

项目二 液压传动流体力学基础

学习目标

1. 掌握液压油的物理性质。
2. 掌握液体静力学和动力学的相关知识。
3. 了解液流在管道中的能量损失以及液体流经孔口的压力流量特性。

课时分配 10 h

课题一 液压系统工作液体 2 h

课题二 液体静力学 2h

课题三 液体动力学 2h

课题四 管道中液流能量的损失 2h

课题五 液体流经孔口的压力流量特性 2h

课题一 液压系统的工作介质

液压油是液压传动系统中的工作介质，而且还对液压装置的机构、零件起着润滑、冷却和防锈作用。液压传动系统的压力、温度和流速在很大的范围内变化，因此液压油的质量优劣直接影响液压系统的工作性能。故此，合理地选用液压油也是很重要的。

学习目标

1. 掌握液压油的特性。
2. 掌握液压油的类型、选择和使用。
3. 了解液压油的污染与防护。

知识学习

一、液压油的特性

（一）液压油的物理特性

1. 密度和重度

单位体积的液体具有的质量称为密度，通常用符号 ρ 表示，即

$$\rho = m/V \quad (2-1)$$

单位体积液体的质量称为重度，通常用符号 γ 表示，即

$$\gamma = G/V \quad (2-2)$$

式中: ρ ——液体的密度, kg/m^3 ;

γ ——液体的重度, N/m^3 , $\gamma = \rho g$;

m ——液体的质量, kg ;

V ——液体的体积, m^3 ;

G ——液体的质量, N , $G = mg$;

g ——重力加速度, N/kg , 一般取 $g = 9.80 \text{ N}/\text{kg}$;

同一种液压油的密度和重度随压力和温度的变化而变化, 压力增高, 密度和重度增大; 温度升高, 密度和重度减小。由于液压系统中的工作压力变化不太大, 液压油的温度又是在控制范围内, 所以由压力和温度引起的密度和重度的变化甚微, 在实际应用中, 液压油的密度和重度可近似地视为常数。计算时可取密度 $\rho = 900 \text{ kg}/\text{m}^3$ 或重度 $\gamma = 8.8 \times 10^3 \text{ N}/\text{m}^3$ 。

2. 黏性和黏度

1) 黏性

液体在外力作用下流动时, 因液体分子间互相吸引的内聚力阻碍其分子之间相对运动, 而在液体内部产生一种内摩擦力的现象, 称为液体的黏性。但是, 静止液体不呈现黏性。黏性是液体的重要物理性质, 也是选择液压油的主要依据之一。

液体流动时, 由于液体的黏性以及液体和固体壁面间的附着力, 会使液体内部各液层之间的流动速度大小不同。如图 2-1 所示, 两平行平板间充满液体, 下平板固定, 上平板以速度 u_0 向右平移。由于黏性和附着力的作用, 紧贴上平板表面的这层流体将与上平板以相同的速度 u_0 向右运动, 紧贴下平板表面的这层流体则保持不动, 而中间各层流体的运动速度则根据其其与下平板间的距离

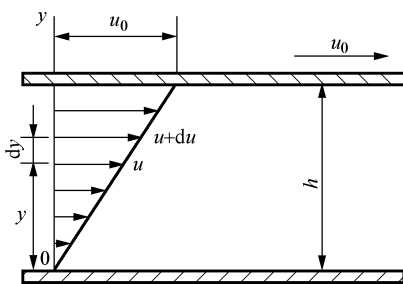


图 2-1 液体的黏性示意图

大小呈线性规律分布。这种流动可以看成是许多无限薄的流体层在运动, 当运动较快的流体层在运动较慢的流体层上滑过时, 两流体层间由于黏性就产生内摩擦力的作用。根据实际测定的数据所知, 相邻两流体层间的内摩擦力 F_f 与流体层的接触面积 A 及流体层的相对流速 du 成正比, 而与此二流体层间的距离 dy 成反比, 即

$$F_f = \mu A \frac{du}{dy} \quad (2-3)$$

$$\text{或} \quad \tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (2-4)$$

式中: μ ——液体的动力黏度, 也可称为液体内摩擦系数, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ (帕·秒);

τ ——单位面积上的摩擦力, Pa (帕斯卡);

$\frac{du}{dy}$ ——液层间相对速度对液层距离的变化率, 即速度梯度, $1/s$ (1 秒)

上式是液体内摩擦定律的数学表达式。当速度梯度变化时, μ 为不变常数的流体称为牛顿流体, μ 为变数的流体称为非牛顿流体。液压油一般均可看作是牛顿流体。

2) 黏度

液体黏性的大小用黏度来衡量。工程中黏度的表示方法有以下几种:

(1) 动力黏度。液体的动力黏度又称绝对黏度, 直接表示流体的黏性即内摩擦力的大小, 用符号 μ 表示。

动力黏度 μ 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, 即

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

动力黏度 μ 的法定单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ (帕·秒) 或 $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ (牛·秒/米²)。

(2) 运动黏度。液体的运动黏度是其绝对黏度 μ 与密度 ρ 的比值, 用符号 ν 表示, 即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2-6)$$

运动黏度 ν 没有明确的物理意义, 因为在其单位中只含有运动学量纲 (长度和时间), 故称为运动黏度。运动黏度的法定单位为 m^2/s (米²/秒), 常用单位有 cm^2/s (厘米²/秒), 通常又称为 S_t (斯); mm^2/s (毫米²/秒), 通常又称为 cS_t (厘斯)。它们之间的换算关系为

$$1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ cm}^2/\text{s} (S_t) = 10^6 \text{ mm}^2/\text{s} (\text{cS}_t)。$$

我国液压油的牌号均以其在 40°C 运动黏度 (以 mm^2/s 为单位) 的平均值来标注。例如, N32 号液压油表示这种液压油在 40°C 时运动黏度的平均值为 $32 \text{ mm}^2/\text{s}$ 。

(3) 相对黏度。相对黏度又称条件黏度, 是以相对于蒸馏水的黏性的大小来表示某种液体的黏度, 并采用特定的黏度计在规定的条件下测得。由于测量条件不同, 各国采用的相对黏度也有所不同。美国采用赛氏黏度, 英国采用雷氏黏度, 我国、德国和俄罗斯均采用恩氏黏度。

恩氏黏度采用如图 2-2 所示的恩氏黏度计测定。恩氏黏度计的底部带有锥管 3 (其出口小孔直径为 $\phi 2.8 \text{ mm}$) 的储液器 1 放置在水槽 2 中, 被测液体自储液器小孔引出。温度为 $t^\circ\text{C}$ 的 200 cm^3 的被测液体在自重作用下流过恩氏黏度计中小孔所需的时间 t_1 , 与温度为 20°C 的 200 cm^3 的蒸馏水在流过上述小孔所需的时间 t_2 ($t_2 = 50 \sim 52 \text{ s}$, 通常取 51 s) 的比值, 称为该被测液体在温度 $t^\circ\text{C}$ 时的恩氏

黏度，用符号 $^{\circ}\text{E}$ 表示，是一个无量纲数。即

$$^{\circ}\text{E}_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (2-7)$$

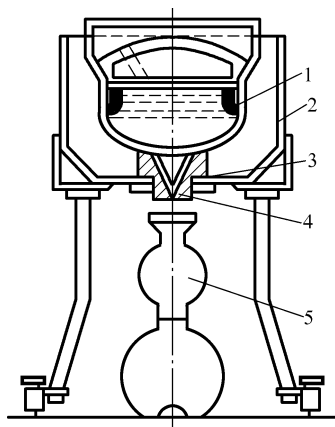


图 2-2 恩氏黏度计

1—储液器；2—水槽；3—锥管；4—出口小孔；5—量筒

相对黏度与运动黏度的换算关系为

$$\nu = \left(7.31 ^{\circ}\text{E}_t - \frac{6.31}{^{\circ}\text{E}} \right) \times 10^{-6} \quad (2-8)$$

式 (2-8) 中运动黏度 ν 的单位为 m^2/s (米²秒)。

例 2-1 200 mL 的蒸馏水在 20℃ 时流过恩氏黏度计的时间为 51 s，200 mL 的某种液压油 (密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$) 在 50℃ 时流过恩氏黏度计的时间为 229.5 s。试求该液压油在 50℃ 时的恩氏黏度 $^{\circ}\text{E}_{50}$ 、运动黏度 ν 和动力黏度 μ 。

解：恩氏黏度为 $^{\circ}\text{E}_{50} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{229.5}{51} = 4.5$

运动黏度为

$$\begin{aligned} \nu &= \left(7.31 ^{\circ}\text{E}_t - \frac{6.31}{^{\circ}\text{E}} \right) \times 10^{-6} = \left(7.31 \times 4.5 - \frac{6.31}{4.5} \right) \times 10^{-6} \\ &= 31.5 \times 10^{-6} \text{ (m}^2 \cdot \text{s}^{-1}) \end{aligned}$$

动力黏度为 $\mu = \eta \rho = 31.5 \times 10^{-6} \times 900 = 0.028 \text{ (Pa} \cdot \text{s)}$

即为所求。

3. 可压缩性

液体因所受压力增大而发生体积缩小的性质称为液体的可压缩性，用体积压缩系数 k 表示。其物理意义是单位压力变化下的液体体积相对变化量，即

$$k = -\frac{1}{\Delta P} \frac{\Delta V}{V_0} \quad (2-9)$$

式中： k ——体积压缩系数， $1/\text{Pa}$ ；

ΔV ——液体的体积变化量, m^3 ;

V_0 ——液体的初始体积, m^3 ;

Δp ——液体的压力变化量, Pa; 因为压力增大, 即 $\Delta p > 0$ 时, 液体体积减小, 即 $\Delta V < 0$, 为使 k 取正值, 故在上式右端加一负号。常用矿物油型液压油的体积压缩系数值为 $(5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{Pa}^{-1}$ 。

液体体积压缩系数 k 的倒数称为体积弹性模量 K , 即

$$K = \frac{1}{k} = -\Delta p \frac{V}{\Delta V} \quad (2-10)$$

K 表示产生单位体积相对变化量所需的压力增量, 法定单位为 Pa (帕)。在实际应用中, 常用体积弹性模量 K 值来说明液体抗压缩能力的大小。在常温下, 纯净液压油液的体积弹性模量 $K = (1.4 \sim 2.0) \times 10^9 \text{Pa}$, 数值很大, 故一般可认为液压油液是不可压缩的。

例 2-2 压力为 3 500 Pa 时, 水的体积 $V_1 = 1 \text{m}^3$ 。当压力增加到 24 kPa 时, 水的体积减小为 0.99m^3 。问: 当压力增加到 7 kPa 时, 水的体积 $V_2 = ?$

$$\text{解: } k = -\frac{1}{\Delta p V_0} \frac{\Delta V}{V_0} = -\frac{1}{24\,000 - 3\,500} \times \frac{0.99 - 1}{1} = \frac{1}{2.05 \times 10^6} \quad (\text{Pa}^{-1})$$

$$\Delta V = -kV\Delta p = -\frac{1}{2.05 \times 10^6} \times (7\,000 - 3\,500) = -0.017 \quad (\text{m}^3)$$

$$V_2 = V_1 + \Delta V = 1 - 0.017 = 0.983 \quad (\text{m}^3)$$

(二) 黏度与压力的关系

液体所受的压力增加时, 其分子间的距离将减小, 其内聚力增加, 黏度也随之增大。液体的黏度与压力的关系可表示为

$$\nu_p = \nu(1 + 0.003 p) \quad (2-11)$$

式中: ν_p ——压力为 p 时液体的运动黏度;

