

# 第 1 章 液压技术基本理论

## （流体静力学与动力学）

### 【学习目标】

通过学习液压传动技术基本理论,会运用液压传动的原理,分析液压传动的基本组成,通过学习液体动力学和压力损失的计算,掌握液体压力的表示方法及力的计算方法,掌握流量、流速、压力损失的计算,为液压元件的结构及油路的分析提供依据。同时为学生顺利学习和掌握液压传动与控制实用技术打下基础。

### 【学习要求】

在回顾液压传动与控制技术的基础上,让学生初步理解的基础上掌握液压传动与控制的概念、组成及基本原理,了解液压技术的发展、特点及应用;掌握液压油主要物理性质、污染原因与控制方法,了解液压油的使用要求、选用;重点掌握流动流体三个基本方程、局部压力损失和沿程损失;了解掌握流体流经小孔及间隙流量、液压冲击与空穴现象概念及防止措施;了解液压冲击计算。

## 1.1 流体技术发展史

流体液压技术有着悠久的历史,液压传动与控制是人类在生产实践中逐步发展起来的一门实用的技术。

对流体力学学科的形成做出第一个贡献的是古希腊人阿基米德(Archimedes),他建立了物理浮力定律和液体平衡理论。1648 年法国人帕斯卡(B.Pascal)提出静止液体中压力传递的基本定律,奠定了液体静力学基础。17 世纪,力学奠基人牛顿(Newton)研究了在流体中运动的物体所受到的阻力,针对粘性流体运动时的内摩擦力提出了牛顿粘性定律。1738 年瑞士人欧拉(L.Euler)采用了连续介质的概念,把静力学中的压力概念推广到运动流体中,建立了欧拉方程,正确地用微分方程组描述了无粘性流体的运动。伯努利(D.Bernoulli)从经典力学的能量守恒出发,研究供水管道中水的流动,进行试验分析,得到了流体定常运动下的流速、压力、流道高度之间的关系——伯努利方程。欧拉方程和伯努利方程的建立,是流体动力学作为一个分支学科建立的标志,从此开始了用微分方程和实验测量进行流体运动定量研究的阶段。1827 年法国人纳维(C. L. M. Navier)建立了粘性流体的基本运动方程;1845 年英国人斯托克斯(G. G. Stokes)又以更合理的方法导出了这组方程,这就是沿用至今的 N-S 方程,它是流体动力学的理论基础。1883 年英国人雷诺(O. Reynolds)发现液体具有两种不同的流动状态——层流和湍流,并建立湍流基本方程——雷诺方程。

1795 年英国人布拉默(J. Bramsh)发明了第一台液压机,它的问世是流体动力应用于工业的成功典范,到 1826 年液压机已被广泛应用,此后还发展了许多水压传动控制回路,并且采用机能符号取代具体的设计和结构,方便了液压技术的进一步发展。19 世纪是流体传动技术走向工业应用的世纪,它奠基基于的流体力学成果之上,而工业革命以来的产业需求为液压技术的发展创造了先决条件。

1905 年美国人詹尼(Janney)首先将矿物油引入传动介质,并设计研制了带轴向柱塞机械的液压传动装置,并于 1906 年应用于军舰的炮塔装置上,为现代液压技术的发展揭开了序幕。

1922 年瑞士人托马(H. Thoma)发明了径向柱塞泵。

1936 年美国人威克斯(H. Vickers)一改传统的直动式机械控制机构,发明了先导控制式压力控制阀;稍后电磁阀和电液换向滑阀的问世,使先导控制形式多样化。

20 世纪是液压传动与控制技术飞速发展并日趋成熟的世纪,也是控制理论与工程实践相结合飞速发展的世纪,它为流体控制工程的进步提供了强有力的理论基础和技术支持。

1922 年美国人米诺尔斯基(N. Minorsky)提出用于船舶驾驶伺服机构的比例、积分、微分(PID)控制方法。

1932 年瑞典人奈奎斯特(H. Nyquist)提出根据频率响应判断系统稳定性的准则。

1948 年美国科学家埃文斯(W. R. Evans)提出了根轨迹分析方法,同年香农(C. E. Shannon)和维纳(N. Wiener)出版《信息论》与《控制论》。

1950 年摩根(Moog)研制成功采用微小输入信号的电液伺服阀后,美国麻省理工学院的布莱克本(Blackburn)、李(Lee)等人在系统高压化和电液伺服机构方面进行了深入研究。

二战后液压技术在航天、国防、汽车和机床工业中得到广泛应用,并且走向产业独立发展,西方各国相继成立了行业协会和专业学会,液压传动和控制被作为新兴技术得到重视。这一时期称得上是液压工业的黄金岁月。

1960 年布莱克本(Blackburn)的《液动气动控制》和 1967 年梅里特(Merritt)的《液压控制系统》两部科学著作相继问世,对液压控制理论作出了系统、科学的阐述。

从 1962 年开始制定液压元件的标准(CETOP, ISO / TC131)。

1970 年前后信号功率介于开关控制和伺服控制之间的比例阀问世。

1980 年前后出现了微机可直接数字控制的高速(高频)开关阀。

1990 年前后可用于计算机直接控制的数字液压元件及系统研制成功。

在近现代工业中,液压传动与控制技术不论是对于行走机械,还是对于固定的工业设备,都是很好的实用技术。目前液压技术是实现现代传动与控制的关键技术之一,在工程机械、机床工业、汽车制造、冶金矿山、航天航空等工业领域,获得了广泛的应用与普及。液压技术正向高压、高速、高集成化、大功率、高可靠性方向发展,现代液压技术与微电子技术、计算机控制技术、传感技术等为代表的新技术紧密结合,形成了一个完善而高效的控制中枢,成为包括传动、控制、检测、显示乃至诊断、校正、预报和维护在内的机电液一体化技术(Hydromechatronics)。

## 1.2 液压传动基本概念

### 1.2.1 液压传动的工作原理

所谓液压传动就是以液体作为工作介质，依靠液体的压力来传递动力，靠液体的体积来传递运动的装置。

图 1.1 是一个典型的升降式工作台液压系统原理图，其工作原理如下。

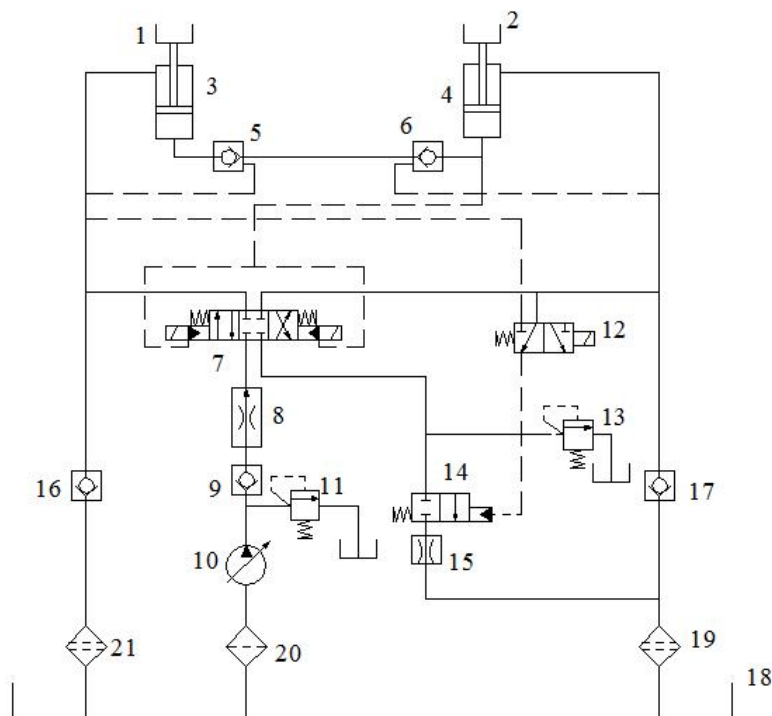


图 1.1 升降式工作台液压系统图

1-工作台; 2-配重; 3-主缸; 4-辅助缸; 5、6-液控单向阀; 7-三位四通换向阀; 8-调速阀; 9、16、17-单向阀; 10-液压泵; 11、13-溢流阀; 12-二位三通换向阀; 14-二位二通换向阀; 15-节流阀; 18-油箱; 19、21-回油过滤器; 20-进油过滤器

如图 1-1 所示, 工件(未画出)放置在工作台 1 上, 而工作台 1 则可在主缸 3 的活塞杆的作用下上升或下降。辅助缸 4 的活塞杆上加有配重 2, 两缸的无杆腔由一个管路相联, 该连接管路上装有两个相对设置的液控单向阀 5、6, 两液控单向阀 5、6 的控制油路分别来自两缸的有杆腔。这样, 两缸反向串联起来。

三位四通换向阀 7 用来控制两缸的运动方向。如要使工作台 1 上升, 则换向阀 7 置右位, 泵 10 排出的液压油经过单向阀 9、调速阀 8 和换向阀 7 向辅助缸 4 的有杆腔中供油, 此时液控单向阀 6 被打开, 使辅助缸 4 的无杆腔中的液压油经过液控单向阀 6、5 流进主缸 3 的无杆腔中, 而主缸 3 的有杆腔中的液压油则经过换向阀 7、二位二通换向阀 14 和节流阀 15 流回油箱 18 中, 从而使辅助缸 4 的活塞杆带动着配重 2 下降, 而主缸 3 的活塞杆带动着工作台 1 上升。这一过程相当于将配重 2 的势能传给了工作台 1。

