

第1章 流体流动与输送机械

本章学习要求

1. 掌握的内容

流体的密度和黏度的定义、单位及影响因素，压力的定义、表示法及单位换算；流体静力学方程、连续性方程、伯努利方程及其应用；流动型态及其判据，雷诺准数的物理意义及计算；流体在管内流动的机械能损失计算；简单管路的计算；离心泵的工作原理、性能参数、特性曲线，泵的工作点及流量调节，泵的安装及使用等。

2. 熟悉的内容

层流与湍流的特征；复杂管路计算要点；测速管、孔板流量计及转子流量计的工作原理、基本结构与计算；往复泵的工作原理及正位移特性；离心通风机的性能参数、特性曲线。

3. 了解的内容

层流内层与边界层；其它化工用泵的工作原理及特性；往复压缩机的工作原理。

流体（**fluid**）是具有流动性的物质，包括气体和液体。化工生产中所涉及的物料大多为流体，为满足生产工艺的要求，常需要将流体物料从一设备输送至另一设备，从上一工序输送至下一工序，流体流动与输送遂成为最普遍的化工单元操作之一。此外，化工生产中所涉及的过程（如传热、传质以及化学反应等）也多是在流体流动条件下进行，这些过程进行的快慢及效果等均与流体流动状况密切相关，因此，研究流体流动问题也是研究其它化工单元操作的重要基础。

本章在讨论流体基本性质的基础上，重点研究流体流动的基本规律以及流体输送所用的机械等。

1.1 流体基本性质

1.1.1 连续介质的假定

处于流动状态的物质，无论是气体还是液体，都是由运动的分子所组成。这些分子彼此之间有一定间隙，并且总是处于随机运动状态中。因此，从微观角度来看，流体的质量在空间和时间上的分布是不连续的。但在研究流体流动时，人们感兴趣的不是单个分子的微观运动，而是流体的宏观运动。因此，工程上常将流体视为充满所占空间、由无数彼此间没有间隙的流体质点组成的连续介质，这就是流体的**连续介质假定（continuum assumption）**。所谓质点是指由大量分子构成的微团，其尺寸远小于设备尺寸，但却远大于分子自由程。引入连

续介质假定后，流体的物理性质和运动参数均具连续变化特性，从而可以利用基于连续函数的数学工具，从宏观角度研究流体流动的规律。

应予以指出，连续介质假定对大多数工程情况是适用的，但在高真空稀薄气体的情况下，该假定不再成立。

1.1.2 流体的压缩性

压缩性是指流体的体积随压力变化的关系。如果流体的体积不随压力而变化，该流体称为**不可压缩性流体**（**incompressible fluid**）；若随压力发生变化，则称为**可压缩性流体**（**compressible fluid**）。一般液体的体积随压力变化很小，可视为不可压缩性流体；而对于气体，当压力变化时，其体积会有较大的变化，为可压缩性流体，但如果压力的变化率不大，该气体也可当作不可压缩性流体处理。

1.1.3 作用在流体上的力

流动中的流体所受的作用力可分为两种：质量力和表面力。

质量力(body force)是作用于流体每个质点上的力，其大小与流体的质量成正比。对于均匀质量的流体，该力也与流体的体积成正比，故又称为体积力。流体在重力场中所受的重力与离心力场中所受的离心力都是典型的质量力。

表面力（surface force）是通过直接接触而作用于流体表面的力，其大小与流体的表面积成正比。对于任一流体微元表面，作用于其上的表面力可分为垂直于表面的法向力和平行于表面的切向力。通常，垂直于表面的法向力称为压力，平行于表面的切向力称为剪切力。如图 1-1 所示。

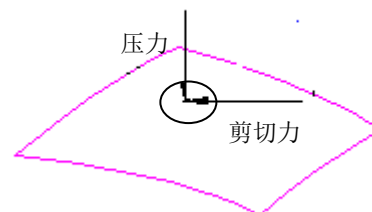


图 1-1 微元面上的表面力

以下分别讨论质量力与表面力以及与其相关的流体性质。

1.1.4 质量力与密度

流体的质量力与流体的质量成正比，即与流体的密度成正比。

流体的**密度**（density）是指单位体积流体的质量，表达式为

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

式中 ρ ——流体的密度， kg/m^3 ；

m ——流体的质量， kg ；

V ——流体的体积， m^3 。

对于一定的流体，其密度是压力和温度的函数，即

$$\rho = f(p, T)$$

液体密度 液体可视为不可压缩性流体，其密度基本上不随压力变化（极高压力除外），但随温度变化。液体密度随温度变化关系可从手册中查得，本书附录三给出了一些常用液体的密度值。

液体混合物的密度可按理想溶液由单组分密度进行计算。对于液体混合物，其组成通常用质量分数表示。现以 1kg 混合液体为基准，并设各组分在混合前后体积不变，则 1kg 混合液体的体积等于各组分单独存在时体积之和，即

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{a_1}{\rho_1} + \frac{a_2}{\rho_2} + \cdots + \frac{a_n}{\rho_n} \quad (1-2)$$

式中 $a_1, a_2 \cdots a_n$ ——液体混合物中各组分的质量分数；

$\rho_1, \rho_2 \cdots \rho_n$ ——各纯组分的密度， kg/m^3 。

气体密度 气体为可压缩性流体，其密度随压力和温度变化。对于气体，当压力不太高、温度不太低时，可按理想气体状态方程计算

$$\rho = \frac{pM}{RT} \quad (1-3)$$

式中 p ——气体的绝对压力，Pa；

M ——气体的摩尔质量， kg/mol ；

T ——绝对温度，K；

R ——气体常数，其值为 $8.314 \text{ J/(mol} \cdot \text{K)}$ 。

一般在手册中查得的气体密度都是在一定压力与温度下的数值，若条件不同，则此值需进行换算。

气体混合物的密度也可根据单组分密度进行计算。对于气体混合物，其组成通常用体积分数表示。以 1m^3 混合气体为基准，则 1m^3 混合气体的质量等于各组分的质量之和，即

$$\rho_m = \rho_1\phi_1 + \rho_2\phi_2 + \cdots + \rho_n\phi_n \quad (1-4)$$

式中 $\phi_1, \phi_2 \cdots \phi_n$ ——气体混合物中各组分的体积分数。

气体混合物的平均密度 ρ_m 也可用式（1-3）计算，但式中的摩尔质量 M 应以混合气体的平均摩尔质量 M_m 替代，即

$$\rho_m = \frac{pM_m}{RT} \quad (1-5)$$

$$\text{其中} \quad M_m = M_1 y_1 + M_2 y_2 + \cdots + M_n y_n \quad (1-6)$$

式中 $M_1, M_2 \cdots M_n$ ——各纯组分的摩尔质量, kg/mol;

$y_1, y_2 \cdots y_n$ ——气体混合物中各组分的摩尔分数。

对于理想气体, 其摩尔分数 y 与体积分数 φ 相同。

1.1.5 压力

压力是垂直作用于流体表面的力, 其方向指向流体的作用面。通常单位面积上的压力, 称为流体的静压强, 简称压强, 习惯上也称为压力 (以后所提压力, 如不特别指明, 均指压强)。

压力的单位 在 SI 单位中, 压力的单位是 N/m^2 , 称为帕斯卡, 以 Pa 表示。此外, 在实际生产和工程中压力的大小也间接地以液体柱高度表示, 如用米水柱或毫米汞柱等。若液体的密度为 ρ , 则液柱高度 h 与压力 p 的关系为

$$p = \rho g h \quad (1-7)$$

由上式可知, 同一压力, 用不同液柱表示时, 其高度不同。因此, 当以液柱高度表示压力时, 必须指明液体的种类, 如 600mmHg, 10mH₂O 等。

标准大气压有如下换算关系:

$$1\text{atm} = 1.013 \times 10^5 \text{Pa} = 760\text{mmHg} = 10.33\text{m H}_2\text{O}$$

压力的表示方法 压力的大小常以两种不同的基准来表示: 一种是绝对真空; 另一种是大气压力。基准不同, 表示方法也不同。以绝对真空为基准测得的压力称为绝对压力, 它是流体的真实压力; 以大气压力为基准测得的压力称为表压或真空度。

若绝对压力高于大气压力, 则高出部分称为表压, 即

$$\text{表压} = \text{绝对压力} - \text{大气压力}$$

表压可由压力表测量并在表上直接读数。

若绝对压力低于大气压力, 则低出部分称为真空度, 即

$$\text{真空度} = \text{大气压力} - \text{绝对压力}$$

真空度也可由真空表直接测量并读数。

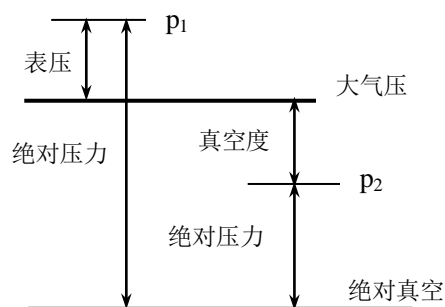


图 1-2 绝对压力与表压、真空度的关系

绝对压力与表压、真空度的关系如图 1-2 所示。一般为避免混淆，通常对表压、真空度等加以标注，如 2000Pa（表压），10mmHg（真空度）等，还应指明当地大气压力。

【例 1-1】 一台操作中的离心泵，进口真空表及出口压力表的读数分别为 0.02MPa 和 0.11MPa，试求：（1）泵出口与进口的绝对压力（kPa）；（2）二者之间的压力差。设当地的大气压为 101.3kPa。

解：（1）进口真空表读数即为真空度，则进口绝对压力

$$p_1 = 101.3 - 0.02 \times 10^3 = 81.3 \text{ kPa}$$

出口压力表读数即为表压，则出口绝对压力

$$p_2 = 101.3 + 0.11 \times 10^3 = 211.3 \text{ kPa}$$

（2）泵出口与进口的压力差

$$p_2 - p_1 = 211.3 - 81.3 = 130 \text{ kPa}$$

或直接用表压及真空度计算：

$$p_2 - p_1 = 0.11 \times 10^3 - (-0.02 \times 10^3) = 130 \text{ kPa}$$

1.1.6 剪切力与黏度

剪切力是平行作用于流体表面的力。流体与固体的主要差别在于它们对外力抵抗的能力不同。固体在剪切力的作用下，将产生相应的变形以抵抗外力，而静止流体在剪切力的作用下，将发生连续不断的变形，即流体具有流动性。

1.1.6.1 牛顿黏性定律

如图 1-3 所示，设有上、下两块面积很大且相距很近的平行平板，板间充满某种静止流体。若将下板固定，而对上板施加一个恒定的外力，上板就以恒定速度 u 沿 x 方向运动。若 u 较小，则两板间的流体就会分成无数平行的薄层而运动，黏附在上板底面下的流体层以速度 u 随上板运动，其下各层流体的速度依次降低，紧贴在下板表面的流体层，因黏附在静止板上，其速度为零，两平板间流速呈线性变化。对任意相邻两层流体来说，上层速度较大，下层速度较小，前者对后者起带动作用，而后者对前者起拖曳作用，流体层之间的这种相互作用产生剪切力。此作用力是在流体内部产生，通常亦称为内摩擦力。流体在流动时产生内摩擦力的性质，称为流体的黏性。

平行平板间流体的速度分布为直线，而流体在圆管内流动时，速度分布呈抛物线形，如

图 1-4 所示。

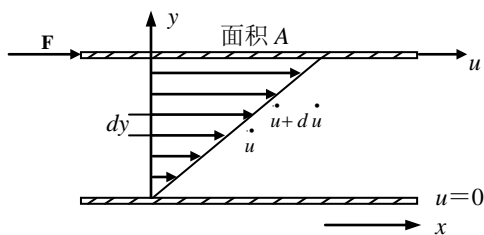


图 1-3 平板间流体速度变化

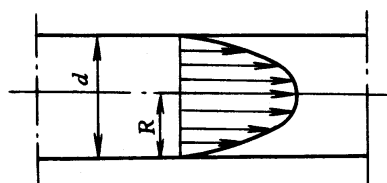


图 1-4 实际流体在管内的速度分布

实验证明，对于一定的流体，剪切力 F 与两流体层的速度差 \dot{du} 成正比，与两层之间的垂直距离 dy 成反比，与两层间的接触面积 A 成正比，即

$$F = \mu A \frac{\dot{du}}{dy} \quad (1-8)$$

式中 F ——剪切力（内摩擦力），N；

$\frac{\dot{du}}{dy}$ ——法向速度梯度，即在与流体流动方向相垂直的 y 方向流体速度的变化率，1/s；

μ ——比例系数，称为流体的黏度或动力黏度，Pa·s。

工程上，将单位面积上的内摩擦力称为剪应力，以 τ 表示，单位为 Pa，则式（1-8）变为

$$\tau = \mu \frac{\dot{du}}{dy} \quad (1-8a)$$

式（1-8）、（1-8a）称为**牛顿黏性定律**，表明流体层间的内摩擦力或剪应力与法向速度梯度成正比。

应当指出，牛顿黏性定律适用于流体分层流动的情形（称为层流，见 1.4.2）。

剪应力与速度梯度的关系符合牛顿黏性定律的流体称为**牛顿型流体**，包括所有气体和大多数液体；不符合牛顿黏性定律的流体称为**非牛顿型流体**，如高分子溶液、胶体溶液及悬浮液等。本章讨论的均为牛顿型流体。

1.1.6.2 流体的黏度

黏度的物理意义 由式（1-8a）可知，黏度（viscosity）为流体流动时在与流动方向相垂直的方向上产生单位速度梯度所需的剪应力。显然，在同样流动情况下，流体的黏度越大，流体流动时产生的内摩擦力越大。由此可见，黏度是反映流体黏性大小的物理量。

黏度也是流体的物性之一，其值由实验测定。流体的黏度不仅与流体的种类有关，还与温度、压力有关。液体的黏度随温度的升高而降低，压力对其影响可忽略不计；气体的黏度随温度的升高而增大，一般情况下也可忽略压力的影响，但在极高或极低的压力条件下需考虑其影响。

一些纯流体的黏度可在附录六或有关手册中查取。一般气体的黏度比液体的黏度要小得多，如 20℃ 空气的黏度为 $1.81 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ，水的黏度为 $1.005 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ，而甘油则为 $1.499 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。混合物的黏度可直接由实验测定，若缺乏实验数据，可参阅有关资料，选用经验公式进行估算。

黏度的单位 在国际单位制下，其单位为 $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ ，即 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。在一些工程手册中，黏度的单位也用 cP （厘泊）表示，它们的换算关系为

$$1\text{cP} = 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

运动黏度 流体的黏性还可用黏度 μ 与密度 ρ 的比值表示，称为运动黏度，以符号 ν 表示，即

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

其单位为 m^2/s 。显然，运动黏度也是流体的物理性质。

1.1.6.3 理想流体与实际流体

黏度为零的流体称为理想流体，而真实的流体都具有黏性，称为实际流体或黏性流体。

自然界中理想流体并不存在，引入理想流体的概念，对解决工程实际问题具有重要意义。如将黏度较小的流体（如水和空气等）在某些情况下视为理想流体，找出流体的特性与规律后再考虑黏性的影响，对理想流体的分析结果进行修正，这样可使工程问题的处理大为简化。

1.2 流体静力学

流体静力学主要研究流体处于静止状态时的平衡规律，其基本原理在化工生产中应用广泛，如流体压力（差）的测量、容器液位的测定和设备液封等。

1.2.1 静压力的特性

静止流体内部压力具有如下特性：

- ① 流体压力与作用面垂直，并指向该作用面；
- ② 静压力与其作用面在空间的方位无关，只与该点位置有关，即作用于任意点处不同方

向上的压力在数值上均相同，静压力各向同性。

应予以指出，流体静压力的上述特性不仅适用于流体内部，而且也适用于与固体接触的流体表面，即无论器壁的形状与方向如何，静压力总是垂直于器壁，并且指向器壁。因此，测量某点压力时，测压管不必选择插入方向，只要在该点位置上测量即可。

1.2.2 流体静力学基本方程

流体静力学基本方程是研究流体在重力场中处于静止时的平衡规律，描述静止流体内部的压力与所处位置之间的关系。

1.2.2.1 流体静力学基本方程

如图 1-5 所示，在密度为 ρ 的连续静止流体内部取一底面积为 A 、高度为 dz 的流体微元体，作用于其上、下底面的压力分别为 $p + dp$ 和 p 。由于流体静止，故在垂直方向上的作用力只有质量力和压力，且合力为零，即

$$pA = (p + dp)A + \rho g A dz$$

整理可得：

$$dp + \rho g dz = 0$$

对于不可压缩性流体， ρ 为常数，对上式积分，得：

$$p + \rho g z = \text{常数} \quad (1-10)$$

图 1-6 中装有密度为 ρ 的液体，则在静止液体中处于不同高度 z_1 、 z_2 平面之间的压力关系为

$$p_1 + \rho g z_1 = p_2 + \rho g z_2 \quad (1-11)$$

$$\text{变形为} \quad \frac{p_1}{\rho} + z_1 g = \frac{p_2}{\rho} + z_2 g \quad (1-11a)$$

若将平面 1 取在容器的液面上，其上方的压力为 p_0 ，则深度为 h 的平面处压力为

$$p_2 = p_0 + \rho g h \quad (1-11b)$$

式 (1-10) ~ 式 (1-11b) 均称为**流体静力学基本方程**，其中式 (1-10)、式 (1-11) 以压力形式表示，而式 (1-11a) 以能量形式表示。