ν ——压力为 101.33 kPa (1 个大气压) 时液体的运动黏度;

p ——液体所受的压力。

由上式可知, 对于液压油, 在中低压液压系统内, 压力变化很小, 因而对黏度的影响较小, 可以忽略不计; 当压力较高 (大于 10 MPa) 或压力变化较大时, 则需要考虑压力对黏度的影响。

(三) 黏度与温度的关系

黏度对温度的变化是十分敏感的, 当温度升高时, 液体分子间的内聚力减小, 黏度就随之降低, 这一特性称为黏温特性。

不同种类的液压油有不同的黏温特性, 如图 2-3 所示为几种典型液压油的黏温特性曲线图。

对于一般常用的液压油, 当运动黏度不超过 $76 \text{mm}^2/\text{s}$ 温度为 $30^\circ\text{C} \sim 150^\circ\text{C}$ 内时, 可用下述近似公式计算其温度为 $t^\circ\text{C}$ 的运动黏度, 即

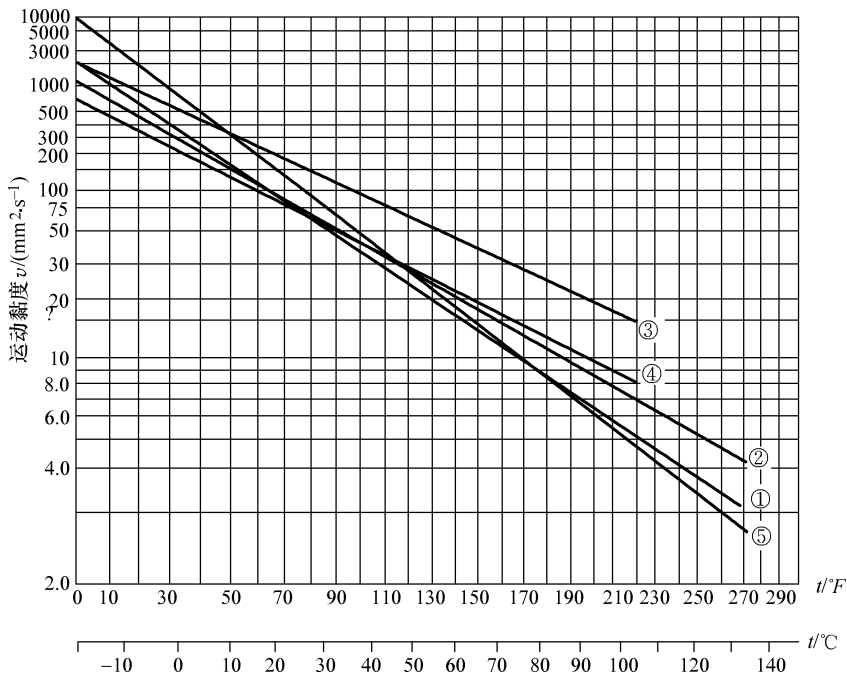


图 2-3 几种典型液压油的黏温特性曲线图

①—矿物型普通液压油；②—矿物型高黏度指数液压油；
③—水包油乳液；④—水-乙二醇液；⑤—磷酸酯液

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \tag{2-12}$$

式中： ν_t ——温度为 $t^{\circ}\text{C}$ 时液压油的运动黏度；
 ν_{50} ——温度为 50°C 时液压油的运动黏度；
 n ——随液压油黏度 ν_{50} 变化的特性指数，其值见表 2-1。

表 2-1 液压油运动黏度与特性指数的关系

$\nu_{50} (\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	2.5	6.5	9.5	12	21	30
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13
$\nu_{50} (\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	38	45	52	60	38	45
n	2.24	2.32	2.42	2.49	2.24	2.32

二、| 液压油的类型、选择与使用

1. 对液压传动工作介质的要求

在液压传动系统中，液压油既是用来传递能量的工作介质，还起着润滑运动部件和保护金属不被锈蚀的作用，因此对其有较高的要求。具体要求大致可概括如下。

(1) 适宜的黏度和良好的黏温性能。一般液压系统所用的液压油的黏度范围为 $\nu=11.5\times10^{-6}\sim35.3\times10^{-6}$ (m^2/s)。

(2) 良好的润滑性能。在液压传动机械设备中，除液压元件外，其他一些有相对滑动的零件也要用液压油来润滑，因此，液压油应具有良好的润滑性能。

(3) 良好的化学稳定性。具体包括液压油液的热稳定性、氧化稳定性、水解稳定性、剪切稳定性，即液压油液在高温下长期与空气接触（抗氧化）以及在高速下通过缝隙或小孔（抗剪切）后仍能保持其原有的化学性质不变的性质。

(4) 质地纯净、不含腐蚀性物质等杂质。

(5) 抗泡沫性和抗乳化性好，对金属和密封件材料具有良好的相容性。

(6) 比热容和热传导率大，热膨胀系数小。

(7) 流动点和凝固点低，闪点和燃点高。

(8) 对人畜无害，价格低廉。

(9) 可滤性好，即液压油液中的颗粒污染物容易通过滤网过滤，以保证较高的清洁度。

2. 液压油的类型

液压油的品种很多，主要可分为三大类：矿油型、合成型和乳化型液压油。

矿油型液压油是以机械油为原料，经精炼后按需要加入适当添加剂而成的液压油。这类液压油在液压系统中最常用，各项性能都优于其他品种，润滑性能好，但抗燃性较差。

在一些高温、易燃、易爆的工作场合，为了安全起见，应该在液压系统中使用磷酸酯、水-乙二醇等合成型液压油和油包水、水包油等乳化型液压油。液压油的主要品种及其特性和用途见表 2-2。

表 2-2 液压油的主要品种、特性和用途

类型	名称	ISO代号	特性和用途
矿油型	通用液压油	L-HL	精制矿油加添加剂，提高抗氧化和防锈性能，适用于室内一般设备的中低压系统
	抗磨型液压油	L-HM	L-HL油加添加剂，改善抗磨性能，适用于工程机械、车辆液压系统



续表

类型	名称	ISO代号	特性和用途
矿油型	低温液压油	L-HV	可用于环境温度为 $-40^{\circ}\text{C} \sim -20^{\circ}\text{C}$ 的高压系统
	高黏度指数液压油	L-HR	L-HL油加添加剂, 改善黏温特性, VI值达 175 以上, 适用于对黏温特性有特殊要求的低压系统, 如数控机床液压系统
	液压导轨油	L-HG	L-HM油加添加剂, 改善黏温特性, 适用于机床中液压和导轨润滑合用的系统
	全损耗系统用油	L-HH	浅度精制矿油, 抗氧化性、抗泡沫性较差, 主要用于机械润滑, 可作液压代用油, 用于要求不高的低压系统
	汽轮机油	L-TSA	深度精制矿油加添加剂, 改善抗氧化性、抗泡沫性能, 为汽轮机专用油, 可作液压代用油, 用于一般液压系统
乳化型	水包油乳化液	L-HFA	难燃、黏温特性好, 有一定的防锈能力, 润滑性差, 易泄漏, 适用于有抗燃要求、油液用量大且泄漏严重的系统
	油包水乳化液	L-HFB	既具有矿油型液压油的抗磨、防锈性能, 又具有抗燃性, 适用于有抗燃要求的中压系统
合成型	水-乙二醇液	L-HFC	难燃, 黏温特性和抗蚀性好, 能在 $-30^{\circ}\text{C} \sim 60^{\circ}\text{C}$ 温度下使用, 适用于有抗燃要求的中低压系统
	磷酸酯液	L-HFDR	难燃, 润滑抗磨性能和抗氧化性能良好, 能在 $-54^{\circ}\text{C} \sim 135^{\circ}\text{C}$ 温度范围内使用, 缺点是有毒。适用于有抗燃要求的高压精密系统

3. 液压油的选择和使用

正确而合理地选用液压油, 是保证液压系统正常和高效工作的前提。选用液压油时常常采用两种方法, 一种是根据液压元件生产厂的样本或说明书推荐的油类品种和规格, 选用液压油; 另一种是根据液压系统的具体情况, 如工作压力、工作温度、运动速度、液压元件种类及经济性等因素, 全面地考虑来选用液压油。在选用液压油时, 要做的主要工作包括确定液压油的黏度范围; 选择合适的液压油品种; 满足液压系统工作时的特殊需要。通常根据以下几方面进行选用液压油品种和黏度。

1) 根据工作机械的不同要求选用

精密机械与一般机械对黏度的要求不同。为了避免温度升高而引起机件变形, 影响工作精度, 精密机械宜采用黏度较低的液压油。例如机床的液压伺服系统, 为保证伺服机构动作的灵敏性, 宜采用黏度较低的液压油。

2) 根据液压泵的类型选用

液压泵的类型较多，如齿轮泵、叶片泵、柱塞泵等，是液压系统的重要元件，在系统中液压泵的运动速度、压力和温度都较高，工作时间又长，因而对黏度要求较严格，所以选择黏度时应先考虑到液压泵的类型。在一般情况下，可将液压泵要求液压油的黏度作为选择液压油的基准，见表 2—3。

表 2—3 按液压泵的类型选用的液压油的黏度

液压泵 类型	压力 MPa	40℃时的运动黏度 $\nu / (\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1})$		适用品种和黏度等级
		5℃~40℃	40℃~80℃	
叶片泵	≤7	30~50	40~75	HM 油， 32、46、68
	>7	50~70	55~90	HM 油， 46、68、100
螺杆泵		30~50	40~80	HL 油， 32、46、68
齿轮泵		30~70	95~165	HL 油， (中、高压用 HM)， 32、46、68、100、150
径向柱塞泵		30~50	65~240	HL 油， (高压用 HM)， 32、46、68、100、150
轴向柱塞泵		40	70~150	HL 油， (高压用 HM)， 32、46、68、100、150

3) 根据液压系统的工作压力选用

通常，当工作压力较高时，宜采用黏度较高的液压油，以免系统泄漏过多，效率过低；当工作压力较低时，宜采用黏度较低的液压油，这样可以减少压力损失，见表 2—4。例如，机床液压传动的工作压力一般低于 6.3 MPa，采用 20~60 mm²/s 的液压油；工作机械的液压系统，其工作压力属于高压，多采用黏度较高的液压油。

表 2—4 根据工作环境和工况选择液压油的品种

环境 \ 工况	压力 7 MPa 以下 温度 50℃ 以下	压力 7~14 MPa 温度 50℃ 以下	压力 7~14 MPa 温度 50℃ ~80℃	压力 14 MPa 以上 温度 80℃ ~100℃
室内固定液压设备	HL	HL 或 HM	HM	HM
寒天寒区或严寒区	HR	HV 或 HS	HV 或 HS	HV 或 HS
地下水	HL	HL 或 HM	HM	HM
高温热源 明火附近	HFAE HFAS	HFB HFC	HFDR	HFDR

4) 根据液压系统的环境温度选用

矿物油的黏度由于温度的影响变化很大, 为保证在工作温度时有较适宜的黏度, 还必须考虑周围环境温度的影响。当周围温度高时, 宜采用黏度较高的液压油; 当周围温度低时, 宜采用黏度较低的液压油, 见表 2-4。

5) 根据工作部件的运动速度选用

当液压系统中工作部件的运动速度很高时, 液压油的流速也高, 液压损失随着增大, 而泄漏相对减少, 因此宜用黏度较低的液压油液; 反之, 当液压系统中工作部件的运动速度较低时, 每分钟所需的液压油量很小, 泄漏相对较大, 对系统的运动速度影响也较大, 所以宜选用黏度较高的液压油。

三、| 液压油的污染与防护

液压油是否清洁, 不仅影响液压系统的工作性能和液压元件的使用寿命, 而且直接关系到液压系统是否能正常工作。液压系统中的多数故障与液压油受到污染有关, 因此控制液压油的污染是十分重要的。

