

# 第一章、液压技术基础知识

液压传动是以液体为工作介质来进行能量传递的。

本章讲述液压传动的工作介质：

1. 物理性质；
2. 研究油液的静力学；
3. 运动学和动力学规律。

## §1-1 、液压油

液压介质要完成的功能有：

1. 传递能量和信号；
2. 润滑液压元件，减少摩擦和磨损；
3. 散热；
4. 防止锈蚀；
5. 密封液压元件对偶摩擦副中的间隙；
6. 传输、分离和沉淀非可溶性污染物；
7. 为元件和系统失效提供诊断信息；等等

## 一、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

$$\rho = m/V \quad (1-1)$$

式中  $V$ ——液体的体积 ( $m^3$ )

$m$ ——液体的质量 ( $kg$ )

$\rho$ ——液体的密度 ( $kg/m^3$ )

矿物型液压油的密度随温度和压力而变化的，但其变动值很小，可认为其为常数。一般矿物油系液压油在  $20^\circ C$  时密度约为  $850 \sim 900 kg/m^3$  左右。



## 2、液体的可压缩性

液体受压力作用而发生体积变化的性质——称为液体的可压缩性。

液体的压缩性可用可压缩性系数  $\kappa(\text{m}^2/\text{N})$  表示。

$$\kappa = \frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V_0}$$

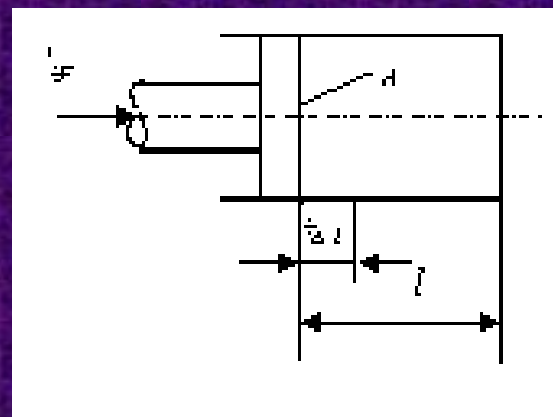
( 1-2 )

$V_0$ —— 液体加压前的体积 ( $\text{m}^3$ )

$\Delta V$ —— 液体加压后体积变化量 ( $\text{m}^3$ )

$\Delta p$ —— 液体压力变化量 ( $\text{N}/\text{m}^2$ )

单位压力变化下的体积相对变化量

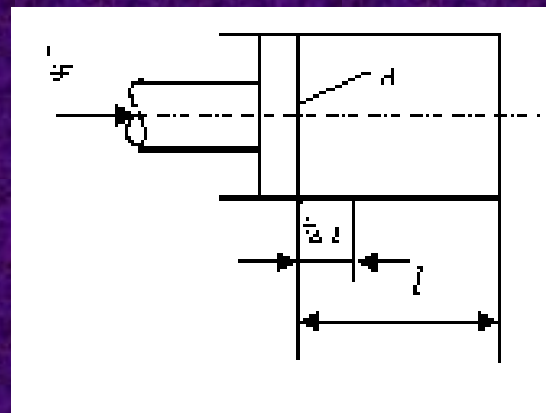


液体的可压缩系数的倒数，称为液体的体积弹性模量，以  $E$  表示，

$$\text{即} \quad E = 1/\kappa$$

( 1-3 )

液压油的体积弹性模量和温度、压力以及含在油液中的空气有关。一般在分析时取  $E=700\text{--}1000\text{MPa}$  。



**a.** 封闭在容器内的液体在外力作用下的情况极像一个弹簧（称为液压弹簧）：外力增大，体积减小；外力减小，体积增大。

**b.** 液体的可压缩性很小，在一般情况下当液压系统在稳态下工作时可以不考虑可压缩的影响。但在高压下或受压体积较大以及对液压系统进行动态分析时，就需要考虑液体可压缩性的影响。



### 3、粘性

#### (1) 粘性的概念

液体在外力作用流动（或有流动趋势）时，分子间的内聚力要阻止分子间的相对运动而产生一种内摩擦力，这种现象叫做液体的粘性。

液体只有在流动（或有流动趋势）时才会呈现出粘性，静止液体是不呈现粘性的。如图：

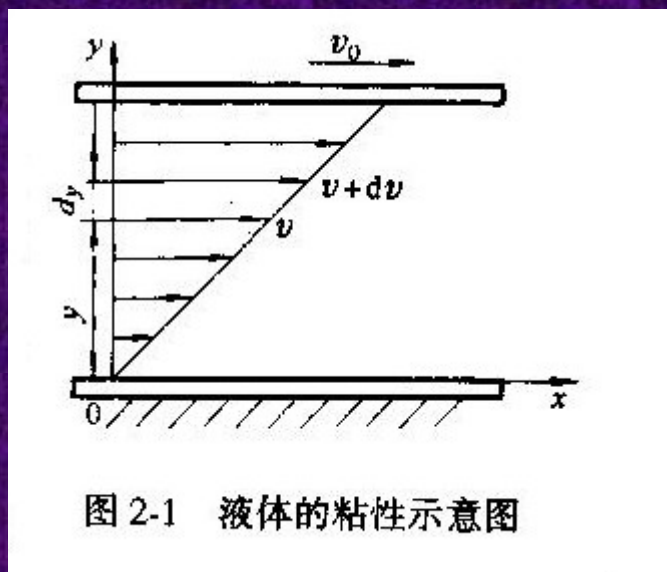
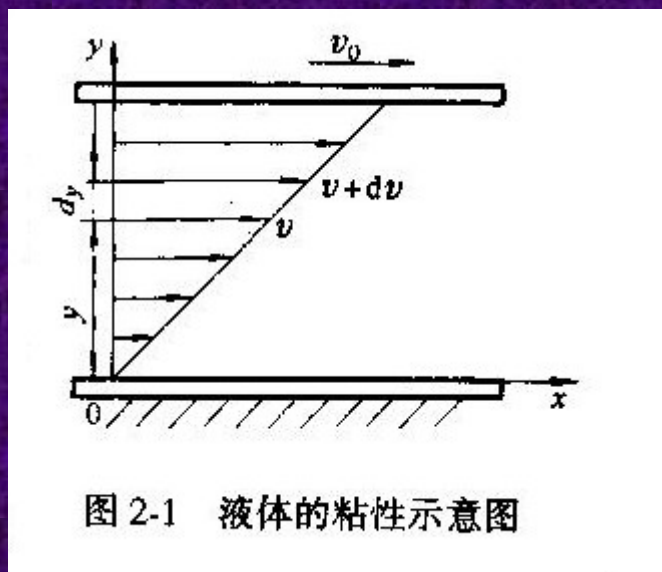


图 2-1 液体的粘性示意图



若两平行平板间充满液体，下平板固定，上平板以  $v_0$  速度向右平动。

由于液体粘性的作用，紧靠着下平板的液体层速度为零，紧靠着上平板的液体层速度为  $v_0$ ，中间各层液体速度则从上到下按递减规律呈线性分布。



$\mu$  为比例常数，有时称为粘性系数或粘度。相邻液层间的内摩擦力  $F$  根据牛顿内摩擦定律：

$$F = \mu A \frac{du}{dy}$$

( 1-4 )

$F$  —— 相邻液层间的内摩擦力

$A$  —— 液层间的接触面积

$du$  —— 液层间的相对运动速度

$dy$  —— 液层间的距离

$du / dy$  —— 相对运动速度对液层间距离的变化率，也称速度梯度。

( 2 ) . **粘度**——液体的粘性大小可用粘度来表示。

粘度的表示方法有动力粘度  $\mu$ 、运动粘度  $\nu$ 、相

## ① 动力粘度 $\mu$

式（1-4）中  $\mu$  为由液体种类和温度决定的比例系数，它是表征液体粘性的内摩擦系数。

如果用它来表示液体粘度的大小，就称为动力粘度，或称绝对粘度。

动力粘度  $\mu$  的物理意义是：液体在单位速度梯度下流动时单位面积上产生的内摩擦力。动力粘度的单位为  $\text{Pa}\cdot\text{s}$ （帕·秒， $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ ）。

以前沿用的单位为 P（泊， $\text{dyne}\cdot\text{s}/\text{cm}^2$ ）。单位换算关系为

$$1\text{Pa}\cdot\text{s} = 10\text{P} \text{（泊）} = 1000 \text{ cP} \text{（厘泊）}$$



## ②运动粘度 $\nu$

液体的动力粘度  $\mu$  与其密度  $\rho$  的比值，称为液体的运动粘度  $\nu$ ，

即  $\nu = \mu / \rho$  (1-5)

运动粘度的单位为  $\text{m}^2 / \text{s}$ 。以前沿用的单位为 St (斯)。单位换算关系为

$$1 \text{ m}^2 / \text{s} = 10^4$$

$$\text{St (斯)} = 10^6 \text{ cSt (厘斯)}$$

就物理意义来说， $\nu$  不是一个粘度的量，但习惯上常用它来标志液体粘度，液压油液的粘度等级是以  $40^\circ\text{C}$  时运动粘度（以  $\text{mm}^2/\text{s}$  计）的中心值来划分的。



例如，牌号为 **YA—N32** 的普通液压油在 **40℃** 时运动粘度的中心值为 **32 mm<sup>2</sup>/s**

### ③ 相对粘度

相对粘度又称条件粘度，它是按一定的测量条件制定的。根据测量的方法不同，可分为恩氏粘度 °E、赛氏粘度 **SSU**、雷氏粘度 **Re** 等。

我国和前苏联、德国等国家采用恩氏粘度。

### ③ 相对粘度

恩氏粘度用恩氏粘度计测定

将 200ml 温度为  $t\text{ }^{\circ}\text{C}$  的被测液体装入粘度计内，使之由底部直径为  $\phi 2.8\text{mm}$  小孔流出，测出液体流尽所需时间  $t_1$ ，与  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  时 200ml 蒸馏水通过同一小孔流尽所需的时间  $t_2$  之比称为  $t\text{ }^{\circ}\text{C}$  下的恩氏粘度

$$\text{即 } ^{\circ}\text{E}_t = t_1 / t_2 \quad (1-$$

6)

### ( 3 ) . 粘度的影响因素

#### ① 液体的粘度与压力的关系

液体的粘度随液体的压力和温度而变，对液压油来说，压力增大时，粘度增大，但影响很小，通常忽略不计。

实用公式 
$$\nu_p = \nu_o(1 + bp)$$
 ( 1-7 )

式中  $\nu_o$ ——1 大气压下的粘度

$p$  —— 相对压力 (  $\text{kgf/cm}^2$  )

$b$  —— 系数，对石油型液压油，  $b=0.015\sim0.035\text{Mpa}^{-1}$



## ② 液体的粘度与温度的关系

液压油的粘度对温度变化十分敏感。温度升高时，粘度下降。在液压技术中，希望工作液体的粘度随温度变化越小越好。粘度随温度变化特性，可以用粘度—温度曲线表示。

$$\nu_t = \nu_{40} \left( \frac{40}{t} \right)^n \quad (1-8)$$

式中  $n$  —— 特性系数（查表得）， $t$  —— 温度  
℃

$\nu_{40}$  —— 40℃ 时液体的粘度（查表得）

#### 4 、 液压油的热膨胀性

油液的体积随温度升高而增加——热膨胀性

油液膨胀后的体积可按下式计算：

$$V_t = V_o [1 + \alpha(t - t_o)] \quad (1-9)$$

体积膨胀后，液体密度减少，减少后的密度可按下式计算：

$$\rho_t = \rho_o [1 + \alpha(t - t_o)] \quad (1-10)$$

式中  $V_t$  ,  $V_o$ ——温度为  $t$  和  $t_o$  时的液体体积；

$\rho_t$  、  $\rho_o$ ——温度为  $t$  和  $t_o$  时的液体密度；

$\alpha$ —— 体积热膨胀系数。

## 5 、 液压油的比热容和热传导率

油液的比热容  $c=(0.4\sim0.5)\times 4187 \quad \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

