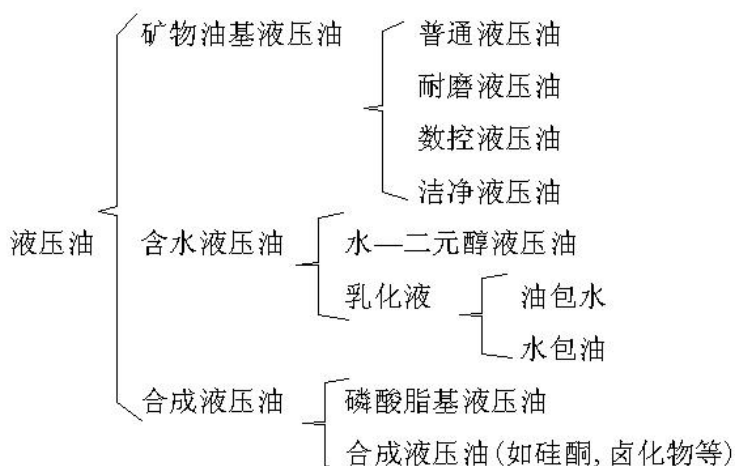


第 2 章 液压流体力学基础

2.1 液压油

2.1.1 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 抗磨油、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。

2.1.2 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 ρ 表示。

若液体体积为 V ，其质量为 m ，则

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2-1)$$

在国际单位制(SI)中，液体的密度单位是 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 $\rho = (850-960)\text{kg/m}^3$ ；对于机床、船舶液压系统中常用的液压油(矿物油)，在 15°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。

$$-\frac{\Delta V}{V} = \beta \Delta p \quad (2-2)$$

式中： V —增压前液体的体积； ΔV —压力增量 Δp 时，因压缩而减小的体积； Δp —压力增量； β —体积压缩率或称压缩系数。

式(2-2)中 β 为正值，而当压力增加， Δp 为正值时，体积总是减少，即 ΔV 为负值，所以在上式的左边要加一负号。 β 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。 β 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 β 的倒数称为体积弹性模数，其值为

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

从上式中可以看出，油液的弹性模数约比钢的弹性模数小 100~150 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。

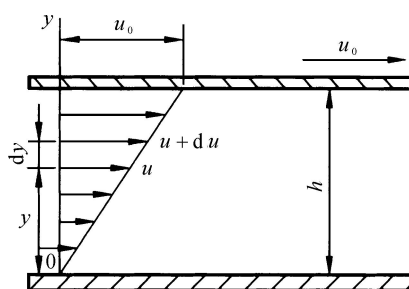


图 2.1 液体粘性示意图

内摩擦力表达式：

$$F = \eta \frac{du}{dy} \quad (2-4)$$

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) μ

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

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (2-5)$$

式中, μ 为比例系数, 称为动力粘度。动力粘度 μ 的单位是 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ (帕·秒)。以前(CGS 制中)使用的单位是 $\text{dyn} \cdot \text{s} / \text{cm}^2$ (达因·秒每二次方厘米), 又称为 P (泊)。 $1\text{Pa} \cdot \text{s} = 10\text{P} = 103\text{cP}$ (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(2-5)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:

$$\nu = \mu / \rho \quad (2-6)$$

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 m^2/s , m^2/s 。还可使用 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:

$$1\text{cSt} = 10^{-2}\text{St} = 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$$

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°C 时运动粘度 ν 的平均值。例如 10 号机械油指明该油在 50°C 时其运动粘度 ν 的平均值是 10cSt。蒸馏水在 20.2°C 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^3 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_A , 然后测出同体积的蒸馏水在 20°C 时流过同一孔所需时间 t_B ($t_B = 50 \sim 52\text{s}$), t_A 与 t_B 的比值即为流体的恩氏粘度值。恩氏粘度用符号 $^\circ\text{E}$ 表示。被测液体温度 $t^\circ\text{C}$ 时的恩氏粘度用符号 $^\circ\text{E}_t$ 表示。

$$^\circ\text{E}_t = t_A / t_B \quad (2-7)$$

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:

$$\begin{aligned} \nu &= 8 \times 10^{-6} \left(^\circ\text{E} - \frac{8.64}{^\circ\text{E}} \right) \times 10^{-6} \quad 1.35 < ^\circ\text{E} < 3.2 \\ \nu &= (7.6 \times 10^{-6} \text{E} - \frac{4}{^\circ\text{E}}) \times 10^{-6} \quad ^\circ\text{E} > 3.2 \end{aligned} \quad (2-8)$$

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。

2.1.3 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 $40\sim 50^{\circ}\text{C}$ 之间, 当油温超过 80°C , 氧化加剧, 油温低于 10°C 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。

