科学技术出版社、江苏科学技术出版社、黑龙江科学技术出版社和天津科学技术出版社承担出版工作。

限于水平和经验，这一批教材的编审出版工作肯定还会有许多缺点和不足之处，希望使用教材的单位、广大教师和同学积极提出批评建议，共同为提高工科电子类专业教材的质量而努力。

电子工业部教材办公室

前 言

本教材系由《电子机械》教材编审委员会《无线电专用机械设备》编审小组评选审定，并推荐出版。

该教材由成都电讯工程学院王庭树副教授担任主编，四川工业学院龚浦泉副教授担任主审。编审者均依据《无线电专用机械设备》编审小组审定的编写大纲进行编写和审阅的。

本课程的参考教学时数为80学时，其主要内容为：第一章介绍液压及气动技术的理论基础；第二章为元件的工作原理及选用原则；第三章是基本回路简介；第四章为气动逻辑系统的设计方法；第五章为液压、气动系统数学模型的建立方法；第六章为线性系统分析引论；第七章为液压、气动控制系统的分析方法；第八章为系统的设计；第九章为液、气静压支承的设计原则。全书注重系统的分析，不纠缠于元件的结构细节。使用本教材时应注意，对于已开设过自动控制原理课程的专业，可以跳过第六章进行讲授。

本教材由余从晞编写第三、四、八、九章，其余均为王庭树编写，并统编全稿。参加审阅的还有朱钟淦副教授、杨玉坚副教授及蒋世渊等同志，并为本书提出许多宝贵意见，这里表示诚挚的感谢。由于编者水平有限，书中难免还存在一些缺点和错误，殷切希望广大读者批评指正。

编 者

目 录

绪论	1
一、液压及气动系统的组成及分类	1
二、电动系统、机械系统与液压、气动系统的比较	4
第一章 液压和气动技术的基本理论	6
第一节 流体的物理性质	6
第二节 空气的组成及其状态方程	12
第三节 静止液体的基本力学规律	20
第四节 流体流动的基本方程	22
第五节 实际流体在管路中的定常流动	31
第六节 实际流体经间隙及节流孔的流动	35
第七节 气动元件的流通能力及气罐的充放气	45
习题	48
第二章 液压及气动系统的基本元件	51
第一节 液压及气动系统的能源装置及油马达、气马达	51
第二节 动力缸	62
第三节 控制阀	80
第四节 液压及气动系统中的辅助装置	97
习题	105
第三章 液压及气动基本回路	108
第一节 压力控制回路	108
第二节 速度控制回路	115
第三节 方向控制回路	122
第四节 液压、气动系统组成时的注意事项	123
习题	124
第四章 气动逻辑控制系统	126
第一节 逻辑代数在气控系统中的应用	126
第二节 气动逻辑元件	129
第三节 气动顺序控制线路设计引论	140
第四节 顺序控制中的障碍	142
第五节 气控逻辑线路设计的 X/D 线图法	144
第六节 气控逻辑线路设计的卡诺图	153
第七节 气控逻辑线路设计的快速排除障碍法	160
第八节 气动位移传感器	163
习题	166
第五章 建立液压及气动系统数学模型的基本方法	168
第一节 引论	168

第二节	流阻、流容及流感	169
第三节	流体 RC 系统	178
第四节	流体 $RC-RC$ 的组合系统	184
第五节	非线性系统的线性化	189
习题		196
第六章	线性系统分析导论	199
第一节	引言	199
第二节	传递函数及频率响应	206
第三节	稳定性分析	228
第四节	稳态误差	233
习题		241
第七章	液压和气动控制系统	243
第一节	自动控制器	243
第二节	液压及气动自动控制器	249
第三节	液压控制系统的分析方法及举例	260
习题		277
第八章	液压及气动系统的设计	280
第一节	液压及气动系统的设计步骤	280
第二节	气动系统的设计	285
第三节	液压系统的设计	288
第四节	液压伺服系统设计计算	292
第九章	流体静压支承技术	299
第一节	静压支承的原理、特点及应用	299
第二节	液体静压导轨	302
第三节	空气静压轴承设计	312
习题		327
附录		328
附表 1	风冷微型空气压缩机参数	328
附表 2	液压泵技术规格	328
附表 3	叶片马达规格	329
附表 4	压力阀技术规格	330
附表 5	压力继电器技术规格	330
附表 6	流量阀技术规格	331
附表 7	动力缸内径尺寸系列	331
附表 8	活塞杆外径尺寸系列	331
附表 9	动力缸行程参数系列	332
附表 10	管路连接螺纹公称直径系列	332
参考文献		332