热传导率用下式定义：

$$Q_h = \lambda A(t_2 - t_1) / L \quad (1-11)$$

式中  $Q_h$ —— 所传导的热量；

$A$ —— 传热面积；

$t_2 - t_1$ —— 温度差 (K) ；

$L$ —— 与热流成直角方向的物质厚度

；

$\lambda$ —— 热传导率。



## 二、 液压油的选用原则

### 1 、 液压油的品种及牌号

液压油的品种很多，常用的类型有：石油型液压油、乳化型液压油和合成型液压油。三类液压油又各自分为若干种。

### 2 、 液压油的选择

通常根据其粘度选用：粘度过大造成内摩擦力增大，能量损失大；粘度过小会使系统泄漏增加，影响液压系统的效率和运动稳定性。

## 二、 液压油的选用原则

### 2. 液压油的选择

选用原则：

- a. 根据工作压力大小 —— 压力大选用粘度大的；反之选用粘度较低的油。
- b. 根据环境温度 —— 温度高的选用粘度大的，主要考虑温度不致影响速度的平稳性。
- c. 执行机构的运动速度 —— 速度高的选用粘度低的，考虑减少摩擦力，减少功率损失。
- d. 根据能源装置类型（油泵） —— 查表



## §1-2 液体静力学

液体静力学主要是讨论液体静止时的平衡规律以及这些规律的应用。

所谓“液体静止”指的是液体内部质点间没有相对运动，不呈现粘性而言。

### 一、液体静压力及其特性

#### 1. 液体的静压力

作用在液体上的力有两种，即质量力和表面力



- 质量力：单位质量液体受到的质量力称为单位质量力，在数值上等于加速度。
- 表面力：是与液体相接触的其它物体（如容器或其它液体）作用在液体上的力，这是外力；  
也可以是一部分液体作用在另一部分液体上的力，这是内力。
- 单位面积上作用的表面力称为应力，它有法向应力和切向应力之分。

当液体静止时，液体质点间没有相对运动，不存在摩擦力，所以静止液体的表面力只有法向力。

液体内某点处单位面积 $\Delta A$ 上所受到的法向力 $\Delta F$ 之比，称为压力 $p$ （静压力），即

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (1-12)$$

## 2. 液体静压力的特性

由于液体质点间的凝聚力很小，不能受拉，只能受压，所以液体的静压力具有两个重要特性：

- a. 液体静压力的方向总是作用在内法线方向上；
- b. 静止液体内任一点的液体静压力在各个方向上都相等。



## 二、液体静压力基本方程

### 1. 静压力基本方程

有一垂直小液柱，如图所示

在平衡状态下，有  $p\Delta A = p_0\Delta A + F_G$

这里的  $F_G$  即为液柱的重量

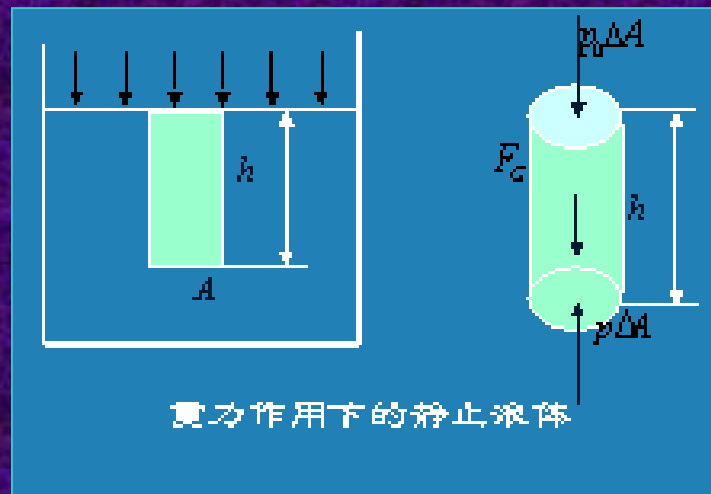
$$F_G = \rho gh\Delta A$$

所以有

( 1-13 )

$$p = p_0 + \rho gh$$

式中  $g$  为重力加速度。



由液体静压力基本方程可知：

① 静止液体内任一点处的压力由两部分组成：

a. 一部分是液面上的压力  $p_0$

b. 另一部分是  $\rho g$  与该点离液面深度  $h$  的乘积。

当液面上只受大气压力  $p_a$  作用时

，点 A 处的静压力则为  $p = p_a + \rho g h$ 。

② 同一容器中同一液体内的静压力随液体深度  $h$  的增加而线性地增加。

③ 连通器内同一液体中深度  $h$  相同的各点压力都相等。由压力相等的组成的面称为等压面。在重力作用下静止液体中的等压面是一个水平面。



## 2. 帕斯卡原理

根据静压力基本方程 ( $p=p_0+\rho gh$ ), 盛放在密闭容器内的液体, 其外加压力  $p_0$  发生变化时, 只要液体仍保持其原来的静止状态不变, 液体中任一点的压力均将发生同样大小的变化。

这就是说, 在密闭容器内, 施加于静止液体上的压力将以等值同时传到各点。这就是静压传递原理或称帕斯卡原理。



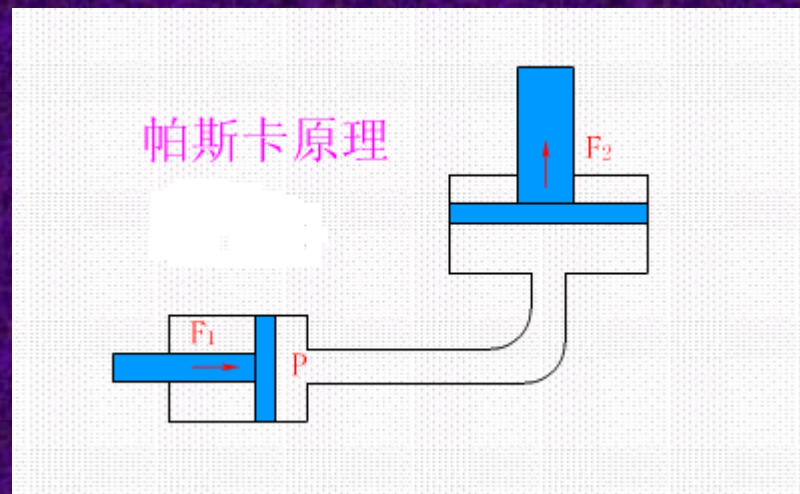
## 帕斯卡原理应用

如图一个密闭容器，按帕斯卡原理，液压缸内压力到处相等， $p_1 \approx p_2$ ，于是

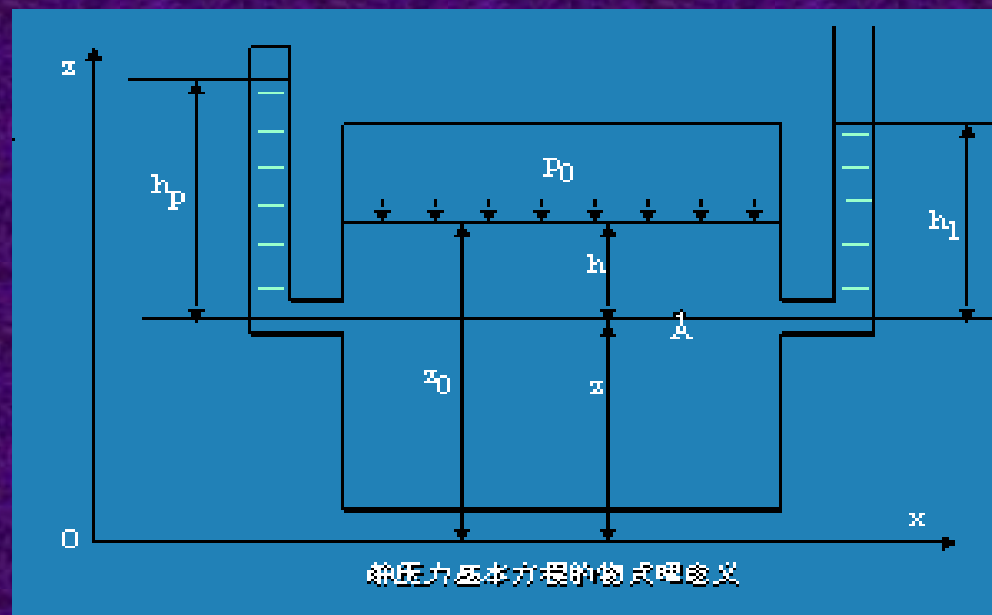
$$F_2 =$$

$$F_1 A_2 / A_1$$

如果垂直液压缸的活塞上没有负载，则当略去活塞重量及其它阻力时，不论怎样推动水平液压缸的活塞，也不能在液体中形成压力，这说明**液压系统中的压力是由外界负载决定的。**



### 3. 静压力基本方程的物理意义 如图



根据静压力基本方程式可以确定距液面深度为  $h$  处的 A 点的压力  $p$  :