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。

2.2 液体静力学

液压传动是以液体作为工作介质进行能量传递的, 因此要研究液体处于相对平衡状态下的力学规律及其实际应用。所谓相对平衡是指液体内部各质点间没有相对运动, 至于液体本身完全可以和容器一起如同刚体一样做各种运动。因此, 液体在相对平衡状态下不呈现粘性, 不存在切应力, 只有法向的压应力, 即静压力。本节主要讨论液体的平衡规律和压强分布规律以及液体对物体壁面的作用力。

2.2.1 液体静压力及其特性

作用在液体上的力有两种类型: 一种是质量力, 另一种是表面力。

质量力作用在液体所有质点上, 它的大小与质量成正比, 属于这种力的有重力、惯性力等。单位质量液体受到的质量力称为单位质量力, 在数值上等于重力加速度。

表面力作用于所研究液体的表面上, 如法向力、切向力。表面力可以是其他物体(例如活塞、大气层)作用在液体上的力; 也可以是一部分液体间作用在另一部分液体上的力。对于液体整体来说, 其他物体作用在液体上的力属于外力, 而液体间作用力属于内力。由于理想液体质点间的内聚力很小, 液体不能抵抗拉力或切向力, 即使是微小的拉力或切向力都会使液体发生流动。因为静止液体不存在质点间的相对运动, 也就不存在拉力或切向力, 所以静止液体只能承受压力。

所谓静压力是指静止液体单位面积上所受的垂直力, 用 p 表示。

液体内某质点处的法向力 ΔF 对其微小面积 ΔA 的极限称为压力 p , 即:

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \Delta F / \Delta A \quad (2-9)$$

若法向力均匀地作用在面积 A 上, 则压力表示为:

$$p=F/A \quad (2-10)$$

式中：A 为液体有效作用面积；F 为液体有效作用面积 A 上所受的法向力。

静压力具有下述两个重要特征：

- (1) 液体静压力垂直于作用面，其方向与该面的内法线方向一致。
- (2) 静止液体中，任何一点所受到的各方向的静压力都相等。

2.2.2 液体静力学方程

静止液体内部受力情况可用图 2-2 来说明。设容器中装满液体，在任意一点 A 处取一微小面积 dA ，该点距液面深度为 h ，距坐标原点高度为 Z ，容器液平面距坐标原点为 Z_0 。为了求得任意一点 A 的压力，可取 $dA \cdot h$ 这个液柱为分离体（见图 2-2(b)）。

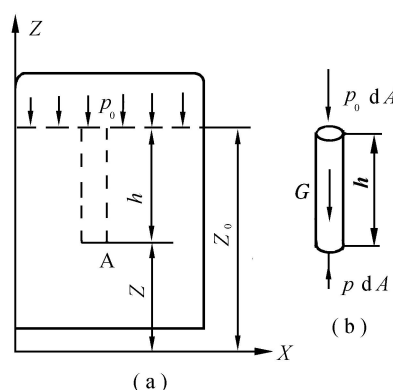


图 2-2 静压力的分布规律

根据静压力的特性，作用于这个液柱上的力在各方向都呈平衡，现求各作用力在 Z 方向的平衡方程。微小液柱顶面上的作用力为 $p_0 dA$ （方向向下），液柱本身的重力 $G = \gamma h dA$ （方向向下），液柱底面对液柱的作用力为 $p dA$ （方向向上），则平衡方程为：

$$p dA = p_0 dA + \gamma h dA$$

$$\text{故 } p = p_0 + \gamma h \quad (2-11)$$

为了更清晰地说明静压力的分布规律，将(2-11)式按坐标 Z 变换一下，即以： $h = Z_0 - Z$

代入上式整理后得：

$$p + \gamma Z = p_0 + \gamma Z_0 = \text{常量} \quad (2-12)$$

上式是液体静力学基本方程的另一种形式。其中 Z 实质上表示 A 点的单位质量液体的位能。设 A 点液体质点的质量为 m ，重力为 mg ，如果质点从 A 点下降到基准水平面，它的重力所做的功为 mgz 。因此 A 处的液体质点具有位置势能 mgz ，单位质量液体的位能就是 $mgz/mg = Z$ ， Z 又常称作位置水头。而 $p/\rho g$ 表示 A 点单位质量液体的压力能，常称为压力水头。由以上分析及式(2-11)可知，静止液体中任一点都有单位质量液体的位能和压力能，即具有两部分能量，而且各点的总能量之和为一常量。

分析式(2-11)可知：

(1) 静止液体中任一点的压力均由两部分组成，即液面上的表面压力 p_0 和液体自重而引起的对该点的压力 γh 。

(2) 静止液体内的压力随液体距液面的深度变化呈线性规律分布，且在同一深度上各点的压力相等，压力相等的所有点组成的面为等压面，很显然，在重力作用下静止液体的等压面为一个平面。