如要使工作台 1 下降, 则换向阀 7 置左位, 液压泵 10 排出的液压油经过单向阀 9、调速阀 8 和换向阀 7 向主缸 3 的有杆腔中供油, 此时液控单向阀 5 被打开, 使主缸 3 的无杆腔中的液压油经过液控单向阀 5、6 流进辅助缸 4 的无杆腔中, 而辅助缸 4 的有杆腔中的液压油则经过换向阀 7、二位三通换向阀 14 和节流阀 15 流回油箱 18 中, 从而使主缸 3 的活塞杆带动着工作台 1 下降, 而辅助缸 4 的活塞杆带动着配重 2 上升。这一过程相当于将工作台 1 的势能传给配重 2。

由此可见,两缸 3、4 的无杆腔中的液压油是一种互补关系,通过这种液压油间的互补交换,实现了工作台 1 与配重 2 之间的能量互补交换,这样,液压泵 10 的供给压力可明显低于无辅助缸的液压系统的供给压力,因而显著地降低了能耗。

二位三通换向阀 14 用来起保护作用，其工作原理如下所述：如果工作平台上升时所携带工件重量很小或未携带工件，或是平台下降时所携带工件重量很大，如果没有换向阀 14，则有可能使主缸 3 和辅助缸 4 的活塞运动速度剧增而无法控制，甚至导致液压缸的损坏。加上换向阀 14，就可以在出现上述情况时截断主缸或辅助缸的有杆腔与油箱之间的油路，从而起到保护作用。

由此可见，任何一种液压设备一般都由四部分组成，即动力装置（液压泵）、执行机构（液压缸或液压马达等）、传动与转换控制机构（各类液压阀）和辅助装置（如滤油器、蓄能器等）。

工作机构为了完成设备的任务，对力、速度等有一定的要求；而动力装置往往难以满足这些要求，因此需要传动机构将动力装置的能量传递给工作机构，并对其进行控制，以满足工作机构的要求。液压机械常以液压油为工作介质，利用液压传动来传递和控制能量。

### 1.2.2 液压系统基本组成

液压传动系统, 除以液体为传动介质外, 通常由以下四部分组成:

### 1. 动力元件

将机械能转化为液体压力能的元件。如上述升降式工作台液压系统中的液压泵即起此种作用，它为液压系统提供压力油。液压泵按压力高低的不同可以是叶片泵、齿轮泵和柱塞泵。其中叶片泵压力最低，柱塞泵压力最高。最常用的是齿轮泵，压力处于中高档。

## 2. 执行元件

将液体的压力能转化为机械能的液压元件。升降式工作台液压系统的液压缸即起此种作用。在液压系统中常见的是作直线往复运动的液压缸或作回转运动的液压马达。

3. 控制调节元件

对液压系统的压力、流量和液流方向进行控制或调节的元件。升降式工作台液压系统中的溢流阀、手动换向阀和平衡阀即属于此类元件。液压系统中的液压控制阀均为控制调节元件。

4. 辅助元件

上述三部分以外的其它元件。升降式工作台液压系统中的油箱、吸油滤清器、回油滤清器属此类元件。液压系统中的油箱、油管、管接头、压力表、滤油器和冷却器等均为辅助元件，它们对保证系统的正常工作也有重要作用。

1.2.3 液压传动系统的优势与不足

液压传动技术几乎渗透到所有的现代工业领域，特别是近二、三十年来获得了广泛而迅速的应用和发展。和机械传动、电力传动相比，它具有独特的优点。概括起来，有以下几个方面：

- 1. 在相等的体积下，液压传动装置比电气装置产生的动力更大；在同等功率的情况下，液压传动装置体积小，重量轻，结构紧凑。
- 2. 液压传动装置能在很大的范围内实现无级调速，而且工作准确平稳；结构简单，成本低廉。
- 3. 液压传动装置易于实现自动化，可以完成各种复杂的动作，并且操作简便。
- 4. 液压传动装置容易实现过载保护。液压元件能自行润滑，因而磨损少，使用寿命长。
- 5. 液压元件已实现了标准化、系列化、通用化，液压系统的设计、制造和使用都非常方便。液压元件的排列布置具有较大的柔性。

液压传动的不足：

- 1. 由于存在摩擦损失和泄漏损失，液压传动系统能量损失较大。
- 2. 对油液的清洁度要求较高，并要求定期更换。
- 3. 液压传动系统对温度的变化比较敏感，它的工作性能易受温度的影响。
- 4. 液压系统与元件制造维护要求较高，价格较贵，且进行故障诊断较困难。

总而言之，液压传动系统由于其优势明显，因而在现代工业领域得到广泛应用，它的一些不足也将随着科学技术的进步而逐步得到克服。

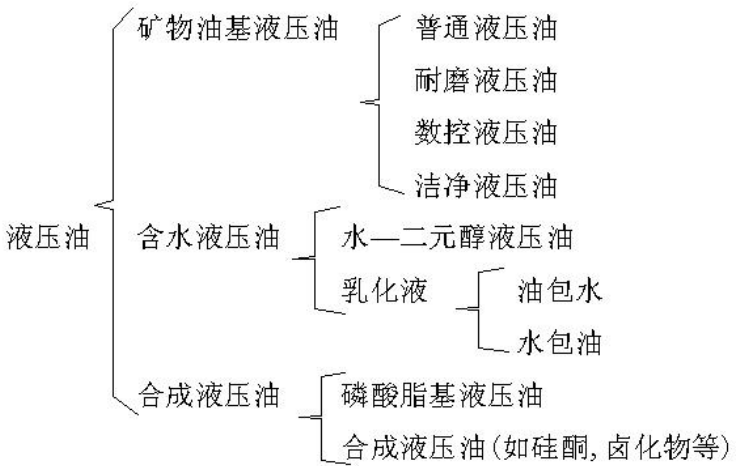
【特别提示】

液压传动的工作原理；液压传动系统的组成；液压传动的特点；液压传动技术的应用等内容是学习本课程的起点。液压传动的工作原理是重中之重，其它是该内容的延伸和深化，通过对其分析，可以对液压传动有一个概括的认识，为进一步学习液压传动技术建立基础。当学习了全部课程后，会对其赋予新的内涵。

1.3 液压传动的工作介质

1.3.1 液压油的类型

液压传动是以液体作为工作介质传递能量的，液压油的物理、化学特性将直接影响液压系统的工作。目前液压传动中采用的工作介质主要有矿物油基液压油、含水液压油和合成型液压油三大类，液压油的分类如下。



由于矿物油润滑性能好、腐蚀性小、品种多、化学安定性好，能满足各种粘度的需要，故大多数液压传动系统都采用矿物油作为传动工作介质。矿物油主要分为普通液压油、液压-导轨油、抗磨液压油、低温液压油、高粘度指数液压油、机械油、汽轮机油和其他专用液压油。

国内常用的液压油有 L-HL 液压油、L-HM 抗压油、L-HV 低温抗磨液压油、L-HS 低凝抗磨液压油、L-HG 液压导轨油和抗燃液压油等。

液压油的主要性能及适用范围：

- 1. **L-HL 液压油**:具有一定的抗氧防锈和抗泡性，适用于系统压力低于 7MPa 的液压系统和一些轻载荷的齿轮箱润滑。
- 2. **L-HM 抗磨液压油**:除了具有 L-HL 液压油的性能外，抗磨性能强。适用于系统压力 7~21MPa 的液压系统。高压抗磨液压油，能在系统压力为 35Mpa

的情况下正常工作。

3. **L-RV 低温抗磨液压油和 L-HS 低凝抗磨液压油**:在 L-HM 抗磨液压油的基础上加强了粘温性能和低温流动性。适合在寒区或严寒区工程机械液压系统使用。

4. **L-HG 液压导轨油**:具有防爬性，适用于润滑机床导轨及其液压系统。

5. **抗燃液压油**:抗燃性好，应用在高温易燃的场合。

1.3.2 液压油的物理性质

1. 液体的密度

单位体积液体的质量称为液体的密度，用符号  $\rho$  表示。

若液体体积为  $V$ ，其质量为  $m$ ，则

$$\rho = \frac{m}{V} \tag{1-1}$$

在国际单位制(SI)中，液体的密度单位是  $\text{kg/m}^3$ 。

在本书中，除特殊说明外，液压油都是均质的。对于矿物油，其密度  $\rho = (850\sim 960)\text{kg/m}^3$ ；对于机床、船舶液压系统中常用的液压油(矿物油)，在  $15^\circ\text{C}$  时其密度可取  $\rho = 900\text{ kg/m}^3$ ；对于工程机械常用液压油密度为  $\rho = 880\text{kg/m}^3$  左右。在实用中可认为密度不受温度和压力的影响。

2. 液体的压缩性

液体的压缩性是指液体受压后其体积变小的性能。液体的压缩性极小，在很多场合下，可以忽略不计。但在受压体积较大或进行动态分析时就有必要考虑液体的可压缩性。液体的相对压缩量与压力增量成正比。

$$-\frac{\Delta V}{V} = \beta \Delta p \tag{1-2}$$

式中: $V$ -增压前液体的体积； $\Delta V$ -压力增量  $\Delta p$  时，因压缩而减小的体积； $\Delta p$ -压力增量； $\beta$ -体积压缩率或称压缩系数。