绪 论

液压及气动技术是以流体为介质实现能量转换的技术。这种技术易于满足机器、仪表及生产过程实现自动化的要求。其中, 液压传动、气动传动及其控制则是液压及气动技术的两个主要的组成内容。本书除了着重介绍液压传动及气动传动系统的工作原理、设计计算以及液压及气动自动控制系统的分析方法外, 还介绍了流体静力支承的基本设计原则。从而比较全面的反映了液压及气动技术在工业中的应用。

液压传动起源于水力机械的应用。直到三十年代它才较普遍地用于起重机、机床及工程机械。在第二次世界大战期间, 由于帝国主义之间的战争需要, 出现了响应迅速、精度高的液压控制机构所装备的军舰、大炮、战车、飞机和雷达等。第二次世界大战结束后, 世界各国经济的恢复和发展, 生产过程的自动化要求不断地增长, 液压及气动技术不断地应用于各种自动机及自动生产线。近二十年来, 气动逻辑及射流技术也发展较快, 气动的工业控制器不断的应用于各种生产自动化的过程之中。虽然气动控制的工作频率及响应速度均远不如电气或电子控制装置, 但在抗干扰、抗辐射及牢固性方面则是电子技术所没有的优点。当被控对象也是流体, 则液压或气动控制系统的介质可与对象一致。从而可降低系统的成本和费用。在电子元器件的生产过程中, 对环境的净化提出了越来越高的要求, 气动无油系统的出现必然将得到更为广泛的应用。近年来液压及气动的静压支承得到了较大的发展, 它将有力地促进精密机械加工技术的发展。由于空气静力支承能保证净化环境的要求, 因此, 它在大规模集成电路的微细加工中将得到更多的应用。

与国外先进水平比较, 液压元件和气动元件, 尤其是气动逻辑元件, 还有较大的差距。今后应加强元件的耐压能力、使用寿命、工作噪音、防漏等方面研究, 以保证元件向复合化、集成化、精密化、微型化及标准化的方向发展。元件成本的降低, 功能及质量的提高, 将会促进液压及气动技术在各工业部门中得到更加广泛的应用。

一、液压及气动系统的组成及分类

(一) 液压及气动系统的组成

图1所示是一个最简单的液压传动系统。用它使某一设备(例如真空镀膜机)的机罩产生升降动作。它由齿轮泵1、油缸3、阀门4及油箱5等组成。启动齿轮泵时机罩升起, 关闭齿轮泵并打开阀门时, 机罩在自身重力作用下下降, 这就完成了升降机罩的两个动作。如果在车间内有压缩空气管道的气源, 利用如图2所示的气动传动更为经济和实用。

显然上述两种系统在操作上都是不方便的(既要启动齿轮泵或接通气源, 又要操作阀门的关闭), 幸而真空镀膜机不需要经常升降机罩, 所以它们都能适应设备的工作要求。为了简化传动系统的操作可以采用改变流体流动方向的控制元件, 如图3所示的液压传动系统, 它可方便地实现工作台的反复运动。在此系统中, 除了需要油泵3、油缸