(3) 可通过下述三种方式使液面产生压力 p_0 ：

- ① 通过固体壁面(如活塞)使液面产生压力；
- ② 通过气体使液面产生压力；
- ③ 通过不同质的液体使液面产生压力。

2.2.3 压力的表示方法及单位

液压系统中的压力就是指压强，液体压力通常有绝对压力、相对压力(表压力)、真空度三种表示方法。因为在地球表面上，一切物体都受大气压力的作用，而且是自成平衡的，即大多数测压仪表在大气压下并不动作，这时它所表示的压力值为零，因此，它们测出的压力是高于大气压力的那部分压力。也就是说，它是相对于大气压(即以大气压为基准零值时)所测量到的一种压力，因此称它为相对压力或表压力。另一种是以绝对真空为基准零值时所测得的压力，我们称它为绝对压力。当绝对压力低于大气压时，习惯上称为出现真空。因此，某点的绝对压力比大气压小的那部分数值叫作该点的真空度。如某点的绝对压力为 $4.052 \times 10^4 \text{Pa}$ (0.4 大气压)，则该点的真空度为 $0.6078 \times 10^4 \text{Pa}$ (0.6 大气压)。绝对压力、相对压力(表压力)和真空度的关系如图 2-4 所示。

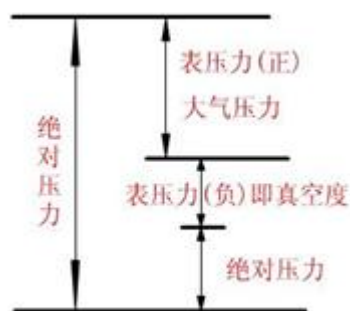


图 2-3 绝对压力与表压力的关系

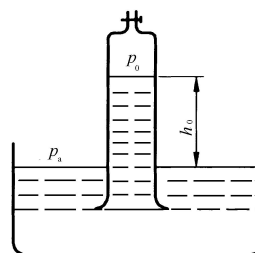


图 2-4 真空

由图 2-3 可知，绝对压力总是正值，表压力则可正可负，负的表压力就是真空度，如真空度为 $4.052 \times 10^4 \text{Pa}$ (0.4 大气压)，其表压力为 $-4.052 \times 10^4 \text{Pa}$ (-0.4 大气压)。我们把下端开口，上端具有阀门的玻璃管插入密度为 ρ 的液体中，如图 2-4 所示。如果在上端抽出一部分封入的空气，使管内压力低于大气压力，则在外界的大气压力 p_a 的作用下，管内液体将上升至 h_0 ，这时管内液面压力为 p_0 ，由流体静力学基本公式可知： $p_a = p_0 + \rho g h_0$ 。显然， $\rho g h_0$ 就是管内液面压力 p_0 不足大气压力的部分，因此它就是管内液面上的真空度。由此可见，真空度的大小往往可以用液柱高度 $h_0 = (p_a - p_0) / \rho g$ 来表示。在理论上，当 p_0 等于零时，即管中呈绝对真空时， h_0 达到最大值，设为 $(h_0 \max) r$ ，在标准大气压下，

$$(h_0 \max) r = p_{\text{atm}} / \rho g = 10.1325 / (9.8066 \rho) = 1.033 / \rho$$

水的密度 $\rho = 10^{-3} \text{kg/cm}^3$ ，汞的密度为 $13.6 \times 10^{-3} \text{kg/cm}^3$ 。

$$\text{所以 } (h_0 \max) r = 1.033 \times 10^{-3} = 1033 \text{cmH}_2\text{O} = 10.33 \text{mH}_2\text{O}$$

$$\text{或 } (h_0 \max) r = 1.033 / 13.6 \times 10^{-3} = 76 \text{cmHg} = 760 \text{mmHg}$$

即理论上在标准大气压下的最大真空度可达 10.33 米水柱或 760 毫米汞柱。根据上述归纳如下：

- (1) 绝对压力 = 大气压力 + 表压力
- (2) 表压力 = 绝对压力 - 大气压力
- (3) 真空度 = 大气压力 - 绝对压力

压力单位为帕斯卡，简称帕，符号为 Pa， $1 \text{Pa} = 1 \text{N/m}^2$ 。由于此单位很小，工程上使用不便，因此常采用它的倍单位兆帕，符号 MPa。 $1 \text{Mpa} = 10^5 \text{Pa}$

2.2.4 帕斯卡原理

密封容器内的静止液体，当边界上的压力 p_0 发生变化时，例如增加 Δp ，则容器内任意一点的压力将增加同一数值 Δp_0 。也就是说，在密封容器内施加于静止液体任一点的压力将以等值传到液体各点。这就是帕斯卡原理或静压传递原理。