1. 液压油被污染的原因

(1) 液压系统的管道及液压元件内的型砂、切屑、磨料、焊渣、锈片以及灰尘等污垢在系统使用前未被洗干净, 在液压系统工作时, 这些污垢就进入到液压油里。

(2) 外界的灰尘、砂粒等, 在液压系统工作过程中, 通过往复伸缩的活塞杆、流回油箱的漏油等进入液压油。另外在检修时, 稍不注意也会使灰尘、棉绒等进入液压油。

(3) 液压系统本身也不断地产生污垢, 而直接进入液压油, 如金属和密封材料的磨损颗粒, 过滤材料脱落的颗粒或纤维及油液因油温升高氧化变质而生成的胶状物等。

2. 液压油污染的危害

液压油污染严重时, 直接影响液压系统的工作性能, 使液压系统经常发生故障, 液压元件的使用寿命缩短。造成这些危害的原因主要是污垢中的颗粒。对于液压元件来说, 由于这些固体颗粒进入到元件, 会使元件的滑动部分磨损加剧, 并可能堵塞节流孔、阻尼孔, 或使阀芯卡死, 从而造成液压系统的故障。水分和空气的混入使液压油的润滑能力降低并使其加速氧化变质, 产生气蚀, 使液压元件加速腐蚀, 使液压系统出现振动、爬行等。

3. 防止液压油污染的措施

造成液压油污染的原因多而复杂, 液压油自身又在不断地产生脏物, 因此要彻底解决液压油的污染问题是很困难的。为了延长液压元件的使用寿命, 保证液压系统可靠地工作, 将液压油的污染度控制在某一限度内是较为切实可行的办法。对液压油的污染控制工作主要是从两个方面着手: 一是防止污物侵入液压系

统；二是把已经侵入的污物从系统中清除出去。污染控制要贯穿于整个液压装置的设计、制造、安装、使用、维护和修理等各个阶段。为防止油液污染，在实际工作中应采取如下措施。

(1) 液压油在使用前要保持清洁。液压油在运输和保管过程中都会受到外界污染，新买来的液压油看上去很清洁，其实很“脏”，必须将其静放数天过滤后再加入液压系统中使用。

(2) 液压系统在装配后、运转前要保持清洁。液压元件在加工和装配过程中必须清洗干净，液压系统在装配后、运转前应彻底进行清洗，最好用系统工作中使用的油液清洗，清洗时油箱除通气孔（加防尘罩）外必须全部密封，密封件不可有飞边、毛刺。

(3) 使液压油在工作中保持清洁。液压油在工作过程中会受到环境污染，因此应尽量防止空气和水分的侵入，为完全消除水、气和污物的侵入，采用密封油箱，通气孔上加空气滤清器，防止尘土、磨料和冷却液侵入，经常检查并定期更换密封件和蓄能器中的胶囊。

(4) 采用合适的滤油器。这是控制液压油污染的重要手段。应根据设备的要求，在液压系统中选用不同的过滤方式，不同的精度和不同结构的滤油器，并要定期检查和清洗滤油器和油箱。

(5) 定期更换液压油。更换新油前，油箱必须先清洗一次，系统较脏时，可用煤油清洗，排尽后注入新油。

(6) 控制液压油的工作温度。液压油的工作温度过高对液压装置不利，液压油本身也会加速氧化变质，产生各种生成物，缩短使用期限，一般液压系统的工作温度最好控制在 65°C 以下，机床液压系统则应控制在 55°C 以下。

课题二 液压流体静力学

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个质点之间没有相对运动，液体本身完全可以和容器一起如同刚体一样做各种运动。本课题主要讨论液体的平衡规律和压强分布规律以及液体对固体壁面的作用力。

学习目标

1. 掌握液体静力学及其特性。
2. 掌握液体静压力基本方程。
3. 掌握压力的表示方法。
4. 掌握帕斯卡原理。
5. 会计算液体静压力对固体壁面的总作用力。

知识学习

一、液体静力学及其特性

1. 液体静压力

作用在液体上的力有两种，一种是质量力，另一种是表面力。

质量力作用在液体所有的质点上，其大小与质量成正比，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，而液体间的作用力属于内力。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。

静止液体单位面积上所受的力称为液体静压力，简称压力，用符号 p 表示。在物理学中液体静压力称为压强。即

$$p = \frac{F}{A} \quad (2-13)$$

式中： A ——液体有效作用面积；

F ——液体有效作用面积 A 上所受的力。

液体静压力的法定单位为 N/m^2 （牛/米²）或 Pa （帕斯卡），工程中常用单位为 kPa （千帕）和 MPa （兆帕），其中 $1 \text{ MPa} = 10^3 \text{ kPa} = 10^6 \text{ Pa}$ 。

当液体受到外负载作用时，就形成液体的静压力，如图 2-4 所示。

2. 液体静压力的特性

(1) 液体静压力沿着内法线方向作用于其承压面，即静止液体承受的只是法向压力，而不承受剪切力和拉力。

(2) 静止液体内任一点所受到的静压力在各个方向都相等。

二、液体静压力基本方程

如图 2-5 所示，密度为 ρ 的液体在容器内处于静止状态，作用在液体液面上的压力为 p_0 。

为了求得液体中距离液面深度为 h 的任意一点 A 的压力 p ，可以假想从液面往下切取高度为 h 、底面积为 ΔA 的一个小液柱为研究

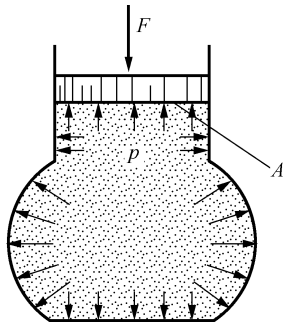


图 2-4 外力作用下形成的液体静压力

对象。这个液柱在重力及周围液体的作用下处于平衡状态, 作用于液柱上的各作用力在各方向都呈平衡。小液柱顶面上所受的作用力为 $p_0 dA$ (方向向下), 小液柱本身的重力 $G = \rho g h dA$ (方向向下), 小液柱底面所受的作用力为 $p dA$ (方向向上), 则小液柱在 Z 方向的平衡方程为

$$p dA = p_0 dA + \rho g h dA$$

化简后得 $p = p_0 + \rho g h$ (2-14)

上式称为液体静力学基本方程。它表明

(1) 静止液体中任一点的静压力均由两部分组成, 即液面上的外力产生的压力 p_0 和该点以上液体自重所产生的压力 $\rho g h$ 之和。

(2) 静止液体中任一点的静压力随液体距液面的深度呈线性变化规律分布, 且在同一深度上各点的压力相等。

在静止液体中, 静压力相等的所有点组成的面称为等压面。显然, 在重力作用下静止液体的等压面为一个平面。

(3) 可通过以下 3 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通过不同的液体使液面产生压力。

例 2-3 如图 2-6 所示, 有一直径为 d , 质量为 G 的柱塞浸没在液体中, 并在力 F 作用下处于静止状态。若液体的密度为 ρ , 柱塞浸入液体的深度为 h , 试确定液体在测压管内上升的高度 x 。

解: 设柱塞侵入液体深度 h 处为等压面, 即有

$$\frac{F + G}{\frac{1}{4} \pi d^2} = \rho g (h + x)$$

$$\text{化简得 } x = \frac{4(F + G)}{\rho g \pi d^2} - h$$

即为所求。

三、压力的表示方法

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

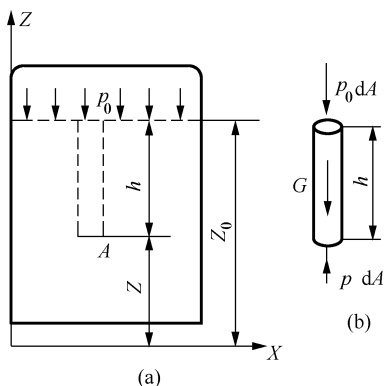


图 2-5 静压力的分布规律

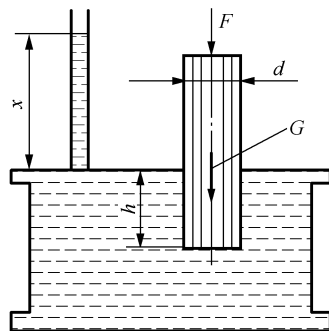


图 2-6 例 2-3 示意图

三种表示方法。

由空气质量产生的压力称为大气压力，简称为大气压，用 Pa 表示。在地球表面，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的作用下并不动作，这时所表示的压力值为零，因此，测出的压力是高于大气压力的那部分压力。以大气压为基准度量得到的压力，称为相对压力或表压力；以绝对真空为基准度量得到的压力，称为绝对压力。当绝对压力低于大气压时，习惯上称出现真空。因此，将绝对压力比大气压力小的那部分压力数值，称为真空度。例如，某点的绝对压力为 0.4 大气压时，则该点的真空度为 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 2-7 所示。

由图 2-7 可知，绝对压力总是正值，相对压力（表压力）则可正可负，负的相对压力（表压力）就是真空度，如真空度为 0.4 大气压，其相对压力（表压力）为 -0.4 大气压。根据上述归纳如下：

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

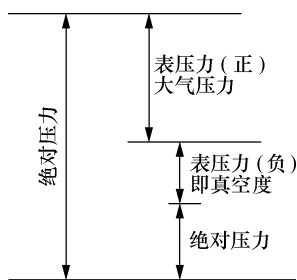


图 2-7 绝对压力、相对压力和真空度

四、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 。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递到液体各点。这就是帕斯卡原理或静压传递原理。

在液压传动系统中，通常由外力产生的压力要比液体自重所产生的压力大得多。因此可把式 $p = p_0 + \rho gh$ 中的 ρgh 项忽略，从而可认为静止液体内部各点的压力处处相等。

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。如图 2-8 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）的横截面积为 A_1 ，水平液压缸的横截面积为 A_2 ，作用在两个活塞上的外力分别为 F_1 和 F_2 ，则两液压缸内的压力分别为 $p_1 = F_1 / A_1$ 和 $p_2 = F_2 / A_2$ 。由于两液压缸充满液体且互相连接，根据帕斯卡原理有 $p_1 = p_2$ 。

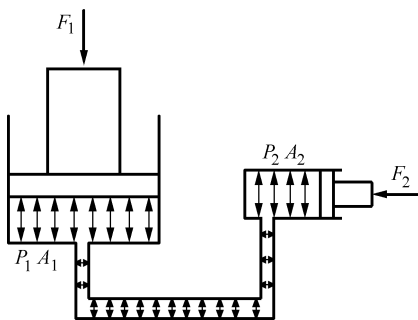


图 2-8 静压传递原理应用实例

因此有：

$$F_1 = F_2 A_1 / A_2 \quad (2-15)$$

上式表明，只要 A_1 / A_2 足够大，用很小的力 F_2 就可产生很大的力 F_1 ，这说明液压系统具有力的放大的作用。根据这个原理，就制成了液压千斤顶和液压压力机。

如果垂直液压缸的活塞上没有负载，即当 $F_1 = 0$ 时，忽略活塞的质量及其他阻力，无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。

五、液体静压力对固体壁面的总作用力

在液压传动中，忽略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。当固体壁面与具有一定压力的液体接触时，固体壁面上各点在某一方向上所受静压力的总和即是液体在该方向上作用于固体壁面上的力。下面分两种情况计算液体静压力作用在固体壁面上的总作用力。