$$p = p_0 + \rho gh = p_0 + \rho g (z_0 - z)$$



将上式整理可得

$$\frac{p}{\rho g} + z = \frac{p_0}{\rho g} + z_0 = \text{常数}$$

或

$$\frac{p}{\rho} + zg = \frac{p_0}{\rho} + z_0 g = \text{常数} \quad (1-14)$$

这是液体静压力基本方程的另一种形式。

说明：压力能与势能的相互转化。

基本方程的物理意义：

· 静止液体中单位质量液体的压力能和位能可以互相转换，但各点的总能量却保持不变，即能量守恒。

## 4. 压力的表示方法及单位

①. 压力的表示法有两种：**绝对压力和相对压力**。

绝对压力是以绝对真空作为基准所表示的压力；  
相对压力是以大气压力作为基准所表示的压力。

由于大多数测压仪表所测得的压力都是相对压力，  
故相对压力也称表压力。

绝对压力与相对压力的关系为：

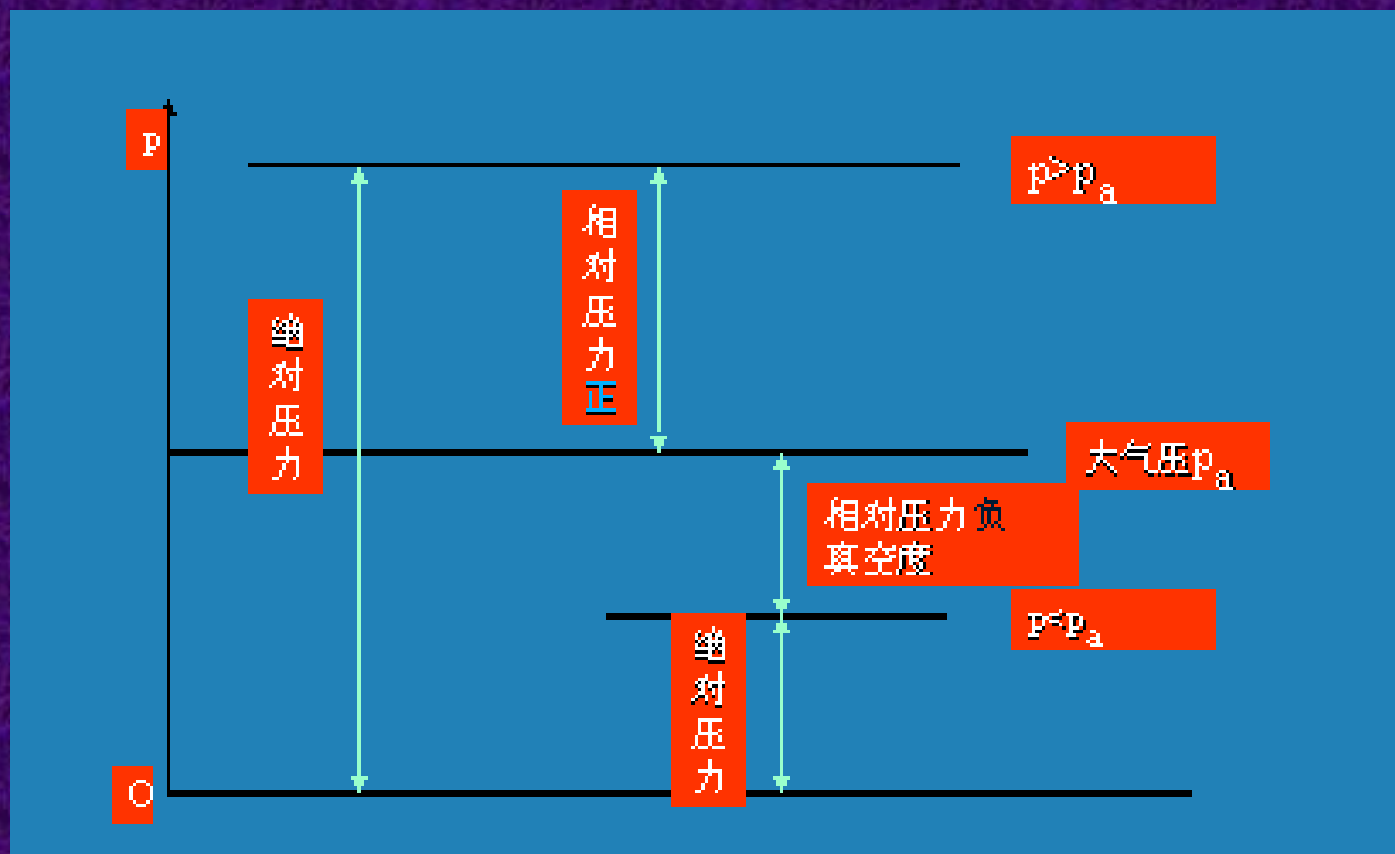
绝对压力 = 相对压力 + 大气压力

如果液体中某点处的绝对压力小于大气压，这时在这个  
点上的绝对压力比大气压小的部分数值称为真空度

即 真空度 = 大气压 - 绝对压力



## 绝对压力、相对压力和真空度的相对关系:



## ②. 压力的单位：

我国法定压力单位为帕斯卡，简称帕，符号为 **Pa**， $1\text{Pa} = 1\text{ N/m}^2$ 。

由于 **Pa** 太小，工程上常用其倍数单位兆帕（**MPa**）来表示： $1\text{MPa} = 10^6\text{ Pa}$

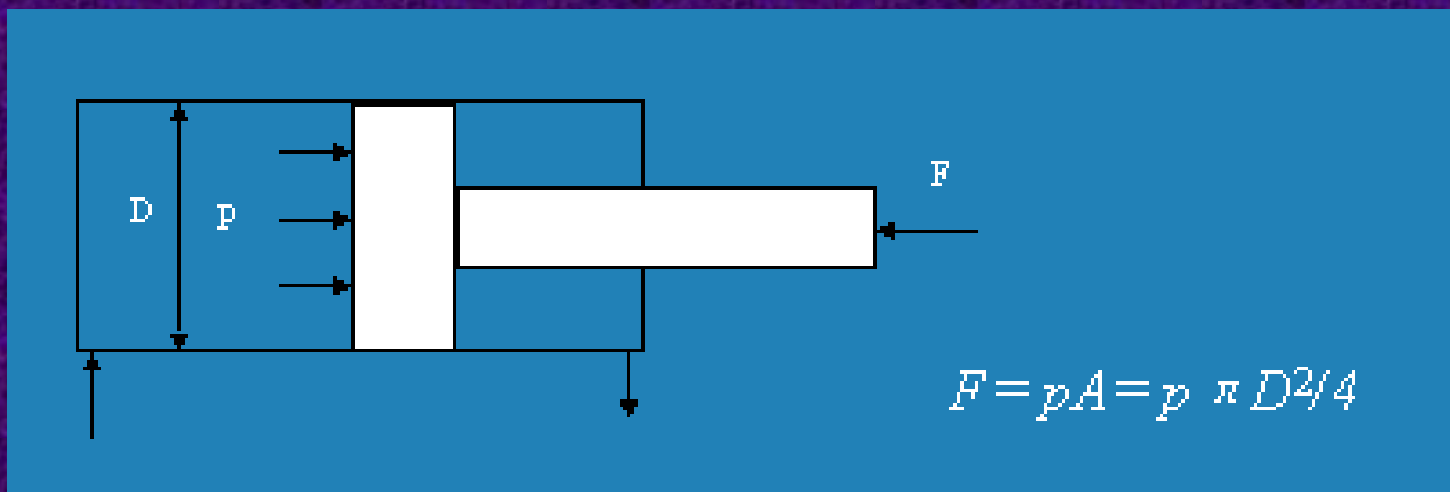
压力单位及其它非法定计量单位的换算关系：

$$1\text{at（工程大气压）} = 1\text{kgf/cm}^2 = 9.8 \times 10^4\text{ Pa}$$

$$1\text{mH}_2\text{O（米水柱）} = 9.8 \times 10^3\text{ Pa}$$

$$1\text{mmHg（毫米汞柱）} = 1.33 \times 10^2\text{ Pa}$$

$$1\text{bar（巴）} = 10^5\text{ Pa} \approx 1.02\text{kgf/cm}^2$$



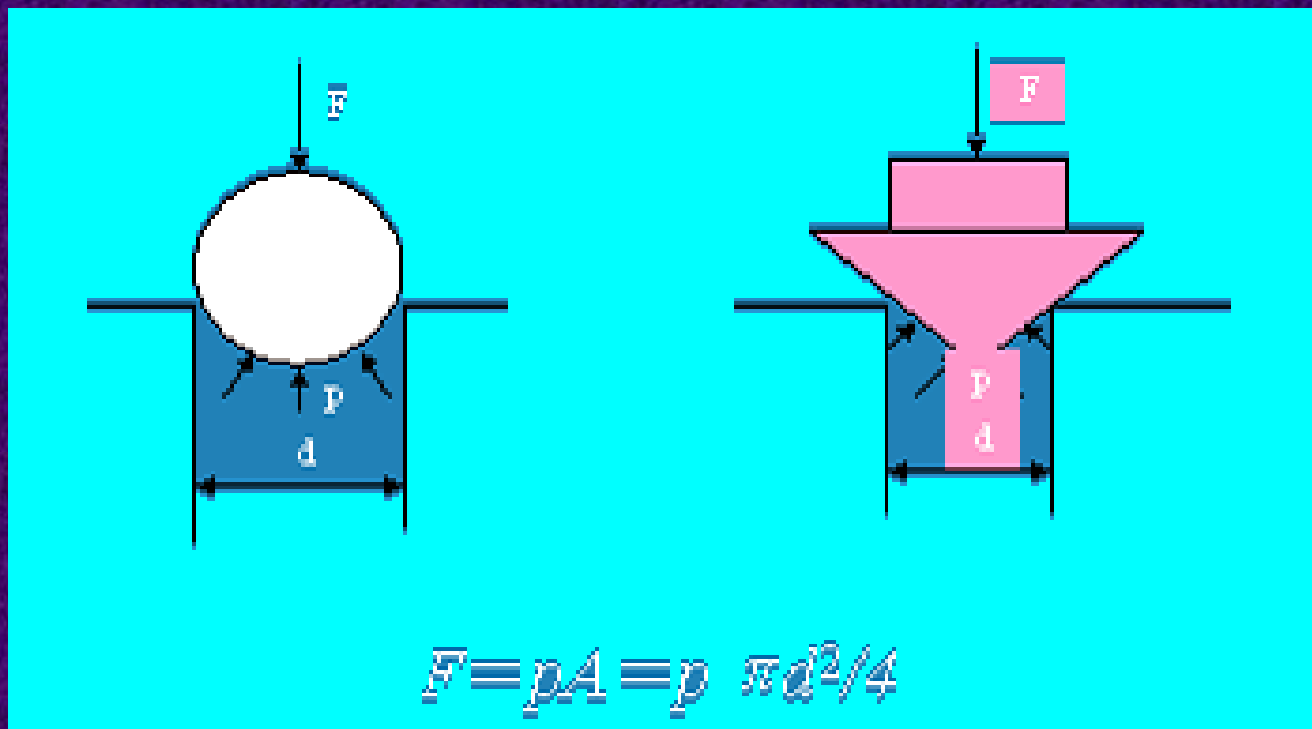
## 5. 液体静压力对固体壁面的作用力

①. 当固体壁面为平面时，液体静压力对固体壁面的作用力：

$$F = pA = p\pi D^2/4$$

( 2-15 )