在液压传动系统中，通常是外力产生的压力要比液体自重 (γh) 所产生的压力大得多。因此可把式 (2-11) 中的 γh 项略去，而认为静止液体内部各点的压力处处相等。

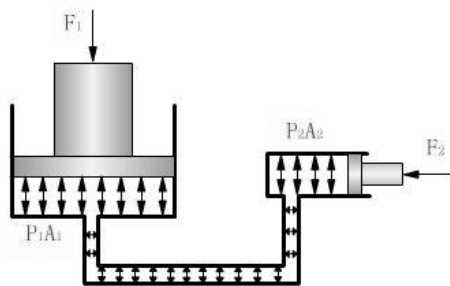


图 2-5 静压传递原理应用实例

根据帕斯卡原理和静压力的特性，液压传动不仅可以进行力的传递，而且还能将力放大和改变力的方向。图 2-5 所示是应用帕斯卡原理推导压力与负载关系的实例。图中垂直液压缸（负载缸）的截面积为 A_1 ，水平液压缸截面积为 A_2 ，两个活塞上的外作用力分别为 F_1 、 F_2 ，则缸内压力分别为 $p_1 = F_1/A_1$ 、 $p_2 = F_2/A_2$ 。由于两缸充满液体且互相连接，根据帕斯卡原理有 $p_1 = p_2$ 。因此有：

$$F_1 = F_2 A_1 / A_2 \quad (2-13)$$

上式表明，只要 A_1/A_2 足够大，用很小的力 F_1 就可产生很大的力 F_2 。液压千斤顶和水压机就是按此原理制成的。

如果垂直液压缸的活塞上没有负载，即 $F_1 = 0$ ，则当略去活塞重量及其他阻力时，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，这是液压传动的一个基本概念。

2.2.5 液压静压力对固体壁面的作用力

在液压传动中，略去液体自重产生的压力，液体中各点的静压力是均匀分布的，且垂直作用于受压表面。因此，当承受压力的表面为平面时，液体对该平面的总作用力 F 为液体的压力 p 与受压面积 A 的乘积，其方向与该平面相垂直。如压力油作用在直径为 d 的柱塞上，则有 $F = pA = p \pi d^2/4$ 。

当承受压力的表面为曲面时，由于压力总是垂直于承受压力的表面，所以作用在曲面上各点的力不平行但相等。要计算曲面上的总作用力，必须明确要计算哪个方向上的力。

图 2-6 所示为液压缸筒受力分析图。设缸筒半径为 r ，长度为 l ，求液压力作用在右壁部 x 方向的力 F_x 。在缸筒上取一微小窄条，其面积为 $dA = l ds = l r d\theta$ ，压力油作用在这微小面积上的力 dF 在 x 方向的投影为：

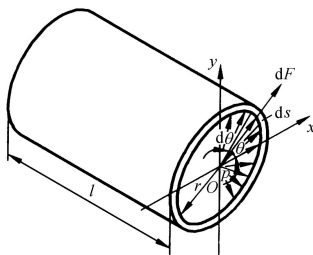


图 2-6 液体对固体壁面的作用力

$$dF_x = dF \cos \theta = p dA \cos \theta = p l r \cos \theta d\theta$$

在液压缸筒右半壁上 x 方向的总作用力为：

$$F_x = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} p l r \cos \theta d\theta = 2 l r p \quad (2-14)$$

式中， $2lr$ 为曲面在 x 方向的投影面积。

由此可得出结论，作用在曲面上的液压力在某一方向上的分力等于静压力与曲面在该方向投影面积的乘积。这一结论对任意曲面都适用。

图 2-7 为球面和锥面所受液压力分析图。要计算出球面和锥面在垂直方向受力 F ，只要先计算出曲面在垂直方向的投影面积 A ，然后再与压力 p 相乘，即：

$$F = pA = p \pi d^2/4 \quad (2-15)$$

式中： d 为承压部分曲面投影圆的直径。

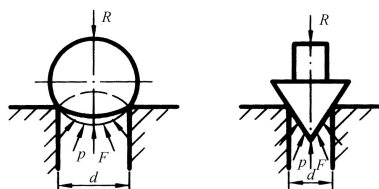


图 2-7 液压力作用在曲面上的力

2.3 液体运动学和液体动力学

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。

2.3.1 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 2-8 所示，其中不可压缩流体作定常流动的连续性方程为：

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 \quad (2-16)$$

由于通流截面是任意取的，则有：

$$Q = v_1 A_1 = v_2 A_2 = v_3 A_3 = \dots = v_n A_n = \text{常数} \quad (2-17)$$

式中： v_1 ， v_2 分别是流管通流截面 A_1 及 A_2 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： $v_i = Q/A_i$