应当指出，静力学基本方程适用于在重力场中静止、连续的同种不可压缩流体，如液体。而对于气体来说，密度随压力变化，但若气体的压力变化不大，密度近似地取其平均值而视

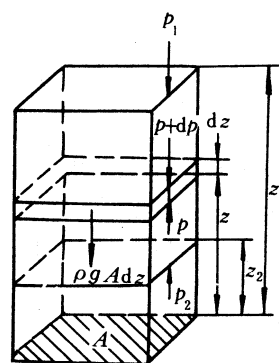


图 1-5 流体静力平衡

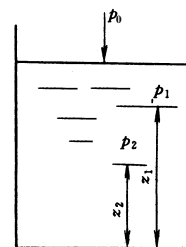


图 1-6 静止液体内部压力分布

为常数时，上述方程仍适用。

由静力学基本方程可知以下几点：

① 当液面上方压力 p_0 一定时，静止液体内部任一点的压力 p 与其密度 ρ 和该点的深度 h 有关。因此，在静止的、连续的同种流体内，位于同一水平面上各点的压力均相等。压力相等的面称为等压面。液面上方压力变化时，液体内部各点的压力也将发生相应的变化。

② 式 (1-11a) 中， zg 项可理解为 mgz/m (m 为流体的质量)，其单位为 J/kg，即为单位质量流体所具有的位能；

$$\frac{p}{\rho} \text{ 项的单位为 } \frac{N/m^2}{kg/m^3} = \frac{N \cdot m}{kg} = \frac{J}{kg}$$

即为单位质量的流体所具有的静压能。由此可见，静止流体存在两种能量形式，即位能和静压能，二者均为流体的势能。

式 (1-11a) 也可改写为如下形式：

$$\frac{p}{\rho} + zg = \text{常数}$$

上式表明，在同一静止流体中，处在不同位置流体的位能和静压能各不相同，但二者总和即总势能保持不变。因此，静力学基本方程也反映了静止流体内部能量守恒与转换的关系。

③ 式 (1-11b) 可改写为

$$\frac{p_2 - p_0}{\rho g} = h$$

即表明压力或压力差可用液柱高度表示，但需注明液体的种类。

1.2.2.2 静力学基本方程的应用

利用静力学基本原理可以测量流体的压力、容器中液位及计算液封高度等。

(1) 压力及压力差的测量

① U 形压差计

U 形压差计的结构如图 1-7 所示，在 U 形玻璃管内装有某种液体作为指示液。要求指示液与被测流体不互溶，不起化学反应，且其密度大于被测流体密度。

当 U 形管两端与被测两点连通时，由于作用于 U 管两端的压力不等（图中 $p_1 > p_2$ ），则指示液在 U 形管两端显

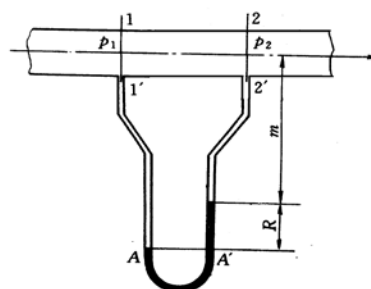


图 1-7 U 形压差计

示出高度差 R 。根据流体静力学基本方程，利用 R 的数值便可计算出两点间的压力差。

设指示液的密度为 ρ_0 ，被测流体的密度为 ρ 。由图 1-7 可知，A 与 A' 面在同一水平面上，且处于连通的同种静止流体内，因此，二者压力相等，即 $p_A = p_{A'}$ ，

而
$$p_A = p_1 + \rho g(m + R)$$

$$p_{A'} = p_2 + \rho g m + \rho_0 g R$$

所以
$$p_1 + \rho g(m + R) = p_2 + \rho g m + \rho_0 g R$$

$$\text{整理得} \quad p_1 - p_2 = (\rho_0 - \rho)gR \quad (1-12)$$

若被测流体为气体，由于气体的密度远小于指示液的密度，即 $\rho_0 - \rho \approx \rho_0$ ，则式 (1-12) 可简化为

$$p_1 - p_2 \approx Rg\rho_0 \quad (1-12a)$$

U 形压差计也可测量流体的压力。测量时将 U 形管一端与被测点连接，另一端与大气相通，此时测得的是流体的表压或真空度（见例 1-2）。

【例 1-2】 如图 1-8 所示，水在水平管道内流动。为测量流体在某截面处的压力，直接在该处连接一 U 形压差计，指示液为水银，读数 $R=250\text{mm}$ ， $m=900\text{mm}$ 。已知当地大气压为 101.3kPa ，水的密度 $\rho=1000\text{ kg/m}^3$ ，水银的密度 $\rho_0=13600\text{ kg/m}^3$ 。试计算该截面处的压力。

解：图中 A-A' 面为等压面，即 $p_A = p_{A'}$

而
$$p_{A'} = p_a$$

$$p_A = p + \rho g m + \rho_0 g R$$

于是
$$p_a = p + \rho g m + \rho_0 g R$$

则截面处绝对压力

$$\begin{aligned} p &= p_a - \rho g m - \rho_0 g R \\ &= 101300 - 1000 \times 9.81 \times 0.9 - 13600 \times 9.81 \times 0.25 \\ &= 59117\text{Pa} = 59.1\text{kPa} \end{aligned}$$

或直接计算该截面处的真空度

$$\begin{aligned} p_a - p &= \rho g m + \rho_0 g R \\ &= 1000 \times 9.81 \times 0.9 + 13600 \times 9.81 \times 0.25 \\ &= 42183\text{Pa} = 42.2\text{kPa} \end{aligned}$$

由此可见，当 U 形管一端与大气相通时，U 形压差计读数实际反映的就是该处的表压或

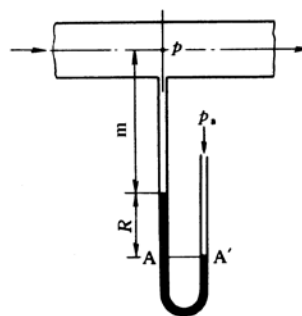


图 1-8 例 1-2 附图

真空度。

U 形压差计在使用时为防止水银蒸汽向空气中扩散,通常在与大气相通的一侧水银液面上充入少量水(图中未画出),因水银密度比水密度大得多,故计算时其高度可忽略不计。

【例 1-3】如图 1-9 所示,密度为 ρ 的流体从倾斜管路中流过。用 U 形压差计测量管路

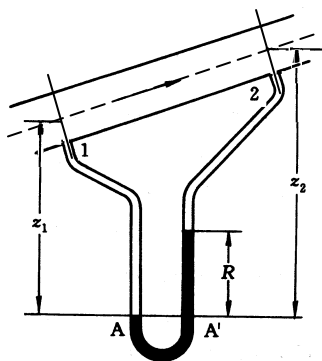


图 1-9 例 1-3 附图

中两截面 1、2 的压力差,试推导 Δp 的表达式。

解: 图中 A-A' 为等压面, 即 $p_A = p_{A'}$

$$p_A = p_1 + \rho g z_1$$

$$p_{A'} = p_2 + \rho g (z_2 - R) + \rho_0 g R$$

故有
$$p_1 + \rho g z_1 = p_2 + \rho g (z_2 - R) + \rho_0 g R$$

得
$$(p_1 + \rho g z_1) - (p_2 + \rho g z_2) = (\rho_0 - \rho) g R$$

即
$$p_1 - p_2 = \rho g (z_2 - z_1) + (\rho_0 - \rho) g R$$

由此可以看出,此时 U 形压差计直接反映的并不是两截面的压力差,而是两截面静压能与位能总和即总势能之差值。仅当管路水平放置时,U 形压差计才直接测得两截面的压力差。

② 双液体 U 管压差计

又称为微压计,用于测量压力差较小的场合。

如图 1-10 所示,在 U 管上增设两个扩大室,内装密度接近但不互溶的两种指示液 A 和 C ($\rho_A > \rho_C$)。一般扩大室内径与 U 管内径之比大于 10,这样扩大室的截面积比 U 管截面积大得多,可认为即使 U 管内指示液 A 的液面差 R 变化较大,两扩大室内指示液 C 的液面变化仍微小,近似认为维持在同一水平面。于是有

$$p_1 - p_2 = R g (\rho_A - \rho_C) \quad (1-13)$$

由上式可知,只要选择两种合适的指示液,使 $(\rho_A - \rho_C)$ 较小,就可以保证较大的读数 R 。

利用静力学基本原理测量压力差,除上述 U 形压差计和双液体 U 管压差计外,还可用倒 U 形压差计(常以空气为指示剂)、斜管压差计(测量较小压差)、复式压差计(测量较大压差)等。

【例 1-4】如图 1-11 所示,用一复式 U 形压差计测量某种流体流过管路 A、B 两点的压力差。已知流体的密度为 ρ ,指示液的密度为 ρ_0 ,且两 U 形管指示液之间的流体与管内流体

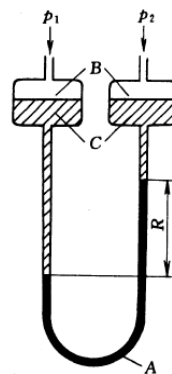


图 1-10 双液体 U 管压差计

相同。已知两个 U 形压差计的读数分别为 R_1 、 R_2 ，试推导 A、B 两点压力差的计算式，由此可得出什么结论？

解：图中 1-1'、2-2'、3-3'均为等压面，根据等压面原则，进行压力传递。

对于 1-1'面：

$$p_1 = p_1' = p_A + \rho g z_1$$

对于 2-2'面：

$$p_2 = p_2' = p_1' - \rho_0 g R_1 = p_A + \rho g z_1 - \rho_0 g R_1$$

对于 3-3'面：

$$p_3 = p_2' + \rho g [z_2 - (z_1 - R_1)] = p_A + \rho g z_2 - (\rho_0 - \rho) g R_1$$

而
$$p_3 = p_3' = p_B + \rho g (z_2 - R_2) + \rho_0 g R_2 = p_B + \rho g z_2 + (\rho_0 - \rho) g R_2$$

所以
$$p_A + \rho g z_2 - (\rho_0 - \rho) g R_1 = p_B + \rho g z_2 + (\rho_0 - \rho) g R_2$$

整理得
$$p_A - p_B = (\rho_0 - \rho) g (R_1 + R_2)$$

由此可得出结论：当复式 U 形压差计各指示液之间的流体与被测流体相同时，复式 U 形压差计与一个单 U 形压差计测量相同，且读数为各 U 形压差计读数之和。因此，当被测压力差较大时，可采用多个 U 形压差计串联组成的复式压差计。

(2) 液位测量

在化工生产中，常需要了解容器内液体的贮存量，或对设备内的液位进行控制，通常可通过测量容器内的液位实现。测量液位的装置较多，但大多遵循流体静力学基本原理。

图 1-12 所示的是利用 U 形压差计进行近距离液位测量装置。在容器或设备 1 的外部设一平衡室 2，其中所装的液体与容器中相同，液面高度维持在容器中液面允许的最高位置。用一装有指示液的 U 形压差计 3 把容器与平衡室相连通，其压差计读数 R 即反映出容器内的液面高度。

根据静力学基本方程，可获得液面高度与压差计读数之间的关系

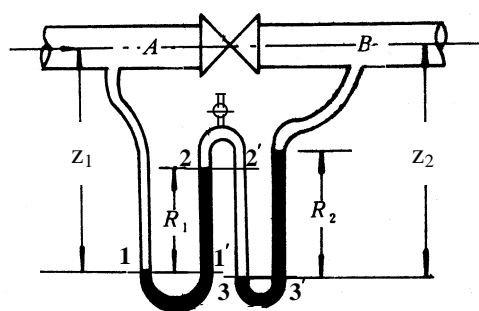


图 1-11 例 1-4 附图

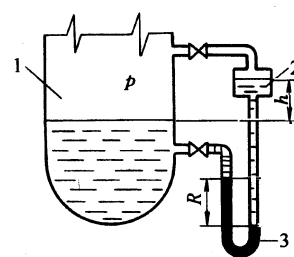


图 1-12 压差法测量液位
1—容器；2—平衡室；
3—U 形压差计

$$h = \frac{\rho_0 - \rho}{\rho} R \quad (1-14)$$

由此可知，液面越高， h 越小，压差计读数 R 越小；当液面达到最高时， h 为零， R 亦为零。

若容器或设备的位置离操作室较远时，可采用远距离液位测量装置，见例 1-5。

【例 1-5】 为了确定容器中某溶剂的液位，采用图 1-13 所示的测量装置。在管内通入压缩氮气，用阀 1 调节其流量，使在观察器中有少许气泡逸出。已知该溶剂的密度为 1250kg/m^3 ，U 形压差计的读数 R 为 130mm ，指示液为水银。试计算容器内溶剂的高度 h 。

解： 观察器中只有少许气泡产生，表明氮气在管内的流速极小，可近似认为处于静止状态。由于管道中充满氮气，其密度较小，故可近似认为容器内吹气管底部 A 的压力等于 U 形压差计 B 处的压力，即 $p_A \approx p_B$ 。

$$\text{而} \quad p_A = p_a + \rho g h \quad p_B = p_a + \rho_0 g R$$

$$\text{所以} \quad h = \frac{\rho_0}{\rho} R = \frac{13600}{1250} \times 0.13 = 1.41\text{m}$$

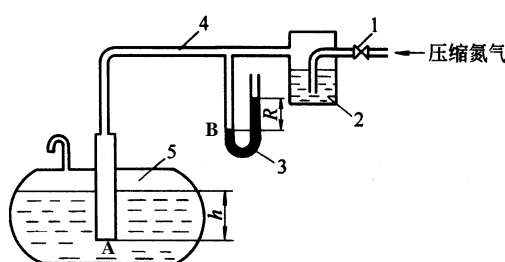


图 1-13 远距离液位测量

1—调节阀；2—鼓泡观察器；
3—U 形压差计；4—吹气管；5—贮槽

（3）液封高度的计算

在化工生产中，为了控制设备内气体压力不超过规定的数值，常使用安全液封（或称水封）装置，如图 1-14 所示。其作用是当设备内压力超过规定值时，气体则从水封管排出，以确保设备操作的安全。

液封高度可根据静力学基本方程计算。若要求设备内的表压不超过 p ，则水封管的插入深度 h 应为

$$h = \frac{p}{\rho g} \quad (1-15)$$

式中 p ——设备内表压，Pa；

ρ ——水的密度， kg/m^3 。

为安全起见，实际安装时管子插入水面下的深度应比计算值略小些。

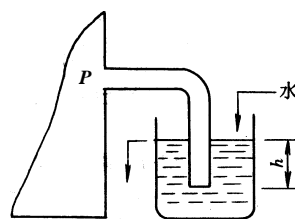


图 1-14 安全水封

1.3 流体动力学

化工生产中流体大多是在封闭管道中流动，因此，必须研究流体在管内的流动规律。本节主要研究流体在流动过程中的质量衡算与机械能衡算，从而获得流体流动中的运动参数如流速、压力等的变化规律。

1.3.1 流体的流量与流速

1.3.1.1 流量

单位时间内流经管道任意截面的流体量称为流量，通常有两种表示方法。

体积流量 (volumetric flow rate) 单位时间内流经管道任意截面的流体体积称为体积流量，以 q_v 表示，单位为 m^3/s 或 m^3/h 。

质量流量 (mass flow rate) 单位时间内流经管道任意截面的流体质量称为质量流量，以 q_m 表示，单位为 kg/s 或 kg/h 。

体积流量与质量流量的关系为

$$q_m = q_v \rho \quad (1-16)$$

1.3.1.2 流速

与流量相对应，流速也有两种表示方法。

平均流速 (average velocity) 流速是指单位时间内流体质点在流动方向上所流经的距离。实验发现，流体质点在管道截面上各点的流速并不一致，而是形成某种分布（见 1.4.2）。在工程计算中，为简便起见，常采用平均流速表征流体在该截面的速度。定义平均流速为流体的体积流量与管道截面积之比，即

$$u = \frac{q_v}{A} \quad (1-17)$$

单位为 m/s 。习惯上，平均流速简称为流速。

质量流速 (mass velocity) 单位时间内流经管道单位截面积的流体质量称为质量流速，以 G 表示，单位为 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

质量流速与流速的关系为

$$G = \frac{q_m}{A} = \frac{q_v \rho}{A} = u \rho \quad (1-18)$$

流量与流速的关系为

$$q_m = q_v \rho = u A \rho = G A \quad (1-19)$$

一般化工管道为圆形，所需内径的大小可根据流量与流速计算。流量通常由生产任务决定，而流速需综合各种因素进行经济核算合理选择。一般液体的流速为 $1 \sim 3 \text{m/s}$ ，低压气体流

速为 8~12m/s，其它流体的适宜流速参见表 1-4（见 1.6.1）。

1.3.2 定态流动与非定态流动

流体流动系统中，若各截面上的温度、压力、流速等物理量仅随位置变化，而不随时间变化，则此种流动称为**定态流动**（steady state flow）；若流体在各截面上的有关物理量既随位置变化，也随时间变化，则称为**非定态流动**（unsteady state flow）。