- ②. 当固体壁面为曲面时，曲面上液压作用力在某一方向上的分力等于静压力和曲面在该方向的垂直面内投影面积的乘积。

液体静压力对固体壁面的作用力：

$$F = pA = p\pi d^2/4$$

## §1-3 液体动力学基本概念

### 一、液体运动的基本概念

**1. 理想液体：** 既无粘性又不可压缩的液体称为理想液体。

**2. 定常流动：** 液体流动时，若液体中任何一点的压力、速度和密度都不随时间而变化，则这种流动就称为定常流动。

否则，只要压力、速度和密度有一个量随时间变化，则这种流动就称为非定常流动。

**3. 一维流动：** 当液体整个作线形流动时，称为一维流动。

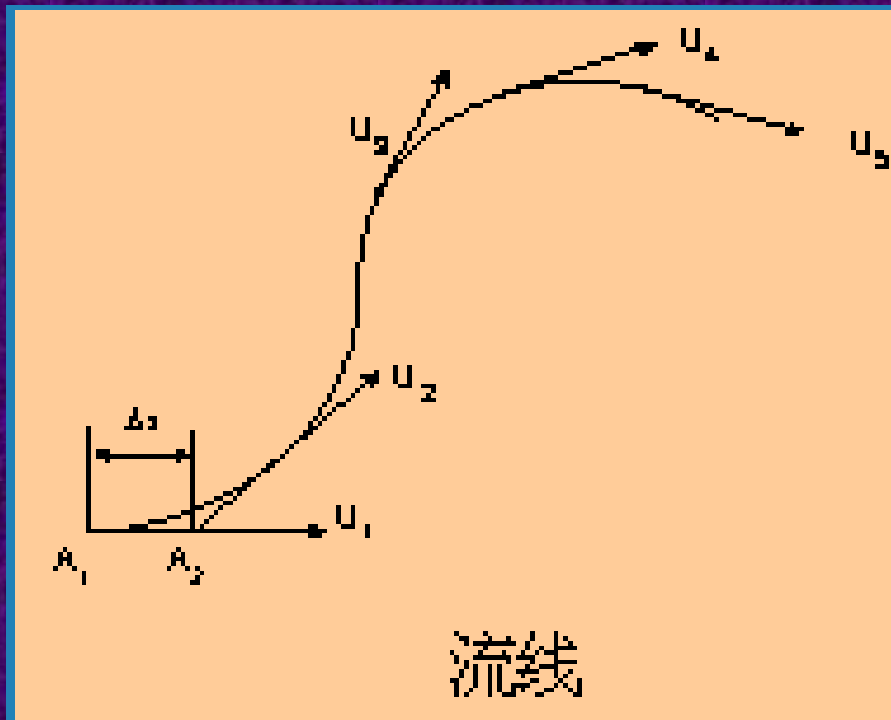
## **4. 迹线、流线、流束和通流截面**

**①. 迹线：** 流动液体的某一质点在某一时间间隔内在空间的运动轨迹。

**②. 流线：** 表示某一瞬时，液流中各处质点运动状态的一条条曲线。

在此瞬时，流线上各质点速度方向与该线相切。

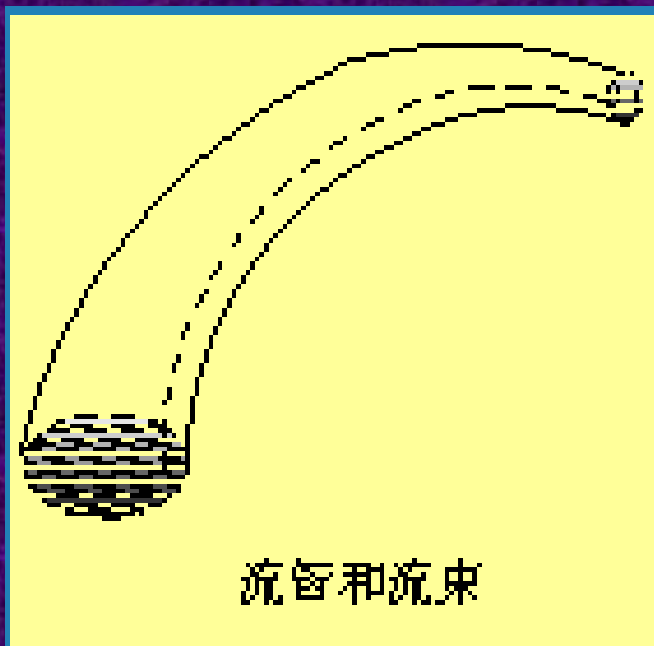




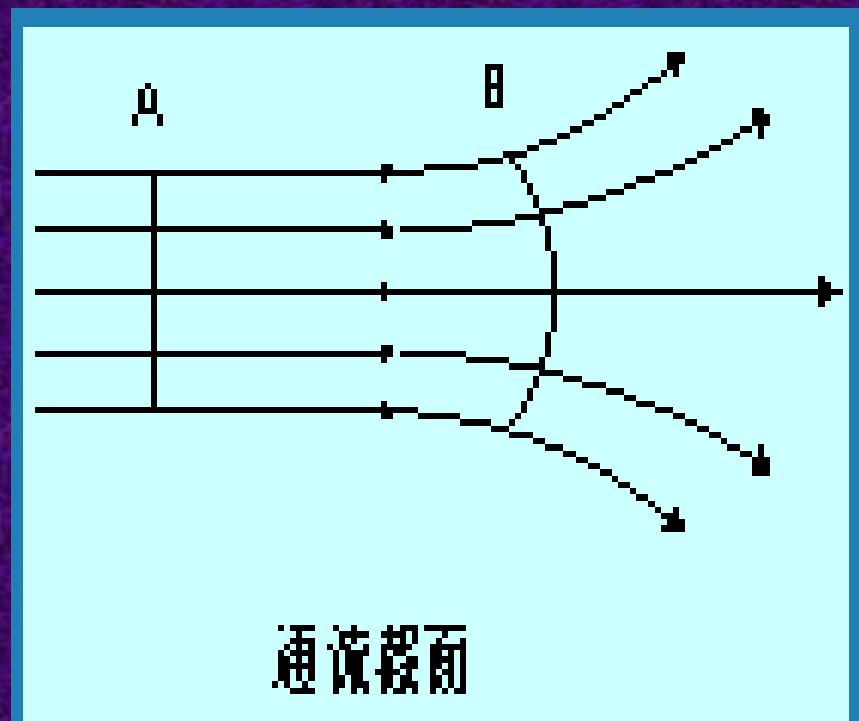
在定常流动时，流线不随时间而变化，这样流线就与迹线重合。

由于流动液体中任一质点在其一瞬时只能有一个速度，所以流线之间不可能相交，也不可能突然转折。

- ③. **流束：** 在一条的流动空间中任意画一不属流线的封闭曲线，沿经过此封闭曲线上的每一点作流线，由这些流线组合的表面称为流管。流管内的流线群称为流束。



- ④. **通流截面：** 流束中与所有流线正交的截面称为通流截面。截面上每点处的流动速度都垂直于这个面。





## 5. 流量和平均流速

单位时间内通过某通流截面的液体的体积称为流量。

平均流速：
$$v = q/A$$
  
( 1-17 )

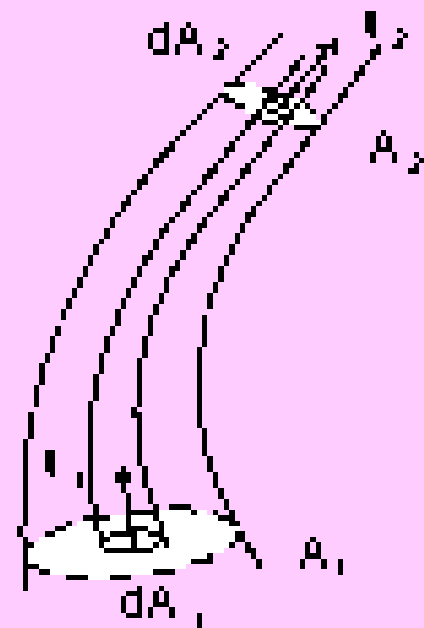
## 6. 流动液体的压力

静止液体内任意点处的压力在各个方向上都是相等的，可是在流动液体内，由于惯性力和粘性力的影响，任意点处在各个方向上的压力并不相等，但数值相差甚微。

当惯性力很小，且把液体当作理想液体时，流动液体内任意点处的压力在各个方向上的数值可以看作是相等的。

## 二、连续性方程

假设液体作定常流动，且不可压缩。任取一流管，两端通流截面面积为  $A_1$ 、 $A_2$ ，在流管中取一微小流束，流



连续性方程推导简图

束两端的截面积分别为  $dA_1$  和  $dA_2$ ，在微小截面上各点的速度可以认为是相等的，且分别为  $u_1$  和  $u_2$ 。



根据**质量守恒定律**，在  $dt$  时间内流入此微小流束的质量应等于此微小流束流出的质量

$$\mathbf{u_1 dA_1 dt = u_2 dA_2 dt}$$

$$\mathbf{u_1 dA_1 = u_2 dA_2}$$

对整个流管：

$$\int_{A_1} u_1 dA_1 = \int_{A_2} u_2 dA_2$$

从而  $\mathbf{q_1 = q_2}$  如用平均流速表示，

得  $\mathbf{v_1 A_1 = v_2 A_2}$  由于流通流截面是任意取的  
，故有  $\mathbf{q = vA = 常数}$   
( 1-18 )

上式称为不可压缩液体作定常流动时的连续性方程。

连续性方程  $q = vA = \text{常数}$

它说明：

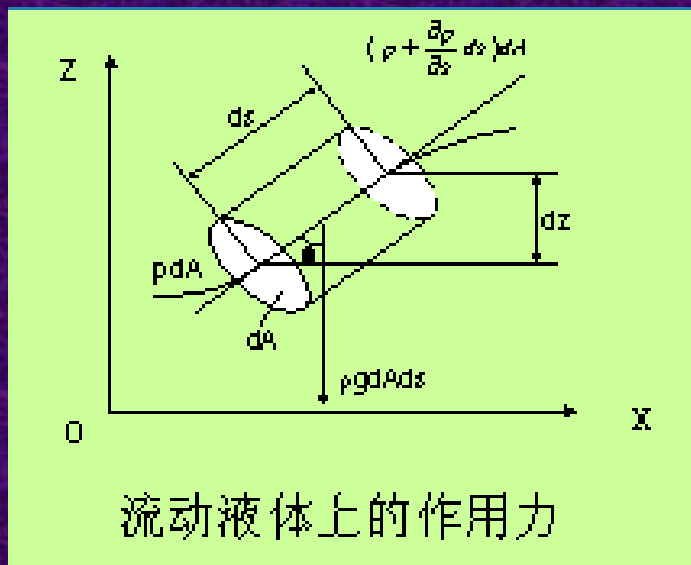
- 通过流管任一通流截面的流量相等。
- 液体的流速与管道通流截面积成反比。
- 在具有分歧的管路中具有  $q_1 = q_2 + q_3$  的关系。

### 三、伯努利方程

伯努利方程就是能量守恒定律在流动液体中的表现形式。

#### 1. 理想液体的运动微分方程

在微小流束上，取截面积为  $dA$ ，长为  $ds$  的微元体，现研究理想液体定常流动条件下在重力场中沿流线运动时其力的平衡关系。



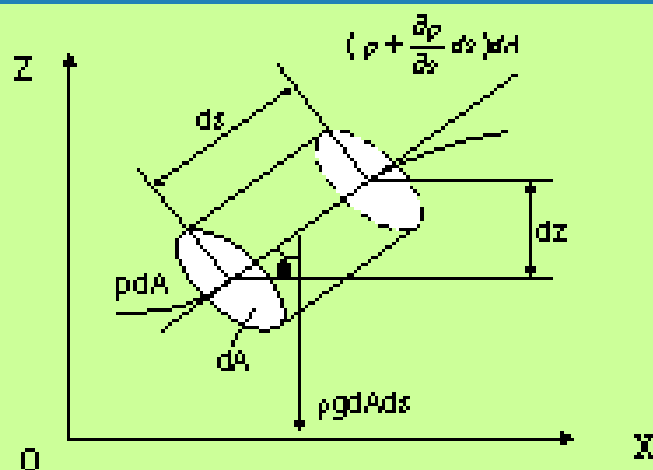


微元体的所受的重力为  $-\rho g dA ds$  ,  
压力作用在两端面上的力为

$$p dA - (p + \frac{\partial p}{\partial s} ds) dA$$

微元体在定常流动下的加速度为

$$a = \frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial s} \frac{ds}{dt} = u \frac{\partial u}{\partial s}$$



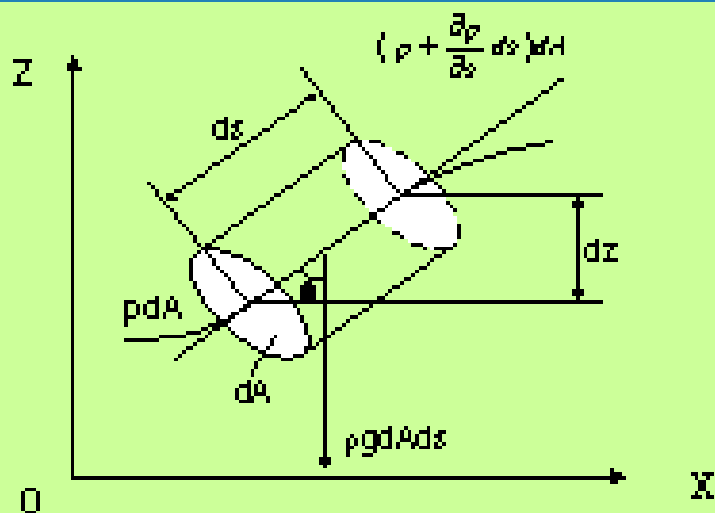
流动液体上的作用力

微元体的力平衡方程为

$$p dA - (p + \frac{\partial p}{\partial s} ds) dA - \rho g dA ds \cos \theta = \rho dA ds u \frac{\partial u}{\partial s}$$

上式简化后可得

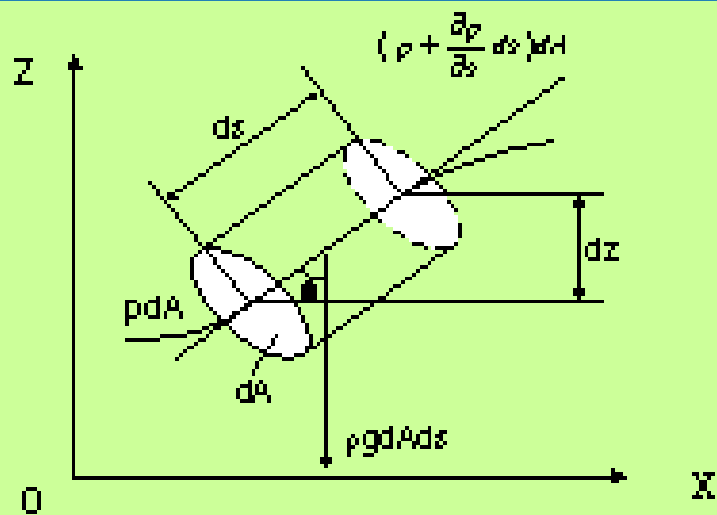
$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} + g \frac{\partial z}{\partial s} + u \frac{\partial u}{\partial s} = 0$$