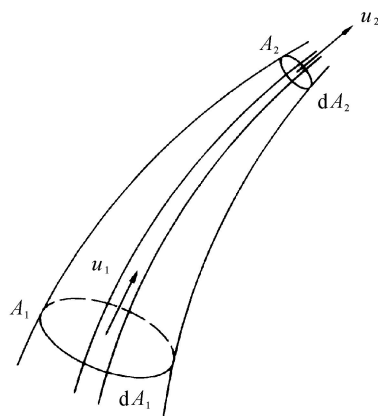


图 2.8 液体的微小流束连续性流动示意图

2.3.2 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 2-9。

$$\frac{p_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{u_2^2}{2g} \quad (2-18)$$

式中： $\gamma = p/\rho g$ 为单位重量液体所具有的压力能，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。 $\frac{u^2}{2g}$ 为单位重量液体所具有的动能，称为比动能，或称速度水头。

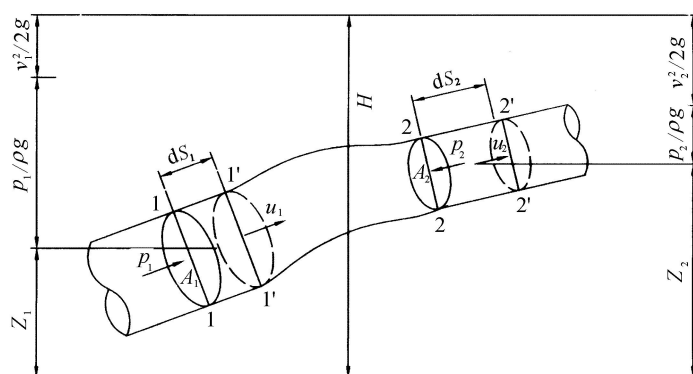


图 2-9 液流能量方程关系转换图

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。三种能量的总合是一个恒定的常量，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：

$$\frac{p_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{u_2^2}{2g} + h_w \quad (2-19)$$

3. 实际液体总流的伯努利方程

$$\frac{p_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{\alpha_1 u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{\alpha_2 u_2^2}{2g} + h_w \quad (2-20)$$

式中： α_1, α_2 为截面 1、2 的动能修正系数； h_w 为单位液体重量沿流动方向的机械能损失。

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。

2.3.3 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 2-10，流动液体的动量方程为：

$$F = \rho q (\beta_2 u_2 - \beta_1 u_1) \quad (2-21)$$

式中：F—作用在液体上的所有外力矢量和；

u_1, u_2 —液流在前后过流断面的平均流速矢量；

β_1, β_2 —动量修正系数；

q —液体的流量。

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

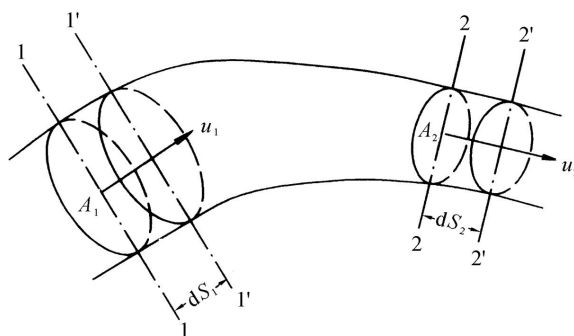


图 2.10 动量变化

2.4 管路流动的压力损失

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 hw 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。

2.4.1 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 (2-22) 求得：

$$\Delta p = \frac{32 \mu l v}{d^2} \quad (2-22)$$

由式 (2-22) 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 (2-6) 得 $\mu = \nu d \rho / Re$ ，并把

$\mu = \nu d \rho / Re$ 代入式(2-22)，且分子分母同乘以 $2g$ 得：

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda \cdot \rho g \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \tag{2-23}$$

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

2.4.2 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(2-23) 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 2-1。

表 2-1 圆管紊流时的 λ 值

| 雷 诺 数 Re | | λ 值 计 算 公 式 |
|---|--------------------|---|
| $Re < 22 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{\frac{8}{7}}$ | $3000 < Re < 10^5$ | $\lambda = 0.3164/Re^{0.25}$ |
| | $10^5 < Re < 10^8$ | $\lambda = 0.308/(0.842 - \lg Re)^2$ |
| $32 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{\frac{8}{7}} < Re < 597 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{\frac{9}{8}}$ | | $\lambda = \left[1.14 - 2 \lg \left(\frac{d}{\Delta} + \frac{21.25}{Re^{0.9}} \right) \right]^{-2}$ |
| $Re > 597 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{\frac{9}{8}}$ | | $\lambda = 0.11 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{0.25}$ |