式(1-2)中  $\beta$  为正值，而当压力增加， $\Delta p$  为正值时，体积总是减少，即  $\Delta V$  为负值，所以在上式的左边要加一负号。 $\beta$  值的物理意义是：液体的压力增加为单位增量时，体积的相对变化率。 $\beta$  值与压缩的过程有关，等温压缩与绝热压缩系数值不同，但液压油的等温和绝热压缩系数差别很小，故工程上通常不加以区别，常用液压油的压缩率为  $\beta = (5\sim 7) \times 10^{-10}\text{m}^2/\text{N}$ 。

压缩系数  $\beta$  的倒数称为体积弹性模数，其值为

$$E = \frac{1}{\beta} = (1.4 \sim 1.9) \times 10^9 \text{N/m}^2 \tag{1-3}$$

从上式中可以看出，油液的弹性模数约比钢的弹性模数小  $100\sim 150$  倍。当油液中混有空气时，可压缩性将显著增加。例如油中混有  $1\%$  空气时，则其容积弹性模数降低到纯油的  $5\%$  左右；油中混有  $5\%$  空气时，其体积弹性模数降低到纯油的  $1\%$  左右，故液压系统在使用和设计时应努力设法不使油中混有空气。

3. 液体的粘性和粘度

液体在外力作用下流动时，分子间的内聚力阻碍分子间的相对运动而产生一种内摩擦力。液体的这种性质称为液体的粘性。

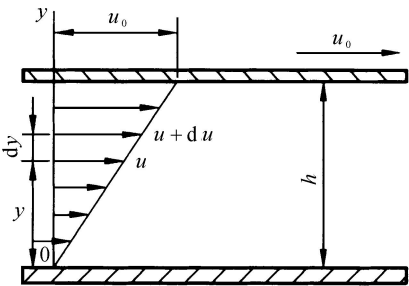


图 1.2 液体粘性示意图

内摩擦力表达式：

$$F = \mu A \frac{du}{dy} \tag{1-4}$$

牛顿液体内摩擦定律：液层间的内摩擦力与液层接触面积及液层间的速度成正比。

液体只有在流动时才表现出粘性，静止液体是不呈现粘性的。液体粘性的大小是用粘度来表示的。粘度大，液层间内摩擦力就大，油液就“稠”；反之，油液就“稀”。

粘度是表示液体粘性大小的物理量。在液压系统中所用液压油常根据粘度来选择。常用的粘度表示方式有三种：绝对粘度(动力粘度)、运动粘度、相对粘度。

1) 绝对粘度(动力粘度)  $\mu$

若用单位面积上的摩擦力(切应力)来表示，则式(1-4)可改写成

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \tag{1-5}$$

式中， μ 为比例系数，称为动力粘度。动力粘度 μ 的单位是 Pa • s (帕·秒)。以前 (CGS 制中) 使用的单位是 dyn • s / cm<sup>2</sup> (达因 • 秒每二次方厘米)，又称为 P (泊)。1Pa • S=10P=103cP (厘泊)。du/dz 表示流体层间速度差异的程度，称为速度梯度。

由式(1-5)可知，液体动力粘度 μ 的物理意义是：当速度梯度等于 1 时，接触液体层间单位面积上的内摩擦力 τ 。

2) 运动粘度 ν

运动粘度是绝对粘度 μ 与密度 ρ 的比值：

ν = μ / ρ (1-6)

式中： ν 为液体的动力粘度； ρ 为液体的密度。

运动粘度的 SI 单位为米<sup>2</sup>/秒， m<sup>2</sup>/s。还可 用 CGS 制单位：斯 (托克斯)， St 斯的单位太大，应用不便，常用 1%斯，即 1 厘斯来表示，符号为 CSt，故：

1cSt=10<sup>-2</sup>St=10<sup>-6</sup>m<sup>2</sup>/s

它之所以被称为运动粘度，是因为在它的量纲中只有运动学的要素长度和时间因次的缘故。机械油的牌号上所标明的号数就是表明以厘斯为单位的，在温度 50℃时运动粘度ν的平均值。例如 10 号机械油指明该油在 50℃时其运动粘度ν的平均值是 10cSt。蒸馏水在 20. 2℃时的运动粘度ν恰好等于 1cSt，所以从机械油的牌号即可知道该油的运动粘度。例如 20 号油说明该油的运动粘度约为水的运动粘度的 20 倍，30 号油的运动粘度约为水的运动粘度的 30 倍，如此类推。动力粘度和运动粘度是理论分析和推导中经常使用的粘度单位。它们都难以直接测量，因此，工程上采用另一种可用仪器直接测量的粘度单位，即相对粘度。

3) 相对粘度

相对粘度是以相对于蒸馏水的粘性的大小来表示该液体的粘性的。相对粘度又称条件粘度。各国采用的相对粘度单位有所不同。有的用赛氏粘度，有的用雷氏粘度，我国采用恩氏粘度。

恩氏粘度的测定方法如下：测定 200cm<sup>3</sup> 某一温度的被测液体在自重作用下流过直径 2. 8mm 小孔所需的时间 t<sub>A</sub>，然后测出同体积的蒸馏水在 20℃时流过同一孔所需时间 t<sub>B</sub>(t<sub>B</sub>=50~52s)， t<sub>A</sub>与 t<sub>B</sub> 的比值即为流体的恩氏粘度值。恩氏粘度用符号 ° E 表示。被测液体温度 t℃时的恩氏粘度用符号 ° E<sub>t</sub> 表示。

° E<sub>t</sub>= t<sub>A</sub>/t<sub>B</sub> (1-7)

由以上可知恩氏粘度是一个无因次量。恩氏粘度与运动粘度的换算关系式为：

ν = (8×<sup>0</sup>E -  $\frac{8.64}{^0E}$ ) × 10<sup>-6</sup>     1.35<<sup>0</sup>E < 3.2  
ν = (7.6×<sup>0</sup>E -  $\frac{4}{^0E}$ ) × 10<sup>-6</sup>     <sup>0</sup>E > 3.2 (1-8)

液体的粘度随着压力的增大而增大。但在一般液压系统的使用压力范围内，增大的数值很小，可不计；液体的粘度对温度的变化十分敏感，温度升高，粘度下降。粘度的变化影响着液压系统的性能，其重要性不亚于粘度本身。

1.3.3 液压油的要求与选用

1. 对液压油的基本要求

机械工程液压系统使用液压油作为工作介质，这类液压系统中油液的流速不大而压力较高，故称为静压传动。液压油质量的优劣将在很大程度上影响液压系统的工作可靠性和使用寿命。通常对液压油的质量要求有如下几点：

- 1) 适宜的粘度及良好的粘温性能，以确保在工作温度发生变化的条件下能准确、灵敏地传递动力，并能保证液压元件的正常润滑。
- 2) 具有良好的防锈性及抗氧化安定性，在高温高压条件下不易氧化变质,使用寿命长。
- 3) 具有良好的抗泡沫性，使油品在受机械不断搅拌的工作条件下，产生的泡沫易于消失，以使动力传递稳定，避免液压油的加速氧化。
- 4) 良好的抗乳化性，能与混入油中的水迅速分离，以免形成乳化液导致液压系统金属材质的锈蚀和降低使用效果。
- 5) 良好的极压抗磨性，以保证液压油泵、液压马达、控制阀和油缸中的摩擦副在高压、高速苛刻条件下得到正常的润滑，减少磨损。

除上述基本质量要求外，对于一些特殊性能要求的液压油尚有特殊的要求。如低温液压油要求具有良好的低温使用性能；抗燃液压油要求具有良好的抗燃性能。

一般使用的油温在 40~50℃之间,当油温超过 80℃,氧化加剧,油温低于 10℃时,粘度增大,起动困难。

2. 液压油的选用

选择液压油时，首先考虑其粘度是否满足要求，同时兼顾其它方面。常见液压油系列品种如表 1-1 所示。

表 1-1 常见液压油系列品种

种类	牌 号		原 名	用 途
	油 名	代 号		
普通液压油	N <sub>32</sub> 号液压油 N <sub>68</sub> G 号液压油	YA-N <sub>32</sub> YA-N <sub>68</sub>	20 号精密机床液压 油 40 号液压—导轨油	用于环境温度 0~45℃工作的 各类液压泵的中、低压液 压系统
抗磨液压油	N <sub>32</sub> 号抗磨液压油 N <sub>150</sub> 号抗磨液压油 N <sub>168</sub> K 号抗磨液压油	YA-N <sub>32</sub> YA-N <sub>150</sub> YA-N <sub>168</sub> K	20 抗磨液压油 80 抗磨液压油 40 抗磨液压油	用于环境温度-10~40℃工 作的高压柱塞泵或其他泵 的中、高压系统
低温液压油	N <sub>15</sub> 号低温液压油 N <sub>46</sub> D 号低温液压油	YA-N <sub>15</sub> YA-N <sub>46</sub> D	低凝液压油 工程液压油	用于环境温度-20℃至高于 40℃工作的各类高压油泵 系统
高粘度指数液 压油	N <sub>32</sub> H 号高粘度指数 液压油	YD-N <sub>32</sub> D		用于温度变化不大且对粘 温性能要求更高的液压系