如图 1-15（a）所示，装置液位恒定，因而流速不随时间变化，为定态流动；图 1-15（b）装置流动过程中液位不断下降，流速随时间而递减，为非定态流动。

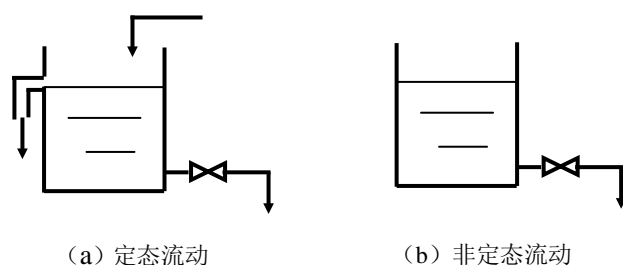


图 1-15 定态流动与非定态流动

在化工厂中，连续生产的开、停车阶段，属于非定态流动，而正常连续生产时，均属于定态流动。本章重点讨论定态流动问题。

1.3.3 定态流动系统的质量衡算

如图 1-16 所示的定态流动系统，流体连续地从 1-1' 截面进入，2-2' 截面流出，且充满全部管路。以 1-1'、2-2' 截面以及管内壁所围成的空间为衡算范围。对于定态流动系统，在管路中流体没有增加和漏失的情况下，根据质量守恒定律，单位时间进入 1-1' 截面的流体质量与单位时间流出 2-2' 截面的流体质量必然相等，即

$$q_{m1} = q_{m2} \quad (1-20)$$

或 $\rho_1 u_1 A_1 = \rho_2 u_2 A_2 \quad (1-20a)$

推广至任意截面 $q_m = \rho_1 u_1 A_1 = \rho_2 u_2 A_2 = \dots = \rho u A = \text{常数} \quad (1-20b)$

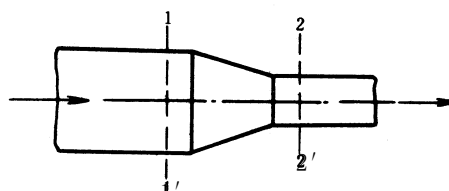


图 1-16 连续性方程的推导

式（1-20）～式(1-20b)均称为**连续性方程**（equation of continuity），表明在定态流动系统中流体流经各截面时质量流量恒定，而流速 u 随管截面积 A 和密度 ρ 的变化而变化，反映了管道截面上流速的变化规律。

对不可压缩性流体， ρ 为常数，连续性方程可写为

$$q_V = u_1 A_1 = u_2 A_2 = \dots = uA = \text{常数} \quad (1-20c)$$

式（1-20c）表明不可压缩性流体流经各截面时的体积流量也不变，流速与管截面积成反比，截面积越小，流速越大；反之亦然。

对于圆形管道，式（1-20c）可变形为

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{A_2}{A_1} = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 \quad (1-20d)$$

即不可压缩性流体在圆形管道中任意截面的流速与管内径的平方成反比。

【例 1-6】 如图 1-17 所示，管路由一段 $\phi 89 \times 4\text{mm}$ 的管 1、一段 $\phi 108 \times 4\text{mm}$ 的管 2 和两段 $\phi 57 \times 3.5\text{mm}$ 的分支管 3a 及 3b 连接而成。若水以 $9 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ 的体积流量流动，且在两段分支管内的流量相等，试求水在各段管内的速度。

解： 管 1 的内径为

$$d_1 = 89 - 2 \times 4 = 81\text{mm}$$

则水在管 1 中的流速为

$$u_1 = \frac{q_V}{\frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{9 \times 10^{-3}}{0.785 \times 0.081^2} = 1.75\text{m/s}$$

管 2 的内径为

$$d_2 = 108 - 2 \times 4 = 100\text{mm}$$

由式（1-20d），则水在管 2 中的流速为

$$u_2 = u_1 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 = 1.75 \times \left(\frac{81}{100}\right)^2 = 1.15\text{m/s}$$

管 3a 及 3b 的内径为

$$d_3 = 57 - 2 \times 3.5 = 50\text{mm}$$

又水在分支管路 3a、3b 中的流量相等，则有

$$u_2 A_2 = 2u_3 A_3$$

故水在管 3a 和 3b 中的流速为

$$u_3 = \frac{u_2}{2} \left(\frac{d_2}{d_3}\right)^2 = \frac{1.15}{2} \left(\frac{100}{50}\right)^2 = 2.30\text{m/s}$$

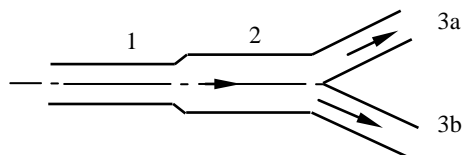


图 1-17 例 1-6 附图

1.3.4 定态流动系统的机械能衡算

1.3.4.1 理想流体的机械能衡算

如前所述，理想流体是指没有黏性的流体，在流动过程中没有能量损失。在图 1-18 所示

的定态流动系统中，理想流体从 1-1' 截面流入，2-2' 截面流出。

衡算范围为 1-1'、2-2' 截面以及管内壁所围成的空间；衡算基准为 1kg 流体；基准水平面为 0-0' 水平面。

流体的机械能有以下 3 种形式：

(1) 位能

流体受重力作用在不同高度所具有的能量称为位能 (potential energy)。位能是一个相对值，随所选取的基准水平面的位置而定。在其上位能为正，其下为负。

将质量为 m kg 的流体自基准水平面 0-0' 升举 z 处所做的功，即为位能

$$\text{位能} = mgz$$

1kg 的流体所具有的位能为 zg ，其单位为 J/kg。

(2) 动能

流体以一定速度流动，便具有动能 (kinetic energy)，其大小为

$$\text{动能} = \frac{1}{2} mu^2$$

1kg 的流体所具有的动能为 $\frac{1}{2} u^2$ ，其单位为 J/kg。

(3) 静压能

与静止流体相同，流动着的流体内部任意位置也存在静压力。对于图 1-18 的流动系统，由于在 1-1' 截面处流体具有一定的静压力，若使流体通过该截面进入系统，就必须对流体做功，以克服此静压力。换句话说，进入截面后的流体，也就具有与此功相当的能量，这种能量称为静压能 (static energy) 或流动功。

质量为 m 、体积为 V_1 的流体，通过 1-1' 截面所需的作用力为 $F_1 = p_1 A_1$ ，流体推入管内所走的距离为 V_1 / A_1 ，故与此功相当的静压能为

$$\text{静压能} = p_1 A_1 \frac{V_1}{A_1} = p_1 V_1$$

1kg 的流体所具有的静压能为 $\frac{p_1 V_1}{m} = \frac{p_1}{\rho_1}$ ，其单位为 J/kg。

以上 3 种能量均为流体在截面处所具有的机械能，三者之和称为某截面上流体的总机械能。

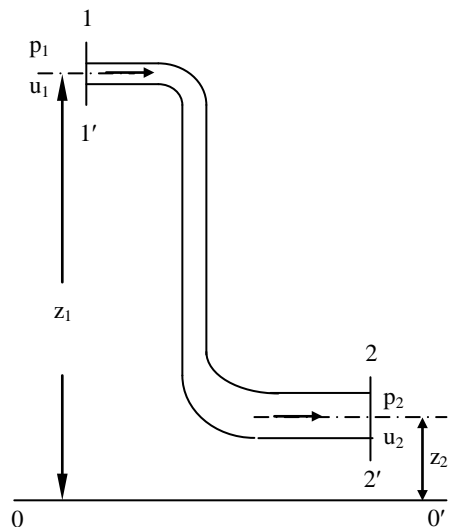


图 1-18 理想流体的定态流动系统

由于理想流体在流动过程中无能量损失，因此，根据能量守恒原则，对于划定的流动范围，其输入的总机械能必等于输出的总机械能。在图 1-18 中，对于 1-1' 截面与 2-2' 截面之间的衡算范围，无外加能量时，则有

$$z_1 g + \frac{1}{2} u_1^2 + \frac{p_1}{\rho_1} = z_2 g + \frac{1}{2} u_2^2 + \frac{p_2}{\rho_2} \quad (1-21)$$

对于不可压缩性流体，密度 ρ 为常数，式 (1-21) 可简化为

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

式 (1-22) 即为不可压缩理想流体的机械能衡算式，称为**伯努利方程** (Bernoulli's equation)。

式 (1-22) 是以单位质量流体为基准的机械能衡算式，各项单位均为 J/kg。若将其中各项同除 g ，可获得以单位重量流体为基准的另一种机械能衡算式。

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

上式中各项的单位均为 $\frac{J/kg}{N/kg} = J/N = m$ ，表示单位重量 (1N) 流体所具有的能量。习惯上

将 z 、 $\frac{u^2}{2g}$ 、 $\frac{p}{\rho g}$ 分别称为位压头、动压头和静压头，三者之和称为总压头。

式 (1-22a) 也称为伯努利方程。

1.3.4.2 实际流体的机械能衡算

工程上遇到的都是实际流体。对于实际流体，除在截面上具有的位能、动能及静压能外，在流动过程中，还有通过其它外界条件与衡算系统交换的能量。

因实际流体具有黏性，在流动过程中必消耗一定的能量，这些消耗的机械能转变为热能，因无法利用所以将其称为能量损失或阻力。将 1kg 流体的能量损失用 ΣW_f 表示，其单位为 J/kg。

在图 1-19 的实际流体管路系统中，还有流体输送机械 (泵或风机) 向流体做功。将 1kg 流体从流体输送机械所获得的能量称为外

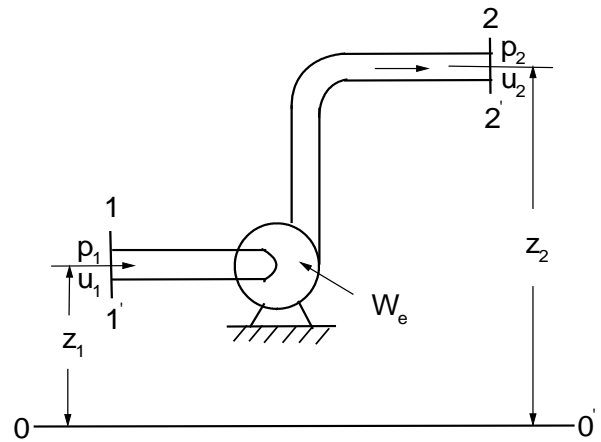


图 1-19 实际流体输送系统

功或有效功，用 W_e 表示，其单位为 J/kg。

因此，在 1-1' 截面与 2-2' 截面（如图 1-19 所示）之间进行机械能衡算，有

$$z_1 g + \frac{1}{2} u_1^2 + \frac{p_1}{\rho} + W_e = z_2 g + \frac{1}{2} u_2^2 + \frac{p_2}{\rho} + \Sigma W_f \quad (1-23)$$

或
$$z_1 + \frac{1}{2g} u_1^2 + \frac{p_1}{\rho g} + H_e = z_2 + \frac{1}{2g} u_2^2 + \frac{p_2}{\rho g} + \Sigma H_f \quad (1-23a)$$

式（1-23）、式（1-23a）为不可压缩实际流体的机械能衡算式，是理想流体伯努利方程的引申，习惯上也称为伯努利方程式。

式（1-23a）中， $H_e = W_e/g$ ，为单位重量流体从流体输送机械所获得的能量，称为外加压头或有效压头，其单位为 m； $\Sigma H_f = \Sigma W_f/g$ ，为单位重量流体在流动过程中损失的能量，称为压头损失，其单位亦为 m。

1.3.4.3 伯努利方程的讨论

① 如果系统中的流体处于静止状态，则 $u=0$ ，没有流动，自然没有能量损失， $\Sigma W_f=0$ ，当然也不需要外加功， $W_e=0$ ，则伯努利方程变为

$$z_1 g + \frac{p_1}{\rho} = z_2 g + \frac{p_2}{\rho}$$

上式即为流体静力学基本方程。由此可见，伯努利方程除表示流体的运动规律外，还表示流体静止状态的规律，而流体的静止状态只不过是流体运动状态的一种特殊形式。

② 伯努利方程式（1-22）、（1-22a）表明理想流体在流动过程中任意截面上总机械能、总压头为常数，即

$$zg + \frac{1}{2} u^2 + \frac{p}{\rho} = \text{常数} \quad (1-22b)$$

$$z + \frac{1}{2g} u^2 + \frac{p}{\rho g} = \text{常数} \quad (1-22c)$$

但各截面上每种形式的能量并不一定相等，它们之间可以相互转换。图 1-20 清楚地表明了理想流体在流动过程中 3 种能量形式的转换关系。以 0-0' 所在的水平面为位能基准面。对于 1-1' 截面，其面积远大于管路横截面积，故其流速

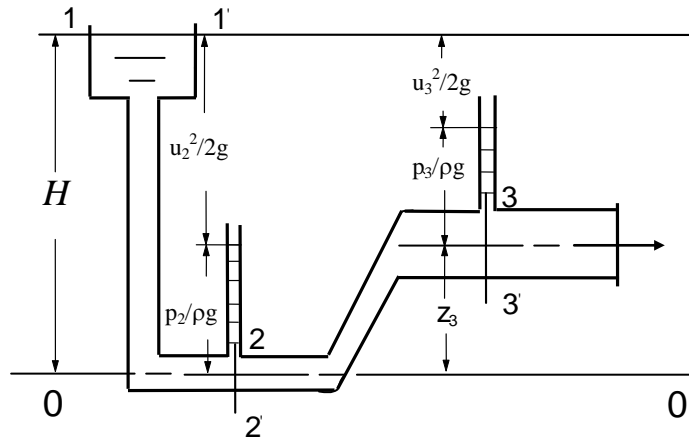


图 1-20 伯努利方程的物理意义

可近似取为零，即 $u_1 \approx 0$ ；当以大气压为压力基准时， $p_1 = 0$ ，因此，该截面的总压头即为位压头 H 。对于 2-2' 截面，其 $z_2 = 0$ ，总压头为动压头与静压头之和（该截面处单管压力计中液柱高度反映了静压头的大小）。从 2-2' 截面到 3-3' 截面，由于管路横截面积增加，根据连续性方程，速度减小，即动压头减小，同时位压头增加，但因总压头为常数，因此 3-3' 截面静压头相应发生变化。

③ 在伯努利方程式 (1-23) 中， zg 、 $\frac{1}{2}u^2$ 、 $\frac{p}{\rho}$ 分别表示单位质量流体在某截面上所具有的位能、动能和静压能，也就是说，它们是状态参数；而 W_e 、 ΣW_f 是指单位质量流体在两截面间获得或消耗的能量，可以理解为是过程函数。 W_e 是输送设备对 1kg 流体所做的功，则单位时间输送机械所作的总有效功（称为有效功率）

$$N_e = q_m W_e \quad (1-24)$$

式中 N_e ——有效功率，W；

q_m ——流体的质量流量，kg/s。

实际上，输送机械本身还有能量转换效率，则流体输送机械实际消耗的功率应为

$$N = \frac{N_e}{\eta} \quad (1-25)$$

式中 N ——流体输送机械的轴功率，W；

η ——流体输送机械的效率。

④ 伯努利方程适用于不可压缩性流体。对于可压缩性流体，当所取系统中两截面间的绝对压力变化率小于 20%，即 $\frac{p_1 - p_2}{p_1} < 20\%$ 时，仍可用该方程计算，但式中的密度 ρ 应以两截面的平均密度 ρ_m 代替。

1.3.4.4 伯努利方程的应用

伯努利方程与连续性方程是解决流体流动问题的基础，应用伯努利方程可以解决流体输送与流量测量等实际问题。在用伯努利方程解题时，一般应先根据题意画出流动系统的示意图，标明流体的流动方向，定出上、下游截面，明确流动系统的衡算范围。解题时需注意以下几个问题。

① 截面的选取 所选取的截面应与流体的流动方向相垂直，并且两截面间流体应是定态连续流动。截面宜选在已知量多、计算方便处。

截面上的物理量均取该截面上的平均值。如位能，对水平管，则取管中心处位能值；动

能以截面的平均速度进行计算；静压能则用管中心处的压力值进行计算。

② 基准水平面的选取 选取基准水平面的目的是为了确定流体位能的大小，实际上在伯努利方程中所反映的是两截面的位能差，即 $\Delta z g = (z_2 - z_1) g$ ，所以基准水平面可以任意选取，但必须与地面平行。为计算方便，宜于选取两截面中位置较低的截面为基准水平面。若截面不是水平面，而是垂直于地面，则基准面应选过管中心线的水平面。

③ 计算时要注意各物理量的单位保持一致，尤其在计算截面上的静压能时， p_1 、 p_2 不仅单位要一致，同时表示方法也应一致，要么同时使用绝对压力，要么同时使用表压，二者不能混合使用。

以下举例说明伯努利方程的应用。

【例 1-7】 管路中流体压力的计算

如图 1-21 所示，水在 $\phi 32 \times 2.5 \text{ mm}$ 的虹吸管中作定态流动。设管路中的能量损失忽略不计，试计算：

- (1) 水的体积流量， m^3/h ；
- (2) 管内截面 2-2'、3-3'、4-4' 及 5-5' 处水的压力。

设大气压力为 101.3 kPa ，水的密度取为 $1000 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。

解：(1) 水的流量

如图 1-21 所示，取水槽液面为 1-1' 截面，管出口内侧为 6-6' 截面，并以 6-6' 面为基准水平面。在 1-1' 和 6-6' 截面间列伯努利方程

$$z_1 g + \frac{1}{2} u_1^2 + \frac{p_1}{\rho} + W_e = z_6 g + \frac{1}{2} u_6^2 + \frac{p_6}{\rho} + \Sigma W_f$$

其中： $z_1 = 0.6 \text{ m}$, $u_1 \approx 0$, $p_1 = 0$ (表压), $W_e = 0$;

$z_6 = 0$, $p_6 = 0$ (表压), $\Sigma W_f = 0$

化简得： $z_1 g = \frac{1}{2} u_6^2$

即位能转化为动能。代入数据，有

$$0.6 \times 9.81 = \frac{1}{2} u_6^2$$

得 $u_6 = 3.43 \text{ m/s}$

水的体积流量

$$q_V = \frac{\pi}{4} d^2 u_6 = 0.785 \times 0.027^2 \times 3.43 = 1.963 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 7.07 \text{ m}^3/\text{h}$$