流动液体上的作用力

$p$  ,  $z$  ,  $u$  只是  $s$  的函数, 进一步简化得

$$\frac{1}{\rho} dp + g dz + u du = 0 \quad (1-19)$$



流动液体上的作用力

上式即为重力场中, 理想液体沿流线作定常流动时的运动方程, 即**欧拉运动方程**。

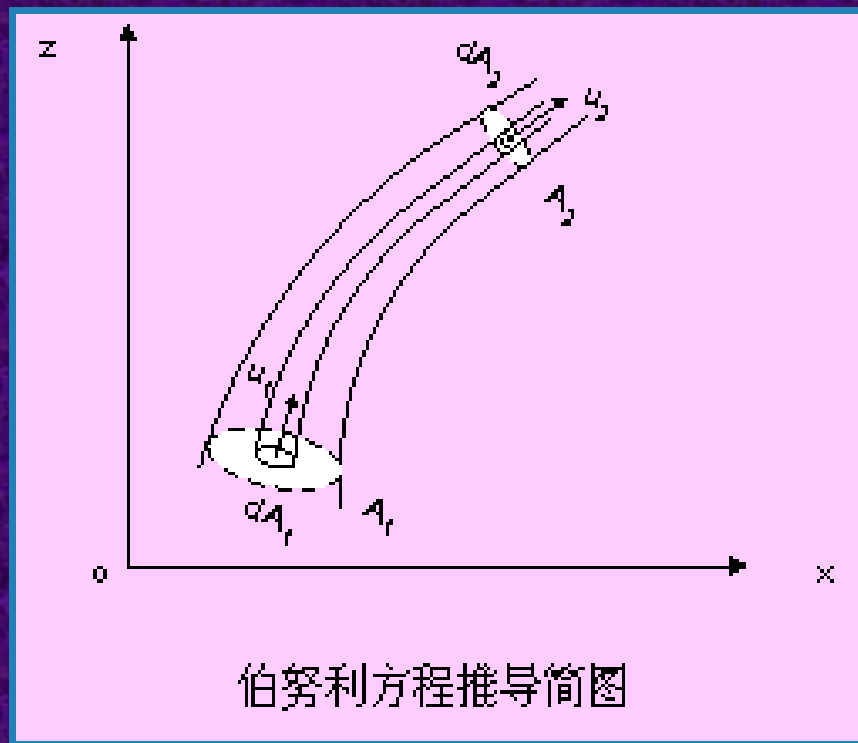


## 2. 理想液体的伯努利方程

沿流线对欧拉运动方程积分得

$$\frac{p}{\rho} + gz + \frac{u^2}{2} = C$$

( 1-20 )



上式两边同除以  $g$  得

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{u_2^2}{2g} \quad (1-21)$$

以上两式即为理想液体作定常流动的伯努利方程。

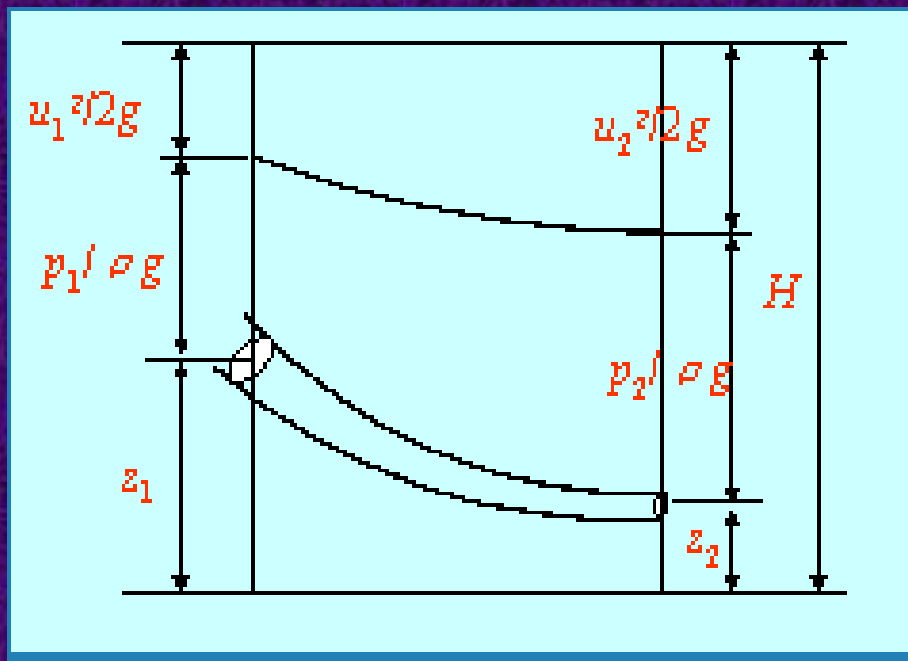
物理意义：

第一项为单位重量液体的压力能称为比压能（ $p/\rho g$ ）；

第二项为单位重量液体的动能称为比动能（ $u^2/2g$ ）；

第三项为单位重量液体的位能称为比位能（ $z$ ）

由于上述三种能量都具有长度单位，故又分别称为压力水头、速度水头和位置水头。三者之间可以互相转换，但总和（ $H$ ，称为总水头）为一定值。





### 3. 实际液体流束的伯努利方程

实际液体都具有粘性，因此液体在流动时还需克服由于粘性所引起的摩擦阻力，这必然要消耗能量，设因粘性而消耗的能量为  $h_w'$ ，则实际液体微小流束的伯努利方程为

$$\frac{p_1}{\rho} + z_1 g + \frac{u_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + z_2 g + \frac{u_2^2}{2} + h_w' g \quad (1-22)$$

## 4. 实际液体总流的伯努利方程

将微小流束扩大到总流，由于在通流截面上速度  $u$  是一个变量，若用平均流速代替，则必然引起动能偏差，故必须引入动能修正系数。于是实际液体总流的伯努利方程为

$$\frac{p_1}{\rho} + z_1 g + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + z_2 g + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2} + h_w g \quad (1-23)$$

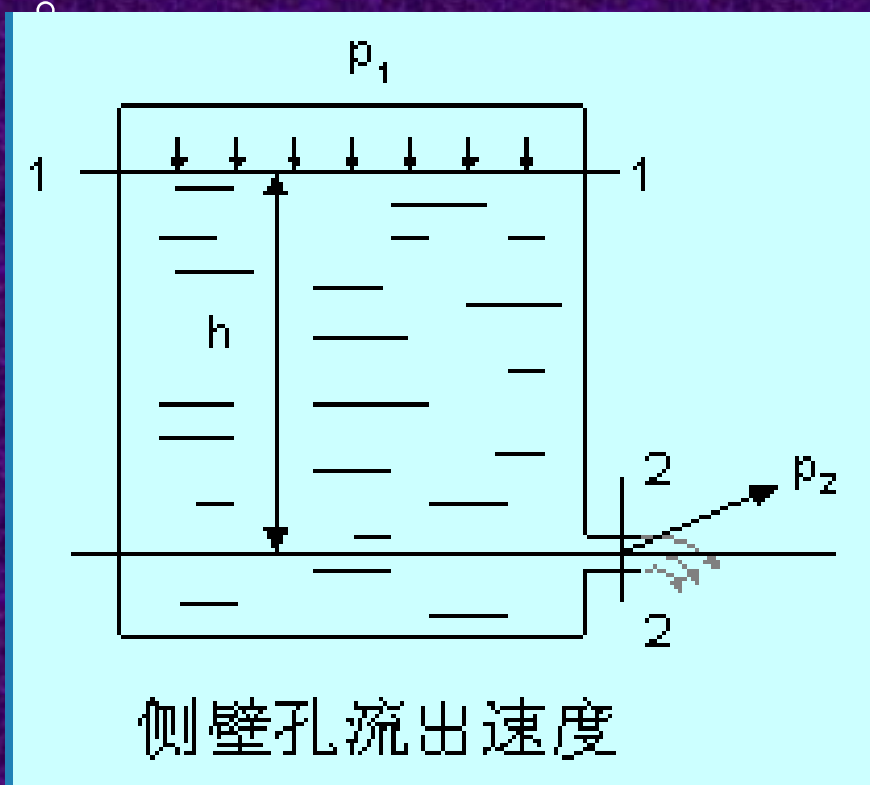
式中  $h_w$  —— 由液体粘性引起的能量损失；

$\alpha_1$  ,  $\alpha_2$  —— 动能修正系数，一般在紊流时取  $\alpha = 1$  , 层流时取  $\alpha = 2$  。

## 5. 伯努利方程应用举例

### 例 1 侧壁孔口流出速度

条件： $p_1$  和  $p_2$ ， $h$  为高，以小孔中心线为基准



$$\alpha_1 = 1$$



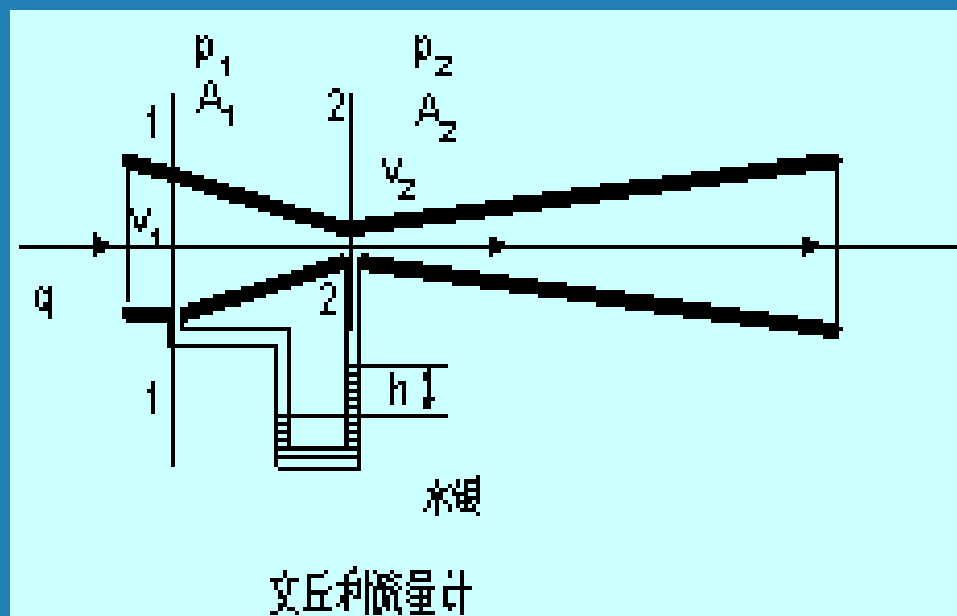
## 例 2 文丘利流量计

条件:

选取两个通流截面:

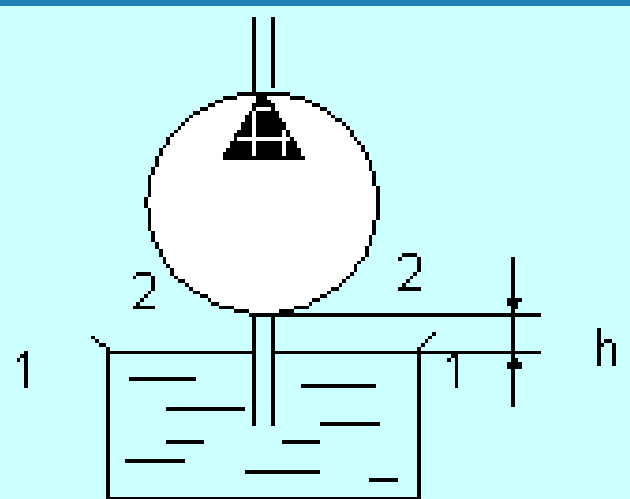
$A_1$   $v_1$   $p_1$ ,  $A_2$   $v_2$   $p_2$