1. 液体静压力作用在平面上的总作用力

当承受压力作用的表面为平面时，液体作用于该平面上各点压力的方向是互相平行、大小相等。所以液体对该平面的总作用力 F 等于液体的压力 p 与受压平面面积 A 的乘积，即

$$F = pA \quad (2-16)$$

如图 2-9 所示的液压缸，压力油作用活塞上的总作用力为

$$F = pA = p \frac{\pi D^2}{4}$$

总作用力 F 的方向与液压油的压力 p 的方向相同，水平向右。

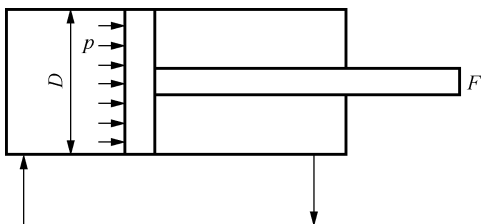


图 2-9 液体静压力作用在平面上

2. 液体静压力作用在曲面上的总作用力

当承受压力作用的表面为曲面时，由于液体作用于该曲面上各点的压力总是垂直于曲面，所以作用在曲面上各点的作用力不平行但大小相等。要计算液体静压力作用在曲面上的总作用力，必须明确要计算哪个方向上的力。

例 2-4 如图 2-10 所示为液压缸筒受力分析图。已知液压缸的缸筒半径为 r ，长度为 l ，求液压油作用在缸筒右半壁上的总作用力在 x 方向的分力 F_x 。

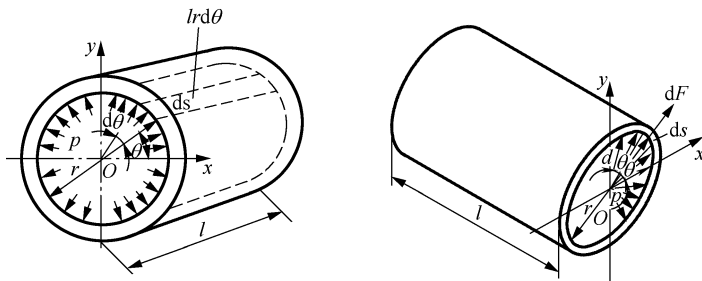


图 2-10 液体对固体壁面的作用力

解：在缸筒右半壁面上任取一微小窄条，其面积 dA 为 $dA = l ds = l r d\theta$ ，液压油作用在这微小面积上的力 dF 在 x 方向的分力 dF_x 为

$$dF_x = l ds = l r d\theta$$

液压油作用在缸筒右半壁上的总作用力在 x 方向的分力 F_x 为

$$F_x = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} dF_x = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} p l \cos \theta d\theta = 2 l r p$$

式中： $2 l r$ ——缸筒右半壁曲面在 x 方向上的投影面积。

由此可得出结论，液体静压力作用在曲线上的总作用力在某一方向上的分力等于液体静压力与该曲面在该方向上投影面积的乘积。这一结论对任意曲面都适用，在计算时可直接应用。

如图 2-11 所示的球面和锥面，液体静压力 p 沿垂直方向作用在球面和锥面上的作用力 F ，等于受静压力 p 作用的那部分曲面沿垂直方向的投影面积 A 与液体静压力 p 的乘积，其作用点通过投影圆的圆心。即

$$F = pA = p \frac{\pi d^2}{4}$$

式中： d ——球面和锥面的承压部分曲面沿垂直方向的投影圆的直径。

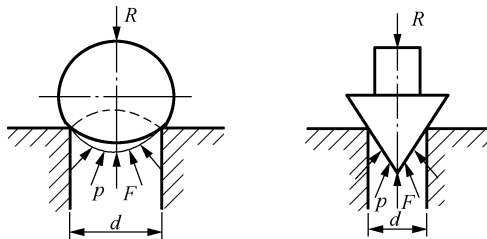


图 2-11 液体静压力作用在固体曲面上

课题三 液压流体动力学

在液压传动系统中，液压油总是在不断地流动中，因此要研究液体在外力作

用下的运动规律及作用在流体上的力及这些力和流体运动特性之间的关系。

学习目标

1. 掌握液压流体动力学中的连续性方程、伯努利方程和动量方程。
2. 会利用液压流体动力学的知识解决实际问题。

知识学习

一、基本概念

1. 理想液体和恒定流动

由于液体实际流动时，不仅具有黏性，而且在压力变化时体积会发生变化，因此研究液体流动时的运动规律必须考虑其黏性和可压缩性，从而使对流动液体的研究变得非常困难，因此引入理想液体的概念。理想液体就是指既无黏性又不可压缩的液体。首先对理想液体进行研究，然后再通过实验验证的方法对所得的结论进行补充和修正。这样，不仅使问题简单化，而且得到的结论在实际应用中具有足够的精确性。而既具有黏性又可压缩的液体称为实际液体。

液体流动时，若液体中任一点的压力、速度及密度都不随时间而变化，则称液体的这种运动称为恒定流动或定常流动。但只要压力、速度及密度中有一个随时间而变化，则液体流动就是非恒定流动或非定常流动。如图 2—12 所示，图 (a) 为恒定流动，图 (b) 为非恒定流动。

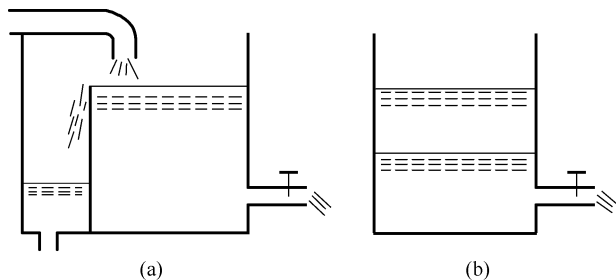


图 2—12 恒定流动与非恒定流动

(a) 恒定流动；(b) 非恒定流动

2. 通流截面、平均流速和流量

(1) 通流截面。液体流动时，垂直于液体流动方向的截面称为通流截面或过流断面。通流截面可能是平面，也可能是曲面。如图 2—13 所示，截面 A—A 和截面 B—B 均为通流截面。

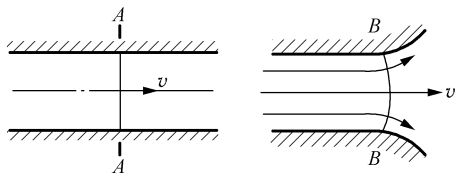


图 2—13 流动液体的通流截面

(2) 流量。单位时间内通过某一通流截面的液体体积称为体积流量, 简称流量, 用 q 或 q_v 表示。流量的法定单位为 m^3/s (米³/秒), 工程中常用的单位为 L/min (升/分) 或 mL/s (毫升/秒)。 $1\text{ L}=10^3\text{ mL}=10^{-3}\text{ m}^3=10^3\text{ cm}^3=10^6\text{ mm}^3$

$$1\text{ m}^3/\text{s}=\frac{1\,000\text{ L}}{\frac{1}{60}\text{ min}}=6\times 10^4\text{ L/min}; \quad 1\text{ m}^3/\text{s}=\frac{10^6\text{ mL}}{1\text{ s}}=10^6\text{ mL/s}$$

如图 2-14 所示, 假设理想液体在一直管内作恒定流动。液体流动的通流截面面积即为管道横截面的面积 A , 液流在各通流截面上各点的流速皆相等, 用符号 v 表示。流过通流截面 I—I 的液体经过时间 t 后到达通流截面 II—II 处, 所流过的距离为 l , 所流过的液体体积为 $V=Al$, 因此流量即为

$$q_v=\frac{V}{t}=\frac{Al}{t}=Av \quad (2-17)$$

(3) 平均流速。在实际液体的流动中, 由于黏性内摩擦力的作用, 通流截面上各点的流速并不相等, 因此引入平均流速的概念。即可认为通流截面上各点的流速均为平均流速, 用 v 来表示, 如图 2-15 所示。液体在管道中的流速一般均指平均流速。液体流动时, 通过某一通流截面的流量 q 就等于平均流速 v 和通流截面的面积 A 乘积, 即 $q_v=vA$

因此该通流截面的平均流速 v 为

$$v=\frac{q_v}{A} \quad (2-18)$$

平均流速的法定单位为 m/s (米/秒)。

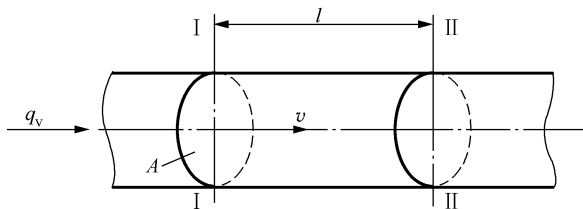


图 2-14 理想液体在直管内作恒定流动

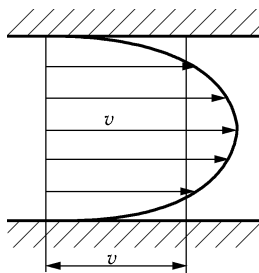


图 2-15 液体的平均流速

在实际工程中, 只有平均流速 v 才具有应用价值。液压缸工作时, 活塞运动的速度就等于液压缸内液体的平均流速。当液压缸的有效面积一定时, 活塞运动的速度取决于输入液压缸的流量。

二、连续性方程

质量守恒是自然界的客观规律, 不可压缩的液体在作恒定流动的过程中同样遵守质量守恒定律。连续性方程是质量守恒定律在液压流体动力学中的一种数学

表达形式。

如图 2-16 所示, 任取一流管, 两端通流截面为 A_1 、 A_2 , 在流管中取一微小流束, 流速两端的截面面积分别为 dA_1 和 dA_2 , 在同一微小截面上各点的流速可认为是相等的且分别为 v_1 、 v_2 。根据质量守恒定律, 在 dt 时间内流入液体的质量应恒等于流出液体的质量, 即

$$\rho v_1 dA_1 dt = \rho v_2 dA_2 dt$$

化简得 $v_1 dA_1 = v_2 dA_2$

对于整个流管, 则有

$$\int_{A_1} v_1 dA_1 = \int_{A_2} v_2 dA_2$$

即 $q_1 = q_2$

如用流管两通流截面 A_1 和 A_2 上的平均流速 v_1 和 v_2 表示, 则有

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 \quad (2-19)$$

由于两通流截面是任意取的, 则有

$$q = vA = \text{常数} \quad (2-20)$$

各式中: v_1 、 v_2 ——两通流截面的平均流速;

A_1 、 A_2 ——两通流截面的面积;

q_1 、 q_2 ——两通流截面的流量;

q ——通流截面的流量;

v ——通流截面的平均流速;

A ——通流截面的面积。

式 (2-20) 称液体流动的连续性方程, 表明在恒定流动的条件下, 流过各个通流截面上的液体流量是相等的 (即流量是连续的), 是质量守恒定律的具体体现。

当流量一定时, 任一通流截面上的通流面积与其流速成反比, 则有任一通流截面上的平均流速为

$$v_i = \frac{q_v}{A_i} \quad (2-21)$$

例 2-5 如图 2-17 所示, 管道截面 I—I 和截面 II—II 的内径 d_1 和 d_2 分别为 20 mm 和 10 mm, 流经截面 I—I 的流量为 10 L/min, 求截面 I—I 和截面 II—II 处的流速各是多少?