2.4.3 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 2.11），使液体的质点间相互撞击，从而产生较大的能量损耗。

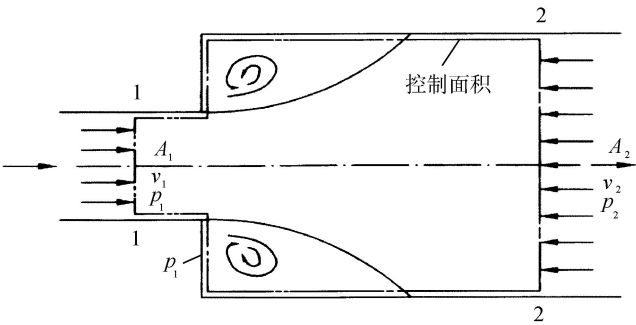


图 2.11 突然扩大处的局部损失

局部压力损失的计算式可以表达成如下算式：

$$\Delta p_{\xi} = \xi \rho v^2 / 2 \tag{2-24}$$

式中： ξ 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。

2.4.4 管路系统中的总压力损失

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：

$$\sum \Delta p = \sum \Delta p_{\lambda} + \sum \Delta p_{\xi} = \sum \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} + \sum \xi \frac{\rho v^2}{2} \tag{2-25}$$

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（2-25）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。

2.5 孔口流动

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。

2.5.1 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。

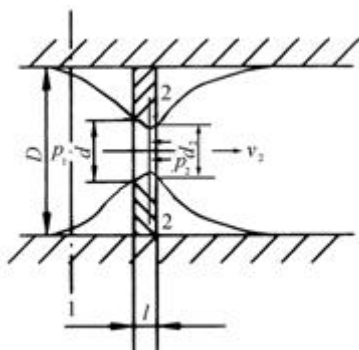


图 2.12 液体在薄壁小孔中的流动

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：

$$q = CA \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (2-26)$$

式中： C —流量系数，一般取 0.6-0.73

2.5.2 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 $A = \pi d^2/4$ 时，可写成：

$$q = \pi d^4 \Delta p / 128 \mu l \quad (2-27)$$

比较式 (2-26) 和式 (2-27) 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 (2-26) 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 (2-27) 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。

2.6 缝隙流动

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，更为重要的是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。

2.6.1 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

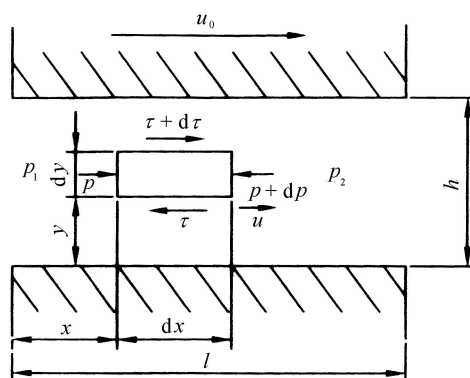


图 2.13 平行平板缝隙液流

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 2.13 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 $l>h$ ， $b>h$ ，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)，作用在它与液流相垂直的两个表面上的压力为 p 和 $p+dp$ ，作用在它与液流相平行的上下两个表面上的切应力为 τ 和 $\tau+d\tau$ ，因此它的受力平衡方程为：

$$pdy + (\tau + d\tau)dx = (p + dp)dy + \tau dx \quad (2-28)$$

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：

$$u = \frac{y^2}{2\mu} \frac{dp}{dx} + C_1 y + C_2 \quad (2-29)$$

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 (2-29)，经推导得：

$$q = \frac{bh^3}{12\mu l} \Delta p \quad (2-30)$$

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

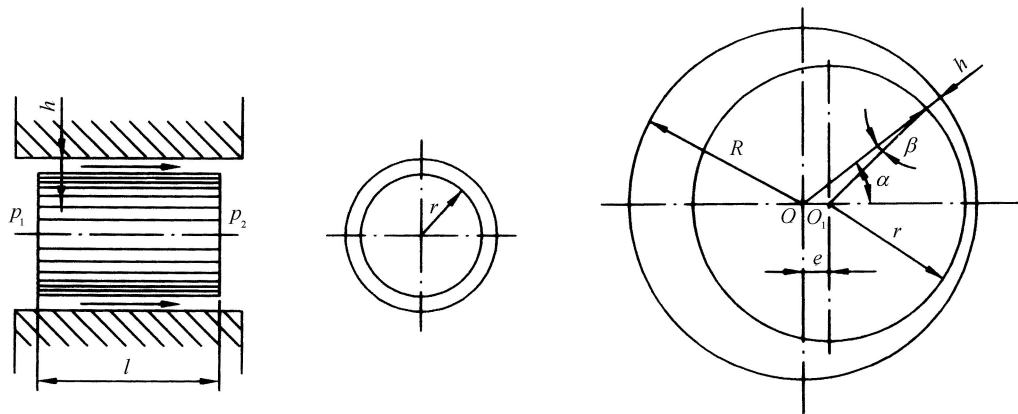
如图 2.13 所示，下板固定不动，上板以速度 u_0 相对于下板运动；即使压差为 0，液体也会被带着移动。经推导，其流量公式为：