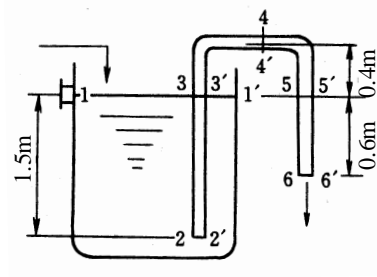


图 1-21 例 1-7 附图

(2) 各截面上的压力

由于该系统内无外功输入，且忽略能量损失，因此，任一截面上的总机械能相等。

以 2-2' 为基准水平面时，1-1' 截面的总机械能为

$$E = z_1 g + \frac{1}{2} u_1^2 + \frac{p_1}{\rho} = 1.5 \times 9.81 + \frac{101.3 \times 10^3}{1000} = 116.02 \text{ J/kg}$$

由于虹吸管内径相同，则水在管内各截面的流速相同，均为 3.43 m/s，由此可计算出各截面上的压力。

① 截面 2-2' 的压力

$$p_2 = (E - \frac{u_2^2}{2} - z_2 g) \rho = (116.02 - \frac{3.43^2}{2}) \times 1000 = 110.14 \text{ kPa (绝压)}$$

② 截面 3-3' 的压力

$$p_3 = (E - \frac{u_3^2}{2} - z_3 g) \rho = (116.02 - \frac{3.43^2}{2} - 1.5 \times 9.81) \times 1000 = 95.42 \text{ kPa (绝压)}$$

③ 截面 4-4' 的压力

$$p_4 = (E - \frac{u_4^2}{2} - z_4 g) \rho = (116.02 - \frac{3.43^2}{2} - 1.9 \times 9.81) \times 1000 = 91.50 \text{ kPa (绝压)}$$

④ 截面 5-5' 的压力

$$p_5 = (E - \frac{u_5^2}{2} - z_5 g) \rho = (116.02 - \frac{3.43^2}{2} - 1.5 \times 9.81) \times 1000 = 95.42 \text{ kPa (绝压)}$$

由以上计算可知， $p_2 > p_3 > p_4$ ，而 $p_4 < p_5 < p_6$ ，这是流体在管内流动过程中位能与静压能相互转化的结果。

【例 1-8】 容器间相对位置的计算

如图 1-22 所示，从高位槽向塔内进料，高位槽中液位恒定，高位槽和塔内的压力均为大气压。送液管为 $\phi 45 \times 2.5 \text{ mm}$ 的钢管，要求送液量为 $4.2 \text{ m}^3/\text{h}$ 。设料液在管内的压头损失为 1.4 m （不包括出口压头损失），试问高位槽中液位要高出进料口多少米？

解：如图 1-22 所示，取高位槽液面为 1-1' 截面，进料管出口内侧为 2-2' 截面，以过 2-2' 截面中心线的水平面 0-0' 为基准面。在 1-1' 和 2-2' 截面间列伯努利方程[由于题中已知压头损失，用式 (1-23a) 计算比较方便]

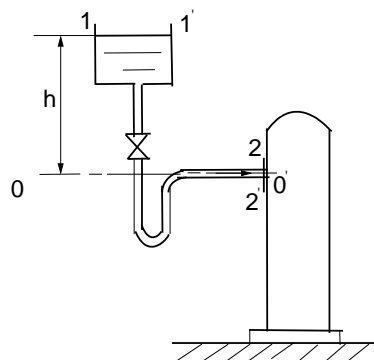


图 1-22 例 1-8 附图

$$z_1 + \frac{1}{2g} u_1^2 + \frac{p_1}{\rho g} + H_e = z_2 + \frac{1}{2g} u_2^2 + \frac{p_2}{\rho g} + \Sigma H_f$$

其中: $z_1=h$; $u_1 \approx 0$; $p_1=0$ (表压); $H_e=0$

$z_2=0$; $p_2=0$ (表压); $\Sigma H_f=1.4\text{m}$

$$u_2 = \frac{q_v}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{4.2/3600}{0.785 \times 0.04^2} = 0.929 \text{ m/s}$$

将以上各值代入上式中, 可确定高位槽液位的高度

$$h = \frac{1}{2 \times 9.81} \times 0.929^2 + 1.4 = 1.44 \text{ m}$$

计算结果表明, 动能项数值很小, 流体位能主要用于克服管路阻力。

解本题时注意, 因题中所给的压头损失不包括出口压头损失, 因此 2-2' 截面应取管出口内侧。若选 2-2' 截面为管出口外侧, 计算过程有所不同, 在下节中将详细说明。

【例 1-9】管路中流体流量的确定

如图 1-23 所示, 甲烷在由粗管渐缩到细管的水平管路中流动, 管子的规格分别为 $\phi 219 \times 6\text{mm}$ 和 $\phi 159 \times 4.5\text{mm}$ 。为估算甲烷的流量, 在粗细两管上连接一 U 形压差计, 指示液为水, 现测得其读数为 38mm 。若忽略渐缩管的能量损失, 试求甲烷的体积流量。(在操作条件下甲烷的平均密度为 1.43 kg/m^3 , 水的密度以 1000 kg/m^3 计)

解: 如图 1-23 所示, 取 U 形压差计两端粗管截面为 1-1' 截面, 细管截面为 2-2' 截面, 并且以过管中心线的水平面为基准面。

在 1-1' 和 2-2' 截面间列伯努利方程

$$z_1 g + \frac{1}{2} u_1^2 + \frac{p_1}{\rho} + W_e = z_2 g + \frac{1}{2} u_2^2 + \frac{p_2}{\rho} + \Sigma W_f$$

其中 $z_1 = z_2 = 0$; $W_e = 0$; $\Sigma W_f = 0$

上式可简化为

$$\frac{1}{2} u_1^2 + \frac{p_1}{\rho} = \frac{1}{2} u_2^2 + \frac{p_2}{\rho}$$

两截面的压力差由 U 形压差计测定

$$p_1 - p_2 = (\rho_0 - \rho) R g = (1000 - 1.43) \times 0.038 \times 9.81 = 372 \text{ Pa}$$

$$\text{即} \quad \frac{1}{2} (u_2^2 - u_1^2) = \frac{p_1 - p_2}{\rho} = \frac{372}{1.43} = 260.1 \quad (1)$$

再由连续性方程, 得

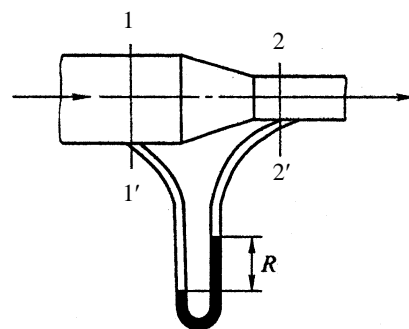


图 1-23 例 1-9 附图

$$u_1 = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 u_2 = \left(\frac{0.15}{0.207}\right)^2 u_2 = 0.525 u_2 \quad (2)$$

将式 (2) 代入式 (1), 得: $u_2 = 26.8 \text{ m/s}$

甲烷的体积流量

$$q_V = \frac{\pi}{4} d_2^2 u_2 = 0.785 \times 0.15^2 \times 26.8 = 0.473 \text{ m}^3/\text{s} = 1702 \text{ m}^3/\text{h}$$

【例 1-10】 流体输送机械功率的计算

用水吸收混合气中氨的常压逆流吸收流程如图 1-24 所示。用泵将敞口水池中的水输送至吸收塔塔顶, 并经喷嘴喷出, 水流量为 $35 \text{ m}^3/\text{h}$ 。泵的入口管为 $\phi 108 \times 4 \text{ mm}$ 无缝钢管, 出口管为 $\phi 76 \times 3 \text{ mm}$ 无缝钢管。池中水深为 1.5 m , 池底至塔顶喷嘴入口处的垂直距离为 20 m 。水流经所有管路的能量损失为 42 J/kg (不包括喷嘴), 喷嘴入口处的表压为 34 kPa 。设泵的效率为 60% , 试求泵所需的功率。(水密度以 1000 kg/m^3 计)

解: 如图 1-24 所示, 取水池液面为 1-1' 截面, 塔顶喷嘴入口处为 2-2' 截面, 并以 1-1' 截面为基准水平面。

在 1-1' 和 2-2' 截面间列伯努利方程

$$z_1 g + \frac{1}{2} u_1^2 + \frac{p_1}{\rho} + W_e = z_2 g + \frac{1}{2} u_2^2 + \frac{p_2}{\rho} + \sum W_f$$

$$\text{则 } W_e = (z_2 - z_1)g + \frac{1}{2}(u_2^2 - u_1^2) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \sum W_f$$

其中 $z_1 = 0$; $p_1 = 0$ (表压); $u_1 \approx 0$

$$z_2 = 20 - 1.5 = 18.5 \text{ m}; \quad p_2 = 34 \times 10^3 \text{ Pa (表压)}$$

喷头入口处水流速

$$u_2 = \frac{q_V}{0.785 d_2^2} = \frac{35/3600}{0.785 \times 0.07^2} = 2.53 \text{ m/s}$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3, \quad \sum W_f = 42 \text{ J/kg}$$

将以上各值代入, 可得输送水所需的外加功

$$W_e = 18.5 \times 9.81 + \frac{1}{2} \times 2.53^2 + \frac{34 \times 10^3}{1000} + 42 = 260.7 \text{ J/kg}$$

又水的质量流量

$$q_m = q_V \rho = 35/3600 \times 1000 = 9.72 \text{ kg/s}$$

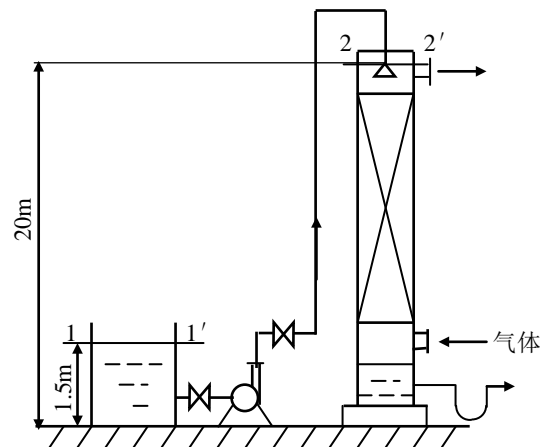


图 1-24 例 1-10 附图

所以泵的有效功率为

$$N_e = W_e q_m = 260.7 \times 9.72 = 2.53 \text{ kW}$$

当泵效率为 60% 时，其轴功率为

$$N = \frac{N_e}{\eta} = \frac{2.53}{0.6} = 4.22 \text{ kW}$$

1.4 流体流动的内部结构

以上讨论了流体流动系统的质量衡算与机械能衡算，依据连续性方程和伯努利方程，可以预测和计算流动过程中有关参数的变化规律。上述讨论仅对所考察的范围进行总衡算，并未涉及流体流动的内部结构。实际上，化工中的许多过程（如实际流体的流动阻力、流体的热量传递与质量传递等）均与流动的内部结构密切相关，因此，研究流动的内部结构十分必要。由于该问题极为复杂，本节仅作简要介绍。

1.4.1 流体的流动型态

1.4.1.1 两种流型——层流和湍流

1883 年著名的雷诺（Reynolds）实验揭示出流体流动中两种截然不同的流动型态。图 1-25 为雷诺实验装置示意图。水箱装有溢流装置，以维持水位恒定，箱中有一水平玻璃直管，其出口处有一阀门用以调节流量。水箱上方装有带颜色的小瓶，有色液体经细管注入玻璃管内。

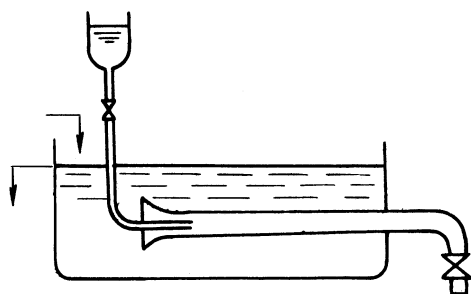


图 1-25 雷诺实验装置

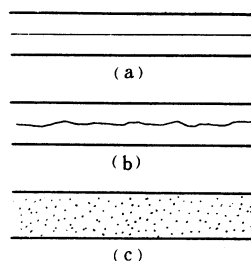


图 1-26 流体流动型态示意图

从实验中观察到，当水的流速从小到大时，有色液体变化如图 1-26 所示。

流速较小时，有色液体在管内沿着轴线方向成一条轮廓清晰的细直线，平稳地流过整个玻璃管，完全不和玻璃管内低速度水相混合[如图 1-26 (a) 所示]。当流速增加到某一数值，管内呈直线的有色细流开始出现波动而呈波浪形，但轮廓仍清晰不与水混合[如图 1-26 (b) 所示]。当流速进一步增加时，有色细流波动加剧，甚至断裂而向四周散开，迅速与水混合，管内呈现均匀的颜色[如图 1-26 (c) 所示]。

以上实验表明，流体在管路中流动时存在两种截然不同的流型：层流与湍流。

层流 (*laminar flow*) 如图 1-26 (a) 所示, 流体质点仅沿着与管轴平行的方向作直线运动, 流体分为若干层平行向前, 质点之间互不混合。

湍流 (*turbulent flow*) 如图 1-26 (c) 所示, 流体质点除了沿管轴方向向前流动外, 还有其它方向的脉动, 质点速度的大小与方向均随时发生变化, 质点互相碰撞和混合。

1.4.1.2 流型判据——雷诺数

采用不同管径和各种流体分别进行实验, 结果表明, 流体的流动型态除了与流速 u 有关外, 还与管径 d 、流体的密度 ρ 和黏度 μ 有关。通过进一步的分析和研究, 雷诺首先总结出由以上四个因素组成的数群 $\frac{d\rho u}{\mu}$ 作为判断流型的依据, 将此数群称为**雷诺数**(*Reynolds number*), 以 Re 表示, 即

$$Re = \frac{d\rho u}{\mu} \quad (1-26)$$

雷诺数的量纲为

$$[Re] = \left[\frac{d\rho u}{\mu} \right] = \frac{L \cdot \frac{M}{L^3} \cdot \frac{L}{T}}{\frac{M}{LT}} = L^0 M^0 T^0$$

可见, Re 数是一个无量纲的特征数。

大量的实验结果表明, 流体在直管内流动时,

① 当 $Re \leq 2000$ 时, 流动为层流, 此区称为层流区;

② 当 $Re \geq 4000$ 时, 一般出现湍流, 此区称为湍流区;

③ 当 $2000 < Re < 4000$ 时, 流动可能是层流, 也可能是湍流, 与外界扰动有关, 如管路截面的改变、有障碍物存在、外来的轻微震动等, 这些因素易促成湍流的提前发生, 因此该区称为不稳定的过渡区。

必须指出, 根据 Re 数的大小将流动分为 3 个区域: 层流区、过渡区、湍流区, 但流动类型只有两种: 层流与湍流。过渡区并不表示一种过渡的流型, 只是表示该区内可能出现层流, 也可能出现湍流。

雷诺数有明确的物理意义, 它表示流体流动中惯性力与黏性力的对比关系, 反映流体流动的湍动程度。其值愈大, 流体的湍动程度愈高。

【例 1-11】 在内径为 50mm 的铅管中输送 20 硫酸, 流量为 $3\text{m}^3/\text{h}$, 输送条件下硫酸的密度为 $1830\text{kg}/\text{m}^3$, 黏度为 23 cP。试判断其流动类型。

解：硫酸的流速 $u = \frac{q_v}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{3/3600}{0.785 \times 0.05^2} = 0.425 \text{ m/s}$

雷诺数 $Re = \frac{d\rho u}{\mu} = \frac{0.05 \times 1830 \times 0.425}{23 \times 10^{-3}} = 1691 < 2000$

所以硫酸在管内作层流流动。

【例 1-12】 常压、100 °C 的空气在 $\phi 108 \times 4 \text{ mm}$ 的钢管内流动。已知空气的质量流量为 330 kg/h，试判断其流动类型。

解：从附录中查得 100 °C 空气的黏度为 $2.19 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。题中已知质量流量，则可直接用质量流速计算雷诺数。

质量流速 $G = \frac{q_m}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{330/3600}{0.785 \times 0.1^2} = 11.68 \text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$

雷诺数 $Re = \frac{d\rho u}{\mu} = \frac{dG}{\mu} = \frac{0.1 \times 11.68}{2.19 \times 10^{-5}} = 5.33 \times 10^4 > 4000$

故空气在管内流动为湍流。

1.4.2 流体在圆管内的速度分布

流体在圆管内的速度分布是指流体流动时管截面上质点的速度随半径的变化关系。无论是层流或是湍流，管壁处质点速度均为零，越靠近管中心速度越大，到管中心处为最大。但两种流型的速度分布却不相同。