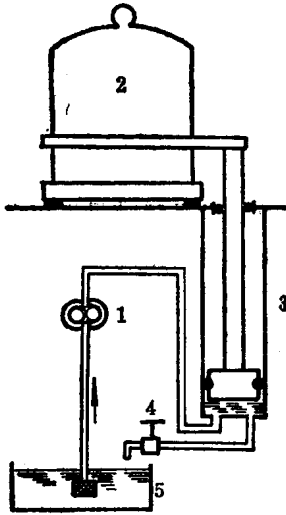


图1 最简单的液压传动系统

1—齿轮泵；2—机罩；3—油箱；
4—阀门；5—油箱。

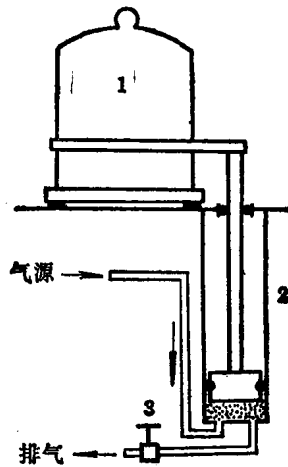


图2 最简单的气动传动系统

1—机罩；2—气缸；
3—阀门。

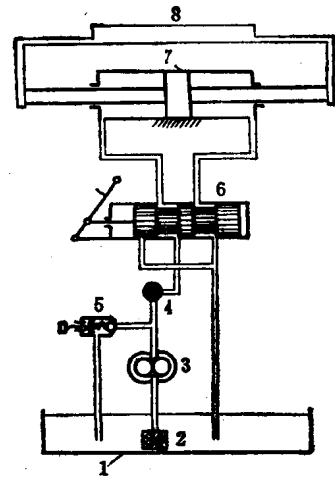


图3 手动换向工作台

1—油箱；2—滤油器；3—齿轮
泵；4—节流阀；5—溢流阀；
6—手动滑阀；7—油缸；8—工
作台。

7 之外，还设置了能改变流体流动方向的手动滑阀 6。其中的节流阀 4、溢流阀 5 是控制工作台运动速度和限制管路压力的装置。此外还有滤油器 2 及油箱 1 等的辅助装置。

如果要求机器实现某种自动化的过程，则需要将各种元件及装置组成一个完备的回路。一个可自动完成某种程序动作的气动系统，如图 4 所示。其中的控制装置是由若干

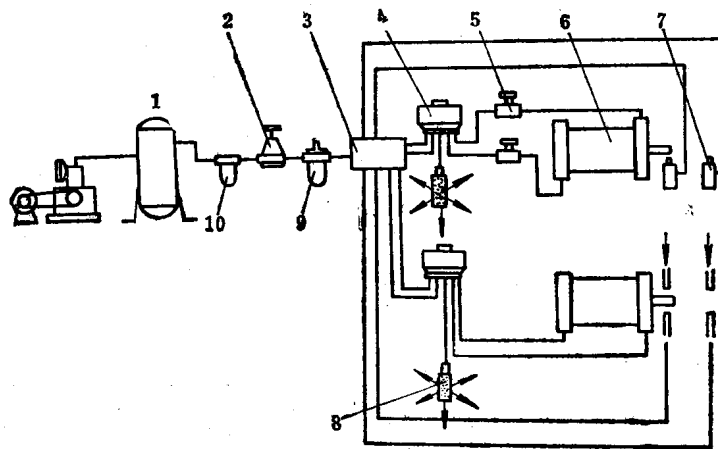


图4 气动系统的组成

1—气压发生装置；2—压力控制阀；3—逻辑元件；4—方向控制阀；5—流量
控制阀；6—执行元件；7—传感器；8—消音器；9—油雾器；10—过滤器。

元件组成的气动逻辑回路。它可根据气缸活塞杆的始末位置，由传感器（如行程开关及节流放大器等等）传回信号，作出逻辑判断，并指示气缸的下一步动作（详见第四章），从而实现机器的自动化。

综上所述，液压及气动系统的组成如下：

1. 液（气）压的发生装置（指油泵或空气压缩机）。
2. 执行元件（指液压缸、液压马达、气缸、气马达）。
3. 控制元件（包括各种压力、流量、方向控制阀及其它各种控制元件）。
4. 传感元件。

5. 辅助装置（如气动系统不可缺少的分水滤气器、空气调压器（减压阀）、油雾器及蓄能器、消音器等；对液压系统则指油箱、滤油器及冷却器等；压力表及管道、管接头等）。

在图1至图4中，我们是用方块图加文字说明来表示系统的组成的，这种表示方法既不明确又不简洁。因此，工程上常用的图形是另一形式，即用一系列的标准的职能符号表示各种元件，由这些符号组成各种液压或气动系统的工作原理图。图3所示的手动换向工作台的职能符号工作原理图如图5所示。本书将在介绍各种元件时对它们的职能符号作逐一的介绍。在使用元件的职能符号时，应遵守GB786-76的各种规定，它均以元件的静止位置或零位置作图的。如图5(a)中的换向阀