$$q = \frac{u_0}{2} bh \quad (2-31)$$

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 2.14 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 2.14 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 2-14a 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：

$$q = \frac{\pi dh^3}{12\mu l} \Delta p \quad (2-32)$$

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 2.14 (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 α 时，两圆柱表面间隙为 h ，可得：

$$q = \frac{\pi dh^3}{12\mu l} \Delta p (1 + 1.5\epsilon^2) \quad (2-33)$$

由式可以看出， ϵ 为偏心率 ($\epsilon = e/h$)。当 $\epsilon = 0$ 即为同心环状间隙；当 $\epsilon = 1$ ，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 2-15 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。

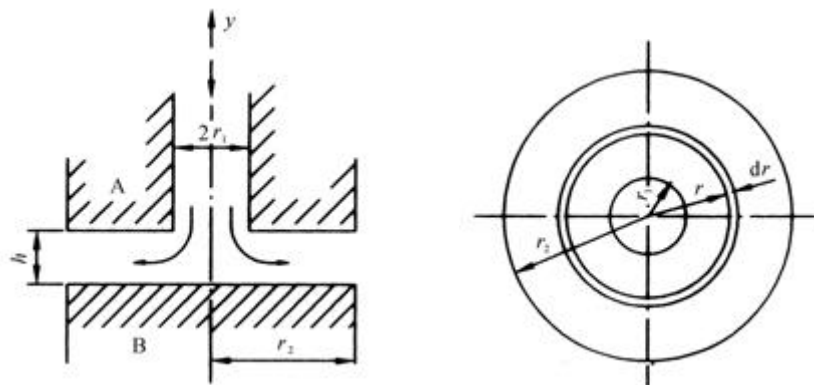


图 2.15 平行圆盘间隙

其流量公式为：

$$q = \frac{\pi h^3 \Delta p}{6\mu \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (2-34)$$

4. 圆锥状环形间隙流动

图 2.16 所示为圆锥状环形间隙的流动。

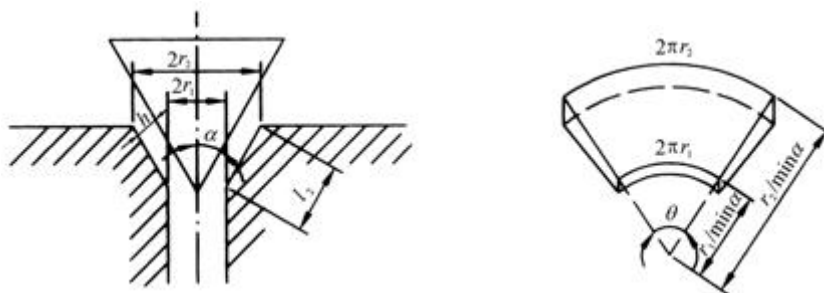


图 2.16 圆锥状环形间隙的流动

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：

$$q = \frac{\pi h^3 \sin \alpha}{6\mu \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (2-35)$$

2.7 液压冲击和气穴现象

2.7.1 液压冲击现象

1. 液压冲击的形成

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。

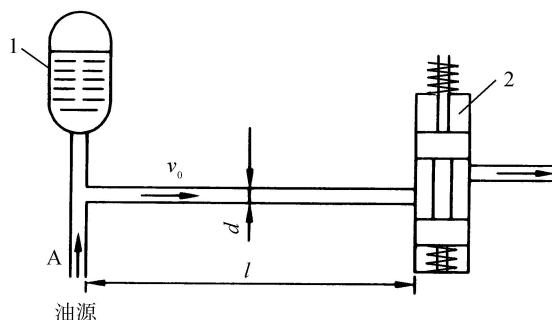


图 2.17 液压冲击的液压传动油路分析

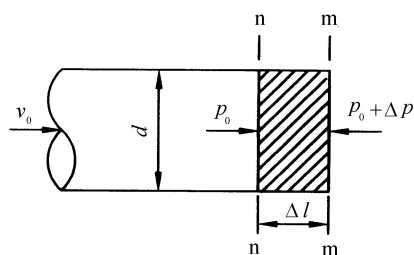


图 2.18 阀门突然关闭时的受力分析

如图 2.17 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 Δl 的液体于 Δt 时间内首先停止流动。之后，液体被压缩，压力增高 Δp ，如图 2.18 所示。同时管壁亦发生膨胀。在下一个无限小时间 Δt 段后，紧邻着的第二层液体层又停止下来，其厚度亦为 Δl ，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 $t_1=1/c$ 时刻后，如图 2.19 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 Δp 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。