解: 截面 I—I 的横截面积 A_1 为

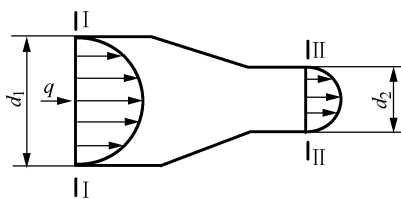


图 2-17 例 2-5 示意图

$$A_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 = \frac{\pi}{4} \times 2^2 \text{ cm}^2 = 3.14 \text{ cm}^2$$

截面 II—II 的横截面积 A_2 为

$$A_2 = \frac{\pi}{4} d_2^2 = \frac{\pi}{4} \times 1^2 \text{ cm}^2 = 0.79 \text{ cm}^2$$

流经截面 I—I 的流速 v_1

$$v_1 = \frac{q}{A_1} = \frac{10 \times 10^3 \text{ cm}^3/\text{s}}{60 \times 3.14 \text{ cm}^2} = 53.1 \text{ cm/s}$$

流经截面 I—I 的流速 v_2

$$v_2 = \frac{q}{A_2} = \frac{10 \times 10^3 \text{ cm}^3/\text{s}}{60 \times 0.79 \text{ cm}^2} = 211 \text{ cm/s}$$

即为所求。

三、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. 理想液体的伯努利方程

假定理想液体在如图 2-18 所示的管道中恒定流动，密度为 ρ 、质量为 m 、体积为 V 的液体流过该管任意两个通流截面 1—1 和 2—2。假设两通流截面处的中心高度分别为 Z_1 、 Z_2 ，压力分别为 p_1 、 p_2 ，平均流速分别为 v_1 、 v_2 。若在很短的时间内，液体通过两通流截面的距离分别为 dS_1 和 dS_2 ，则液体在两通流截面处具有的能量为

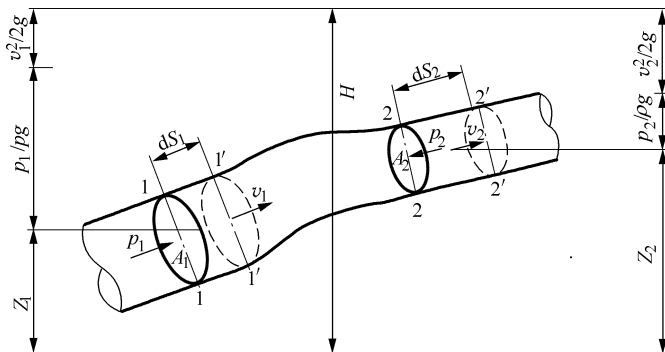


图 2-18 理想液体伯努利方程的推导示意图

通流截面 1—1

通流截面 2—2

压力能

$$p_1 A_1 dS_1 = p_1 \Delta V = p_1 \frac{m}{\rho}$$

$$p_2 A_2 dS_2 = p_2 \Delta V = p_2 \frac{m}{\rho}$$

位 能	mgZ_1	mgZ_2
动 能	$\frac{1}{2}m\vec{v}_1^2$	$\frac{1}{2}m\vec{v}_2^2$

流动液体的能量因为也遵守能量守恒定律, 因而有

$$p_1 \frac{m}{\rho} + mgZ_1 + \frac{1}{2}m\vec{v}_1^2 = p_2 \frac{m}{\rho} + mgZ_2 + \frac{1}{2}m\vec{v}_2^2$$

化简后得

$$\frac{p_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{\vec{v}_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{\vec{v}_2^2}{2g} \quad (2-22)$$

或
$$\frac{p}{\rho g} + Z + \frac{\vec{v}^2}{2g} = \text{常数} \quad (2-23)$$

式 (2-22) 或式 (2-23) 称为理想液体的伯努利方程, 也称理想液体的能量方程。式中 $\frac{p}{\rho g}$ 为单位质量液体所具有的压力能, 称为比压能, 也称压力水头; Z 为单位质量液体所具有的势能, 称为比位能, 也称位置水头; $\frac{\vec{v}^2}{2g}$ 为单位质量液体所具有的动能, 称为比动能, 也称速度水头, 其单位都为长度量纲。

伯努利方程的物理意义为: 在密封管道内作恒定流动的理想液体具有 3 种形成的能量 (即压力能、势能和动能), 在沿管道流动的过程中, 3 种能量之间可以相互转换, 但是在管道任意一个通流截面处 3 种能量的总和是一个恒定的常量。

式 (2-22) 或式 (2-23) 说明, 理想液体作恒定流动时的总比能 (单位质量液体的总能量) 由比动能 $\frac{\vec{v}^2}{2g}$ 、比位能 Z 和比压能 $\frac{p}{\rho g}$ 三种形式的能量组成, 在任一通流截面上 3 种能量之间可以相互转换, 但三种能量的总和是一个恒定的常量。

2. 实际液体的伯努利方程

实际液体在管道内流动时, 由于液体存在着黏性, 会使液体与固壁间及液体质点间产生摩擦力, 从而消耗能量; 同时, 由于管道局部形状和尺寸的变化, 会使液体产生扰动从而也消耗能量。因此, 实际液体流动时存在能量损失, 假设图 2-18 中的液体从通流截面 1—1 流到通流截面 2—2 的能量损失用 h_w 表示, 其单位也为长度量纲。

根据能量守恒定律, 在考虑能量损失 h_w , 并引进动能修正系数 α 后, 实际液体的伯努利方程为

$$\frac{p_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{\alpha_1 \vec{v}_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{\alpha_2 \vec{v}_2^2}{2g} + h_w \quad (2-24)$$

式中: α ——动能修正系数, 其值与管路中液体的流态 (层流或紊流) 有

关, 液体在管道中层流时 $\alpha=2$, 紊流时 $\alpha \approx 1.05$, 实际计算时常取 $\alpha=1$ 。

使用伯努利方程解决实际问题时的注意事项。

(1) 选取适当的基准面, 以简化计算。一般可选取与大气相通的液面为基准面, 因为此时压力为大气压, 流速 $v \approx 0$ 。

(2) 沿液体流动的方向选取两个通流截面, 其中一个流通截面的参数已知, 另一个为所求参数所在的流通截面。

(3) 在选取的两个通流截面上各选定一个高度已知的点。

(4) 对所选定的两点按液体流动方向列伯努利方程。

(5) 联立连续性方程、静压学基本方程求解未知参数。

例 2-6 如图 2-19 所示, 当阀门关闭时压力表读数为 0.25 MPa , 阀门打开时压力表读数为 0.06 MPa , 如果 $d=12 \text{ mm}$, $\rho=900 \text{ kg/m}^3$, 不计液体流动时的能量损失, 求阀门打开时的液体流量 q 。

解: 用截面 I—I 和截面 II—II 列理想液体伯努利方程

因为 $v_1=0$, $Z_1=Z_2$

所以

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

$$v_2 = \sqrt{2 \times 9.81 \times \frac{(0.25 - 0.06) \times 10^6}{900 \times 9.81}}$$

$$= 20.55 \text{ (m/s)}$$

$$q = v_2 A_2 = 20.55 \times \frac{\pi}{4} \times 0.012^2$$

$$= 2.32 \times 10^{-3} \text{ (m}^3/\text{s)}$$

即为所求。

例 2-7 如图 2-20 所示, 液压泵的流量 $q=32 \text{ L/min}$, 吸油管内径 $d=20 \text{ mm}$, 液压泵吸油口距离油箱液面的高度 $h=500 \text{ mm}$, 液压油的运动黏度 $\nu=20 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, 密度 $\rho=900 \text{ kg/m}^3$, 不计压力损失, 试求液压泵吸油口处的真空度。

解: 吸油管的液压油液的流速为

$$v_2 = \frac{q}{A} = \frac{q}{\frac{1}{4} \pi d^2} =$$

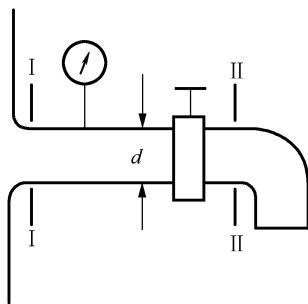


图 2-19 例 2-6 示意图

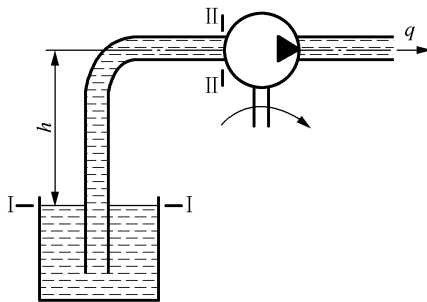


图 2-20 例 2-7 示意图

$$\frac{32 \times 10^{-3}}{60 \times \frac{\pi}{4} \times 0.02^2} = 1.7 (\text{m/s})$$

油液在吸油管中流动时的实际雷诺数为

$$Re = \frac{v_2 d}{\nu} = \frac{1.7 \times 0.02}{20 \times 10^{-6}} = 1700 < Re_{cr} = 2300$$

所以液压油在吸油管中的流态为层流。

选取油箱液面 I—I 和吸油口处 II—II 截面, 以液面 I—I 为基准面, $Z_1 = 0$, $v_1 = 0$, $p_1 = p_a$, $\alpha_1 = 2$, $Z_2 = h$, $h_w = 0$, 列实际伯努利方程

$$\frac{p_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w$$

$$\frac{p_a}{\rho g} + 0 + 0 = \frac{p_2}{\rho g} + h + v_2^2 + 0$$

$$\begin{aligned} p_a - p_2 &= \rho g h + \rho g v_2^2 \\ &= 900 \times 9.81 \times 0.5 + 900 \times 9.81 \times 1.7^2 \quad (\text{Pa}) \\ &= 29.93 \times 10^3 \quad (\text{Pa}) \end{aligned}$$

即得液压泵吸油口处的真空度。

四、动量方程

动量方程可用来计算流动液体作用于限制其流动的固体壁面上的总作用力。根据理论力学中的动量定理: 作用在物体上全部外力的矢量和应等于物体动量的变化率, 即

$$\sum \vec{F} = \frac{\Delta(m\vec{v})}{\Delta t} \quad (2-25)$$

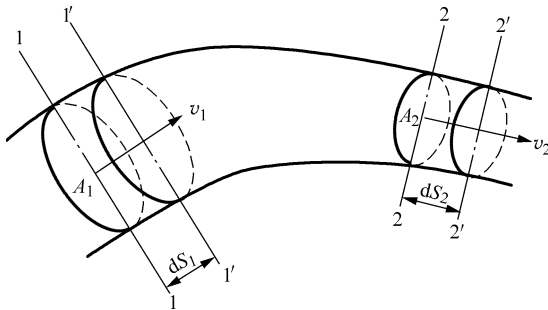


图 2-21 动量方程推导示意图

在如图 2-21 所示的管流中, 任意取出被通流截面 1、2 所限制的液体体积, 称为控制体积, 通流截面 1、2 则称为控制表面。通流截面 1、2 上的流速分别为 v_1 、 v_2 , 流通面积分别为 A_1 、 A_2 。设该段液体在 t 时刻的动量为 $(mv)_{1-2}$ 。经 Δt

时间后, 该段液体移动到 $1'-2'$ 位置, 在新位置上, 该段液体的动量为 $(mv)_{1'-2'}$ 。在 Δt 时间内液体动量的变化为

$$\begin{aligned}\Delta(mv) &= (mv)_{1'-2'} - (mv)_{1-2} \\ (mv)_{1-2} &= (mv)_{1-1'} + (mv)_{1'-2} \\ (mv)_{1'-2'} &= (mv)_{1'-2} + (mv)_{2-2'}\end{aligned}$$

如果液体作恒定流动, 则 $1'-2$ 之间液体的各点流速经 Δt 时间后没有变化, $1'-2$ 之间液体的动量也没有变化, 故

$$\begin{aligned}\Delta(mv) &= (mv)_{1'-2'} - (mv)_{1-2} \\ &= (mv)_{2-2'} - (mv)_{1-1'} \\ &= \rho_2 \Delta q_2 \Delta t v_2 - \rho_1 \Delta q_1 \Delta t v_1\end{aligned}$$

对于不可压缩的液体有

$$\Delta q_2 = \Delta q_1 = \Delta q, \quad \rho_2 = \rho_1 = \rho$$

因而得出流动液体的动量方程

$$\sum \vec{F} = \frac{\Delta(mv)}{\Delta t} = \rho q (\vec{v}_2 - \vec{v}_1) \quad (2-26)$$