$\alpha_1 = \alpha_2 = 1$



## 例 3 液压泵的最大吸油高度

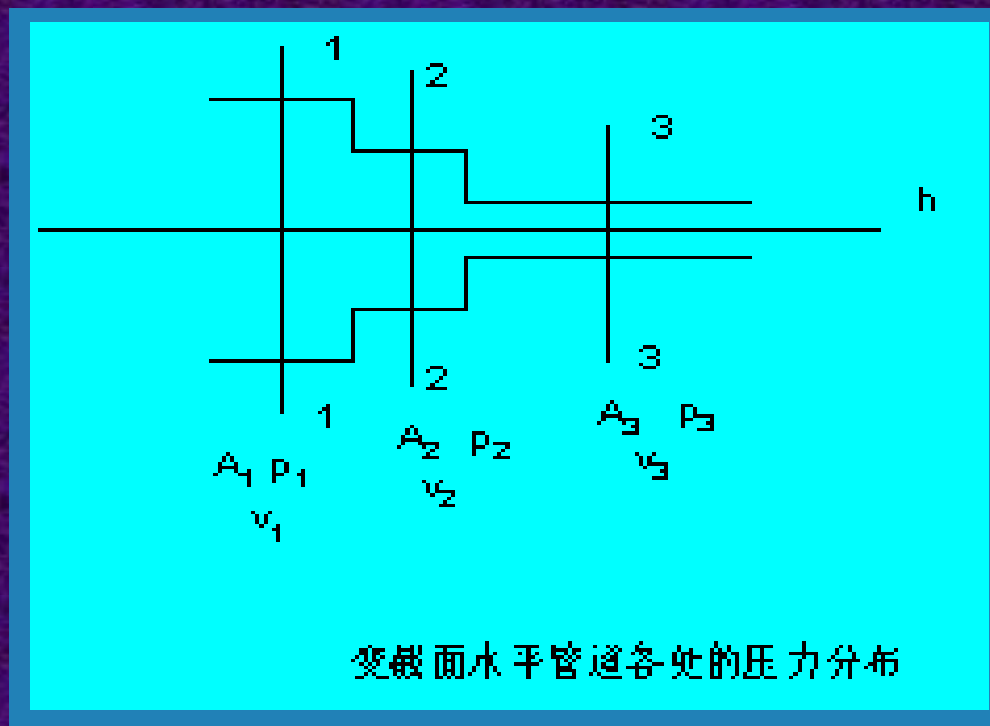
### 例3 液压泵的最大吸油高度



液压泵的最大吸油高度

**例 4** 试运用连续性方程和伯努利方程分析变截面水平管道各处的压力情况（液体为理想液体）。

条件： $A_1 > A_2 > A_3$       比较：流速和压力的大小





## 四、动量方程

液体作用在固体壁面上的力，用动量定理来求解比较方便。

动量定理：作用在物体上的力的大小等于物体在力作用方向上的动量的变化率，即

$$\sum F = \frac{d(mu)}{dt}$$

对液体的作用力合力为

$$\sum F = \rho q (\beta_2 v_2 - \beta_1 v_1) \quad (1-24)$$

$\beta_1$ 、 $\beta_2$  为动量修正系数，一般在紊流时  $\beta = 1$ ，层流时  $\beta = 1.33$ 。

## §1-4 液体流动时的压力损失

### 一、压力损失的基本概念

- 1. 基本概念** 在液压传动中，能量损失主要表现为压力损失，  
压力损失分为两类：沿程压力损失和局部压力损失
- 2. 沿程压力损失：** 油液沿等直径直管流动时所产生的压力损失，这类压力损失是由液体流动时的内、外摩擦力所引起的。
- 3. 局部压力损失**是油液流经局部障碍（如弯管、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



## 二、层流、流态、雷诺数

### 1 . 层流和紊流

层流：液体质点互不干扰，液体的流动呈线性或层状，且平行于管道轴线；

紊流：液体质点的运动杂乱无章，除了平行于管道轴线的运动以外，还存在着剧烈的横向运动。

液流状态：

- 层流和紊流是两种不同性质的流态。
- 层流时，液体流速较低，质点受粘性制约，不能随意运动，粘性力起主导作用；
- 紊流时，液体流速较高，粘性的制约作用减弱，惯性力起主导作用。
- 液体流动时，究竟是层流还是紊流，要用雷诺数来判定

## 2 . 雷诺数

实验表明真正决定液流流动状态的是用管内的平均流速  $v$  、液体的运动粘度  $\nu$  、管径  $d$  三个数所组成的一个称为雷诺数 **Re** 的无量纲数，即

$$\text{Re} = \frac{vd'}{\nu} \quad (1-25)$$



当液流的实际流动时的雷诺数小于临界雷诺数时，液流为层流，反之液流则为紊流。常见的液流管道的临界雷诺数可由实验求得。

雷诺数的物理意义：影响液体流动的力主要有惯性力和粘性力，雷诺数就是惯性力对粘性力的无因次比值。

对于非圆截面管道来说，**Re** 可用下式来计算

$$\mathbf{Re = 4vR/\nu} \quad (1-26)$$

式中 **R** 为通流截面的水力半径。

它等于液流的有效截面积 **A** 和它的湿周  **$\chi$** （通流截面上与液体接触的固体壁面的周长）之比，即  **$R = A / \chi$**

$$(1-27)$$

水力半径  **$R = A / \chi$** 对管道通流能力影响很大：

水力半径大，表明液流与管壁接触少，  
通流能力大；

水力半径小，表明液流与管壁接触  
多，通流能力小，易堵塞。

### 三、沿程压力损失

#### 1 . 圆管中的流量

通过整个通流截面的流量可由对式 **dq**  
**= u dA** 积分求得,

即

$$q = \int_A u dA = \int_0^{\frac{d}{2}} \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} \left( \frac{d^4}{4} - r^2 \right) 2\pi r dr = \frac{\pi d^4}{128\mu l} \Delta p \quad (1-28)$$

圆管通流截面上的平均流速为

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



## 2 . 层流时的沿程压力损失

层流时的沿程压力损失为

$$\Delta p_f = \frac{64}{Re} \frac{l}{d} \rho g \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{v^2}{2} \quad (1-30)$$

$\lambda$ 称为沿程阻力系数

$\lambda$ 的理论值为 **64/Re**，水在作层流流动时的实际阻力系数和理论值是很接近的。

液压油在金属圆管中作层流流动时，常取  $\lambda = 75/Re$ ，在橡胶管中  $\lambda = 80/Re$ 。

### 3. 紊流时的沿程压力损失

紊流流动现象很复杂的，因此紊流状态下液体流动的压力损失仍用上式来计算，式中的  $\lambda$  值不仅与雷诺数 **Re** 有关，而且与管壁表面粗糙度有关。

对于光滑管，当  $2.3 \times 10^3 < \text{Re} < 10^5$  时

$$\lambda = 0.3164 \text{Re}^{-0.25}$$

## 四、局部压力损失

### 1. 局部压力损失

是液体流经如阀口、弯管、通流截面变化等局部阻力处所引起的压力损失。

局部压力损失的计算公式为

$$\Delta p_r = \zeta \frac{\rho v^2}{2} \quad (1-31)$$

$v$  为液体的平均流速，一般情况下均指局部阻力后部的流速。



## 2. 通过阀的局部压力损失

对于液流通过各种标准液压元件的局部损失，一般可从产品技术规格中查到，但所查到的数据是在额定流量  $q_n$  时的压力损失  $\Delta p_n$ ，若实际通过流量与其不一样时，可按下式计算，即

$$\Delta p = \left( \frac{q}{q_n} \right)^2 \Delta p_n \quad (1-32)$$

## 五、管路系统中的总压力损失与压力效率

管路系统中的总的压力损失等于所有直管中的沿程压力损失和局部压力损失之和，即

$$\sum \Delta p = \sum \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} + \sum \zeta \frac{\rho v^2}{2} \quad (1-33)$$

实际数值比上式计算出的压力损失大。

由于存在压力损失，一般液压系统中液压泵的压力  $p_p$  应比执行元件的工作压力  $p_1$  高  $\sum \Delta p$ ，即

$$p_p = p_1 + \sum \Delta p \quad (2-34)$$

所以管路系统的压力效率为

$$\eta_{Lp} = \frac{p_1}{p_p} = \frac{p_p - \sum \Delta p}{p_p} = 1 - \frac{\sum \Delta p}{p_p} \quad (2-35)$$



## §1-5 孔口和缝隙流动

### 一、孔口液流特性

在液压系统的管路中，装有截面突然收缩的装置，称为节流装置（节流阀）。突然收缩处的流动叫节流，一般均采用各种形式的孔口来实现节流 -- 节流口。

液体流经孔口时的分析：

$l/d \leq 0.5$  时为薄壁小孔；

$l/d > 4$  时为细长小孔；

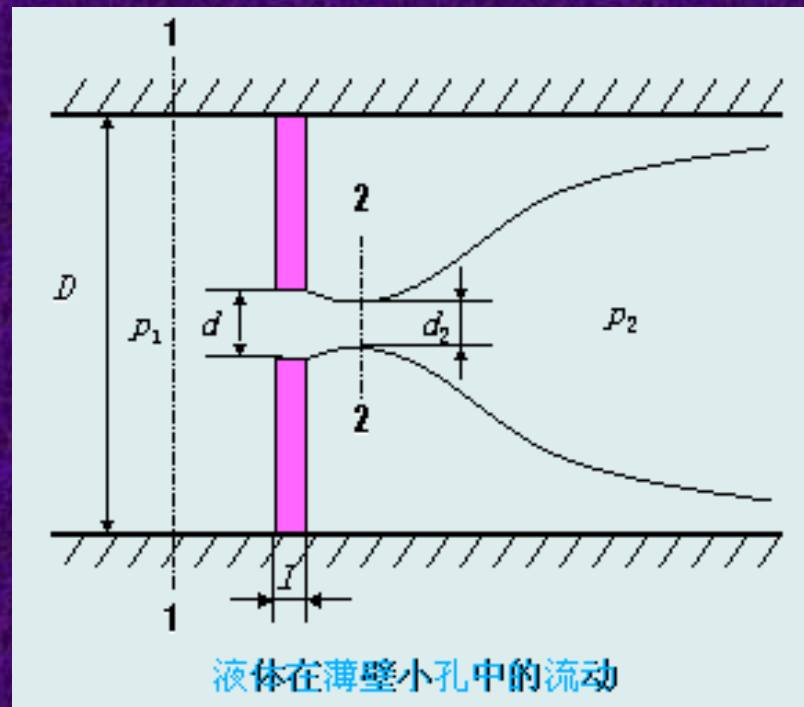
$0.5 < l/d \leq 4$  时为短孔。

其中  $l$  为小孔的通流长度；  $d$  为小孔的孔径

## 1. 液体在薄壁小孔中的流动

当液体从薄壁小孔流出时，左边大直径处的液体均向小孔汇集，液体质点突然加速，在惯性力作用，使通过小孔后的液流形成一个收缩截面 2-2，然后再扩散。

这一收缩和扩散的过程造成能量损失，并使油液发热。



收缩截面面积  $A_{2-2}$  和孔口截面积  $A$  的比值称为收缩系数  $C_c$ ，即  $C_c = A_{2-2} / A$ 。

收缩系数决定于雷诺数、孔口及其边缘形状、孔口离管道侧壁的距离等因素。

列1-1和2-2截面的伯努力方程为：

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \zeta \frac{v_2^2}{2g}$$

$v_1$ 可忽略不计，上式经整理后可得

$$v_2 = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} = C_v \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

( 1-36 )

式中速度系数：

$$C_v = 1 / \sqrt{1 + \zeta}$$



由此求得液流通过薄壁小孔的流量为

$$q = v_2 A_{2-2} = C_v C_c A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (1-37)$$