1.4.2.1 层流时的速度分布

实验和理论分析均已证明，层流时的速度分布为抛物线形状，如图 1-27 所示。

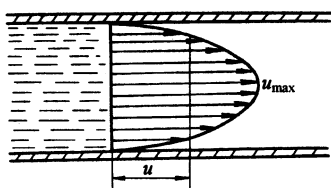


图 1-27 层流时的速度分布

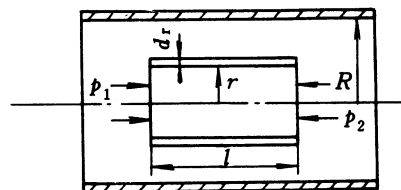


图 1-28 层流时管内速度分布的推导

(1) 速度分布方程

如图 1-28 所示，流体在圆形直管内作定态流动。在圆管内，以管轴为中心，取半径为 r 、长度为 l 的流体柱作为研究对象。作用于流体柱两端面的压力分别为 p_1 、 p_2 ，则由压力差产生的推力为

$$(p_1 - p_2)\pi r^2 = \Delta p \pi r^2$$

层流流动时，流体分为若干流体层，该流体柱与相邻流体层之间产生内摩擦力 F ，其大小可用牛顿黏性定律表示，即

$$F = -\mu A \frac{d\dot{u}}{dr} = -\mu(2\pi r l) \frac{d\dot{u}}{dr}$$

式中负号表示流速 \dot{u} 随半径 r 的增加而减小。

流体在管内作定态流动，根据牛顿第二定律，在流动方向上所受合力必定为零。即有

$$\Delta p \pi r^2 = -\mu(2\pi r l) \frac{d\dot{u}}{dr}$$

整理得

$$\frac{d\dot{u}}{dr} = -\frac{\Delta p}{2\mu l} r$$

利用管壁处的边界条件， $r=R$ 时， $\dot{u}=0$ ，积分可得速度分布方程

$$\dot{u} = \frac{\Delta p}{4\mu l} (R^2 - r^2) \quad (1-27)$$

管中心流速为最大，即 $r=0$ 时， $\dot{u}=u_{\max}$ ，由式 (1-27) 得

$$u_{\max} = \frac{\Delta p}{4\mu l} R^2 \quad (1-28)$$

将式 (1-28) 代入式 (1-27) 中，得

$$\dot{u} = u_{\max} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (1-27a)$$

式 (1-27) 或式 (1-27a) 为流体在圆管内层流流动时的速度分布方程。由此可知，速度分布呈抛物线形状。

(2) 流量

根据管截面的速度分布，可求得通过管路整个截面的流量。

对于厚度为 dr 的环状微元面积，通过此环形截面的流量为

$$dq_V = \dot{u} dA = \dot{u}(2\pi r dr)$$

将式 (1-27) 代入，可得

$$dq_V = \frac{\Delta p}{4\mu l} (R^2 - r^2)(2\pi r dr)$$

在整个面积上积分，得出整个管道截面的总流量

$$\int_0^{q_v} dq_v = \frac{\pi \Delta p}{2 \mu l} \int_0^R (R^2 - r^2) r dr$$

得
$$q_v = \frac{\pi R^4 \Delta p}{8 \mu l} \quad (1-29)$$

(3) 平均流速

管截面上的平均速度为

$$u = \frac{q_v}{A} = \frac{\frac{\pi R^4 \Delta p}{8 \mu l}}{\pi R^2} = \frac{\Delta p}{8 \mu l} R^2 \quad (1-30)$$

与式 (1-28) 比较，得

$$u = \frac{1}{2} u_{\max} \quad (1-30a)$$

即层流流动时平均速度为管中心最大速度的一半。

1.4.2.2 湍流时的速度分布

前已述及，湍流时流体质点的运动状况较层流要复杂得多，流体质点除了沿管轴向前流动外，还有随机地脉动，其速度的大小及方向都随时变化，即湍流时质点的运动是沿主流方向运动与其它方向脉动的合成，质点的脉动是湍流最基本的特征。

由于质点的脉动、碰撞、混合，使得湍流动量传递较层流大得多，此时剪应力已不能用牛顿黏性定律表示，但仍可写成类似的形式：

$$\tau = (\mu + e) \frac{du}{dy} \quad (1-31)$$

式中 e 称为湍流黏度，单位与 μ 相同。但必须指出，二者本质上并不同：黏度 μ 是流体的物性，反映了分子运动造成的动量传递；而湍流黏度 e 不再是流体的物性，它反映的是质点脉动所造成的动量传递，与流体的流动状况密切相关。正因如此，湍流时的速度分布目前还不能利用理论推导获得，只能通过实验测定，结果如图 1-29 所示。

由图可见，湍流时截面上的速度分布较层流时均匀，速度分布曲线已不再是严格的抛物线，此时靠近管壁处速度梯度较大，而管中心附近速度分布均匀。流体的 Re 越大，湍动程度越高，速度分布曲线顶部区域越平坦，相应靠近管壁处的速度梯度越大。

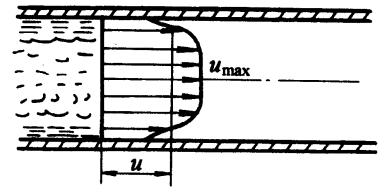


图 1-29 湍流时的速度分布

通过实验研究，将湍流时的速度分布表示为下列经验关系式：

$$\dot{u} = u_{\max} \left(1 - \frac{r}{R} \right)^n \quad (1-32)$$

式中， n 为与 Re 有关的指数，取值如下

$$\begin{aligned} 4 \times 10^4 < Re < 1.1 \times 10^5 \text{ 时, } n &= \frac{1}{6} \\ 1.1 \times 10^5 < Re < 3.2 \times 10^6 \text{ 时, } n &= \frac{1}{7} \\ Re > 3.2 \times 10^6 \text{ 时 } n &= \frac{1}{10} \end{aligned}$$

当 $n = 1/7$ 时，推导可得管截面的平均速度约为管中心最大速度的 0.82 倍，即

$$u \approx 0.82 u_{\max} \quad (1-33)$$

1.4.2.3 流动边界层概念

边界层的形成与发展 当一股流速均匀的流体与一固体壁面相接触时，由于壁面对流体的阻碍作用，与壁面紧相邻的流体层速度立即降为零。又由于流体黏性的作用，与之相邻的另一流体层速度也有所下降。随着流体沿板面向前流动，流速受影响的区域逐渐扩大，即在垂直于流体流动方向上产生了速度梯度。流速降为主体流速的 99% 以内的区域称为**流动边界层**（boundary layer）。

流体在平板上流动时边界层的形成如图 1-30 所示，在圆管内边界层的形成与发展如图 1-31 所示。

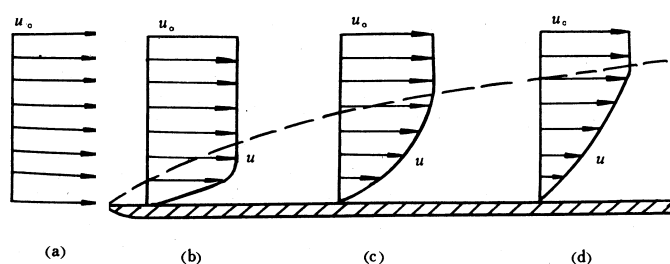


图 1-30 平板上边界层的形成

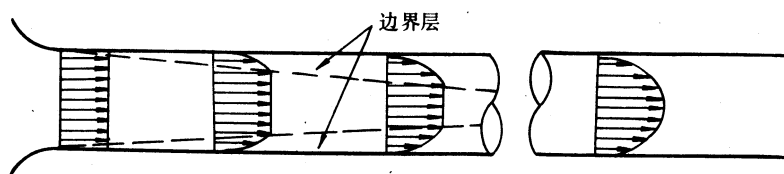


图 1-31 圆管内边界层的形成及发展

由于边界层的形成，将流体沿壁面的流动分成两个区域：一个是壁面附近流速变化较大的边界层区域；一个是离壁面较远、速度基本不变的主流区域。边界层内的速度梯度较大，流体流动阻力主要集中在该层中。

边界层有层流边界层和湍流边界层之分。在壁面的前缘，边界层由于刚开始形成而很薄，层内的流体速度很小，整个边界层内均为层流，称为**层流边界层**；离壁面前缘一段距离后，边界层内的流动由层流转为湍流，此后的边界层称为**湍流边界层**。在湍流边界层内紧靠壁面处仍有一薄层流体作层流流动，称为**层流内层** (laminar sublayer)，如图 1-32 所示。

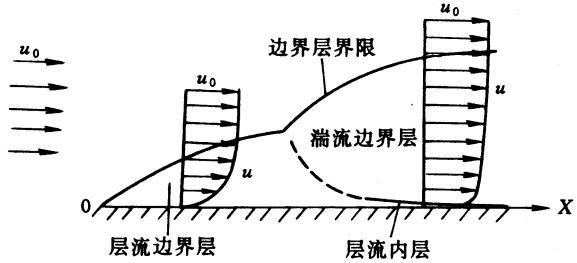


图 1-32 边界层类型

由此可知，当流体在圆管内作湍流流动时，从壁面到管中心分为层流内层、过渡层和湍流主体 3 个区域，如图 1-33 所示。在湍流主体中，由于质点的脉动，径向的传递过程较快；而在层流内层中，径向的传递只能靠分子运动，因此，层流内层成为传递过程的主要阻力。层流内层的厚度与流体的湍动程度有关，流体的湍动程度越高，即 Re 越大，层流内层越薄。层流内层虽然很薄，但却对传热和传质过程产生重大影响，此类问题将在以后有关章节中讨论。

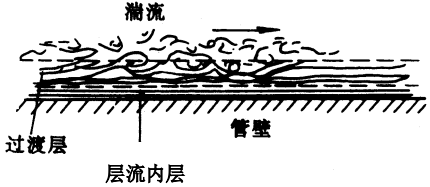


图 1-33 湍流流动

边界层分离 流体流过平板或在圆管内流动时，流动边界层是紧贴在壁面上。如果流体流过曲面，如球体、圆柱体等，则边界层情况显著不同，在一定条件下，会出现边界层从固体表面脱离的现象，并在脱离处产生漩涡，加剧流体质点的碰撞，造成流体的能量损失。

现对流体流过圆柱体的边界层分离进行分析，如图 1-34 所示。当匀速流体到达 A 点时，由于受到壁面的阻滞，流速为零，动能全部转化为静压能，因而该点压力最大。流体在高压的作用下被迫改变原来的方向，由 A 点绕圆柱表面流动。流体由 A 点至 B 点即流过圆柱体的前半周时，流道逐渐减小，流速增大而压力减小，流

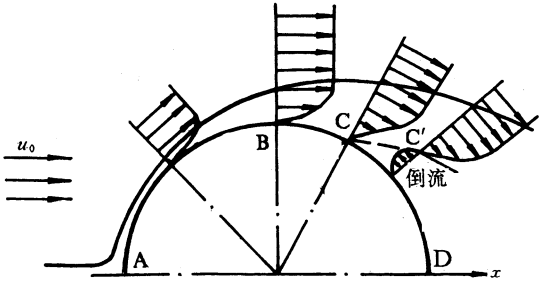


图 1-34 边界层分离

体在顺压作用下向前流动，此时边界层的发展与平板情况无本质区别。当流体流过圆柱体的后半周时，从 B 点开始，流道逐渐扩大，流速降低而压力增加，沿流动方向产生了逆压，阻碍流体前进。边界层流体在黏性剪应力和逆压的双重作用下，动能不断下降，最终在 C 点消耗殆尽，速度降为零。离壁面稍远的流体质点，受外流带动，具有较大的速度与动能，故流过较长的距离直至 C' 点速度方降为零。若将流体中速度为零的各点连成一线，如图中的 CC'，该线与边界层上缘之间的区域即成为脱离了物体的边界层。这一现象称为**边界层分离**。

在 CC' 线以下，流体在逆压的作用下发生倒流，在圆柱体的后部产生大量漩涡，流体质点的碰撞、混合造成大量的能量损失。

边界层分离增加了机械能损耗，在流体输送中应设法避免或减弱，但它对混合、传热及传质等过程又起强化作用，故有时也要加以利用。

1.5 流体流动阻力

化工管路系统主要由两部分组成：一部分是直管，另一部分是管件（如弯头、三通）、阀门等。流体流经直管的能量损失称为**直管阻力**（或**沿程阻力**）；流体流经管件、阀门等局部地方的能量损失称为**局部阻力**。无论是直管阻力还是局部阻力，其内在原因均为流体的黏性所造成的内摩擦，但两种阻力起因于不同的外部条件。下面分别讨论两种阻力的计算方法。

1.5.1 直管阻力

1.5.1.1 阻力的表现形式

如图 1-35 所示，流体在水平等径直管中作定态流动。

在 1-1' 和 2-2' 截面间列伯努利方程

$$z_1 g + \frac{1}{2} u_1^2 + \frac{p_1}{\rho} = z_2 g + \frac{1}{2} u_2^2 + \frac{p_2}{\rho} + W_f$$

因是直径相同的水平管， $u_1 = u_2$ $z_1 = z_2$

$$\text{故} \quad W_f = \frac{p_1 - p_2}{\rho} \quad (1-34)$$

若管路为倾斜管，则

$$W_f = \left(\frac{p_1}{\rho} + z_1 g \right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + z_2 g \right) \quad (1-34a)$$

由此可见，无论管路水平安装还是倾斜安装，流体的流动阻力均表现为流体势能的减少，

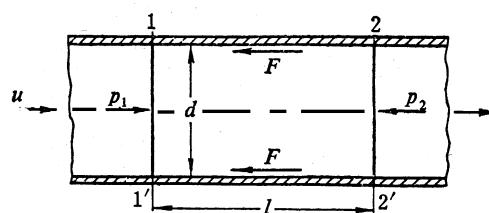


图 1-35 直管阻力

仅当水平安装时，流动阻力恰好等于两截面的静压能之差。

1.5.1.2 直管阻力的通式

在图 1-35 中，对 1-1'和 2-2'截面间流体进行受力分析：

由于两截面压力差而产生的推力为

$$(p_1 - p_2) \frac{\pi d^2}{4}$$

其方向与流体流动方向相同。

流体在管壁处的摩擦力为

$$F = \tau A = \tau \pi d l$$

摩擦力阻止流体向前流动，其方向与流体流动方向相反。

流体在管内作定态流动，根据牛顿第二定律，在流动方向上所受合力必定为零。即有

$$(p_1 - p_2) \frac{\pi d^2}{4} = \tau \pi d l$$

整理得
$$p_1 - p_2 = \frac{4l}{d} \tau \quad (1-35)$$

将式(1-35)代入式（1-34）中，得

$$W_f = \frac{4l}{d} \tau \quad (1-36)$$

实验证明，同种流体在管径和管长相同的情况下，流体流动的能量损失随流速的增大而增大，即流动阻力与流速有关。为此，将式（1-36）变形，将能量损失 W_f 表示为动能 $\frac{u^2}{2}$ 的某一倍数。

$$W_f = \frac{8\tau}{\rho u^2} \frac{l}{d} \frac{u^2}{2}$$

令
$$\lambda = \frac{8\tau}{\rho u^2}$$

则
$$W_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2} \quad (1-37)$$

式（1-37）为流体在直管内流动阻力的通式，称为范宁（Fanning）公式。式中 λ 为无量纲的系数，称为**摩擦系数**(friction coefficient)，其值与流体流动的雷诺数 Re 及管壁状况有关。

根据伯努利方程的其他形式，也可写出相应的范宁公式表示式

压头损失
$$H_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2g} \quad (1-37a)$$

$$\text{压力损失} \quad \Delta p_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho u^2}{2} \quad (1-37b)$$

值得说明的是，压力损失 Δp_f 是流体流动能量损失的一种表示形式，是指单位体积流体的机械能损失，与两截面间的压力差 $\Delta p = (p_1 - p_2)$ 意义不同，仅当管路为等径、水平时，二者数值才相等。

应当指出，范宁公式对层流与湍流均适用，只是两种情况下摩擦系数 λ 不同，下面分别予以讨论。

1.5.1.3 层流时的摩擦系数

流体在直管内作层流流动时，流速与压力差的关系如式 (1-30) 所示，将 $R = \frac{d}{2}$ 代入其中，可得

$$p_1 - p_2 = \frac{32\mu l u}{d^2}$$

以上推导基于管路水平安装，因此 $\Delta p_f = (p_1 - p_2)$ ，即

$$\Delta p_f = \frac{32\mu l u}{d^2} \quad (1-38)$$

式 (1-38) 称为**哈根-泊谟叶 (Hagen-Poiseuille) 方程**，是流体在直管内作层流流动时压力损失的计算式。

结合式 (1-34)，流体在直管内层流流动时能量损失或阻力的计算式为

$$W_f = \frac{32\mu l u}{\rho d^2} \quad (1-39)$$

表明层流时阻力与速度的一次方成正比。

式 (1-39) 也可改写为

$$W_f = \frac{32\mu l u}{\rho d^2} = \frac{64\mu}{d\rho u} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{u^2}{2} = \frac{64}{\text{Re}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{u^2}{2} \quad (1-39a)$$

将式 (1-39a) 与式 (1-37) 比较，可得层流时摩擦系数的计算式

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (1-40)$$

即层流时摩擦系数 λ 是雷诺数 Re 的函数。

1.5.1.4 湍流时的摩擦系数

(1) 量纲分析法

如上所述，层流流动阻力计算式可由理论推导得出，而湍流流动阻力由于情况复杂，目前尚无理论计算式，通常需通过实验研究获得经验关系式。进行实验时，一般每次只改变一个变量而将其他变量固定。如果涉及的变量很多，实验工作量必然很大，并且有时改变某些变量也比较困难。因此，需要有一定的理论和方法来指导实验工作，量纲分析法即是解决化工实际问题常采用的一种实验研究方法。

量纲分析法（dimensional analysis）是通过对过程有关物理量的量纲分析，将各物理量组合为若干个无量纲的特征数，再借助于实验，建立这些数目较少的无量纲的特征数间的关系。显然，用无量纲的特征数代替个别变量进行实验，可以使实验工作量大为减少，数据的关联也会有所简化，并且可将在实验室规模的小设备中用某种物料实验所得的结果推广应用于实际的化工设备或其他物料。这种量纲论指导下的实验研究方法在化工中得到广泛的应用。