				统
--	--	--	--	---

- 选择时应考虑如下因素：液压泵的类型、液压系统的工作压力、运动速度、环境温度、防污染的要求和综合经济性等。可总结以下几点：
- 1) 简单的就是根据液压元件生产厂样本和说明书所推荐的来选用液压油。
  - 2) 初步根据液压系统的使用性能和工作环境确定液压油的类型（品种）。  
    选用品种时，一般要求不高的液压系统可选用普通液压油；系统条件要求高或专用的液压设备可选用各种专用液压油。
  - 3) 根据液压系统的工作压力、环境温度、及工作部件的运动速度确定液压的粘度后，确定油的具体牌号。  
    工作压力、环境温度高，而控制的工作部件运动速度低时，为了减少泄漏，宜采用粘度较高的液压油，反之，则采用粘度较低的液压油。  
    总的来说，选择液压油时一是考虑液压油的品种，二是考虑液压油的粘度。

## 1.4 液压传动的基本参数

液压传动系统的基本参数主要有液体压力、流量和液压功率。

### 1.4.1 压力与负载的关系

液体在单位面积上所承受的法向作用力，通称为压力，在物理学中称为压强。设液体在面积 A 上所受的法向作用力为 F<sub>n</sub>, 则液体的压力 p 为：

$$p = \frac{F_n}{A} \tag{1-9}$$

在国际单位制中，压力的单位是帕斯卡，简称帕（Pa），也可用牛顿/米<sup>2</sup>（N/M<sup>2</sup>）表示。实际工程中常用千帕（kPa）或兆帕（MPa）表示，1Mpa=1000kPa=10<sup>6</sup>Pa。

### 1.4.2 流量与速度的关系

单位时间内，流过管道的液体体积称为液体的流量。若在时间 t 内，流过管道的液体体积为 V，则流量 Q 为：

$$Q = \frac{V}{t} \tag{1-10}$$

液压系统中，工程制流量常以 L/Min（升/分）为单位；SI 制用 m<sup>3</sup>/s。

液体在单位时间内流过的距离称为液体的流速。如液体通过管道的流量为 Q，管道截面积为 A，则液体的流速为：

$$v = \frac{Q}{A} \tag{1-11}$$

由此可见，液压系统流量的大小直接影响到工作机构（如液压缸活塞杆）的运动速度。

### 1.4.3 液压功率

液压传动系统的液压输出功率等于系统输出流量和压力两个基本参数的乘积，即

$$W = PQ \tag{1-12}$$

## 1.5 液体流动的基本规律

液压系统中液压油在不断流动，流动着的液体在液压系统的不同位置上的流动状态不同，表达液体流动状态的参数，如流速、压力、能量及动量等在不断变化。然而，各参数的变化以及它们之间的关系都有一定的规律。本节将研究这些规律，以进一步认识整个液压系统，解决液压技术中的问题。

### 1.5.1 流动液体的连续性原理

质量守恒是自然界的客观规律，不可压缩液体的流动过程也遵守能量守恒定律。在流体力学中这个规律用称为连续性方程的数学形式来表达的。

如图 1-3 所示，其中不可压缩流体作定常流动的连续性方程为：

$$v_1A_1=v_2A_2 \tag{1-13}$$

由于通流截面是任意取的，则有：

$$Q=v_1A_1=v_2A_2=v_3A_3= \cdots \cdots =v_nA_n=常数 \tag{1-14}$$

式中：v<sub>1</sub>，v<sub>2</sub>分别是流管通流截面 A<sub>1</sub> 及 A<sub>2</sub> 上的平均流速。

式（1-14）表明通过流管内任一通流截面上的流量相等，当流量一定时，任一通流截面上的通流面积与流速成反比。则有任一通流断面上的平均流速为：v<sub>i</sub>=Q/A<sub>i</sub>

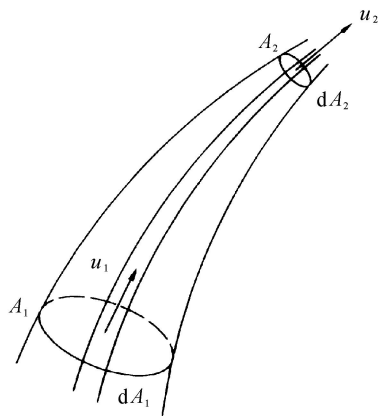


图 1.3 液体的微小流束连续性流动示意图

### 1.5.2 伯努利方程

能量守恒是自然界的客观规律，流动液体也遵守能量守恒定律，这个规律是用伯努利方程的数学形式来表达的。伯努利方程是一个能量方程，掌握这一物理意义是十分重要的。

#### 1. 理想液体微小流束的伯努利方程

为研究的方便，一般将液体作为没有粘性摩擦力的理想液体来处理，如图 1-4。

$$P_1/\rho g + Z_1 + u_1^2/2g = P_2/\rho g + Z_2 + u_2^2/2g \quad (1-15)$$

式中：

$p/\rho$  为单位重量液体所具有的压强能，称为比压能，或称压力水头。 $Z$  为单位重量液体所具有的势能，称为比位能，或称位置水头。 $(u^2/2g)$  为单位重量液体所具有的动能，称为比动能，或称速度水头，它们的量纲都为长度。

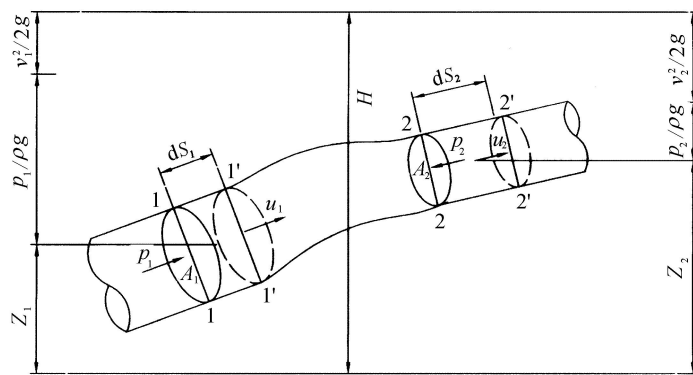


图 1.4 液流能量方程关系转换图

对伯努利方程可作如下的理解：

- 1) 伯努利方程式是一个能量方程式，它表明在空间各相应通流断面处流通液体的能量守恒规律。
- 2) 理想液体的伯努利方程只适用于重力作用下的理想液体作定常流动的情况。
- 3) 任一微小流束都对应一个确定的伯努利方程式，即对于不同的微小流束，它们的常量值不同。

伯努利方程的物理意义为：在密封管道内作定常流动的理想液体在任意一个通流断面上具有三种形式的能量，即压力能、势能和动能。三种能量的总和是一个恒定的常量，而且三种能量之间是可以相互转换的，即在不同的通流断面上，同一种能量的值会是不同的，但各断面上的总能量值都是相同的。

#### 2. 实际液体微小流束的伯努利方程

由于液体存在着粘性，其粘性力在起作用，并表示为对液体流动的阻力，实际液体的流动要克服这些阻力，表示为机械能的消耗和损失，因此，当液体流动时，液流的总能量或总比能在不断地减少。所以，实际液体微小流束的伯努利方程为：

$$\frac{p_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{u_2^2}{2g} + h_w \quad (1-16)$$

#### 3. 实际液体总流的伯努利方程

$$\frac{p_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w \quad (1-17)$$

伯努利方程的适用条件为：

- 1) 稳定流动的不可压缩液体，即密度为常数。
- 2) 液体所受质量力只有重力，忽略惯性力的影响。
- 3) 所选择的两个通流截面必须在同一个连续流动的流场中是渐变流（即流线近于平行线，有效截面近于平面）。而不考虑两截面间的流动状况。

### 1.5.3 流动液体的动量方程

动量方程是动量定理在流体力学中的具体应用。流动液体的动量方程是流体力学的基本方程之一，它是研究液体运动时作用在液体上的外力与其动量的变化之间的关系。在液压传动中，再计算液流作用在固体壁面上的力时，应用动量方程去解决就比较方便。

如图 1-5，流动液体的动量方程为：

$$F = \rho q (\beta_2 v_2 - \beta_1 v_1) \quad (1-18)$$

它是一个矢量表达式，液体对固体壁面的作用力 F 与液体所受外力 F 大小相等方向相反。

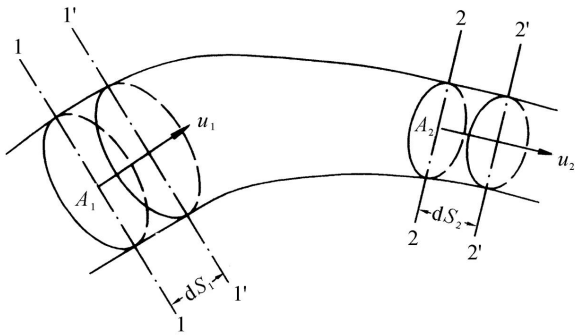


图 1.5 动量变化

【例题 1.1】如图 1.6 所示，一直径为 D=30m 的油库，底部输油管直径 d=20mm，放油管中心至油面的高度 H=20m。设油的密度  $\rho=918\text{kg/m}^3$ ，放油过程中 H 保持不变，放油过程中压力表的读数为 0.045MPa，试按理想液体计算：（1）放油时，放油管中的平均流速；（2）盛满容积 V=10000L 的油车所需的时间。