式中  $C_d = C_v C_c$  为小孔流量系数。  $C_d$  和  $C_c$  一般由实验确定

## 2. 流经细长小孔的流量计算

液体流经细长孔时，一般都是层流状态，可直接应用前面已导出的直管流量公式来计算，当孔口的截面积为  $A = \pi d^2/4$  时，可写成

$$q = \frac{d^2}{32\mu l} A \Delta p \quad (1-38)$$

比较上面两式可发现，通过孔口的流量与孔口的面积、孔口前后压力差以及孔口形式决定的特性系数有关。统一即

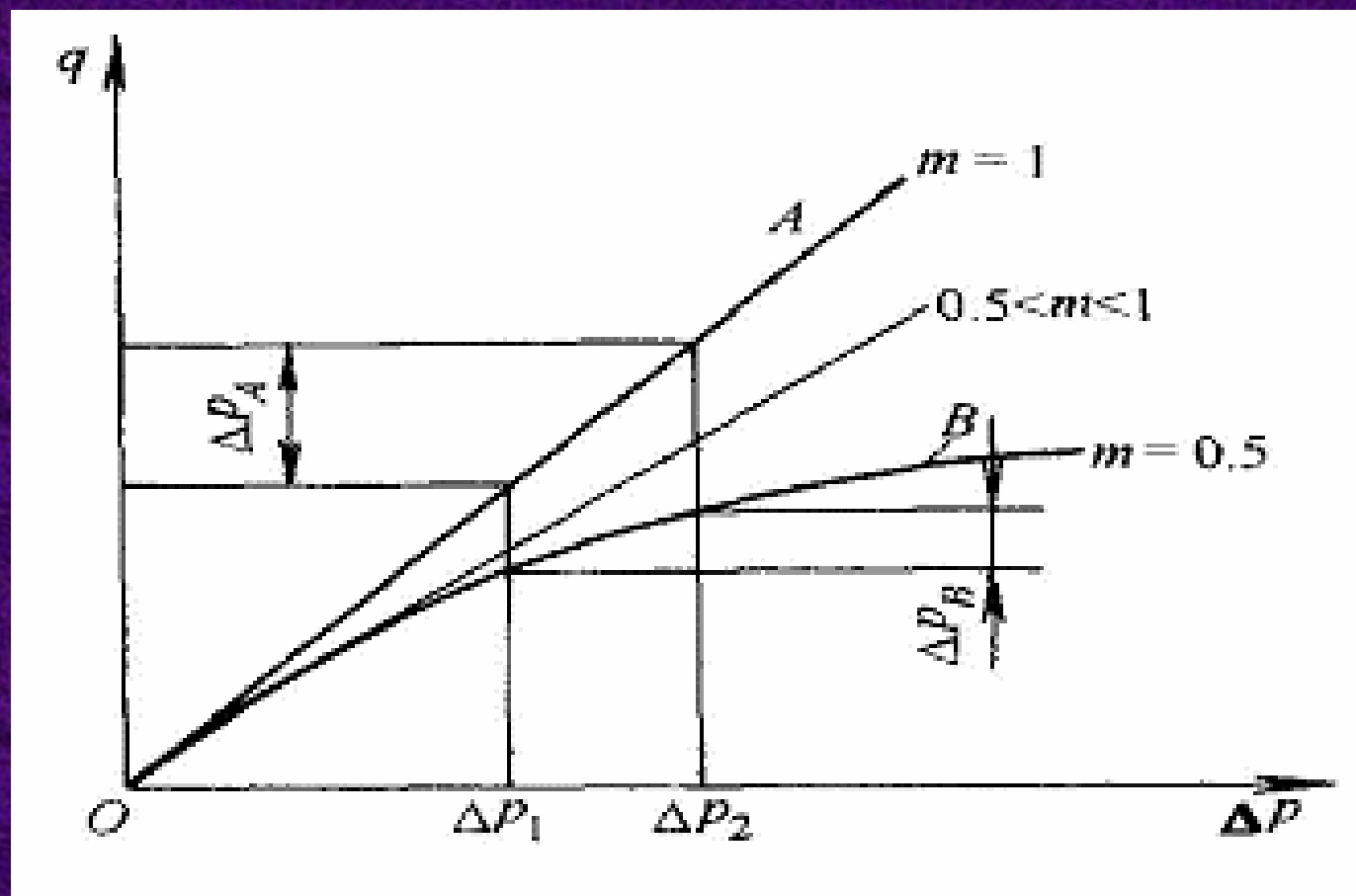
$$q = KA\Delta p^m$$

式中  $A$  为流量截面面积， $m^2$ ； $\Delta p$  为孔口前后的压力差， $N/m^2$ ； $m$  为由孔口形状决定的指数， $0.5 \leq m \leq 1$ 。

当孔口为薄壁小孔时， $m = 0.5$ ，当孔口为细长孔时， $m = 1$ ；短孔  $m = 0.5 \sim 1$ 。

$K$  为孔口的形状系数，当孔口为薄壁小孔时，

$$K = C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad \text{当孔口为细长孔时，} K = d^2/32\mu$$





## 二、缝隙液流特性

( 1 ) 平行平板的间隙流动有如下几种情况:

①. 固定平行平板间隙流动 (压差流动)

②. 平行平板有相对运动时的间隙流动

a). 两平行平板有相对运动, 但无压差 (纯剪切流动)

b). 两平行平板既有相对运动, 两端又存在压差时的流动

( 2 ) 圆柱环形间隙流动有如下三种情况:

- ①. 同心环形间隙在压差作用下的流动
- ②. 偏心环形间隙在压差作用下的流动
- ③. 内外圆柱表面有相对运动又存在压差的流动

## (1) 平行平板的间隙流动

微小单元体  $dx dy$  的受力平衡方程为

$$p dy + (\tau + d\tau) dx = (p + dp) dy + \tau dx$$

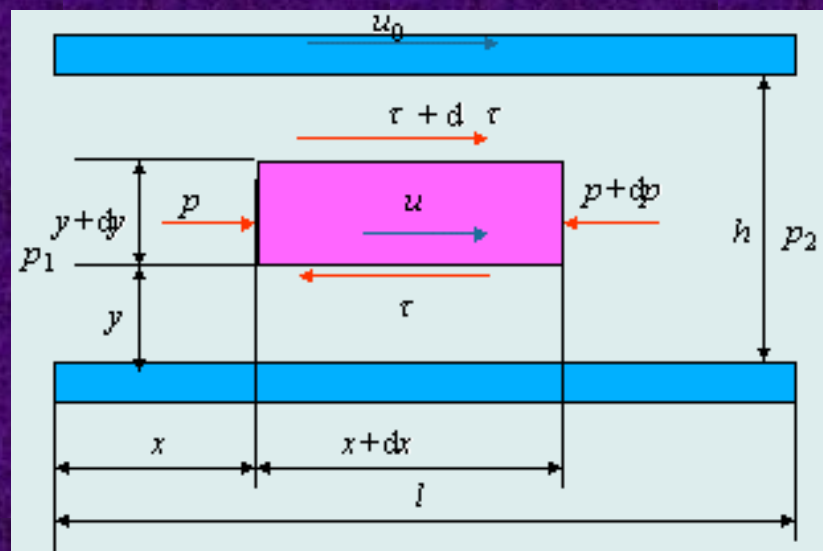
对上式两次积分得

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 + C_1 y + C_2$$

$C_1$ 、 $C_2$  为积分常数。

将  $\tau = \mu du/dy$  代入上式得

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





## ①. 固定平行平板间隙流动（压差流动）

压差流动：上下两平板固定不动，液体在间隙两端压差作用下而在间隙中流动。

由边界条件： $y = 0$  时， $u = 0$ ； $y = h$  时， $u = 0$ 。及  $dp/dx = -\Delta p/l$ ，可得

$$u = \frac{\Delta p}{2\mu l}(h-y)y$$

$$q = \frac{bh^3}{12\mu l}\Delta p$$

## ②. 两平行平板有相对运动时的间隙流动

a) 纯剪切流动：两平板有相对运动速度  $v$ ，但无压差。

由边界条件： $y = 0$  时， $u = 0$ ； $y = h$  时， $u = v$   
。及  $dp/dx = -\Delta p/l$ ，可得

$$u = \frac{v}{h} y$$

$$q = \frac{bh}{2} v$$

- b) 两平板既有相对运动，两端又有压差的流动
- 。以上两种的情形叠加：

$$u = \frac{\Delta p}{2\mu l}(h-y)y \pm \frac{v}{h}y$$

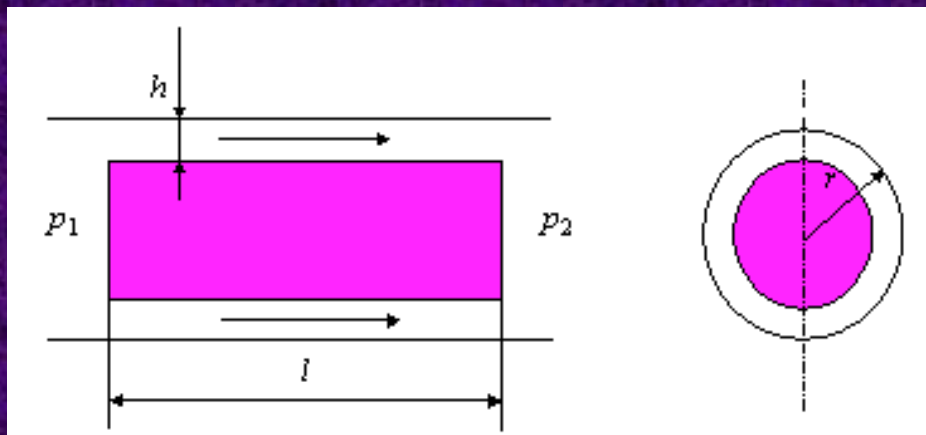
$$q = \frac{bh^3}{12\mu l}\Delta p \pm \frac{bh}{2}v$$

以上两式中的正负号确定：长平板相对短平板运动方向与压差流动方向一致时，取“+”；反之，取“-”。



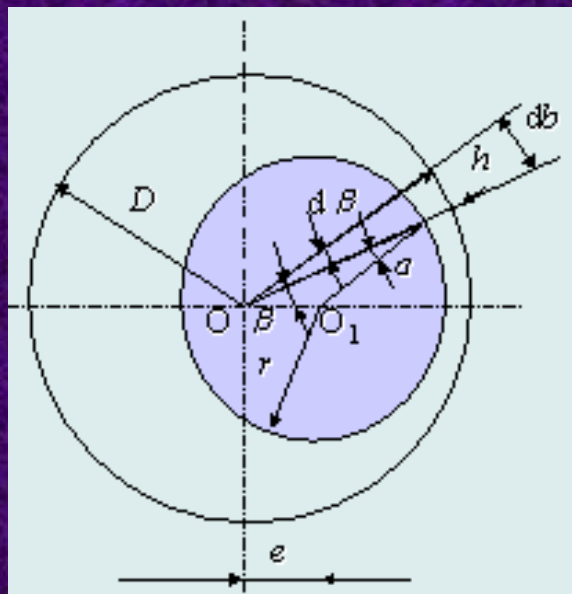
## (2). 圆柱环形间隙流动

### ①. 同心环形间隙在压差作用下的流动



$$q = \frac{\pi d h^3}{12 \mu l} \Delta p$$

## ②. 偏心环形间隙在压差作用下的流动



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

$\varepsilon$ ——相对偏心率  $\varepsilon = e/h$

当  $e=h$  时,  $\varepsilon=1$ , 此时  
偏心最大 (称为完全偏心)