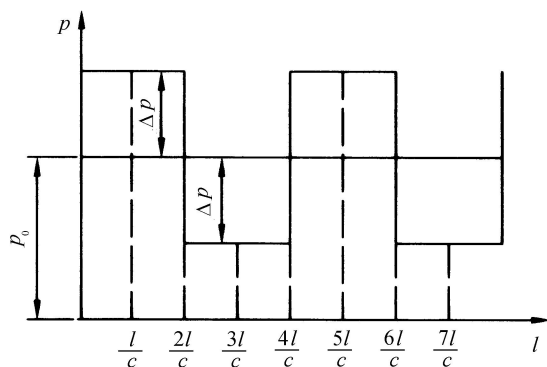


图 2.19 在理想情况下冲击压力的变化规律

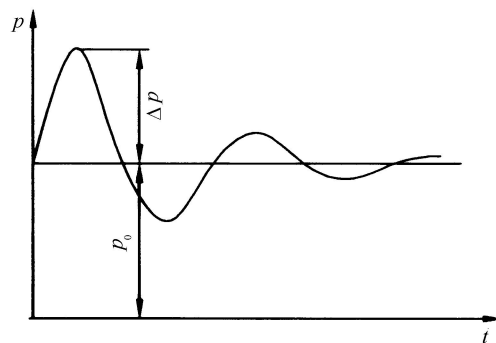


图 2.20 实际情况下冲击压力的变化规律

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 Δp 。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 2.19 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 2.19 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 2.20 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 2-18，设当阀门突然关闭时，在某一瞬间 Δt 时间内，与阀紧邻的一段液体 m-n 先停止下来，其厚度为 Δl ，体积为 $A \Delta l$ ，质量为 $\rho A \Delta l$ ，此小段液体 Δt 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 Δt 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：

$$\Delta p = \rho \frac{\Delta l}{\Delta t} v_0 = \rho c v_0 \quad (2-36)$$

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

$$\Delta p = \rho c \Delta v = \rho c (v_0 - v) \quad (2-37)$$

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：

$$T = 2l/c \quad (2-38)$$

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：

$$\Delta p = \frac{T}{t} \rho c v_0 \quad (2-39)$$

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 2.21 所示。

活塞拖动负载以 v_0 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_1 管路中的压力高于 B 腔及 l_2 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。

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：

$$\Delta p' = \sum \frac{\gamma}{g} \frac{A v_0 l_i}{A_i t} \quad (2-40)$$

式中： A 为油缸活塞面积； l_i 为第 i 段管道的长度； A_i 为油液第 i 段管道的有效面积； v_0 为产生液流变化前的活塞速度； t 为活塞由速度 v_0 到停止的变化时间； g 为重力加速度。

式 (2-41) 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。

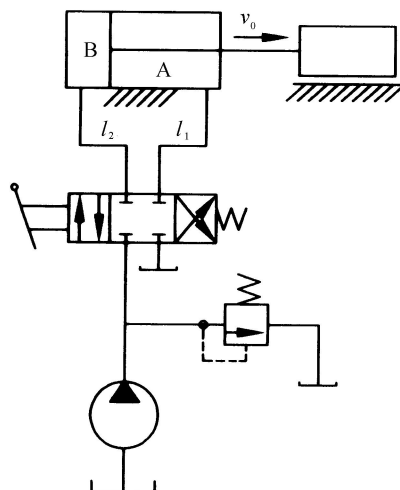


图 2.21 液体和运动惯性联合作用

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：

$$\Delta p'' = \frac{Gv_0}{gtA} \quad (2-41)$$

所以 A 腔及管路 l_1 中最大压力升高值为：

$$\Delta p = \Delta p' + \Delta p'' = \left(\sum \frac{\gamma}{g} \frac{Al_i}{A_i} + \frac{G}{gA} \right) \frac{v_0}{t} \quad (2-42)$$

式(2-42)中如在 t 时间内活塞的速度不是从 v_0 降到零，而且以 v_0 降到 $v_{1'}$ ，只要从 $v_0 - v_{1'}$ 代替式中 v_0 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。

2.7.2 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_g 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 $t=50^\circ\text{C}$ 时， $p_g < 4 \times 10^5 \text{Pa}$ (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 $p_1 p_2 \geq 3.5$ 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 $p_1/p_2 < 3.5$ 。