式 (2-26) 表明, 作用在液体控制体积上的外力总和, 等于单位时间内流出控制表面与流入控制表面的液体动量之差。该式为矢量表达式, 在应用时应根据具体要求, 向指定方向投影, 求得该方向的分量。显然, 根据牛顿第三定律, 液体也以同样大小的力作用在使其流速发生变化的物体上。因而可应用动量方程计算液流作用在固体壁面上的总作用力。

例 2-8 如图 2-22 所示的圆柱滑阀为液压阀中一种常见的结构。密度为 ρ 的液体流入圆柱滑阀阀口时, 流速为 v_1 , 方向角为 θ , 流量为 q , 液体流出阀口的流速为 v_2 , 试计算液流通过滑阀时, 液流对阀芯的轴向作用力。

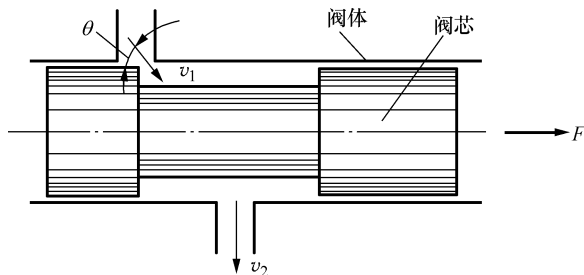


图 2-22 例 2-8 示意图

解: 取阀进出口之间的液体体积为控制体积, 设液流作恒定流动, 列出滑阀轴向的动量方程

$$F = \rho q (v_2 \cos 90^\circ - v_1 \cos \theta) = \rho q (0 - v_1 \cos \theta) = -\rho q v_1 \cos \theta$$

式中: F ——滑阀对控制体液流的轴向作用力, 负号表示该力的方向与速度的轴

向投影方向相反，即力 F 的方向向左。

由牛顿第三定律得，液流对阀芯的轴向作用力 F' 与力 F 的大小相等，方向相反，即

$$F' = F = \rho q v_l \cos \theta, \text{ 方向向右。}$$

即得所求。

课题四 管道中液流能量的损失

实际液体具有黏性，因此在流动时就有阻力，为了克服阻力，就必然要消耗能量，这样就有了能量损失。能量损失主要表现为压力损失 ΔP ，这也是实际液体伯努利方程中 h_w 的含义。

学习目标

1. 掌握液体流动的两种流态和雷诺判据。
2. 会计算液体在流动过程中的压力损失。

知识学习

一、液体流动的两种流态

（一）液体的流态

液体在管道中流动时存在两种不同状态，分别为层流和紊流。

层流是指液体流动时，液体质点都是平行于管道轴线方向运动，没有垂直于管道轴线方向的横向运动，液体质点互不混杂，液体呈线状或层状的流动。层流时黏性力起主导作用，液体质点受黏性的约束，不能随意运动，只能沿着流层作层次分明的轴向运动。

紊流是指液体流动时，液体质点既有平行于管道轴线方向运动，又有垂直于管道轴线方向的横向运动，液体质点做混杂紊乱状态的运动，液体呈紊乱流动。紊流时惯性力起主导作用，液体高速流动时液体质点间的黏性不能再约束质点，液体质点具有速度脉动，能冲出流层。

（二）雷诺判据

1883年，英国物理学家雷诺通过实验，证实了液体存在着层流和紊流两种不同的流动状态，这就是雷诺实验。

实验装置如图 2-23 (a) 所示。水箱 6 由进水管 2 不断供水，并通过溢流管 1 保持水箱 6 中的水位恒定。水杯 3 内盛有红颜色的水，将开关 4 打开后，红色水经细导管 5 流入水平玻璃管 7 中。当调节点门 8 的开度使水平玻璃管 7 中的水的流速较小时，红色水在水平玻璃管 7 中呈现一条明显的直线，这条红线和清水不相混杂，如图 2-18 (b) 所示，这说明水平玻璃管 7 中的水流是分层的，层与层之间互不干扰，液体的这种流动状态称为层流。当调节点门 8 的开度使水

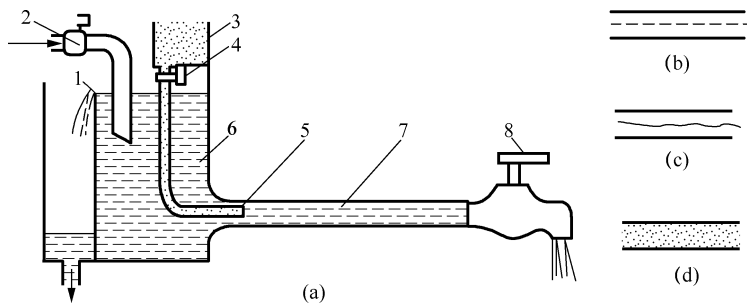


图 2-23 雷诺实验

(a) 试验装置；(b) 层流；(c) 过渡流；(d) 紊流

平玻璃管 7 中水的流速逐渐增大至某一数值时，可以看到这条红线开始抖动并呈波纹状，如图 2-18 (c) 所示，这说明水平玻璃管 7 中的层流状态遭到破坏，液流开始紊乱，这时的流动状态称为过渡流。如果使水平玻璃管 7 中的流速进一步增大，管内红色水流就和清水完全混合，红线就会完全消失，如图 2-18 (d) 所示，这说明水平玻璃管 7 中液流已完全紊乱，这时的流动状态称为紊流。在紊流状态下，如果将阀门 8 逐渐调小，当流速减小至一定值时，红线又会重现，水流又重新恢复为层流。

液体流动时究竟是层流还是紊流，可利用雷诺数来判别。

实验证明，液体在管中的流动状态不仅与管内液体的平均流速 v 有关，还与管道内径 d 、液体的运动黏度 ν 有关。实际上，真正决定液流状态的是上述 3 个参数所组成的一个称为雷诺数 Re 的无量纲数，即

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (2-27)$$

由式 (2-27) 可知，液流的雷诺数如果相同，其流动状态也相同。由于液流由层流转变为紊流时的雷诺数大于液流由紊流转变为层流时的雷诺数，所以一般都由紊流转变为层流时的雷诺数作为判断液流状态的依据，称之为临界雷诺数，用 Re_{cr} 表示。当液流的实际雷诺数 Re 小于临界雷诺数 Re_{cr} 时，液流为层流；反之，液流为紊流。常见液流管道的临界雷诺数由实验求得，可见表 2-5 中。

表 2-5 常见液流管道的临界雷诺数

管道的材料与形状	临界雷诺数 Re_{cr}	管道的材料与形状	临界雷诺数 Re_{cr}
光滑的金属圆管	2 300	带槽装的同心环状缝隙	700
橡胶软管	1 600~2 000	带槽装的偏心环状缝隙	400
光滑的同心环状缝隙	1 100	圆柱形滑阀阀口	260
光滑的偏心环状缝隙	1 000	锥状阀口	20~100

例 2—9 运动黏度 $\nu = 4.06 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ 的液压油在内径为 $d = 16 \text{ mm}$ 的钢管中流动，流速为 $v = 4.6 \text{ m/s}$ ，试判别液压油在钢管中的流动状态。

解：油液在钢管中流动时的实际雷诺数为

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{4.6 \times 0.016}{4.06 \times 10^{-5}} = 1\,812.8 < Re_{cr} = 2\,300$$

所以液压油在钢管中的流态为层流。

二、液体在流动中的压力损失

按液体流动时阻力的不同，液压系统中压力损失分别为沿程压力损失和局部压力损失 2 种形式。

1. 沿程压力损失

液体在等径直管中流动时，因黏性摩擦（液体分子间的摩擦以及液体与限制其流动的管道内壁间的摩擦）而产生的压力损失，称为沿程压力损失。沿程压力损失主要取决于液体的流速、黏性、管路的长度以及管道内径。沿程压力损失的计算公式为

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad (2-28)$$

式中： Δp_{λ} ——沿程压力损失，Pa（帕）；

λ ——沿程压力系数，量纲为 1；

ρ ——液体的密度， kg/m^3 （千克/米³）；

v ——液体的平均流速， m/s （米/秒）；

l ——液体流经管道的长度， m （米）；

d ——管道的内径， m （米）。

式（2-27）适用于层流或紊流。沿程压力系数 λ 与液体的流动状态有关，即 λ 与雷诺数 Re 有关， λ 值可按表 2—6 中的公式计算。计算沿程压力损失时，应先判断液体流态，选取正确的沿程阻力系数 λ ，然后再按式（2-27）计算。

表 2—6 管道内的沿程阻力系数

液流状态	不同情况的管道	λ 的计算
层流	等温时的金属圆形管道	$\lambda = \frac{64}{Re}$
	非等温时的金属圆形管道或截面不圆以及弯成圆滑曲线的管道	$\lambda = \frac{75}{Re}$
	弯曲的软管	$\lambda = \frac{108}{Re}$
紊流	$Re < 10^5$	$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25}$
	$10^5 < Re < 10^7$	$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25} + 0.221 Re^{-0.237}$

2. 局部压力损失

液体在管道中流经管道的弯头、接头、突变截面、小孔以及阀口等一些局部装置时, 流速的大小和方向发生剧烈变化, 形成旋涡, 使液体质点相互撞击和剧烈摩擦, 造成能量损失, 这种能量损失称为局部压力损失。局部压力损失的计算公式为

$$\Delta p_{\xi} = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (2-29)$$

式中: Δp_{ξ} ——局部压力损失, Pa (帕);

ξ ——局部压力损失系数, 量纲为 1, 由实验来测定, 一般可查阅有关手册;

ρ ——液体的密度, kg/m^3 (千克/米³);

v ——液体的平均流速, m/s (米/秒)。

液体流过各种阀类的局部压力损失常利用下列经验公式计算

$$\Delta p_v = \Delta p_n \left(\frac{q}{q_n} \right)^2 \quad (2-30)$$

式中: Δp_v ——流过各种阀类的局部压力损失, Pa (帕);

Δp_n ——阀在额定流量下的压力损失 (从阀的样本或手册中查得), Pa (帕);

q ——通过阀的实际流量, m^3/s (米³/秒);

q_n ——阀的额定流量, m^3/s (米³/秒)。

3. 管路系统中的总压力损失

管路系统中的总压力损失等于所有沿程压力损失、所有局部压力损失以及流经各种阀类的局部压力损失之和, 即

$$\sum \Delta p = \sum \Delta p_{\lambda} + \sum \Delta p_{\xi} + \sum \Delta p_v \quad (2-31)$$

课题五 液体流经孔口的压力流量特征

液压传动中常利用液体流经阀的小孔来控制流量和压力, 以达到调速和调压的目的。研究液体流经这些小孔的压力流量特性, 对于正确分析液压元件和系统的工作性能是很有必要的。

学习目标

1. 掌握小孔的 3 种结构形式。
2. 掌握各种孔口的压力流量特性。

知识学习

小孔的结构形式可以根据孔口的通流长度 l 与直径 d 之比 (简称长径比)

分为 3 种情况：当 $\frac{l}{d} \leq 0.5$ 时，称为薄壁小孔；当 $\frac{l}{d} > 4$ 时，称为细长孔；当 $0.5 < \frac{l}{d} \leq 4$ 时，称为短孔。

一、薄壁小孔的压力流量特性

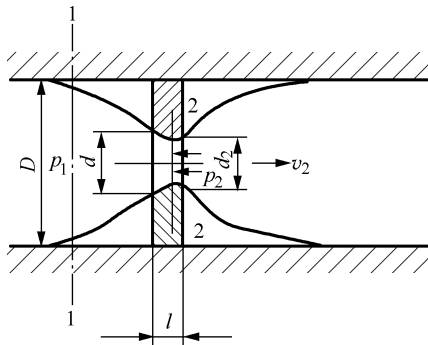


图 2-24 液体流过薄壁小孔

如图 2-24 所示为液体流过薄壁小孔的情况。当液体流过薄壁小孔时，因为 $D \gg d$ ，通过断面 1—1 的流速较低，流过小孔时，液体质点突然加速，在惯性力作用下，流过小孔后的液流形成一个收缩断面 2—2。对圆形小孔，此收缩断面离孔口的距离约 $d/2$ ，然后再扩散。这一收缩和扩散过程，会造成很大的能量损失。