$$q = 2.5 \frac{\pi d h^3}{12 \mu l} \Delta p$$

### ③. 内外圆柱表面有相对运动又存在压差的流动

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



## §1-6 空穴现象和液压冲击

在流动的液体中，因某点处的压力低于空气分离压而产生气泡的现象，称为空穴现象。

在液压系统中，由于某种原因，液体压力在一瞬间会突然升高，产生很高的压力峰值，这种现象称为液压冲击。

## 一、油液的空气分离压和饱和蒸气压

### 1、过饱和状态

在一定的温度下，如压力降低到某一值时，过饱和的空气将从油液中分离出来形成气泡，这一压力值称为该温度下的空气分离压。

当液压油在某温度下的压力低于某一数值时，油液本身迅速汽化，产生大量蒸气气泡，这时的压力称为液压油在该温度下的饱和蒸气压。

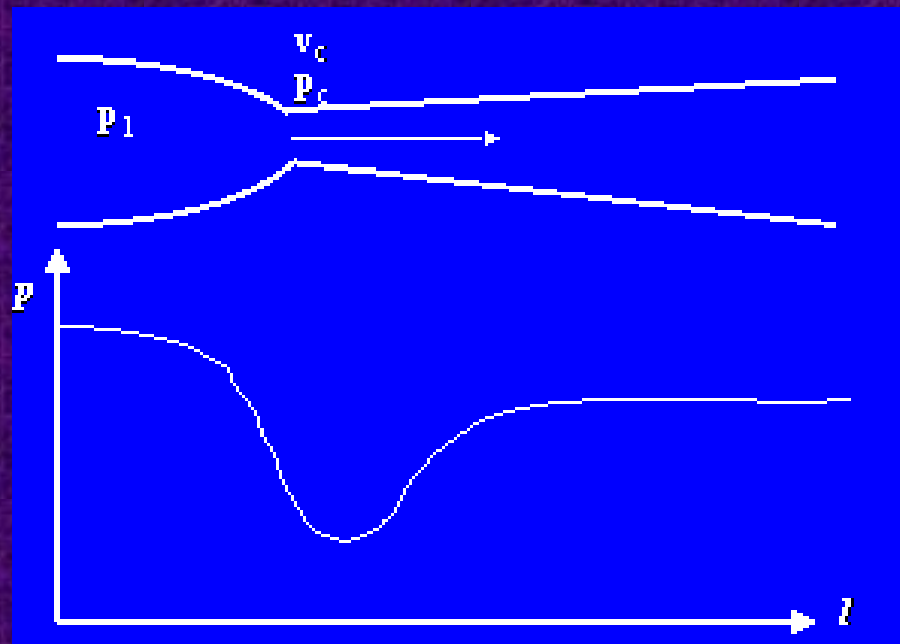
一般来说，液压油的饱和蒸气压相当小，比空气分离压小得多，因此，要使液压油不产生大量气泡，它的压力最低不得低于液压油所在温度下的空气分离压。

## 2、空穴现象举例

### 1)、节流口处的空穴现象

当液流流到节流口的喉部

其流速会大为增加。由伯努利方程可知，此时该处的压力会降低，如果压力降低到其工作温度的空气分离压以下，就会出现空穴现象。



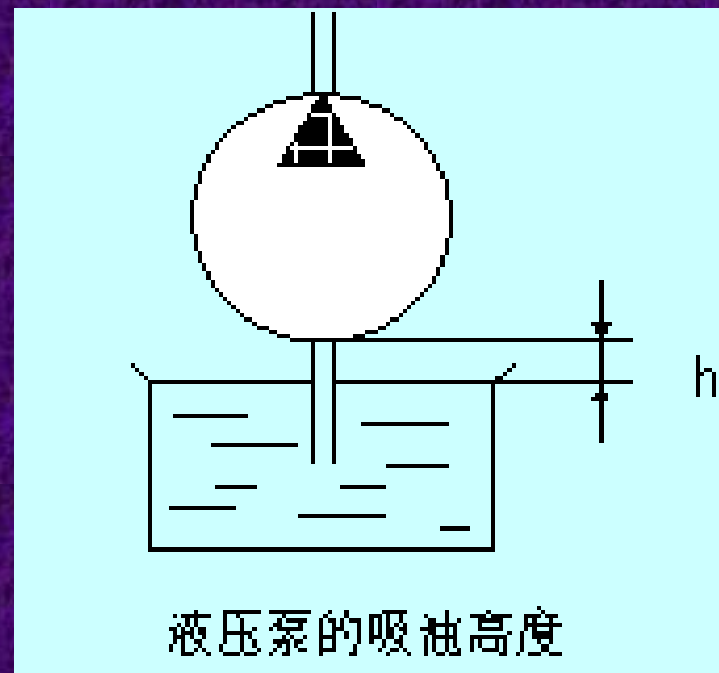


## 2、空穴现象举例

### 2 ) 、液压泵的空穴现象

液压泵吸油管直径太小时、或吸油阻力太大、或液压泵转速过高，都会使吸油

腔压力降低到其工作温度的空气分离压以下，而产生空穴现象。



危害：这些气泡随着液流流到下游压力较高的部位时，会因承受不了高压而破灭，产生局部的液压冲击，发出噪声并引起振动，当附着在金属表面上的气泡破灭时，它所产生的局部高温和高压会使金属剥落，使表面粗糙，或出现海绵状的小洞穴。

这种固体壁面的腐蚀、剥蚀的现象称为气蚀。



### 3 、减小空穴现象的措施

在液压系统中的任何地方，只要压力低于空气分离压，就会发生空穴现象。为了防止空穴现象的产生，就是要防止液压系统中的压力过度降低，具体措施有：

- 1) 减小流经节流小孔前后的压力差，一般希望小孔前后压力比小于 3.5 。
- 2) 正确设计液压泵的结构参数，适当加大吸油管内径。
- 3) 提高零件的抗气蚀能力，增加零件的机械强度，采用抗腐蚀能力强的金属材料，减小零件表面粗糙度等。



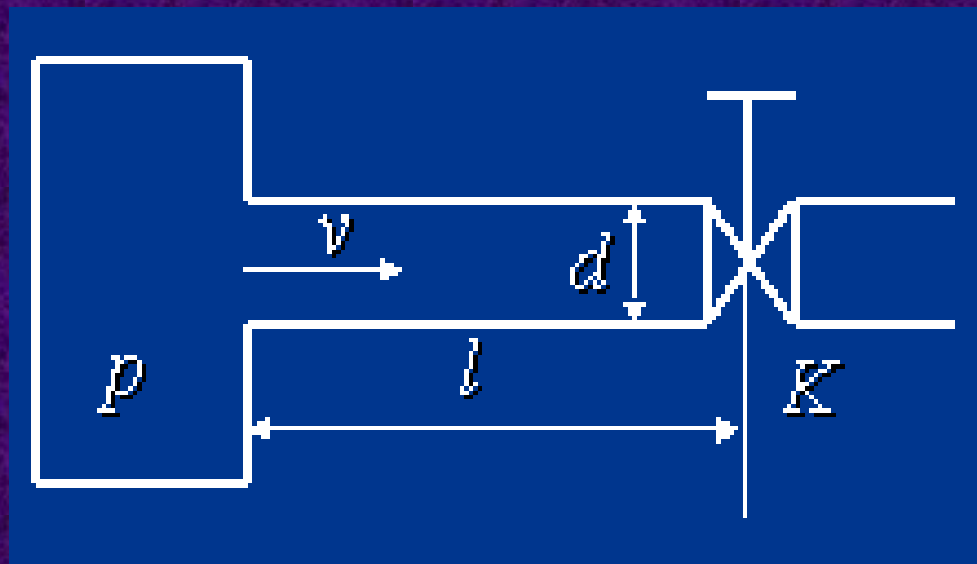
## 二、液压冲击

### 1、液压冲击产生的原因

当阀门 K 瞬间关闭时，管道中便产生液压冲击。液压冲击的实质主要是管道中的液体因突然停止运动而导致动能向压力能的瞬时转变。

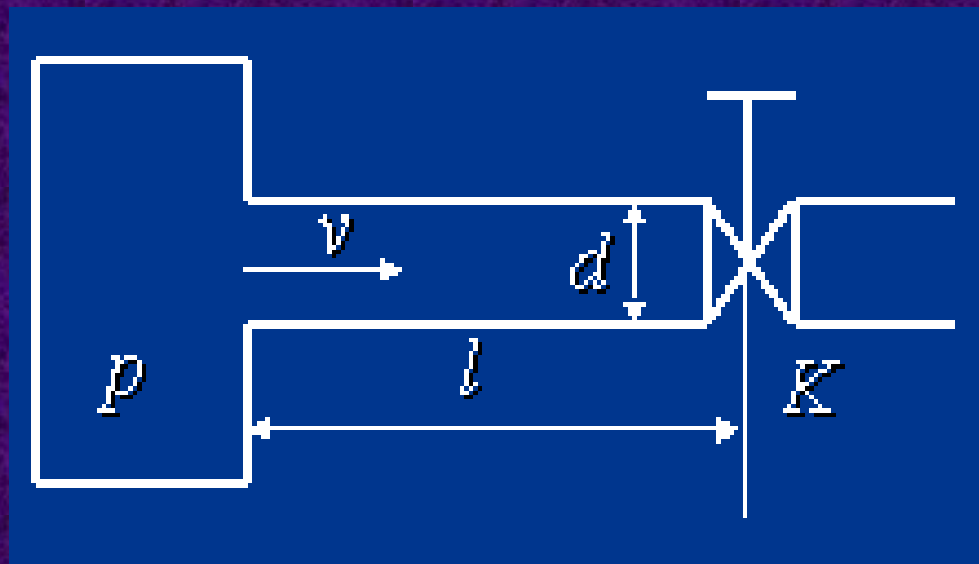
另外液压系统中运动着的工作部件突然制动或换向时，由工作部件的动能将引起液压执行元件的回油腔和管路内的油液产生液压急增，导致液压冲击。

液压系统中某些元件的动作不够灵敏，也会产生液压冲击，如系统压力突然升高，但溢流阀反应迟钝，不能迅速打开时，便产生压力超调，也即液压冲击。



## 2 、液体突然停止运动时产生的液压冲击

如图所示，有一较大的容腔（如液压缸或蓄能器）和在另一端装有阀门的管道相连，容腔的体积较大，认为其中的压力  $p$  是恒定的，阀门开启时，管道内的液体以流速  $v$  流过当不考虑管中的压力损失时，即均等于  $p$  。



设管道的截面积为  $A$ ，长度为  $l$ ，管道中液流的流速为  $v$ ，密度为  $\rho$ 。当管道的末端突然关闭时，液体立即停止运动。根据能量转化和守恒定律，液体的动能  $\rho A l v^2 / 2$  转化为液体的弹性能  $A l \Delta p^2 / (2K')$ ，即

$$\rho A l v^2 / 2 = A l \Delta p^2 / (2K')$$



所以

$$\Delta p = \rho \sqrt{\frac{K'}{\rho}} v = \rho c v$$

上式中， $\Delta p$  为液压冲击时压力的升高值； $K'$  为液体的等效体积弹性模量； $c$  为冲击波在管道中的传播速度。

$$c = \sqrt{K' / \rho} = \frac{\sqrt{K / \rho}}{\sqrt{1 + \frac{d}{\delta} \frac{K}{E}}}$$

上式中， $K$  为液体的体积弹性模量； $d$  为管道内径； $\delta$  为管道壁厚； $E$  为管道材料的弹性模量；冲击波在管道中的液压油内的传播速度  $c$  一般约为 **890 ~ 1270m/s**。

## 完全冲击与非完全冲击

完全冲击：当阀门关闭时间  $t$  小于压力波来回一次所需的时间  $t_c$ （临界关闭时间）的情况，即  $t < t_c$ （ $t_c = 2l/c$ ），

非完全冲击：当阀门关闭时间  $t$  大于压力波来回一次所需的时间  $t_c$ （临界关闭时间）的情况，即  $t > t_c$

非完全冲击时引起的压力峰值比完全冲击时的低，按下式计算

$$\Delta p = \rho c v \frac{t_c}{t}$$

### 3 、运动部件制动时产生的液压冲击

设总质量为  $\Sigma M$  的运动部件在制动时的减速时间为  $\Delta t$ ，速度的减小值为  $\Delta v$ ，液压缸的有效工作面积为  $A$ ，则根据动量定理可近似地求得系统中的冲击压力  $\Delta p$ ，因

$$\Delta p A \Delta t = \Sigma M \Delta v$$

所以

$$\Delta p = \frac{\Sigma M \Delta v}{A \Delta t}$$



## 4、减小液压冲击的措施

由以上分析可知，采取以下措施可减小液压冲击：

- 1) 使直接冲击变为间接冲击，这可用减慢阀的关闭速度和减小冲击波传递距离来达到。
- 2) 限制管道中油液的流速  $v$ 。
- 3) 用橡胶软管或在冲击源处设置蓄能器，以吸收液压冲击的能量。
- 4) 在容易出现液压冲击的地方，安装限制压力升高的安全阀。