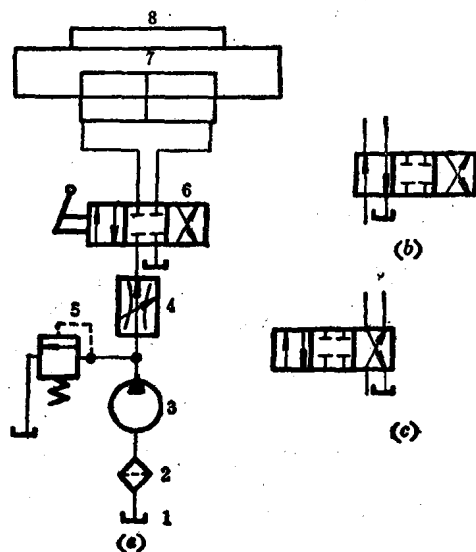


图5 换向工作台的液压系统工作原理图

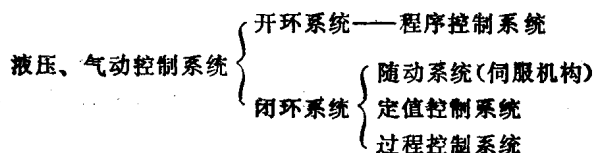
6的阀芯是处于中间位置的，即工作台8不动的位置。工作台8向右或向左移动时，换向阀6的相应工作位置分别如图5(b)、(c)所示。

本书将介绍各种元件的工作原理及其应用，不涉及元件本身的设计问题，重点在论述如何应用各种元件组成所需系统的分析和设计。

(二) 液压及气动系统的分类

在液压及气动系统中，即使它是一种最简单的系统，也需要一些控制元件对执行元件的输出量进行控制。例如，在传动系统中，动力缸的运动方向、速度和压力等，需要用方向控制阀、节流阀、压力控制阀等来控制。所以，一般的液压及气动系统都是一种控制系统。控制系统的一般定义是指这样一种装置或一些装置的组合，它的输出量（因变量）是按预先安排的规律由输入量（自变量）来控制的。

控制系统分为开环控制和闭环控制两大类，开环控制的输入量和输出量之间没有连续的比较，而闭环控制则是连续地对输出量进行测量并随时进行比较。其输入信号与来自输出量的反馈信号之差称为误差信号。因此闭环系统又称为反馈系统。反馈系统是依靠误差信号来调节供应到系统的能量，以使输出量向着减小误差信号的方向变化。第六章将说明反馈及误差信号等术语的含义，并将说明开环系统没有反馈，不存在误差信号，因此不适用于要求对输出作精确控制的场合。



其中的程序控制系统又叫过程控制系统,既有开环的,也有闭环的。在液压传动或气动传动系统中,尤其是气动传动用得更多的还是开环程序控制系统。

对于液压传动系统按油液循环方式不同,则又可分为开式和闭式传动。

在开式液压传动系统中,油泵从油箱吸油,压入液压缸或油马达之后,再排回油箱。该系统结构简单,散热良好,油能在油箱中澄清,应用较普遍。在闭式液压传动系统中,油泵的进口油管直接与油压缸或油马达的排油管相通,形成一闭合循环。为了补偿系统的泄漏,还需设置一只小型辅助油泵。这种系统结构较复杂,散热条件差,要求更高的过滤精度,因此应用较少。这种系统的优点是油箱体积小、结构紧凑,空气进入油液的机会少,工作平稳,并允许能量反馈。

二、电动系统、机械系统与液压、气动系统的比较

(一) 拖动能力的比较

由于气动系统的使用压力一般限制在 $2 \sim 8 \text{ bar}$ 范围之内,因此,它不能作为功率大的动力系统。这里只对液压传动系统与电力拖动系统作比较。从所能达到的最大功率看,前者只能达到几百 kW,后者可达几千 kW 以上。液压传动有很多优点。最突出的优点是液压系统出力大、重量轻、惯性小及输出刚度大。这些优点可用以下指标表示:

功率-质量比 液压为 1.68 kW/kg ,电机为 0.68 kW/kg 。

出力 液压缸为 700 N/cm^2 ,直流直线式电动机为 30 N/cm^2 (用直径均为 50 毫米的液压缸及电动机)。

力-质量比 液压缸为 13000 N/kg ,直流直线式电动机为 1300 N/kg 。

扭矩-惯量比 液压马达比一般的电马达大 $10 \sim 20$ 倍,只有无槽式直流力矩马达才能与液压马达相当。

此外,液压系统有污染环境、不易防火及效率较低 ($60 \sim 90\%$) 等缺点。

(二) 控制方式性能比较

液压及气动技术在组成控制系统时,与机械装置相比,其主要优点是操作方便、省力、系统结构空间的自由度大、易于实现自动化。如与电气控制相配合,可实现复杂的程序动作和远程控制。此外,液压及气动系统均可应用溢流装置,所以易于实现过载保护,并且液压及气动元件易于实现系列化、标准化、通用化,有利于缩短机器的设计、制造周期和降低制造成本。

气动控制系统与液压控制系统相比,其优缺点如下:

1. 空气可以从大气中取之不竭,无介质费用和供应上的困难,将用过的气体排入大气,处理方便。泄漏不会严重的影响工作,不污染环境。

2. 空气粘性很小,在管路中的沿程压力损失为液压系统的千分之一。宜于远程传输及控制。

3. 工作压力低,可降低对气动元件的材料和制造精度要求。

4. 对于开环控制系统,气动与液压相比,有动作迅速、响应快的优点。

5. 维护简便,使用安全,不存在防爆问题,适用于石油、化工、农药及矿山机械等的特殊要求。无油的气动控制系统特别适用于无线电元器件生产过程,也适用于食品及医药的生产过程。

6. 气动元件可以根据不同场合, 采用相应材料, 使元件能够在恶劣的环境(强振动、强冲击、强腐蚀和强辐射等)下进行正常工作。

气动系统与电气、液压传动系统相比有以下缺点:

1. 气动装置的信号传递速度限制在声速范围之内, 所以它的工作频率和响应速度远不如电子装置, 并且信号要产生较大失真和延迟, 也不便于构成十分复杂的回路, 但这个缺点对工业生产过程不会造成困难。

2. 空气的压缩性远大于液压油的压缩性, 因此在闭环系统中, 液压传动的动作迅速、响应能力又优于气动系统; 对于开环系统, 工作速度的稳定性也以液压传动为佳。

3. 气动传动的效率比液压传动还要低。

4. 气动传动出力不如液压传动的大。

第一章 液压和气动技术的基本理论

第一节 流体的物理性质

一、流体的密度和性质

单位容积中流体的质量称为流体的密度, 用 ρ 表示:

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

式中 m ——流体的质量 (kg);

V ——流体的容积 (m^3 或 cm^3)。

单位容积中流体的重量称为流体的重度, 用 γ 表示:

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad (\text{N/m}^3) \quad (1-2)$$

式中 G ——流体的重量 (N)。

物体 (包括流体) 在 20°C 、一个标准大气压 (760mmHg) 情况下的重度与 4°C 时的蒸馏水的重度之比称为比重。

流体重度与密度的关系为

$$\gamma = \rho g \quad (1-3)$$

式中 g ——重力加速度, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ 。

对于液压系统用的矿物油, 在一般使用的温度与压力范围内, 其密度 $\rho \approx 900 \text{ kg/m}^3$; 重度 $\gamma = 8700 \sim 9300 \text{ N/m}^3$ 。

空气的密度和重度依赖于温度及压力的变化。在基准状态 (干燥空气在温度为 0°C , 绝对压力为 760 mmHg) 下空气的重度为 12.68 N/m^3 。因此, 利用气体的状态方程, 可给出空气在不同温度和不同压力时的重度计算公式:

$$\gamma = 12.68 \times \frac{273}{273 + t} \times \frac{p}{760} \quad (\text{N/m}^3) \quad (1-4)$$

式中 p ——空气的绝对压力 (mmHg);

t ——空气的温度 ($^\circ\text{C}$)。

二、流体的压力和粘度

(一) 流体的压力

流体的压力 p 是指流体单位面积上所受压力的大小, 即物理学中的压强。

设作用在流体内某一微面积 ΔA 上的内力为 ΔF (见图 1-1)。仿照材料力学的应力定义, 则 ΔA 在流体中的应力为

$$\tau = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (\text{N/m}^2) \quad (1-5)$$