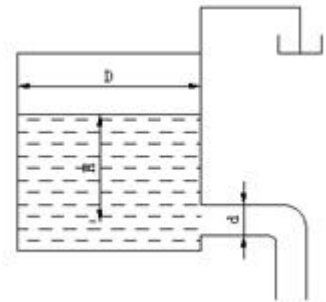


图 1.6

解：（1）对截面 I、II 列伯努利方程，以油管水平中心线为基准水平面

$$p_1 = 0, \quad V_1 \approx 0, \quad Z_2 = 0$$
$$H = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}$$
$$V_2 = \sqrt{2g \left( H - \frac{P_2}{\rho g} \right)} = \sqrt{2 \times 9.8 \left( 20 - \frac{0.045 \times 10^6}{918 \times 9.8} \right)} = 17.5 \text{ m/s}$$

（2）

$$Q = AV_2 = \frac{V}{t}$$
$$t = \frac{V}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot V_2} = \frac{4 \times 10000 \times 10^{-3}}{3.14(0.02)^2 \times 17.15} = 1856 \text{ s} = 31 \text{ min}$$

### 1.6 液体在缝隙和小孔中的流动规律

液体在缝隙和小孔处的流量特性在液压技术中占有重要的地位。它涉及液压元件的密封性、系统的容积效率，更为重要的它是液压系统设计计算的基础。前者是计算和分析液压元件和系统泄漏的根据，后者是节流调速和液压伺服系统工作原理的基础。

#### 1.6.1 液体在缝隙中的流动规律

液压元件有相对运动的配合表面必然有一定的配合间隙-缝隙。这样液压油就会在缝隙两端压差的作用下经过缝隙向低压区流动(称为内泄漏)或向大气中(称加外泄漏)，泄漏的存在不仅会造成系统效率和性能的降低，使传功准确性下降，而且外泄漏还会造成环境污染。因此研究液体经缝隙的流动规律。对于提高液压元件的性能，保证系统正常工作是很重要的。

出于缝隙一般都很小(几微米到几十微米)，水力半径也很小，液压油又具有一定的粘度，因此油液在缝隙中的流动一般为层流。

常见缝隙一般为平面缝隙和环状缝隙，缝隙的流动状况一般有压差流动和剪切流动。

##### 1. 平行平板缝隙的流动规律



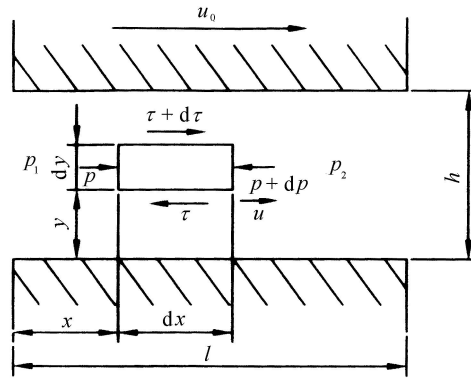


图 1.7 平行平板缝隙液流

液体流经平行平板间隙的一般情况是既受压差 $\Delta p = p_1 - p_2$ 的作用，同时又受到平行平板间相对运动的作用。如图 1.7 所示。设平板长为  $l$ ，宽为  $b$  (图中未画出)，两平行平板间的间隙为  $h$ ，且  $l \gg h$ ， $b \gg h$ ，液体不可压缩，质量力忽略不计，粘度不变。在液体中取一个微元体  $dx$ 、 $dy$  (宽度方向取单位长)，作用在它于液流相垂直的两个表面上的压力为  $p$  和  $p+dp$ ，作用在它于液流相平行的上下两个表面上的切应力为  $\tau$  和  $\tau+d\tau$ ，因此它的受力平衡方程为：

$$p dy + (\tau + d\tau) dx = (p + dp) dy + \tau dx \quad (1-19)$$

经过整理并将式 (1-5) 代入后有：

$$\frac{d^2 u}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx}$$

对上式二次积分可得：

$$u = \frac{y^2}{2\mu} \frac{dp}{dx} + C_1 y + C_2 \quad (1-20)$$

式中： $C_1$ 、 $C_2$  为积分常数。

下面分两种情况进行讨论。

#### 1) 固定平行平板间隙流动 (压差流动) 且 $u = 0$

上、下两平板均固定不动，液体在间隙两端的压差的作用下而在间隙中流动，称为压差流动。

将边界条件：当  $y=0$  时， $u=0$ ；当  $y=h$  时， $u=0$ ，代入式 (1-20)，经推导得：

$$q = \frac{bh^3}{12\mu l} \Delta p \quad (1-21)$$

从以上两式可以看出，在间隙中的速度分布规律呈抛物线状，通过间隙的流量与间隙的三次方成正比，因此必须严格控制间隙量，以减小泄漏。

#### 2) 两平行平板有相对运动时的间隙流动

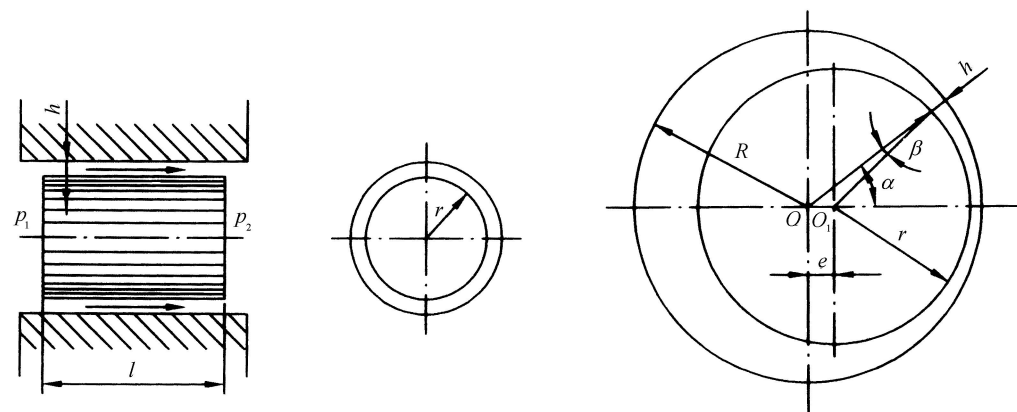
如图 1.7 所示，下板固定不动，上板以速度  $u_0$  相对于下板运动；即使压差为 0，液体也会被带着移动。经推导，其流量公式为：

$$q = \frac{u_0}{2} bh \quad (1-22)$$

由上式得出结论：间隙  $h$  越小，泄漏功率损失也越小。但是  $h$  的减小会使液压元件中的摩擦功率损失增大，因而间隙  $h$  有一个使这两种功率损失之和达到最小的最佳值，并不是越小越好。

### 2. 圆柱环形间隙流动

一般情况下，液体流动的圆柱环形间隙又分为同心环形间隙和偏心环形间隙，如图 1.8 所示。



a) 同心环形间隙间的液流

b) 偏心环状间隙中的液流

图 1.8 圆柱环形间隙液流

#### 1) 同心环形间隙在压差作用下的流动

图 1-8a 所示为同心环形间隙流动，当  $h/r \ll 1$  时，可以将环形间隙间的流动近似地看作是平行平板间隙间的流动，就可得到这种情况下的流动规律，即：

$$q = \frac{\pi d h^3}{12 \mu l} \Delta p \quad (1-23)$$

## 2) 偏心环形间隙在压差作用下的流动。

液压元件中经常出现偏心环状的情况，例如活塞与油缸不同心时就形成了偏向环状间隙。图 1.8(b) 表示了偏心环状间隙的简图。孔半径为  $R$ ，其圆心为  $O$ ，轴半径为  $r$ ，其圆心为  $O_1$ ，偏心距  $e$ ，设半径在任一角度  $\alpha$  时，两圆柱表面间隙为  $h$ ，可得：

$$q = \frac{\pi d h^3}{12 \mu l} \Delta p (1 + 1.5 \varepsilon^2) \quad (1-24)$$

由式可以看出， $\varepsilon$  为偏心率（ $\varepsilon = e/h$ ）。当  $\varepsilon = 0$  即为同心环状间隙；当  $\varepsilon = 1$ ，即最大偏心  $e = h_0$  时，其流量为同心时流量的 2.5 倍，这说明偏心对泄漏量的影响。所以对液压元件的同心度应有适当要求。

## 3. 流经平行圆盘间隙的径向流动

如图 1-9 所示，两平行圆盘 A 和 B 之间的间隙为  $h$ ，液流由圆盘中心孔流入，在压差的作用下向四周径向流出。由于间隙很小，液流呈层流，因为流动是径向的，所以对称于中心轴线。柱塞泵的滑履与斜盘之间以及某些端面推力静压轴承均属这种情况。