利用实际液体的伯努利方程对液体流经薄壁小孔时的能量变化进行分析，可以得到薄壁小孔的压力流量特性：流经薄壁小孔的流量 q_v 与小孔的通流截面面积 A_T 、小孔两端的压力差的平方根 $\sqrt{\Delta p}$ 成正比，即得薄壁小孔流量公式

$$q_v = C_q A_T \left(\frac{2}{\rho} \Delta p \right)^{\frac{1}{2}} = C A_T \Delta p^{\frac{1}{2}} \quad (2-32)$$

式中： C_q ——流量系数，量纲为 1；

当小孔长径比 $\frac{l}{d} \geq 7$ 时， $C_q = 0.6 \sim 0.62$ ；

当小孔长径比 $\frac{l}{d} < 7$ 时， $C_q = 0.7 \sim 0.8$ ；

C ——与小孔的结构及液体的密度等有关的系数，量纲为 1， $C = C_q \left(\frac{2}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}}$ ；

Δp ——小孔前后压力差，Pa（帕）；

ρ ——液体的密度， kg/m^3 （千克/米³）；

A_T ——小孔的通流截面面积， m^2 （米²）。



二、细长小孔的压力流量特性

液体流经细长小孔时，由于黏性而流动不畅，一般都处于层流状态，可以用沿程阻力损失公式（2-27）来计算其能量损失。将 $\lambda = \frac{64}{Re}$ 、 $Re = \frac{vd}{\nu}$ 和 $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ 以及 $v = \frac{4q_v}{\pi d^2}$ 代入式（2-27）化简，可得液体流经细长小孔的流量公式

$$q_v = \frac{\pi d^4}{128\mu l} \Delta p \quad (2-33)$$

式中： μ ——液体的动力黏度， $\text{Pa} \cdot \text{s}$ （帕·秒）或 $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ （牛·秒/秒²）。

三、各种孔口的压力流量特性

比较式（2-32）和式（2-33）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（2-32）可知，通过薄壁小孔的流量与液体的黏度无关，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（2-33）可知，液体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液体的黏度 μ ，因此流量受油温变化的影响较大。

为了分析问题方便起见，各种孔口的压力流量特性，可用如下表达式综合表示，即

$$q = KA_T \Delta p^m \quad (2-34)$$

式中： m ——由小孔长径比决定的指数；

当孔口为薄壁小孔时， $m=0.5$ ；

当孔口为细长孔时， $m=1$ ；

当孔口为短孔时， $m=0.5 \sim 1$ ；

K ——由小孔的形状、尺寸和液体性质决定的系数；

当孔口为薄壁小孔时， $K=C_q (2/\rho)^{0.5}$ ；

当孔口为细长孔或短孔时， $K=d^2/32\mu l$

扩展知识 液体流经缝隙的力学特性

液压元件内各零件间有相对运动，必须要有适当间隙。间隙过大，会造成泄漏；间隙过小，会使零件卡死。如图 2-25 所示的泄漏，泄漏是由压差和间隙造成的。内泄漏的损失转换为热能，使油温升高，外泄漏污染环境，两者均影响系统的性能与效率，因此，研究液体流经间隙的泄漏量、压差与间隙量之间的关系，对提高元件的性能及保证系统的正常工作是必要的。间隙中的流动一般为层流，一种是压差造成的流动称压差流动，另一种是相对运动造成的流动称剪切流

动，还有一种是在压差与剪切同时作用下的流动。在液压技术中，常见的间隙有平行平面缝隙和环形缝隙两种。

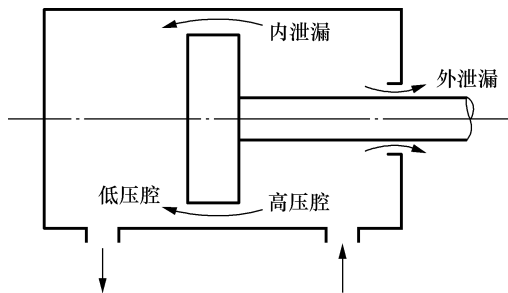


图 2-25 内泄漏与外泄漏

一、平行平板缝隙的平行流动

液体流经平行平板缝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 2-26 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，黏度不变。在液体中取一个微元体 $dx dy$ （宽度方向取单位长），作用在其与液流相垂直的两个表面上的压力为 p 和 $p + dp$ ，作用在其与液流相平行的上下两个表面上的切应力为 τ 和 $\tau + d\tau$ ，因此其受力平衡方程为

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

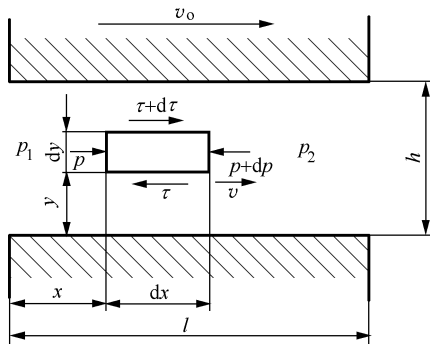


图 2-26 平行平板缝隙的平行流动

经过整理并将式（2-4）代入后有

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

对上式二次积分可得

$$v = \frac{y^2}{2\mu} \frac{dp}{dx} + C_1 y + C_2 \quad (2-35)$$



式中: C_1 、 C_2 ——积分常数。

下面分两种情况进行讨论。

1. 固定平行平板缝隙流动 (压差流动) 且 $v=0$

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, $v=0$; 当 $y=h$ 时, $v=0$,

代入式 (2-34), 得 $C_1 = -h \, dp / 2 \, dx$ 、 $C_2 = 0$

所以

$$v = -\frac{h}{2\mu} (h-y) y \frac{dp}{dx}$$

于是有

$$b dy = -q = \int_A v dA = \int_0^h -\frac{h}{2\mu} (h-y) y \frac{dp}{dx} b dy = -\frac{bh^3}{12\mu} \frac{dp}{dx}$$

因为液流做层流流动时 p 只是 x 的线性函数, 即

$$\frac{dp}{dx} = (p_1 - p_2) / l = -\Delta p / l$$

将此关系式代入上述流量公式, 得

$$q = \frac{bh^3}{12\mu l} \Delta p \quad (2-36)$$

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缝隙流动

(1) 两平行平板有相对运动, 速度为 v_0 , 但无压差, 这种流动称为纯剪切流动。

将边界条件: 当 $y=0$ 时, $v=0$; 当 $y=h$ 时, $v=v_0$, 且 $dp/dx=0$,

代入式 (2-34) 得

$$C_1 = v_0 / h, \quad C_2 = 0$$

则

$$v = \frac{v_0}{h} y \quad (2-37)$$

由式 (2-34) 可知, 速度沿 y 方向呈线性分布。其流量为

$$q = \int_A v dA = \int_0^h \frac{v_0}{h} y dy = \frac{bh}{2} v_0 \quad (2-38)$$

(2) 两平行平板既有相对运动, 两端又存在压差时的流动。这是一种普遍情况, 其速度和流量是以上两种情况的线性叠加, 即

$$v = -\frac{h}{2\mu} (h-y) y \frac{dp}{dx} + \frac{v_0}{h} y \quad (2-39)$$

同样 $\frac{dp}{dx} = (p_1 - p_2) / l = -\Delta p / l$ 得

$$q = \frac{bh^3}{12\mu l} \Delta p \pm \frac{bh}{2} v_0 \quad (2-40)$$

式 (2-38) 和式 (2-39) 中正负号的确定, 当长平板相对于短平板的运动方向和压差流动方向一致时, 取 “+” 号; 反之取 “-” 号。此外, 如果将泄漏所造成的功率损失写成:

$$P_1 = \Delta q p = \Delta p \left(\frac{bh^3}{12\mu l} \Delta p \pm \frac{bh}{2} v_0 \right) \quad (2-41)$$

由上式得出结论: 缝隙 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, 而并不是越小越好。

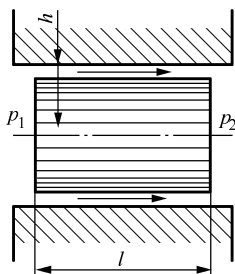


图 2-27 同心圆柱环形缝隙流动

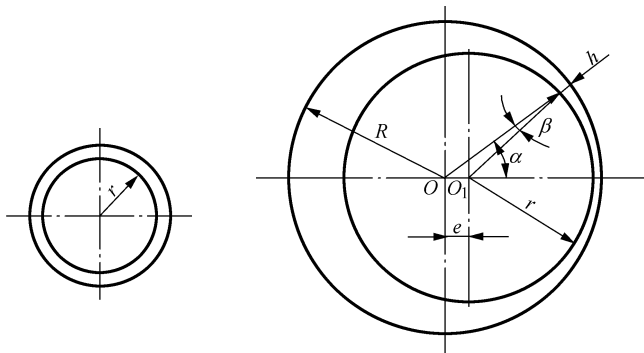


图 2-28 偏心圆柱环形缝隙流动

二、| 环形缝隙中的平行流动

环形缝隙流动分为圆柱环形缝隙流动、圆环缝隙流动和圆锥环形缝隙流动。

1. 圆柱环形缝隙中的平行流动

(1) 同心圆柱环形缝隙中的平行流动。

如图 2-27 所示为同心圆柱环形缝隙中的平行流动, 当 $h/\kappa \ll 1$ 时, 可以将圆柱环形缝隙近似地看作是平行平板缝隙, 只要将 $b = \pi d$ 代入式 (2-39), 就可得到同心圆柱环形缝隙平行流动的流量公式

$$q = \frac{\pi b h^3}{12\mu l} \Delta p \pm \frac{\pi b h}{2} v_0 \quad (2-42)$$

该式中 “+” 号和 “-” 号的确定同式 (2-39)。

(2) 偏心圆柱环形缝隙中的平行流动。

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心圆柱环形缝隙。

如图 2-28 所示为偏心圆柱环形缝隙的简图。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 ,



从图可看出

$$h = R - (r \cos \beta + e \cos \alpha)$$

因为 β 很小, $\cos \beta \rightarrow 1$,

所以

$$h = R - (r + e \cos \alpha) \quad (2-43)$$

在 $d\alpha$ 一个很小的角度范围内, 通过缝隙的流量 dq 可应用平行平板缝隙流量公式 (2-34) 计算, 即

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

因为 b 相当于 $R d\alpha$, 于是得

$$dP = \frac{R \cdot \Delta P}{12 \mu l} h^3 d\alpha = \frac{R \cdot \Delta P}{12 \mu l} \int_0^{2\pi} [R - (r + e \cos \alpha)]^3 d\alpha$$

并从 0 积分到 2π 得到通过整个偏心圆柱环形缝隙的流量

$$q = \frac{R \cdot \Delta P}{12 \mu l} \int_0^{2\pi} h^3 d\alpha = \frac{R \cdot \Delta P}{12 \mu l} \int_0^{2\pi} (R - r - e \cos \alpha)^3 d\alpha$$

令 $R - r = h_0$ (同心时半径间隙量), $e/h_0 = \epsilon$ (相对偏心率), 则有

$$R - r - e \cos \alpha = h_0 - e \cos \alpha = h_0 (1 - \epsilon \cos \alpha)$$

令 $d = 2R$, 于是

$$q = \frac{h_0^3 R \Delta P}{12 \mu l} \int_0^{2\pi} (1 - \epsilon \cos \alpha)^3 d\alpha = \frac{\pi b h_0^3 \Delta P}{12 \mu l} (1 + 1.5 \epsilon^2) \quad (2-44)$$