τ 可分解为承压面上法向和切向两个分量 τ_n 及 τ_t 。由于流体有不能承受任何拉力的特性, 则流体的压力 p 就是法向上的压应力 τ_n 。而切向的剪应力 τ_t 将反映出流体流动时的粘滞特性。

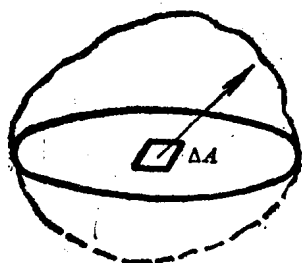


图1-1 流体中的内力

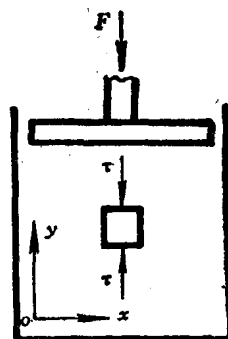
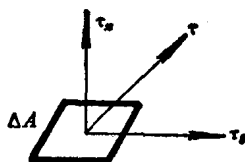


图1-2 流体的压应力

如图 1-2 所示的动力缸, 设活塞面积为 A , 推力为 F 。则流体中的压力为

$$p = \tau_n \quad (1-6)$$

它的大小可按下式计算:

$$p = \frac{F}{A} (\text{Pa})$$

式中 F ——流体所承受的压力 (N);

A ——流体的受力面积 (m^2)。

每平方米面积上作用一牛顿力 (1N) 的压强称为一帕 (Pa)。应用上嫌帕的单位太小, 常用巴 (bar) 或兆帕 ($\text{Pa} \times 10^6$) 表示。其关系为

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$$

除了采用帕、巴为压力的单位, 表 1-1 列出了其它各种单位。

表1-1 流体压力的各种单位

巴 (bar)	兆帕 ($\text{Pa} \times 10^6$)	标准大气压 (atm)	工程大气压 ($\text{kg} \cdot \text{f} / \text{cm}^2$)	毫米汞柱 (mmHg)	米水柱 (mH_2O)	磅/英寸 ² (lbf / in^2)
1	0.1	0.987	1.02	750	10.2	14.51
1.013	0.1013	1	1.033	760	10.33	14.69
0.98	0.098	0.9678	1	735.56	10	14.22

通常工程上用压力表测得的压力是以大气压力为基准的压力值, 称为相对压力或表压力。以 $p = 0$ 为基准的压力称为绝对压力, 常以符号 abs 表示。绝对压力小于大气压力时, 大气压力与绝对压力之差称为真空压力或真空度, 它们之间的关系见图1-3。

(二) 流体的粘度

当流体在外力作用下发生流动时, 由于流体分子与容器壁面之间的附着力和分子之间内聚力的作用, 导致流体分子间产生相对运动, 从而在流体中产生内摩擦力。流体在流动时产生的内摩擦力的特性称为粘性。

流体的粘性可利用以下实验得到证实。用注射器将墨水注入静止的水槽里, 使墨水

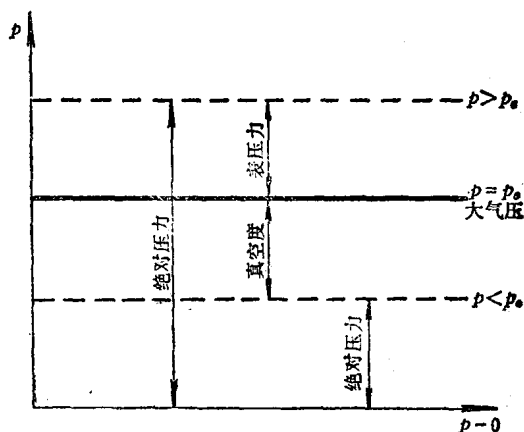


图1-3 绝对压力、表压力及真空度的关系

从槽底形成一铅垂条纹（见图1-4）。设时间 $t = 0$ 时水不流动，则此条纹也静止不动。

当水流动后， $t = \Delta t$ 时条纹变成图中虚线所示的形状和位置，但条纹末端与槽底仍保持接触而不产生相对运动。条纹变成了曲线的事实则说明水流因分子之间的聚合力产生了摩擦阻力，从而使流体各层之间具有不同的运动速度，形成了速度梯度 dv/dy ；条纹末端附壁不动是由于水分子与水槽壁的固体分子之间附着力作用的结果，此种现象称为流体边界无滑动条件。除稀薄气体之外，一般气体均存在这种条件。