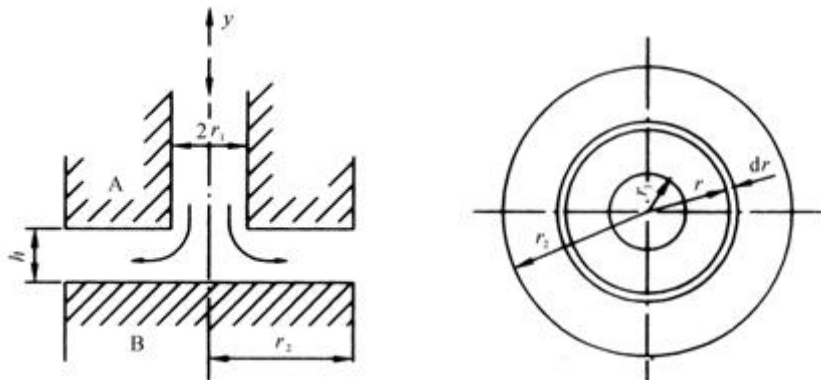


图 1.9 平行圆盘间隙

其流量公式为：

$$q = \frac{\pi h^3 \Delta p}{6 \mu \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (1-25)$$

## 4. 圆锥状环形间隙流动

图 1.10 所示为圆锥状环形间隙的流动。

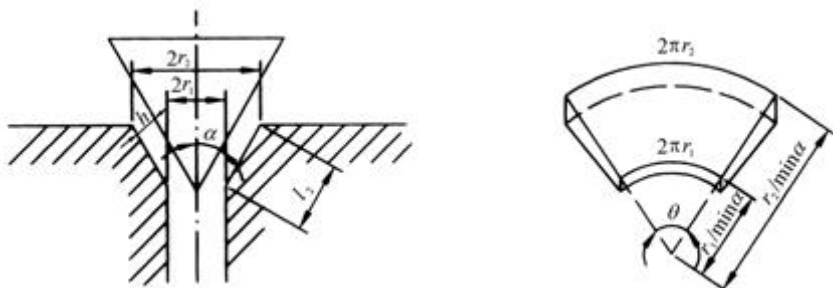


图 1.10 圆锥状环形间隙的流动

若将这一间隙展开成平面，则是一个扇形，相当于平行圆盘间隙的一部分，所以可根据平行圆盘间隙流动的流量公式，导出这种流动的流量公式为：

$$q = \frac{\pi h^3 \sin \alpha}{6 \mu \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (1-26)$$

## 1.6.2 液体在小孔中的流动规律

在液压传动系统中常遇到油液流经小孔的情况，例如节流调速中的节流小孔。研究液体流经这些小孔流量压力特性，对于研究节流调速性能，计算泄漏都是很重要的。

液体流经小孔的情况可以根据孔长  $l$  与孔径  $d$  的比值分为三种情况： $l/d \leq 0.5$  时，称为薄壁小孔； $0.5 < l/d \leq 4$  时，称为短孔； $l/d > 4$  时，称为细长孔。

### 1. 液流流经薄壁小孔的流量

液体流经薄壁小孔的情况如图 1.11 所示。液流在小孔上游大约  $d/2$  处开始加速并从四周流向小孔。由于流线不能突然转折到与管轴线平行，在液体惯性的作用下，外层流线逐渐向管轴方向收缩，逐渐过渡到与管轴线方向平行，从而形成收缩截面  $A_c$ 。对于圆孔，约在小孔下游  $d/2$  处完成收缩。通常把最小收缩面积  $A_c$  与孔口截面积之比值称为收缩系数  $C_c$ ，即  $C_c = A_c/A$ 。其中  $A$  为小孔的通流截面积。

液流收缩的程度取决于  $R_c$ 、孔口及边缘形状、孔口离管道内壁的距离等因素。对于圆形小孔，当管道直径  $D$  与小孔直径  $d$  之比  $D/d \geq 7$  时，流速的收缩作用不受管壁的影响，称为完全收缩。反之，管壁对收缩程度有影响时，则称为不完全收缩。

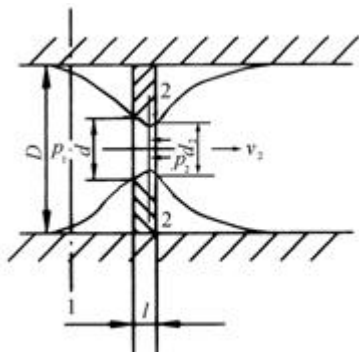


图 1.11 液体在薄壁小孔中的流动

通过薄壁小孔的流量，可对小孔前后两个断面列出伯努利方程求得：

$$q = CA \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (1-27)$$

式中：C-流量系数，一般取 0.6-0.73

## 2. 液流流经细长孔和短孔的流量

液体流经细长小孔时，一般都是层流状态，所以当孔口直径为 d，截面积为 A= π d<sup>2</sup>/4 时，可写成：

$$q = \pi d^4 \Delta p / 128 \mu l \quad (1-28)$$

比较式 (1-27) 和式 (1-28) 不难发现，通过孔口的流量与孔口的面积、孔口前后的压力差以及孔口形式决定的特性系数有关，由式 (1-27) 可知，通过薄壁小孔的流量与油液的粘度无关，因此流量受油温变化的影响较小，但流量与孔口前后的压力差呈非线性关系；由式 (1-28) 可知，油液流经细长小孔的流量与小孔前后的压差 Δp 的一次方呈正比，同时由于公式中也包含油液的粘度 μ，因此流量受油温变化的影响较大。

**【例题 1.2】** 内径 d=1mm 的阻尼管，有 Q=0.3L/Min 的流量流过，液压油的密度 ρ=900kg/m<sup>3</sup>，运动粘度 ν=20×10<sup>-6</sup>m<sup>2</sup>/s，欲使阻尼管两端保持 1MPa 的压差，试计算阻尼管的理论长度。

解：

$$\begin{aligned} Q &= \frac{\pi d^4 \Delta P}{128 \mu l} = \frac{\pi d^4 \Delta P}{128 \nu \rho l} \\ l &= \frac{\pi d^4 \Delta p}{128 \nu \rho Q} = \frac{3.14 (1 \times 10^{-3})^4 * 1 \times 10^6 * 60}{128 * 20 * 10^{-6} * 900 * 0.3 \times 10^{-3}} = 0.273 M \\ &= 27.3 cm \end{aligned}$$

## 1.7 液体流动的压力损失

实际粘性液体在流动时存在阻力，为了克服阻力就要消耗一部分能量，这样就有能量损失。在液压传动中，能量损失主要表现为压力损失，这就是实际液体流动的伯努利方程式中的 h<sub>w</sub> 项的含义。液压系统中的压力损失分为两类，一类是油液沿等直径直管流动时所产生的压力损失，称之为沿程压力损失。这类压力损失是由液体流动时的内、外摩擦力所引起的。另一类是油液流经局部障碍（如弯头、接头、管道截面突然扩大或收缩）时，由于液流的方向和速度的突然变化，在局部形成旋涡引起油液质点间，以及质点与固体壁面间相互碰撞和剧烈摩擦而产生的压力损失称之为局部压力损失。

压力损失过大也就是液压系统中功率损耗的增加，这将导致油液发热加剧，泄漏量增加，效率下降和液压系统性能变坏。

在液压传动与控制技术中，研究阻力的目的是：

1. 为了正确计算液压系统中的阻力；
2. 为了找出减少流动阻力的途径；
3. 为了利用阻力所形成的压差 Δp 来控制某些液压元件的动作。

液体在直管中流动时的压力损失是由液体流动时的摩擦引起的，称之为沿程压力损失，它主要取决于管路的长度、内径、液体的流速和粘度等。液体的流态不同，沿程压力损失也不同。液体在圆管中层流流动在液压传动中最为常见，因此，在设计液压系统时，常希望管道中的液流保持层流流动的状态。

### 1.7.1 层流时的压力损失

层流状态时，液体流经直管的沿程压力损失可从式 (1-30) 求得：

$$\nabla p = \frac{32 \mu l v}{d^2} \quad (1-29)$$

由式 (1-30) 可看出，层流状态时，液体流经直管的压力损失与动力粘度、管长、流速成正比，与管径平方成反比。

在实际计算压力损失时，为了简化计算，由式 (1-6) 得 μ = ν d ρ / Re，并把

μ = ν d ρ / Re 代入式 (1-29)，且分子分母同乘以 2g 得：

$$\nabla p_l = \frac{64}{Re} \cdot \rho g \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (1-30)$$

式中：λ 为沿程阻力系数。它的理论值为 λ =64/Re，而实际由于各种因素的影响，对光滑金属管取 λ =75/Re，对橡胶管取 λ =80/Re。

1.7.2 紊流时的压力损失

层流流动中各质点有沿轴向的规则运动。而无横向运动。紊流的重要特性之一是液体各质点不再是有规则的轴向运动，而是在运动过程中互相渗混和脉动。这种极不规则的运动，引起质点间的碰撞，并形成旋涡，使紊流能量损失比层流大得多。

由于紊流流动现象的复杂性，完全用理论方法加以研究至今，尚未获得令人满意的成果，故仍用实验的方法加以研究，再辅以理论解释，因而紊流状态下液体流动的压力损失仍用式(1-30) 来计算，式中的λ值不仅与雷诺数 Re 有关，而且与管壁表面粗糙度Δ有关，具体的λ值见表 1-2。