由式 (2-44) 可以看出, 当 $\epsilon = 0$ 即为同心圆柱环形缝隙。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。

当内外圆柱表面有相对运动且又存在压差时, 偏心圆柱环形缝隙的流量公式由式 (2-42) 和式 (2-44) 可得

$$q = \frac{\pi b h_0^3 \Delta p}{12 \mu l} (1 + 1.5 \epsilon^2) \pm \frac{\pi b h_0}{2} u_0 \quad (2-45)$$

式中等号右边第一项为压差流动的流量, 第二项为纯剪切流动的泄漏, 当长圆柱表面相对短圆柱表面的运动方向与压差流动方向一致时取 “+” 号, 反之取 “-” 号, 当内外圆柱同心时, $\epsilon = 0$, 即为式 (2-42)。

2. 平面圆环缝隙的流动

如图 2-29 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。

在半径 r 处取宽度为 dr 的液层, 将液层展开, 可近似看作平行平板间的间隙流动, 在 r 处的流速为 v_r , 因此有

$$v_r = -\frac{1}{2\mu l} (h-y) y \frac{dp}{dy}$$

则

$$\begin{aligned} q &= \int_0^h v_r 2\pi r dy = \int_0^h -\frac{1}{2\mu l} (h-y) y \frac{dp}{dr} 2\pi r dy \\ &= -\frac{2\pi r}{2\mu} \frac{dp}{dr} \int_0^h (h-y) dy = -\frac{\pi r h^3}{6\mu} \frac{dp}{dr} \end{aligned}$$

所以

$$\frac{dp}{dr} = -\frac{6\mu q}{\pi h^3}$$

对上式积分可得

$$p = -\frac{6\mu q}{\pi h^3} \ln r_2 + c$$

由边界条件： $r=r_2$ 时， $p=p_2$ 得

$$C = -\frac{6\mu q}{\pi h^3} \ln r_2 + p_2$$

代入上式，得到压力沿径向的分布规律。

$$p = \frac{6\mu q}{\pi h^3} \ln \frac{r_2}{r} + p_2 \quad (2-46)$$

当 $r=r_1$ 时， $p=p_1$ ， 则

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{6\mu q}{\pi h^3} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

由上式可得流量为

$$q = \frac{\pi h^3 \Delta p}{6\mu \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (2-47)$$

作用于平面上的总液压力为

$$f = \pi r_1^2 p_1 + \int_{r_1}^{r_2} p_2 2\pi r dr$$

3. 圆锥环形缝隙中的平行流动

如图 2-30 所示为圆锥环形缝隙中的平行流动。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，所以可根据平面圆环缝隙流动的流量公式，导出这种流动的流量公式为

$$q = \frac{\pi h^3 \sin \alpha}{6\mu \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (2-48)$$

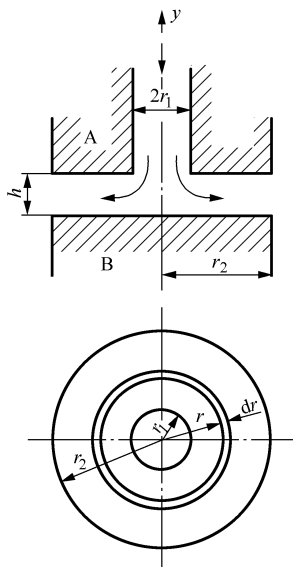


图 2-29 平面圆环缝隙的流动

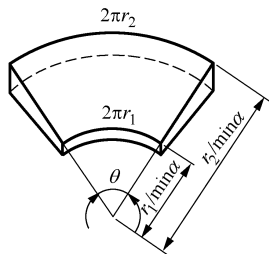
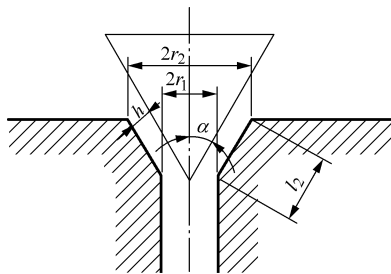


图 2-30 圆锥状环形间隙的流动

课后练习

一、填空题

1. 液体在外力作用下流动时，液层间作相对运动时产生内摩擦力的性质，称为_____。
2. 液压流动中，任意一点上的运动参数不随时间变化的流动状态称为定常流动，又称_____。
3. 理想液体的伯努利方程的表达式是_____，实际液体的伯努利方程的表达式是_____。
4. 液体在管道中存在两种流动状态，分别是_____和_____，液体的流动状态可用_____来判断。
5. 在研究流动液体时，把既_____又_____的液体称为理想流体。
6. 由于流体具有_____，液流在管道中流动需要损耗一部分能量，它由_____损失和_____损失两部分组成。
7. 液流流经薄壁小孔的流量与_____的一次方成正比，与_____成正比。通过薄壁小孔的流量对_____不敏感，因此薄壁小孔常用作可调节流阀。
8. 我国液压油的牌号是以_____℃时油液的平均_____黏度的大小来表示的。如 20 号机械油，表示其平均_____黏度在_____℃时为_____。
9. 液压油黏度因温度升高而_____，因压力增大而_____。（填升高或降低）

10. 动力黏度的物理意义是_____。

11. 运动黏度的定义是_____。

二、单项选择题

1. 黏度指数高的液压油，表示该液压油_____。

- A) 黏度较大；
- B) 黏度因压力变化而改变较大；
- C) 黏度因温度变化而改变较小；
- D) 黏度因温度变化而改变较大；
- E) 能与不同黏度的油液混合的程度。

2. 20°C 时水的运动黏度为 $1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ，密度 $\rho_{\text{水}} = 1\,000 \text{ kg/m}^3$ ； 20°C 时空气的运动黏度为 $15 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ，密度 $\rho_{\text{空气}} = 1.2 \text{ kg/m}^3$ ；试比较水和空气的黏度_____。

- A) 水的黏度比空气大
- B) 空气的黏度比水大
- C) 一样大

3. 某一液压系统中，在一个大气压时测定油中混入 1% 体积的空气，当系统压力增加至 $50 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时，液压油的等效体积弹性模量 K 将_____。

- A) 增大
- B) 减小
- C) 基本不变

4. 某一液压系统中，在一个大气压时测定油中含有 5% 的溶解空气，如系统先采用放气和空载循环的方法来排除空气，然后再将压力上升至 $50 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，液压油的等效体积弹性模量 K 将_____。

- A) 增大
- B) 减小
- C) 基本不变

5. 某液压油的动力黏度为 $4.9 \times 10^{-9} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$ ，密度为 850 kg/m^3 ，该液压油的运动黏度为_____。

- A) $\nu = 5.765 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- B) $\nu = 5.981 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- C) $\nu = 8.765 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- D) $\nu = 14.55 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

6. 有一液压缸，其缸筒内径 $d = 2 \times 10^{-2} \text{ m}$ ，柱塞长度 $l = 8 \times 10^{-2} \text{ m}$ ，二者的直径间隙 $\delta = 15 \times 10^{-6} \text{ m}$ ，间隙内油的动力黏度 $\eta = 3.92 \times 10^{-2} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。当柱塞与缸筒同心，试计算以 $v = 1 \text{ m/s}$ 的速度移动时的黏性内摩擦力为_____。

- A) $F_{\tau} = 56.32 \text{ N}$
- B) $F_{\tau} = 16.49 \text{ N}$
- C) $F_{\tau} = 12.65 \text{ N}$
- D) $F_{\tau} = 26.29 \text{ N}$

7. 某段钢管的直径为 $40 \times 10^{-3} \text{ m}$ ，长度为 3 m 。运动黏度为 $4 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ，重度为 $8\,820 \text{ N/m}^3$ 的液体，以 400 L/min 的流量流过这段钢管，压力损失为_____。

- A) $\Delta p = 1.201 \times 10^4 \text{ Pa}$
- B) $\Delta p = 3.152 \times 10^3 \text{ Pa}$
- C) $\Delta p = 1.998 \times 10^4 \text{ Pa}$
- D) $\Delta p = 8.210 \times 10^2 \text{ Pa}$

8. 选择液压油时，主要考虑油液的_____。

- A) 密度
- B) 颗粒度
- C) 黏度
- D) 颜色

9. 流量连续性方程是_____在流体力学中的表达形式。

A) 能量守恒定律 B) 动量定理 C) 质量守恒定律 D) 其他

10. 伯努利方程是_____在流体力学中的表达形式。

A) 能量守恒定律 B) 动量定理 C) 质量守恒定律 D) 其他

11. 液体流经薄壁小孔的流量与孔口面积的_____和小孔前后压力差的_____成正比。

A) 一次方 B) 1/2次方 C) 二次方 D) 三次方

12. 200 cm^3 的某液压油 (密度 $\rho=900\text{ kg/m}^3$), 在 50°C 时流过恩氏黏度计的时间 $t_1=153\text{ s}$ 。同体积的蒸馏水, 在 20°C 时流过恩氏黏度计的时间 $t_2=51\text{ s}$ 。求该液压油在 50°C 时的恩氏黏度 $^\circ\text{E}_{50}$ 、运动黏度 ν 和动力黏度 μ 各为多少?

三、计算题

1. 某液压油的运动黏度为 20 cSt , 其密度 $\rho=900\text{ kg/m}^3$, 求该液压油的动力黏度 μ 和恩氏黏度 $^\circ\text{E}$ 各为多少?

2. 液体在光滑金属管道中流动, 其流速 $v=3\text{ m/s}$ 。管道内径 $d=20\text{ mm}$, 液体的运动黏度 $\nu=30\times 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$ 。试确定液体的流动状态, 并计算液体通过管道的流量是多少?

3. 如图 2-31 所示, 一具有一定真空度的容器用一根管子倒置于一液面与大气相通的水槽中, 液体在管中上升的高度和 $h=1\text{ m}$ 。设液体的密度 $\rho=1\times 10^4\text{ kg/m}^3$, 试求容器内的真空度。

4. 如图 2-32 所示, 管路直径 $d=15\text{ mm}$, 油液密度 $\rho=900\text{ kg/m}^3$, 运动黏度 $\nu=20\text{ mm}^2/\text{s}$ 。流速 $v=5\text{ m/s}$ 。 45° 处的局部阻力系数 $\zeta=0.3$, 90° 处的局部阻力系数 $\zeta=2.12$, 求液压泵至液压马达管路中的压力损失。

5. 如图 2-33 所示, 液压泵的流量 $q=25\text{ L/min}$, 吸油管内径 $d=25\text{ mm}$, 吸油口距离液面的高度 $H=400\text{ mm}$, 液压油的运动黏度 $\nu=20\text{ mm}^2/\text{s}$, 密度 $\rho=900\text{ kg/m}^3$, 不计压力损失, 试求液压泵吸油口处的真空度。

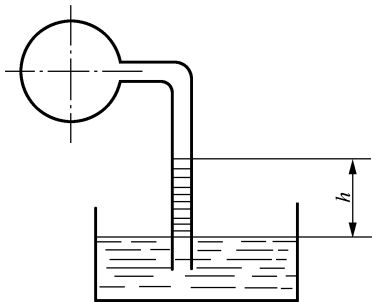


图 2-31

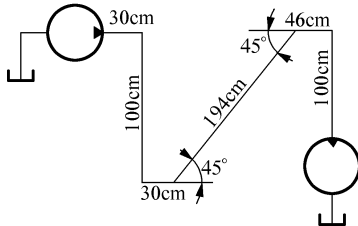


图 2-32

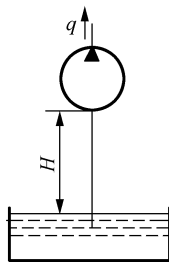


图 2-33