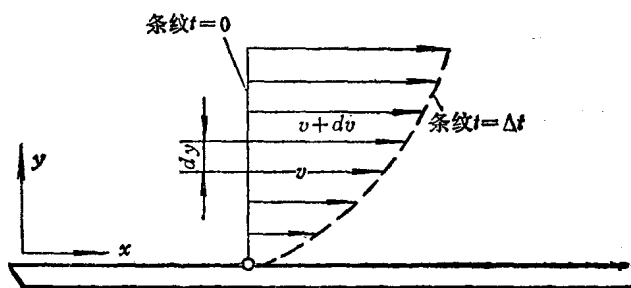


图1-4 流体存在粘性的实验

条纹末端附壁不动是由于水分子与水槽壁的固体分子之间附着力作用的结果，此种现象称为流体边界无滑动条件。除稀薄气体之外，一般气体均存在这种条件。

1. 绝对粘度

牛顿流体摩擦定律指出：流体作粘性流动时，流层之间的摩擦力 τ 与流体的速度梯度成正比，即

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (1-7)$$

式中 μ ——比例常数或动力粘度；

dv ——两层流体速度差；

dy ——两层流体间的距离；

dv/dy ——流体的速度梯度。

凡服从牛顿定律的流体称为牛顿流体。理想气体、矿物油、植物油及水均属于牛顿流体。而油漆、泥浆等就不是牛顿流体。

流体的流动速度分布可以是直线、抛物线或其它曲线，即它们的速度梯度 dv/dy 可以是常数也可以不是常数，但只要流体的类型、温度、压力已经确定，则它们的动力粘度（绝对粘度）是确定的。如图1-5 (a) 所示，当流体的厚度（例如，润滑油膜）不大时，流体的速度分布可看成是线性的。这时，其速度梯度 dv/dy 为常数。式 (1-7) 的

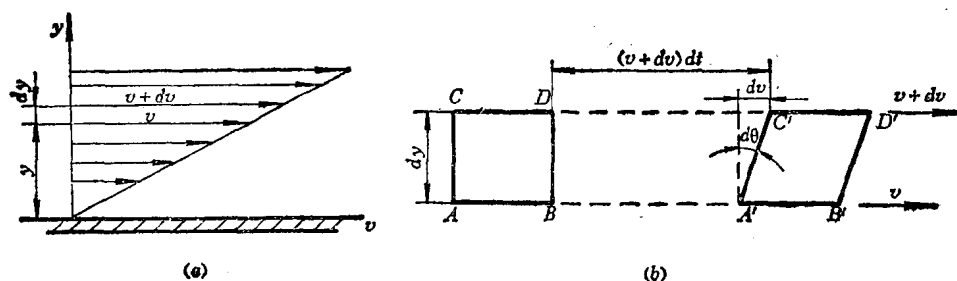


图1-5 流体的速度梯度

摩擦力 τ 就是图1-5(b) 中流体微元 $ABCD$ 上、下两面承受的剪应力。梯度 dv/dy 则是此微元受剪后的角应变 $d\theta$ 。

由式 (1-7) 得动力粘度的表示式为

$$\mu = \tau \frac{dy}{dv} (\text{Pa} \cdot \text{s}) \quad (1-8)$$

$\text{Pa} \cdot \text{s}$ 与 P 、 cP 的关系为

$$1 \text{ 帕} \cdot \text{秒} (\text{Pa} \cdot \text{s}) = 9.81 \text{ 泊} (\text{P}) \approx 10 \text{ 泊} = 10^3 \text{ 厘泊} (\text{cP})$$

在实用中常用另一种粘度, 叫运动粘度, 它是动力粘度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$) 与密度 (kg/cm^3) 之比, 用 ν 表示:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} (\text{St}) \quad (1-9)$$

St 与 cst 、 cm^2/s 的关系为

$$1 \text{ 厘米}^2/\text{秒} = 1 \text{ 沱} (\text{St}) = 100 \text{ 厘沱} (\text{cSt})$$