表 1-2 圆管紊流时的 λ 值

雷 诺 数 Re		λ 值 计 算 公 式
$Re < 22 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{\frac{8}{5}}$	$3000 < Re < 10^5$	$\lambda = 0.3164 / Re^{0.25}$
	$10^5 < Re < 10^8$	$\lambda = 0.308 / (0.842 - \lg Re)^2$
$32 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{\frac{8}{5}} < Re < 597 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{\frac{9}{8}}$		$\lambda = \left[ 1.14 - 2 \lg \left( \frac{d}{\Delta} + \frac{21.25}{Re^{0.9}} \right) \right]^{-2}$
$Re > 597 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{\frac{9}{8}}$		$\lambda = 0.11 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{0.25}$

1.7.3 局部压力损失

局部压力损失是液体流经阀口、弯管、通流截面变化等所引起的压力损失。液流通过这些地方时，由于液流方向和速度均发生变化，形成旋涡（如图 1.12），使液体的质点间相互撞击，从而产生较大的能量损耗。

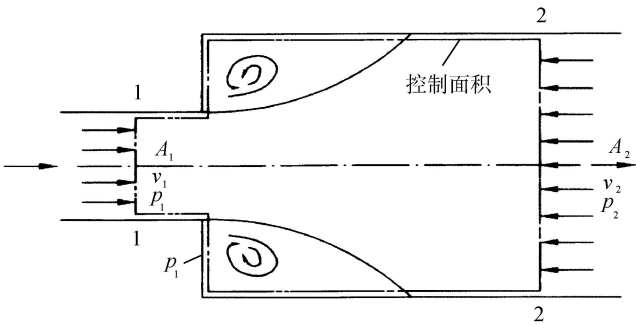


图 1.12 突然扩大处的局部损失

局部压力损失的计算式可以表达成如下算式：

$$\Delta p = \zeta \rho v^2 / 2 \tag{1-31}$$

式中：ζ 为局部阻力系数，其值仅在液流流经突然扩大的截面时可以用理论推导方法求得，其他情况均须通过实验来确定；v 为液体的平均流速，一般情况下指局部阻力下游处的流速。

1.7.4 管路系统中的总压力损失与效率

管路系统的总压力损失等于所有沿程压力损失和所有局部压力损失之和，即：

$$\Delta p = \sum \Delta p_{\text{沿程}} + \sum \Delta p_{\text{局部}} = \sum \lambda \gamma \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \sum \zeta \frac{\gamma v^2}{2g} \tag{1-32}$$

应用上式计算系统压力损失，要求两个相邻局部阻力区间的距离（直管长度）应大于 10~20 倍直管内径。否则，液流经过一局部阻力区后，还没稳定下来，又要经过另一局部阻力区，将使扰动更严重，阻力损失将大大增加，实际压力损失可能比用式（1-33）计算出的值大好几倍。

由前面推导的压力损失计算公式可知，减少流速、缩短管路长度、减少管路截面的突变，提高管壁加工质量等，都可以使压力损失减少。在这些因素中，流速的影响最大，特别是局部压力损失与速度的平方成比例关系。故在液压传动系统中，管路的流速不应过高。但流速过低又会使管路及阀类元件的尺寸加大，造成成本增高，有时在结构上也不允许。

1.8 液压冲击和气穴现象

1.8.1 液压冲击现象

1. 液压冲击

在液压系统中，当极快地换向或关闭液压回路时，致使液流速度急速地改变(变向或停止)，由于流动液体的惯性或运动部件的惯性，会使系统内的压力发生突然升高或降低，这种现象称为液压冲击(水力学中称为水锤现象)。在研究液压冲击时，必须把液体当作弹性物体，同时还须考虑管壁的弹性。

首先讨论一下水锤现象的发展过程。

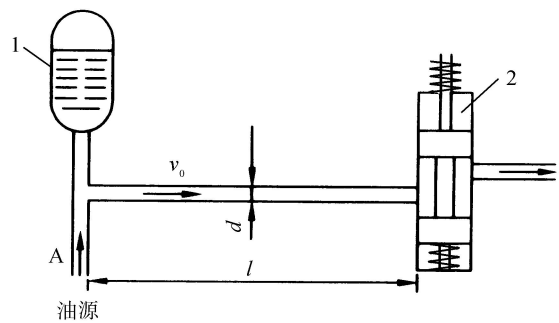


图 1.13 液压冲击的液压传动油路分析

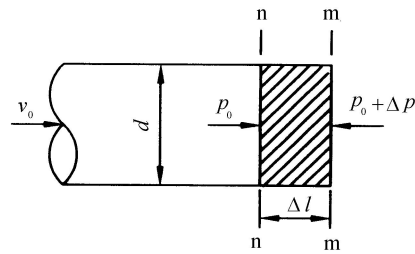


图 1.14 阀门突然关闭时的受力分析

如图 1.23 所示，为某液压传动油路的一部分。管路 A 的入口端装有蓄能器，出口端装有快速电磁换向阀。当换向阀打开时，管中的流速为  $v_0$  压力为  $p_0$ ，现在来研究当阀门突然关闭时，阀门前及管中压力变化的规律。

当阀门突然关闭时，如果认为液体是不可压缩的，则管中整个液体将如同刚体一样同时静止下来。但实验证明并非如此，事实上只有紧邻着阀门的一层厚度为  $\Delta l$  的液体于  $\Delta t$  时间内首先停止流动。之后，液体被压缩，压力增高  $\Delta p$ ，如图 1.14 所示。同时管壁亦发生膨胀。在下一个无限小时间  $\Delta t$  段后，紧邻着的第二层液体层又停止下来，其厚度亦为  $\Delta l$ ，也受压缩，同时这段管子也膨胀了些。依此类推，第三层、第四层液体逐层停止下来，并产生增压。这样就形成了一个高压区和低压区分界面（称为增压波面），它以速度  $c$  从阀门处开始向蓄能器方向传播。我们称  $c$  为水锤波的传播速度，它实际上等于液体中的声速。

在阀门关闭  $t_1=l/c$  时刻后，如图 1.15 所示，水锤压力波面到达管路入口处。这时，在管长  $l$  中全部液体都已依次停止了流动，而且液体处在压缩状态下。这时来自管内方面的压力较高，而在蓄能器内的压力较低。显然这种状态是不能平衡的，可见管中紧邻入口处第一层的液体将会以速度  $v_0$  冲向蓄能器中。与此同时，第一层液体层结束了受压状态，水锤压力  $\Delta p$  消失，恢复到正常情况下的压力，管壁也恢复了原状。这样，管中的液体高压区和低压区的分界面即减压波面，将以速度  $c$  自蓄能器向阀门方向传播。

在阀门关闭  $t_2=2l/c$  时刻后，全管长  $l$  内的液体压力和体积都已恢复了原状。

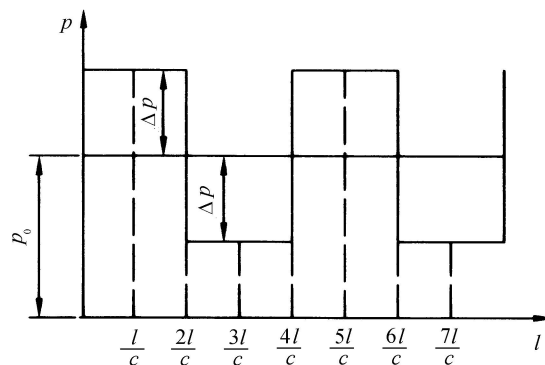


图 1.15 在理想情况下冲击压力的变化规律

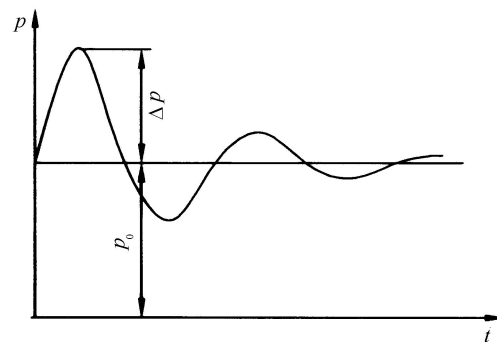


图 1.16 实际情况下冲击压力的变化规律

这时要特别注意，当在  $t_2=2l/c$  的时刻末，紧邻阀门的液体由于惯性作用，仍然企图以速度  $v_0$  向蓄能器方向继续流动。就好像受压的弹簧，当外力取消后，弹簧会伸长得比原来还要长，因而处于受拉状态。这样就使得紧邻阀门的第一层液体开始受到“拉松”，因而使压力突然降低  $\Delta p$ 。同样第二层第三层依次放松，这就形成了减压波面，仍以速度  $c$  向蓄能器方向传去。当阀门关闭  $t_3=3l/c$  时刻后，减压波面到达水管入口处，全管长的液体处于低压而且是静止状态。这时蓄能器中的压力高于管中压力，当然不能保持平衡。在这一压力差的作用下，液体必然由蓄能器流向管路中去，使紧邻管路入口的第一层液体层首先恢复到原来正常情况下的速度和压力。这种情况依次一层一层地以速度  $c$  由蓄能器向阀门方向传播，直到经过  $t_4=4l/c$  时传到阀门处。这时管路内的液体完全恢复到原来的正常情况，液流仍以速度  $v_0$  由蓄能器流向阀门。这种情况和阀门未关闭之前完全相同。因为现在阀门仍在关闭状态，故此后将重复上述四个过程。如此周而复始地传播下去，如果不是由于液压阻力和管壁变形消耗了一部分能量，这种情况将会永远继续下去。