量纲分析法的基础是量纲一致性原则，即每一个物理方程式的两边不仅数值相等，而且每一项都应具有相同的量纲。

量纲分析法的基本定理是白金汉（Buckingham）的 **π 定理**：设影响某一物理现象的独立变量数为 n 个，这些变量的基本量纲数为 m 个，则该物理现象可用 $N = (n - m)$ 个独立的无量纲的特征数表示。

以下介绍量纲分析法在研究湍流流动阻力中的具体应用。根据对湍流流动时直管阻力的分析和初步的实验研究，认为压力损失 Δp_f 与流体的密度 ρ 、黏度 μ 、平均速度 u 、管径 d 、管长 l 及管壁的粗糙度 ε （壁面凸出部分的平均高度）有关，即

$$\Delta p_f = f(\rho, \mu, u, d, l, \varepsilon) \quad (1-41)$$

描述该过程的变量有 7 个，量纲分别为

$$\begin{array}{llll} [\rho] = \text{MT}^{-2}\text{L}^{-3} & [\rho] = \text{ML}^{-3} & [u] = \text{MT}^{-1} & \\ [d] = \text{L} & [l] = \text{L} & [\varepsilon] = \text{L} & [\mu] = \text{MT}^{-1}\text{L}^{-1} \end{array}$$

其中基本量纲有 3 个（M、T、L）。根据 π 定理，无量纲特征数的数目 $N=4$ 。

将式（1-41）写成幂函数的形式：

$$\Delta p_f = k d^a l^b u^c \rho^d \mu^e \varepsilon^f \quad (1-41a)$$

其量纲关系式：

$$\text{MT}^{-2}\text{L}^{-1} = \text{L}^a \text{L}^b (\text{LT}^{-1})^c (\text{ML}^{-3})^d (\text{MT}^{-1}\text{L}^{-1})^e \text{L}^f$$

根据量纲一致性原则：

$$\text{对于 M:} \quad 1 = d + e$$

$$\text{对于 L:} \quad -1 = a + b + c - 3d - e + f$$

$$\text{对于 T:} \quad -2 = -c - e$$

上述三个方程只能求解三个未知数。设 b, e, f 已知，得

$$a = -b - e - f$$

$$c = 2 - e$$

$$d = 1 - e$$

将以上结果代入式 (1-41a)，得

$$\Delta p_f = k d^{-b-e-f} l^b u^{2-e} \rho^{1-e} \mu^e \varepsilon^f$$

把指数相同的物理量合并，可得

$$\frac{\Delta p_f}{\rho u^2} = k \left(\frac{l}{d} \right)^b \left(\frac{d \rho u}{\mu} \right)^{-e} \left(\frac{\varepsilon}{d} \right)^f$$

$$\text{即} \quad \frac{\Delta p_f}{\rho u^2} = \phi \left(\frac{d \rho u}{\mu}, \frac{l}{d}, \frac{\varepsilon}{d} \right) \quad (1-42)$$

式中 $\frac{d \rho u}{\mu}$ ——雷诺数 Re ;

$\frac{\Delta p_f}{\rho u^2}$ ——欧拉 (Euler) 数，也是无量纲的特征数；

$\frac{l}{d}$ 、 $\frac{\varepsilon}{d}$ 均为简单的无量纲的比值，前者反映了管子的几何尺寸对流动阻力的影响，后者

称为相对粗糙度，反映了管壁粗糙度对流动阻力的影响。

式 (1-42) 具体的函数关系通常由实验确定。根据实验可知，流体流动阻力与管长 l 成正比，该式可改写为：

$$\frac{\Delta p_f}{\rho u^2} = \frac{l}{d} \psi \left(\text{Re}, \frac{\varepsilon}{d} \right) \quad (1-43)$$

$$\text{或} \quad W_f = \frac{\Delta p_f}{\rho} = \frac{l}{d} \psi \left(\text{Re}, \frac{\varepsilon}{d} \right) u^2 \quad (1-43a)$$

与范宁公式 (1-37) 相对照，可得

$$\lambda = \phi \left(\text{Re}, \frac{\varepsilon}{d} \right) \quad (1-44)$$

即湍流时摩擦系数 λ 是 Re 和相对粗糙度 $\frac{\varepsilon}{d}$ 的函数，该函数关系由实验确定。图 1-36 在双对

数坐标中，以 $\frac{\varepsilon}{d}$ 为参数，绘出了 λ 与 Re 的关系曲线，称为莫狄 (Moody) 摩擦系数图。

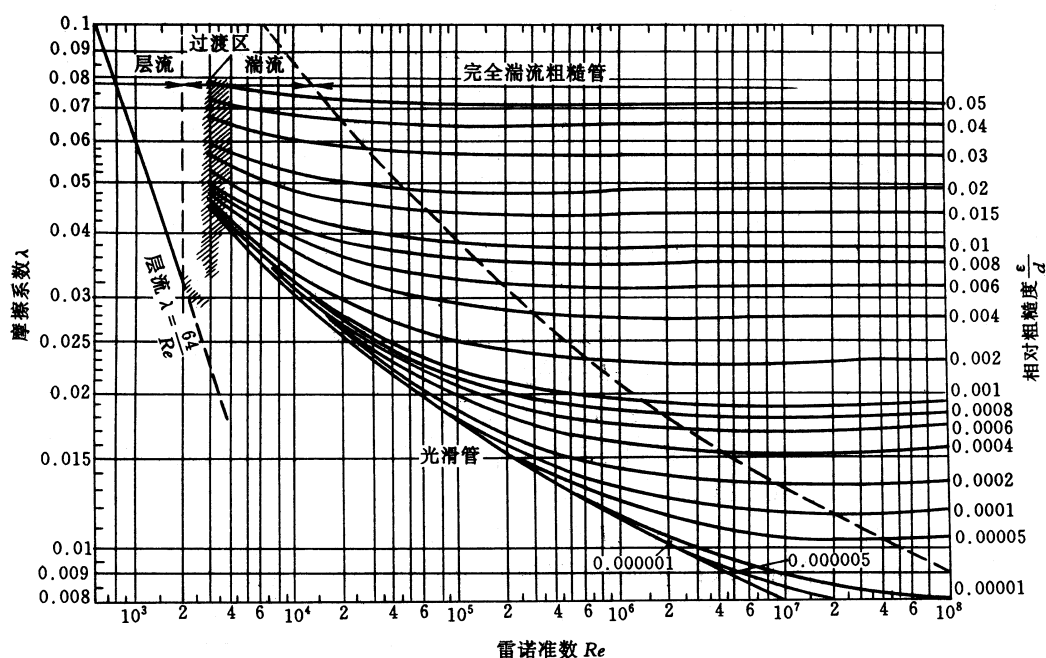


图 1-36 摩擦系数 λ 与雷诺数 Re 及相对粗糙度 ε/d 的关系

根据 Re 不同，图 1-36 可分为 4 个区域：

- ① 层流区 ($Re \leq 2000$) λ 与 ε/d 无关，与 Re 为直线关系，其斜率为-1，方程为 $\lambda = \frac{64}{Re}$ 。

此时 $W_f \propto u$ ，即 W_f 与 u 的一次方成正比。

② 过渡区 ($2000 < Re < 4000$) 在此区域内层流或湍流的 $\lambda \sim Re$ 曲线均可应用，对于阻力计算，宁可估计大一些，一般将湍流时的曲线延伸，以查取 λ 值。

③ 湍流区 ($Re \geq 4000$ 以及虚线以下的区域) 此时 λ 与 Re 、 ε/d 均有关，当 ε/d 一定时， λ 随 Re 的增大而减小， Re 增大至某一数值后， λ 下降缓慢；当 Re 一定时， λ 随 ε/d 的增加而增大。

④ 完全湍流区 (虚线以上的区域) 此区域内各曲线都趋近于水平线，即 λ 与 Re 无关，只与 ε/d 有关。对于特定管路 ε/d 一定， λ 为常数，由式 (1-37) 可知， $W_f \propto u^2$ ，所以此区域又称为阻力平方区。从图中也可以看出，相对粗糙度 ε/d 愈大，达到阻力平方区的 Re 值愈低。

对于湍流时的摩擦系数 λ ，除了用 Moody 图查取外，还可以利用一些经验公式计算。如适用于光滑管的柏拉修斯 (Blasius) 式：

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (1-45)$$

其适用范围为 $Re=5\times10^3\sim10^5$ 。此时能量损失 W_f 约与速度 u 的 1.75 次方成正比。

又如考莱布鲁克 (Colebrook) 式

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.74 - 2 \log \left(\frac{2\varepsilon}{d} + \frac{18.7}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \quad (1-46)$$

此式适用于湍流区的光滑管与粗糙管，直至完全湍流区。

(2) 管壁粗糙度对摩擦系数的影响

化工生产中的管道，根据其材质和加工情况，大致可分为两类，即光滑管和粗糙管。通常将玻璃管、铜管、铅管及塑料管等称为光滑管；将钢管、铸铁管等称为粗糙管。实际上，即使是同一材料制成的管道，管壁由于腐蚀、结垢等原因，其粗糙程度也会发生很大的变化。

管道壁面凸出部分的平均高度，称为**绝对粗糙度** (*absolute roughness*)，以 ε 表示。绝对粗糙度与管径的比值即 ε/d ，称为**相对粗糙度** (*relative roughness*)。表 1-1 列出某些工业管道的绝对粗糙度数值。

表 1-1 某些工业管道的绝对粗糙度

金属管	管道类别	绝对粗糙度 ε /mm	非金属管	管道类别	绝对粗糙度 ε /mm
	无缝黄铜管、铜管及铝管 新的无缝钢管或镀锌管 新的铸铁管 具有轻度腐蚀的无缝钢管 具有显著腐蚀的无缝钢管 旧的铸铁管	0.01~0.05 0.1~0.2 0.3 0.2~0.3 0.5 以上 0.85 以上		干净玻璃管 橡皮软管 木管道 陶土排水管 很好整平的水泥管 石棉水泥管	0.0015~0.01 0.01~0.03 0.25~1.25 0.45~6.0 0.33 0.03~0.8

管壁粗糙度对流动阻力或摩擦系数的影响，主要是由于流体在管路中流动时，流体质点与管壁凸出部分相碰撞而增加了流体的能量损失，其影响程度与管径的大小有关，因此在摩擦系数图中参数为相对粗糙度 ε/d ，而不是绝对粗糙度 ε 。

流体作层流流动时，流体层平行于管轴流动，层流层掩盖了管壁的粗糙面，同时流体的流动速度也比较缓慢，对管壁凸出部分无碰撞作用，故此时摩擦系数与管壁粗糙度无关，仅与 Re 有关。

流体作湍流流动时，靠近壁面处总是存在着层流内层。如果层流内层的厚度 δ_L 大于管壁的绝对粗糙度 ε ，即 $\delta_L > \varepsilon$ [如图 1-37 (a) 所示]，则此时管壁粗糙度对流动阻力的影响与层流时相近，此为水力光滑管。随 Re 的增加，层流内层的厚度逐渐减薄，当 $\delta_L < \varepsilon$ 时 [如图 1-37 (b) 所示]，壁面凸出部分伸入湍流主体区，与流体质点发生碰撞，则形成额外阻力。当 Re 大到一定程度时，层流内层可薄得足以使壁面凸出部分完全暴露于湍流主体中，与质点碰撞更加加

剧，致使黏性力不再起作用，而包括黏度 μ 在内的 Re 不再影响摩擦系数，流动进入完全湍流区，此为完全湍流粗糙管。

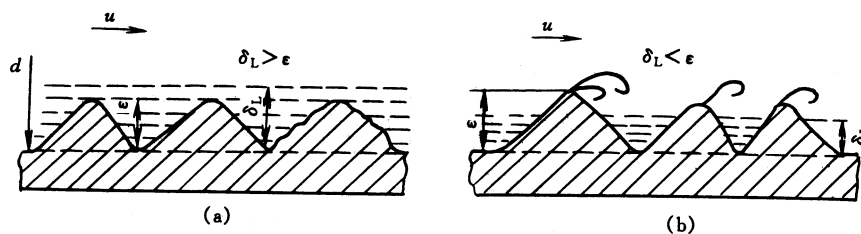


图 1-37 流体流过管壁面的情况

【例 1-13】 分别计算下列情况下，流体流过 $\phi 76 \times 3\text{mm}$ 、长 10m 的水平钢管的能量损失、压头损失及压力损失。

- (1) 密度为 910kg/m^3 、黏度为 72cP 的油品，流速为 1.1m/s ；
- (2) 20℃的水，流速为 2.2m/s 。

解：(1) 油品

$$Re = \frac{d\rho u}{\mu} = \frac{0.07 \times 910 \times 1.1}{72 \times 10^{-3}} = 973 < 2000$$

流动为层流。摩擦系数可从图 1-36 上查取，也可用式 (1-40) 计算

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{973} = 0.0658$$

所以能量损失 $W_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2} = 0.0658 \frac{10}{0.07} \frac{1.1^2}{2} = 5.69\text{J/kg}$

压头损失 $H_f = \frac{W_f}{g} = \frac{5.69}{9.81} = 0.58\text{m}$

压力损失 $\Delta p_f = \rho W_f = 910 \times 5.69 = 5178\text{Pa}$

- (2) 20℃的水的物性 $\rho = 998.2\text{kg/m}^3$ ， $\mu = 1.005 \times 10^{-3}\text{Pa}\cdot\text{s}$

$$Re = \frac{d\rho u}{\mu} = \frac{0.07 \times 998.2 \times 2.2}{1.005 \times 10^{-3}} = 1.53 \times 10^5$$

流动为湍流。求摩擦系数尚需知道相对粗糙度 ε/d ，查表 1-1，取钢管的绝对粗糙度 ε 为 0.2mm ，

则 $\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.2}{70} = 0.00286$

根据 $Re = 1.53 \times 10^5$ 及 $\varepsilon/d = 0.00286$ 查图 1-36，得 $\lambda = 0.027$

所以能量损失 $W_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2} = 0.027 \frac{10}{0.07} \frac{2.2^2}{2} = 9.33\text{J/kg}$

压头损失 $H_f = \frac{W_f}{g} = \frac{9.33}{9.81} = 0.95\text{m}$

压力损失 $\Delta p_f = \rho W_f = 998.2 \times 9.33 = 9313\text{Pa}$

【例 1-14】 水在如图 1-38 所示的倾斜管路中流动。已知管内径为 40mm，1—2 截面间的管长为 2m，垂直距离为 0.3m，U 形压差计的读数为 28mmHg，摩擦系数为 0.023。试计算：

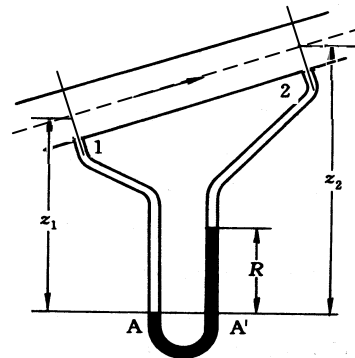


图 1-38 例 1-14 附图

(1) 1—2 截面间的压力差；

(2) 水在管中的流量；

(3) 若保证水的流量及其它条件不变，而将管路水平放置，则 U 形压差计的读数及 1—2 截面间的压力差又为多少？

解：(1) 在例 1-3 中已得出，此时 U 形压差计直接反映的是两截面静压能与位能总和即总势能之差，即

$$(p_1 + \rho g z_1) - (p_2 + \rho g z_2) = (\rho_0 - \rho) g R \quad (1)$$

则 1—2 截面间的压力差

$$\begin{aligned} p_1 - p_2 &= \rho g (z_2 - z_1) + (\rho_0 - \rho) g R \\ &= 1000 \times 9.81 \times 0.3 + (13600 - 1000) \times 9.81 \times 0.028 = 6404 \text{Pa} \end{aligned}$$

(2) 在 1、2 两截面间列伯努利方程，有

$$z_1 g + \frac{1}{2} u_1^2 + \frac{p_1}{\rho} = z_2 g + \frac{1}{2} u_2^2 + \frac{p_2}{\rho} + \Sigma W_{f1-2}$$

变形得 $(p_1 + \rho g z_1) - (p_2 + \rho g z_2) = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) + \rho \Sigma W_{f1-2} \quad (2)$

式 (1) 与 (2) 联立，可得

$$(\rho_0 - \rho) g R = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) + \rho \Sigma W_{f1-2}$$

等径的管路 $u_1 = u_2$ ，上式变为

$$(\rho_0 - \rho) g R = \rho \Sigma W_{f1-2} \quad (3)$$

由此可见，对于均匀的管路，U 形压差计实际反映流体流动阻力的大小。

将直管阻力计算通式代入， $(\rho_0 - \rho) g R = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho u^2}{2}$

即 $(13600 - 1000) \times 9.81 \times 0.028 = 0.023 \times \frac{2}{0.04} \times \frac{1000 u^2}{2}$

得水的流速 $u = 2.45 \text{ m/s}$

水的流量 $q_v = \frac{\pi}{4} d^2 u = 0.785 \times 0.04^2 \times 2.45 = 3.08 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 11.1 \text{ m}^3/\text{h}$

(3) 当水流量及其它条件不变而将管路水平放置时, 由于水的流动阻力未发生变化, 而 U 形压差计又仅反映流体流动阻力的大小, 因此其读数不变, 仍为 28mmHg。

由 (1) 式, 此时 $z_1 = z_2$, 则两截面的压力差

$$\begin{aligned} p_1 - p_2 &= (\rho_0 - \rho)gR \\ &= (13600 - 1000) \times 9.81 \times 0.028 = 3461 \text{ Pa} \end{aligned}$$