常用机械油的号数就是以 50°C 时油的运动粘度来表示的。如20号机械油, 它的运动粘度为 20 cSt 。

实验证明流体的粘度与温度及压力有关, 但主要取决于温度。由于气体的粘度主要取决于气体分子之间动量的交换, 所以气体的粘度随温度的升高而增加。液体的粘度主要取决于分子之间的聚合力, 因而它的粘度随温度的升高而降低。图1-6所示是空气和水的粘温曲线。由图可知, 温度变化对液体粘度的影响比对气体粘度影响大。

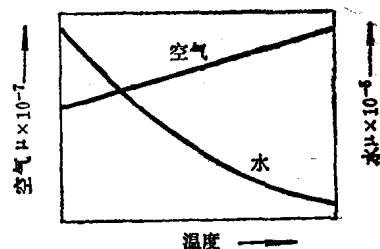


图1-6 空气和水的粘温曲线

表 1-2 列出了不同温度时, 空气的绝对粘度。

表1-2 空气的绝对粘度

温 度 ($^\circ\text{C}$)	-20	0	10	20	30	40	50	100	150	200	250	300
名 称												
动力粘度 $\mu (\text{Pa} \cdot \text{s})$	1.63×10^{-5}	1.72×10^{-5}	1.76×10^{-5}	1.82×10^{-5}	1.86×10^{-5}	1.91×10^{-5}	1.98×10^{-5}	2.18×10^{-5}	2.39×10^{-5}	2.58×10^{-5}	2.77×10^{-5}	2.95×10^{-5}
运动粘度 $\nu (\text{cm}^2/\text{s})$	0.1193	0.137	0.147	0.157	0.166	0.176	0.186	0.230	0.287	0.346	0.411	0.479

不同种类油的粘度是不同的,其粘度随温度变化的规律也不同。对于液压系统中常用的油,当温度在30~50℃范围内而运动粘度不超过76cSt时,可用下式计算运动粘度:

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (\text{cSt}) \quad (1-10)$$

式中 ν_{50} ——温度为50℃时油的运动粘度 (cSt);

n ——指数,按表 1-3 选取。

当压力小于50bar时,可忽略压力对油粘度的影响。当压力大于50bar小于500bar时,可用下式计算油的运动粘度:

$$\nu_p = \nu_0 (1 + 0.003 p) \quad (\text{cSt}) \quad (1-11)$$

式中 ν_0 ——在一个大气压下的运动粘度 (cSt)。

表1-3 运动粘度的指数

ν_{50} (cSt)	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

2. 相对粘度

动力粘度与运动粘度难以直接测量,一般仅用于理论分析和计算。通常采用相对粘度(也称条件粘度),它是在一定条件下测得的粘度。我国采用的是恩氏粘度 E ,即相对于水的粘度:

$$E = \frac{t_1}{t_2} \quad (1-12)$$

式中 t ——被测液体温度 (℃);

t_1 ——200cm³ 被测液体流过 $\phi 2.8\text{mm}$ 的小孔所需时间 (s);

t_2 ——200cm³ 的蒸馏水,在20℃时流过 $\phi 2.8\text{mm}$ 小孔所需时间,一般为50~52 s。

某摄氏度时恩氏粘度与动力粘度及运动粘度的换算关系如下:

$$\mu_t = \left(0.00067 \cdot E_t - \frac{0.00058}{E_t} \right) \times \frac{100}{0.0109} \quad (\text{cP}) \quad (1-13)$$

$$\nu_t = 7.31 \cdot E_t - \frac{6.31}{E_t} \quad (\text{cSt}) \quad (1-14)$$

3. 液压油的选择

为保证液压系统的良好性能,对液压油的要求是:具有良好的粘温特性(温度变化对粘度的影响),适宜的粘度(11.5~60cSt^{*}、 $E=2\sim 8$),良好的润滑性,足够的油膜强度,无腐蚀性,不含水溶性酸碱,高的化学稳定性,不易氧化变质,消泡性良好,剪切稳定性好,油中杂质少、闪点高。

选用液压油时除了考虑以上对油液质量的要求外,还应考虑机械的工作情况及液压元件对油的要求、油泵对油的要求。油液工作温度一般选为50℃,当 $p < 70\text{bar}$ 时用20~30cSt的油,当 $70\text{bar} < p < 200\text{bar}$ 时用68cSt油,一般不应大于110cSt。