图 1.15 表示在紧邻阀门前的压力随时间变化的图形。由图看出，该处的压力每经过  $2l/c$  时间段，互相变换一次。图 1.15 是理想情况。实际上由于液压阻力及管壁变形需要消耗一定的能量，因此它是一个逐渐衰减的复杂曲线，如图 1.16 所示。

## 2. 液压冲击压力

下面定量分析阀门突然关闭时所产生的冲击压力的计算。见图 1-14，设当阀门突然关闭时，在某一瞬间  $\Delta t$  时间内，与阀紧邻的一段液体  $mn$  先停止下来，其厚度为  $\Delta l$ ，体积为  $A\Delta l$ ，质量为  $\rho A\Delta l$ ，此小段液体  $\Delta t$  时间内受上面液层的影响而压缩，尚在流动中的液体以速度  $v_0$  流入该层压缩后所空出的空间。

若以  $p_0$  代表阀前初始压力，而以  $(p_0 + \Delta p)$  代表骤然关闭后的压力。若  $mm$  段面上的压力为  $(p_0 + \Delta p)$ ，而  $nn$  段面上为  $p_0$ ，则在  $\Delta t$  时间内，轴线方向作用于液体外力的冲量为  $(-\Delta p A \Delta t)$ 。同时在液体层  $mn$  的动量的增量值为  $(-\rho A \Delta l v_0)$ 。对此段液体运用动量定理，可得：

$$\Delta p = \rho \frac{\Delta l}{\Delta t} v_0 = \rho c v_0 \quad (1-33)$$

如阀门不是一下全闭，而是突然使流速从  $v_0$  下降为  $v$ ，则  $\Delta p$  应具有如下形式

$$\Delta P = \rho C \Delta v = \rho c (v_0 - v) \quad (1-34)$$

式中： $c$  为冲击波传播速度（又称水锤波速度）， $c = \Delta l / \Delta t$ 。

## 3. 液流通道的关闭迅速程度与液压冲击

设通道关闭的时间为  $t_s$ ，冲击波从起始点开始再反射到起始点的时间为  $T_s$ ，则  $T_s$  可用下式表示：

$$T = 2l/c \quad (1-35)$$

式中： $l$  为冲击波传播的距离，它相当于从冲击的起始点（即通道关闭的地方）到蓄能器或油箱等液体容量比较大的区域之间的导管长度。

如果通道关闭的时间  $t < T$ ，这种情况称为瞬时关闭，这时液流由于速度改变所引起的能量化全部转变为液压能，这种液压冲击称为完全冲击（即直接液压冲击）。

如果通道关闭的时间  $t > T$ ，这种情况称为逐渐关闭。实际上，一般阀门关闭时间还是较大的，此时冲击波折回到阀门时，阀门尚未完全关闭。所以液

流由于速度改变所引起的能量变化仅有一部分(相当于 T/t 的部分)转变为液压能, 这种液压冲击称为非完全冲击(即间接液压冲击)。这时液压冲击的冲击压力可按下述公式计算:

$$\Delta p = \frac{T}{t} \rho c v_0 \tag{1-36}$$

由上式可知, 冲击压力比完全冲击时为小, 而且当 t 越大, 则 Δp 将越小。

从以上各式可以看出, 要减小液压冲击, 可以增大关闭通道的时间 t, 或者减少冲击波从起始点开始再反射到起始点的时间 T, 也就是减小冲击波传播的距离 l。

4. 液体和运动件惯性联合作用而引起的液压冲击

设有一用换向阀控制的油缸如图 1. 17 所示。

活塞拖动负载以 v<sub>0</sub> 的起始速度向右移动, 活塞及负载的总重量为 G, 如换向阀突然关闭, 活塞及负载在换向阀关闭后 t 时间内停止运动, 由于液体及运动件的惯性作用而引起的液压冲击可按下述方法计算。

活塞及负载停止运动时, 从换向阀到油缸及从油缸回油到换向阀的整个液压回路中的油液均停止流动。因活塞及负载原有动量作用于 A 腔油液上, 所以 A 腔及 l<sub>1</sub> 管路中的压力高于 B 腔及 l<sub>2</sub> 管路中的压力。但是在计算液压冲击最大压力升高值时, 应计算管路中由于油液惯性而产生的最大压力升高值。

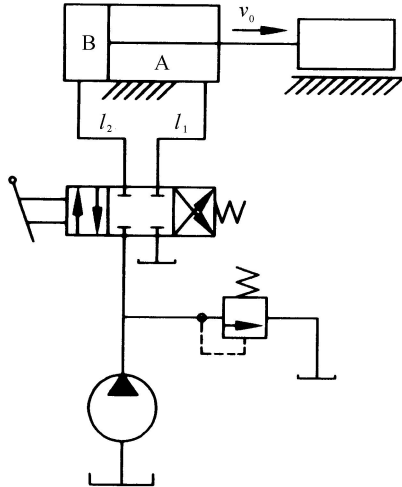


图 1. 17 液体和运动惯性联合作用

根据式 (1-37) 计算由于油液惯性在导管中产生的液压冲击压而引起的液压冲击力为:

$$\Delta p' = \sum \frac{\gamma}{g} \frac{A v_0 l_i}{A_i t} \tag{1-37}$$

式中: A 为油缸活塞面积; l<sub>i</sub> 为第 i 段管道的长度; A<sub>i</sub> 为油液第 i 段管道的有效面积; v<sub>0</sub> 为产生液流变化前的活塞速度; t 为活塞由速度 v<sub>0</sub> 到停止的变化时间; g 为重力加速度。

式 (1-38) 中对于油缸中油液的惯性因油缸长度和活塞速度与管道长度及管中流速相比较是很小的, 故可忽略不计。

活塞及负载惯性所引起 A 腔油液压力升高值, 根据动量定理应为:

$$\Delta p'' = \frac{G v_0}{g t A} \tag{1-38}$$

所以 A 腔及管路 l<sub>1</sub> 中最大压力升高值为:

$$\Delta p = \Delta p' + \Delta p'' = \left( \sum \frac{\gamma}{g} \frac{A l_i}{A_i} + \frac{G}{g A} \right) \frac{v_0}{t} \tag{1-39}$$

式 (1-40) 中如在 t 时间内活塞的速度不是从 v<sub>0</sub> 降到零, 而且以 v<sub>0</sub> 降到 v<sub>1</sub>, 只要从 v<sub>0</sub>-v<sub>1</sub> 代替式中 v<sub>0</sub> 即可。

液压冲击的危害是很大的。发生液压冲击时管路中的冲击压力往往急增很多倍, 而使按工作压力设计的管道破裂。此外, 所产生的液压冲击波会引起液压系统的振动和冲击噪声。因此在液压系统设计时要考虑这些因素, 应当尽量减少液压冲击的影响。为此, 一般可采用如下措施。

- 1) 缓慢关闭阀门, 削减冲击波的强度;
- 2) 在阀门前设置蓄能器, 以减小冲击波传播的距离;
- 3) 应将管中流速限制在适当范围内, 或采用橡胶软管, 也可以减小液压冲击;
- 4) 在系统中装置安全阀, 可起卸载作用。

1. 8. 2 空穴现象

一般液体中溶解有空气, 水中溶解有约 2% 体积的空气, 液压油中溶解有 (6%~12%) 体积的空气。成溶解状态的气体对油液体积弹性模量没有影响, 成游离状态的小气泡则对油液体积弹性模量产生显著的影响。空气的溶解度与压力成正比。当压力降低时, 原先压力较高时溶解于油液中的气体成为过饱和状态, 于是就要分解出游离状态微小气泡, 其速率是较低的, 但当压力低于空气分离压 p<sub>g</sub> 时, 溶解的气体就要以很高速度分解出来, 成为游离微小气泡, 并聚合长大, 使原来充满油液的管道变为混有许多气泡的不连续状态, 这种现象称为空穴现象。油液的空气分离压随油温及空气溶解度而变化, 当油温 t=50℃ 时, p<sub>g</sub><4×10<sup>5</sup>Pa (0. 4bar) (绝对压力)。

管道中发生空穴现象时, 气泡随着液流进入高压区时, 体积急剧缩小, 气泡又凝结成液体, 形成局部真空, 周围液体质点以极大速度来填补这一空间, 使气泡凝结处瞬间局部压力可高达数百巴, 温度可达近千度。在气泡凝结附近壁面, 因反复受到液压冲击与高温作用, 以及油液中逸出气体具有较强的酸化作用, 使金属表面产生腐蚀。因空穴产生的腐蚀, 一般称为气蚀。泵吸入管路连接、密封不严使空气进入管道, 回油管高出油面使空气冲入油中而被泵吸油管吸入油路以及泵吸油管道阻力过大, 流速过高均是造成空穴的原因。

此外, 当油液流经节流部位, 流速增高, 压力降低, 在节流部位前后压差 p<sub>1</sub>p<sub>2</sub>≥3. 5 时, 将发生节流空穴。

空穴现象, 引起液压系统的振动, 产生冲击、噪音、气蚀使工作状态恶化, 应采取如下预防措施:

- 1. 限制泵吸油口离油面高度, 泵吸油口要有足够的管径, 滤油器压力损失要小, 自吸能力差的泵用辅助供油。

2. 管路密封要好，防止空气渗入。
3. 节流口压力降要小，一般控制节流口前后压差比  $p_1/p_2 < 3.5$ 。