以上计算表明, 对于均匀管路, 无论如何放置, 在流量及管路其它条件一定时, 流体流动阻力均相同, 因此 U 形压差计的读数相同, 但两截面间的压力差却不相同。

1.5.1.5 非圆形管内的流动阻力

前面讨论的是流体在圆管内的流动阻力, 而在化工生产中, 还会遇到流体在一些非圆形管路 (如矩形、套管环隙) 内流动的情况。对于流体在非圆形管内的湍流阻力, 仍可用圆管内流动阻力的计算式求取, 但其中管径需用非圆形管路的当量直径代替。**当量直径** (equivalent diameter) 定义为

$$d_e = 4 \times \frac{\text{流通截面积}}{\text{润湿周边}} = 4 \times \frac{A}{\Pi} \quad (1-47)$$

对于套管环隙, 当内管的外径为 d_1 , 外管的内径为 d_2 时, 其当量直径为

$$d_e = 4 \times \frac{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)}{\pi d_2 + \pi d_1} = d_2 - d_1$$

对于边长分别为 a 、 b 的矩形管, 其当量直径为

$$d_e = 4 \times \frac{ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b}$$

在层流情况下, 当采用当量直径计算阻力时, 还应对式 (1-40) 进行修正, 即

$$\lambda = \frac{C}{\text{Re}} \quad (1-48)$$

式中 C 为无量纲的常数。

一些非圆形管的 C 值列于表 1-2 中。

表 1-2 某些非圆形管的常数 C 值

非圆形管的截面形状	正方形	等边三角形	环 形	长 方 形	
				长: 宽=2: 1	长: 宽=4: 1
常数 C	57	53	96	62	73

注意，当量直径只用于非圆形管路流动阻力的计算，而不能用于求取流通面积及流速。

【例 1-15】 温度为 40℃ 的水以 $8\text{ m}^3/\text{h}$ 的流量在套管换热器的环隙中流过，该套管换热器由 $\phi 32 \times 2.5\text{ mm}$ 和 $\phi 57 \times 3\text{ mm}$ 的钢管同心组装而成。试计算水流过环隙时每米管长的压力损失。（设钢管的绝对粗糙度为 0.1 mm ）

解：查 40℃ 水物性 $\rho = 992.2\text{ kg/m}^3$ ， $\mu = 65.60 \times 10^{-5}\text{ Pa}\cdot\text{s}$

对于套管环隙：内管外径 $d_1 = 32\text{ mm}$ ，外管内径 $d_2 = 51\text{ mm}$

则当量直径 $d_e = d_2 - d_1 = 51 - 32 = 19\text{ mm}$

套管环隙的流通面积

$$A = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2) = 0.785 \times (0.051^2 - 0.032^2) = 1.238 \times 10^{-3}\text{ m}^2$$

则流速 $u = \frac{q_v}{A} = \frac{8/3600}{1.238 \times 10^{-3}} = 1.795\text{ m/s}$

$$Re = \frac{d_e \rho u}{\mu} = \frac{0.019 \times 992.2 \times 1.795}{65.60 \times 10^{-5}} = 5.18 \times 10^4$$

$$\frac{\varepsilon}{d_e} = \frac{0.1}{19} = 0.00526$$

从图 1-36 中查得 $\lambda = 0.032$

每米管长水的压力损失为

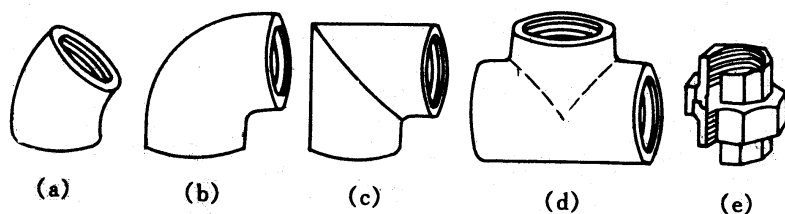
$$\frac{\Delta p_f}{l} = \lambda \frac{1}{d_e} \frac{\rho u^2}{2} = 0.032 \times \frac{1}{0.019} \times \frac{992.2 \times 1.795^2}{2} = 2692\text{ Pa/m}$$

1.5.2 局部阻力

在流体输送的管路上，除直管外，还有弯头、三通等管件及阀门等。流体流经管件、阀门、管径突然变化等局部地方时，由于流向与流道的多变造成边界层分离，所产生的漩涡使内摩擦增加，消耗了机械能，形成**局部阻力**。

1.5.2.1 管件与阀门

管件（*pipe fitting*）是管与管之间的连接部件，主要用于改变管路方向、连接支管、改变管径等。图 1-39 为管路中常用的几种管件。

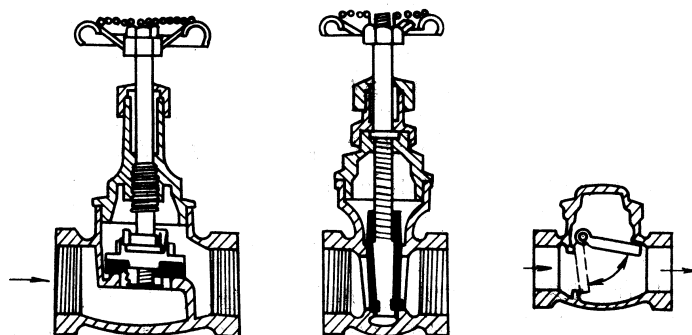


(a) 45°弯头；(b) 90°弯头；(c) 90°方弯头；(d) 三通；(e) 活接头

图 1-39 常用管件

阀门 (valve) 安装在管路中, 用于调节流量。常用的阀门有以下几种 (如图 1-40 所示)。

截止阀是通过阀盘的上升或下降来改变阀盘与底座的距离从而实现流量调节的, 其结构较复杂, 流动阻力大, 但密闭性及调节性好, 常用在蒸汽、压缩空气及液体输送管路中; 闸阀是利用闸板的上升或下降来调节管路中流体的流量, 其结构简单, 流动阻力小, 调节精度较差, 常用于大直径管路; 止逆阀又称单向阀, 只允许流体单方向通过, 用于流体需要单向开关的特殊场合。



(a) 截止阀; (b) 闸阀; (c) 止逆阀

图 1-40 常用阀门

1.5.2.2 局部阻力的计算

局部阻力有两种计算方法: 阻力系数法和当量长度法。

(1) 阻力系数法

该法是将局部阻力表示为动能的某一倍数, 即

$$W_f' = \zeta \frac{u^2}{2} \quad (1-49)$$

或

$$H_f' = \zeta \frac{u^2}{2g} \quad (1-49a)$$

式中, ζ 称为局部阻力系数 (local resistance coefficient)。

以下介绍几种常见局部阻力系数的求法。

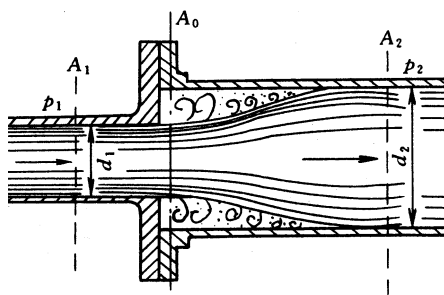


图 1-41 突然扩大

① 突然扩大

流道突然扩大 (图 1-41) 时, 下游压力上升, 流体在逆压作用下, 发生边界层分离而产生漩涡, 造成能量损失。此时局部阻力系数的计算式为

$$\zeta = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad (1-50)$$

② 突然缩小

流道突然缩小 (图 1-42) 时, 流体在顺压作用下流动, 不致发生边界层分离, 因此, 在收缩部分不发生明显的能量损失。但流体具有惯性,

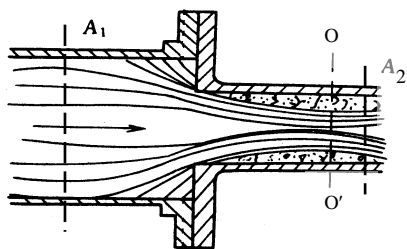


图 1-42 突然缩小

流道将继续收缩至 O-O'面（称为缩脉），然后流道重又扩大，此时流体转而在逆压作用下流动，也就产生边界层分离和漩涡，可见，突然缩小时的能量损失主要还在于突然扩大。此时局部阻力系数的计算式为

$$\zeta = 0.5(1 - \frac{A_2}{A_1}) \quad (1-51)$$

注意：计算管截面突然扩大和突然缩小局部阻力时，式（1-49）及（1-49a）中的速度 u 均以小管中的速度计。

③ 管进口与出口

当流体自容器进入管内，相当于突然缩小时 $A_1 \gg A_2$ ，即 $A_2/A_1 \approx 0$ ，由式（1-51）， $\zeta_{\text{进口}} = 0.5$ ，称为进口阻力系数。

当流体自管子进入容器或从管子排放到管外空间，相当于突然扩大时 $A_2 \gg A_1$ ，即 $A_1/A_2 \approx 0$ ，由式（1-50）， $\zeta_{\text{出口}} = 1$ ，称为出口阻力系数。

当流体从管子直接排放到管外空间时，管出口内侧截面上的压力可取为与管外空间相同，但出口截面上的动能及出口阻力应与截面选取相匹配。若截面取管出口内侧，则表示流体并未离开管路，此时截面上仍有动能，系统的总能量损失不包含出口阻力；若截面取管出口外侧，则表示流体已经离开管路，此时截面上动能为零，而系统的总能量损失中应包含出口阻力。由于出口阻力系数 $\zeta_{\text{出口}} = 1$ ，所以两种选取截面方法计算结果相同。

④ 管件与阀门

管件与阀门的局部阻力系数一般由实验测定，常用管件及阀门的局部阻力系数见表 1-3。

表 1-3 常用管件、阀门的局部阻力系数

名 称	阻力系数 ζ	名 称	阻力系数 ζ
弯头，45°	0.35	截止阀	
弯头，90°	0.75	全开	6.0
三通	1	半开	9.5
回弯头	1.5	角阀，半开	2.0
管接头	0.04	止逆阀	
活接头	0.04	球式	70.0
闸阀		摇板式	2.0
全开	0.17	水表，盘式	7.0
半开	4.5		

（2）当量长度法

将流体流过管件或阀门的局部阻力，折合成直径相同、长度为 l_e 的直管所产生的阻力即

$$W_f' = \lambda \frac{l_e}{d} \frac{u^2}{2} \quad (1-52)$$

或

$$H_f' = \lambda \frac{l_e}{d} \frac{u^2}{2g} \quad (1-52a)$$

式中 l_e 称为管件或阀门的当量长度 (equivalent length)。

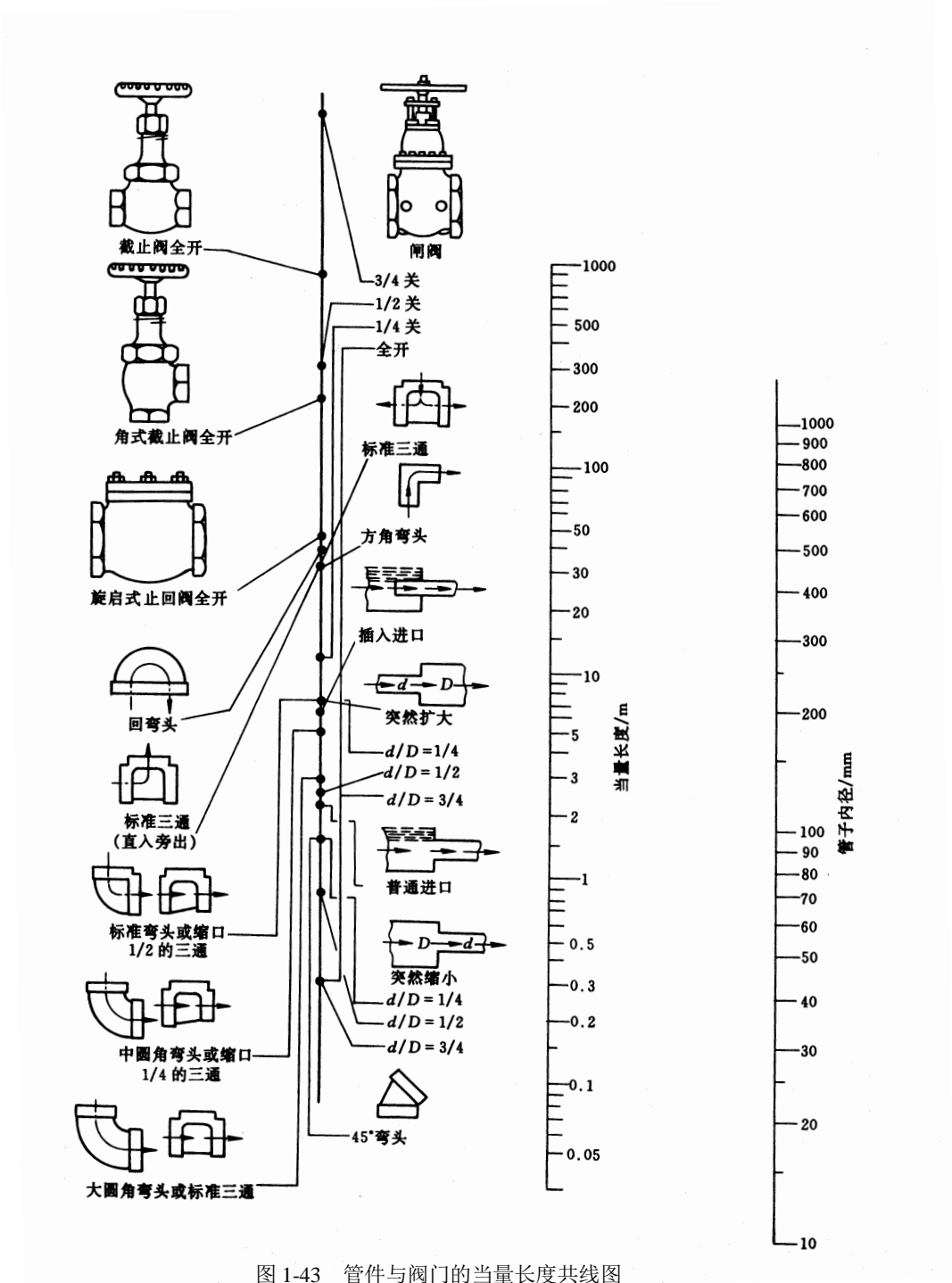


图 1-43 管件与阀门的当量长度共线图

同样，管件与阀门的当量长度也是由实验测定，在湍流流动情况下，常用管件、阀门等的当量长度可由图 1-43 的共线图查得。

1.5.3 流体在管路中的总阻力

化工管路系统是由直管和管件、阀门等构成，因此流体流经管路的总阻力应为直管阻力和所有局部阻力之和。计算局部阻力时，可用阻力系数法，亦可用当量长度法。对同一管件，可用任一种计算，但不能用两种方法重复计算。

当管路直径相同时，总阻力

$$\Sigma W_f = W_f + W_f' = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{u^2}{2} \quad (1-53)$$

$$\text{或} \quad \Sigma W_f = W_f + W_f' = \lambda \frac{l + \Sigma l_e}{d} \frac{u^2}{2} \quad (1-53a)$$

式中， $\Sigma \zeta$ 、 Σl_e 分别为管路中所有局部阻力系数和当量长度之和。

若管路由若干直径不同的管段组成时，各段应分别计算，再加和。

【例 1-16】 如图 1-44 所示，料液由敞口高位槽流入精馏塔中。塔内进料处的压力为 30kPa（表压），输送管路为 $\phi 45 \times 2.5\text{mm}$ 的无缝钢管，直管长为 10m。管路中装有 180° 回弯头一个，90° 标准弯头一个，标准截止阀（全开）一个。若维持进料量为 $5\text{m}^3/\text{h}$ ，问高位槽中的液面至少高出进料口多少米（已知操作条件下料液的物性： $\rho = 890\text{kg/m}^3$ ， $\mu = 1.3 \times 10^{-3} \text{Pa}\cdot\text{s}$ ）？

解：如图取高位槽中液面为 1-1' 面，管出口内侧为 2-2' 截面，且以过 2-2' 截面中心线的水平面为基准面。在 1-1' 与 2-2' 截面间列伯努利方程：

$$z_1 g + \frac{1}{2} u_1^2 + \frac{p_1}{\rho} = z_2 g + \frac{1}{2} u_2^2 + \frac{p_2}{\rho} + \Sigma W_f$$

其中 $z_1 = H$ ； $u_1 \approx 0$ ； $p_1 = 0$ （表压）；

$z_2 = 0$ ； $p_2 = 30\text{kPa}$ （表压）；

$$u_2 = \frac{q_v}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{5/3600}{0.785 \times 0.04^2} = 1.1 \text{ m/s}$$

$$\text{管路总阻力} \quad \Sigma W_f = W_f + W_f' = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{u^2}{2}$$

$$\text{Re} = \frac{d \rho u}{\mu} = \frac{0.04 \times 890 \times 1.1}{1.3 \times 10^{-3}} = 3.01 \times 10^4$$

取管壁绝对粗糙度 $\varepsilon = 0.3 \text{ mm}$ ，则 $\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.3}{40} = 0.0075$

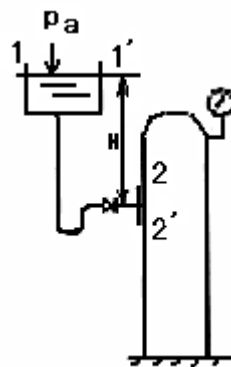


图 1-44 例 1-16 附图

从图 1-36 中查得摩擦系数 $\lambda = 0.036$

由表 1-3 查出局部阻力系数

$$\begin{aligned} \text{进口突然缩小 } \zeta &= 0.5, & 180^\circ \text{ 回弯头 } \zeta &= 1.5 \\ 90^\circ \text{ 标准弯头 } \zeta &= 0.75, & \text{标准截止阀 (全开)} \zeta &= 6.0 \\ \therefore \Sigma \zeta &= 0.5 + 1.5 + 0.75 + 6.0 = 8.75 \end{aligned}$$

$$\Sigma W_f = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{u^2}{2} = \left(0.036 \times \frac{10}{0.04} + 8.75 \right) \frac{1.1^2}{2} = 10.74 \text{ J/kg}$$

所求位差

$$H = \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} + \Sigma W_f \right) / g = \left(\frac{30 \times 10^3}{890} + \frac{1.1^2}{2} + 10.74 \right) / 9.81 = 4.59 \text{ m}$$

本题也可将截面 2-2' 取在管出口外侧, 此时流体流入塔内, 2-2' 截面速度为零, 无动能项, 但应计进出口突然扩大阻力, 又因为 $\zeta_{\text{出口}} = 1$, 所以两种方法的计算结果相同。

1.6 管路计算

化工生产中常用的管路, 依据其联接和铺设情况, 可分为简单管路和复杂管路两类。

1.6.1 简单管路

简单管路是指流体从入口到出口是在一条管路中流动, 无分支或汇合的情形。整个管路内径可以相同, 也可由不同内径的管子串联组成, 如

图 1-45 所示。在定态流动时, 其基本特点为

(1) 流体通过各管段的质量流量不变, 对于不可压缩流体, 则体积流量也不变, 即

$$q_{V1} = q_{V2} = q_{V3} \quad (1-54)$$

(2) 整个管路的总能量损失等于各段能量损失之和, 即

$$\Sigma W_f = W_{f1} + W_{f2} + W_{f3} \quad (1-55)$$

1.6.1.1 管路计算

管路计算是连续性方程、伯努利方程及能量损失计算式在管路中的应用。依据的基本方程为:

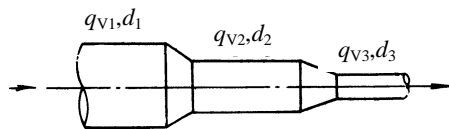


图 1-45 简单管路

$$\begin{aligned}
 q_V &= \frac{\pi}{4} d^2 u & (a) \\
 \frac{p_1}{\rho} + z_1 g + W_e &= \frac{p_2}{\rho} + z_2 g + \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{u^2}{2} & (b) \\
 \lambda &= \varphi \left(\frac{du\rho}{\mu}, \frac{\varepsilon}{d} \right) & (c)
 \end{aligned}
 \quad (1-56)$$

该方程组中共包含 14 个变量 (q_V 、 d 、 u 、 p_1 、 z_1 、 W_e 、 p_2 、 z_2 、 λ 、 l 、 $\Sigma \zeta$ 、 ρ 、 μ 、 ε)，当被输送流体一定时，其物性 ρ, μ 已知，需给定独立的 9 个变量，方可求解其它 3 个未知量。

根据计算目的，管路计算通常可分为设计型和计算型两类。

(1) 设计型计算

设计要求：规定输流量 q_V ，确定一经济的管径及供液点提供的位能 $z_1 g$ (或静压能 p_1/ρ)。

给定条件：

- ① 供液点压力 p_1 (或位置 z_1)；
- ② 供液与需液点的距离，即管长 l ；
- ③ 管道材料与管件的配置，即 ε 及 $\Sigma \zeta$ ；
- ④ 需液点的位置 z_2 及压力 p_2 ；
- ⑤ 输送机械 W_e 。

以上命题中给定了 8 个变量，方程组 (1-56) 仍无解，设计者必须再补充一个条件才能满足方程组求解的要求。如选择不同流速时，可计算出相应的管径，设计者应从这一系列计算结果中选出最经济合理的管径。

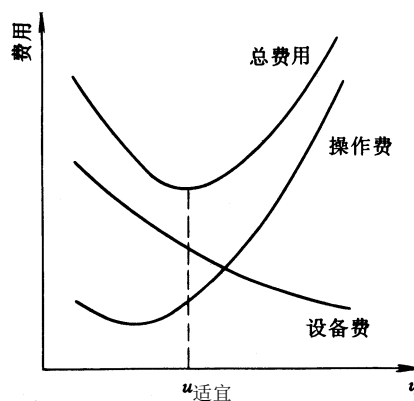


图 1-46 适宜流速的确定

当流体流量一定时，由式 (1-56) (a) 可知，管径 d 与 \sqrt{u} 成反比。若选较大流速，则管径减小，设备费用亦减少，但流体流动阻力增大，操作费用（包括能耗及每年的大检修费用）将随之增加；反之，若选较小流速，操作费用减小，但管径增大，使设备费用增加。因此，适宜流速的选择应使每年的操作费与按使用年限计算的设备折旧费之和为最小，如图 1-46 所示。

生产中，某些流体在管道中常用流速范围列于表 1-4 中。一般，密度大或黏度大的流体，流速取小一些；对于含有固体杂质的流体，流速宜取大一些，以避免固体杂质沉积在管路中；对于真空管路，选择的流速必须保证产生的压力降 Δp 低于允许值。

表 1-4 某些流体在管道中常用流速范围

流体种类及状况	常用流速范围 (m/s)	流体种类及状况	常用流速范围 (m/s)
水及一般液体	1~3	饱和水蒸汽: <800kPa	40~60
黏度较大的液体	0.5~1	<300kPa	20~40
低压气体	8~15	过热水蒸汽	30~50
易燃、易爆的低压气体 (如乙炔等)	<8	真空操作下气体	<10
压力较高的气体	15~25		

确定经济管径时,一般先根据表 1-4 选择适宜流速,由式 (1-56) (a) 估算出管径,再圆整到管路标准规格 (参见附录十一及有关手册)。

(2) 操作型计算

操作型计算是指对于已知的管路系统,核算给定条件下的输送能力或某项技术指标。通常有以下两种类型:

- ① 给定条件: 管路 (d 、 ε 、 l)、管件和阀门 $\Sigma\zeta$ 、相对位置 (z_1 、 z_2) 及压力 (p_1 、 p_2)、外加功 W_e

计算目的: 管路中流体的流速 u 及供液量 q_V ;

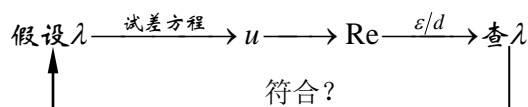
- ② 给定条件: 流量 q_V 、管道 (d 、 ε 、 l)、管件和阀门 $\Sigma\zeta$ 及压力 (p_1 、 p_2) 等

计算目的: 确定设备间的相对位置 Δz , 或完成输送任务所需的 W_e 等。

对于第二种类型,计算过程比较简单,一般先计算管路中的能量损失,再根据伯努利方程求解。而对于第一种类型,求 u 时会遇到这样的问题,即在阻力计算时,需知摩擦系数 λ ,而 $\lambda = \varphi(\text{Re}, \varepsilon/d)$ 与 u 又呈十分复杂的函数关系[图 1-34 或式 (1-46)],难于直接求解,此时工程上常采用试差法求解。

在进行试差计算时,由于 λ 值的变化范围小,通常以 λ 为试差变量,且将流动处于阻力平方区时的 λ 值设为初值。试差法计算流速的基本步骤如下:

- ① 根据伯努利方程列出试差等式;
- ② 试差: 假设 λ , 由试差方程计算流速 u , 再计算 Re , 并结合 ε/d 查出 λ 值, 若该值与假设值相等或相近, 则原假设值正确, 计算出的 u 有效, 否则, 重新假设 λ , 直至满足要求为止。



注意，若已知流动处于阻力平方区或层流区，则无须试差，可直接由解析法求解。

1.6.1.2 阻力对管内流动的影响

在图 1-47 所示的简单管路输送系统中，设两贮槽内液位保持恒定，各管段直径相同，液体作定态流动。管路中安装一阀门，阀前后各装一压力表。阀门在某一开度时，管路中流体的流速为 u ，压力表读数分别为 p_A 、 p_B 。现考察阀门开度变化（如阀门关小）对各流动参数的影响，如下所述。

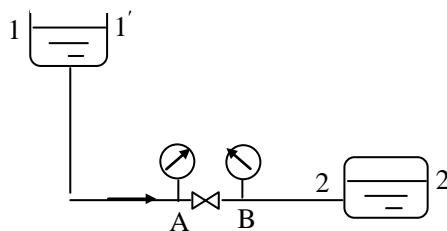


图 1-47 简单管路输送系统

① 在截面 1-1' 与 2-2' 间考察，两截面的总机械能差不变，若阀门关小，则阀门局部阻力系数 ζ 增大，必导致管内流速 u 减小；

② 在截面 1-1' 与 A 之间考察，流速降低使两截面间的流动阻力 W_{f1-A} 减小，则 A 截面处的压力 p_A 将升高；

③ 在截面 B 与 2-2' 之间考察，流速降低同样导致两截面间的流动阻力 W_{fB-2} 减小，则 B 截面处的压力 p_B 将降低。

由此可得出以下结论：

- ① 当阀门关小时，其局部阻力增大，将使管路中流量减小；
- ② 上游阻力的减小使下游压力上升；
- ③ 下游阻力的减小使上游压力下降。

可见，管路中任一处的变化必将带来总体的变化，因此必须将管路系统当作整体考虑。

【例 1-17】 如图 1-48 所示，用泵将敞口贮罐中的溶液送至高位槽，要求流量为 $25\text{m}^3/\text{h}$ 。高位槽液面比贮罐液面高出 10m ，并维持恒定。已知泵吸入管路为 $\phi 89 \times 4\text{mm}$ ，管长为 10m ，管路中装有一个止逆底阀（摇板式），一个 90° 弯头；泵压出管路为 $\phi 57 \times 3.5\text{mm}$ ，管长为 35m ，其中装有闸阀（全开）一个， 90° 弯头 6 个。操作条件下溶液的密度为 $880\text{kg}/\text{m}^3$ ，黏度为 0.74cP 。设泵的效率为 65% ，试求其轴功率。

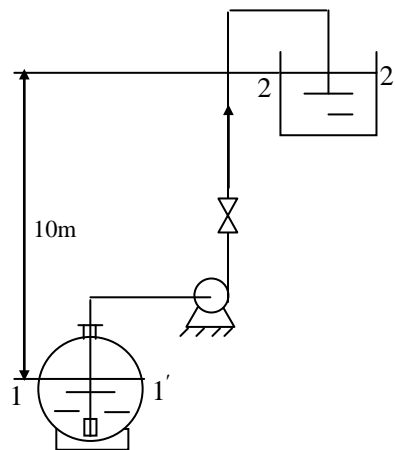


图 1-48 例 1-17 附图

解：在图 1-48 中，取贮罐中液面为 1-1' 截面，高位槽中液面为 2-2' 截面，并以 1-1' 截面为基准面。在两截面间列

伯努利方程:

$$z_1 g + \frac{1}{2} u_1^2 + \frac{p_1}{\rho} + W_e = z_2 g + \frac{1}{2} u_2^2 + \frac{p_2}{\rho} + \Sigma W_f$$

其中 $z_1 = 0$, $z_2 = 10m$, $u_1 = u_2 \approx 0$, $p_1 = p_2 = 0$ (表压)

则上式简化为 $W_e = z_2 g + \Sigma W_f$ (1)

吸入管路

$$u_{\text{吸入}} = \frac{q_v}{0.785 d_1^2} = \frac{25/3600}{0.785 \times 0.081^2} = 1.35 m/s$$

$$Re_1 = \frac{d_1 \rho u_{\text{吸入}}}{\mu} = \frac{0.081 \times 880 \times 1.35}{0.74 \times 10^{-3}} = 1.30 \times 10^5$$

取管壁粗糙度 ε 为 0.2mm, 由 $\varepsilon/d_1 = 0.2/81 = 0.0025$, 查图 1-36, 得 $\lambda_1 = 0.026$

由表 1-3 查得局部阻力系数如下:

进口突然缩小 $\zeta = 0.5$

90° 标准弯头 $\zeta = 0.75$

止逆底阀 (摇板式) $\zeta = 2.0$

$$\Sigma \zeta_1 = 0.5 + 0.75 + 2.0 = 3.25$$

$$\Sigma W_{f1} = \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \Sigma \zeta_1 \right) \frac{u_{\text{吸入}}^2}{2} = \left(0.026 \times \frac{10}{0.081} + 3.25 \right) \frac{1.35^2}{2} = 5.89 J/kg$$

压出管路

$$u_{\text{压出}} = \frac{q_v}{0.785 d_2^2} = \frac{25/3600}{0.785 \times 0.05^2} = 3.54 m/s$$

$$Re_2 = \frac{d_2 \rho u_{\text{压出}}}{\mu} = \frac{0.05 \times 880 \times 3.54}{0.74 \times 10^{-3}} = 2.1 \times 10^5$$

由 $\varepsilon/d_2 = 0.2/50 = 0.004$, 查图 1-36, 得 $\lambda_2 = 0.029$

各局部阻力系数如下:

出口突然扩大 $\zeta = 1$

90° 标准弯头 6 个 $\zeta = 0.75 \times 6 = 4.5$

闸阀 (全开) $\zeta = 0.17$

$$\Sigma \zeta_2 = 1 + 4.5 + 0.17 = 5.67$$

$$\Sigma W_{f2} = \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \Sigma \zeta_2 \right) \frac{u_{\text{压出}}^2}{2} = \left(0.029 \times \frac{35}{0.05} + 5.67 \right) \frac{3.54^2}{2} = 162.7 J/kg$$

故总阻力

$$\Sigma W_f = \Sigma W_{f1} + \Sigma W_{f2} = 5.89 + 162.7 = 168.6 \text{ J/kg}$$

代入 (1) 式, 得:

$$W_e = 10 \times 9.81 + 168.6 = 266.7 \text{ J/kg}$$

$$\text{质量流量 } q_m = q_V \rho = 25 / 3600 \times 880 = 6.11 \text{ kg/s}$$

$$\text{有效功率 } N_e = q_m W_e = 6.11 \times 266.7 = 1630 \text{ W}$$

$$\text{轴功率 } N = \frac{N_e}{\eta} = \frac{1630}{0.65} = 2.51 \text{ kW}$$

【例 1-18】 如图 1-49 所示水塔供水系统, 采用 $\phi 114 \times 4 \text{ mm}$ 的无缝钢管, 管路总长 (包括所有局部阻力的当量长度) 为 600m, 水塔内水面维持恒定, 且高于出水口 12m。试求管路的输水量 (m^3/h)。(设钢管的绝对粗糙度为 0.2mm)

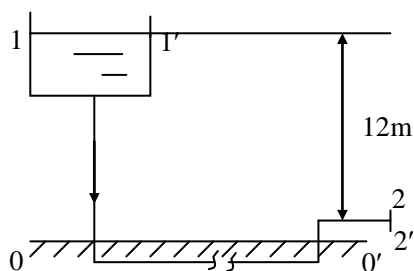


图 1-49 例 1-18 附图

解: 在图 1-49 中, 取水塔中水面为 1-1' 截面, 管出水口外侧为 2-2' 截面, 并以地面 0-0' 为基准面。在两截面间列伯努利方程

$$z_1 g + \frac{1}{2} u_1^2 + \frac{p_1}{\rho} = z_2 g + \frac{1}{2} u_2^2 + \frac{p_2}{\rho} + \Sigma W_f$$

其中 $z_1 - z_2 = 12 \text{ m}$, $u_1 = u_2 \approx 0$, $p_1 = p_2 = 0$ (表压)

则上式简化为 $(z_1 - z_2) g = \Sigma W_f$

$$\text{又 } \Sigma W_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2} = \lambda \frac{600}{0.106} \frac{u^2}{2} = 2830 \lambda u^2$$

$$\text{所以 } 12 \times 9.81 = 2830 \lambda u^2$$

$$\text{即 } \lambda u^2 = 0.0416 \quad (1)$$

需采用试差法求解速度 u , 上式即为试差方程。

设流动已进入阻力平方区, 由 $\varepsilon/d = 0.2/106 = 0.0019$, 查得 $\lambda = 0.023$, 以此值为试差初值。

当 $\lambda = 0.023$ 时, 由 (1) 式得 $u = 1.34 \text{ m/s}$ 。

取常温水的密度为 1000 kg/m^3 , 黏度为 1 cP , 则

$$\text{Re} = \frac{d \rho u}{\mu} = \frac{0.106 \times 1000 \times 1.34}{1 \times 10^{-3}} = 1.42 \times 10^5$$

查得 $\lambda = 0.024$, 大于假设值, 需重新试算。

再设 $\lambda = 0.024$ ，由 (1) 式得 $u = 1.32 \text{ m/s}$ ，则

$$\text{Re} = \frac{d\rho u}{\mu} = \frac{0.106 \times 1000 \times 1.32}{1 \times 10^{-3}} = 1.40 \times 10^5$$

查得 $\lambda = 0.024$ ，与假设值相同，所得流速 $u = 1.32 \text{ m/s}$ 正确。

$$\text{输水量} \quad q_v = \frac{\pi}{4} d^2 u = 0.785 \times 0.106^2 \times 1.32 = 1.164 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s} = 41.9 \text{ m}^3/\text{h}$$

应予指出，试差法不但可用于管路计算，而且在以后的一些单元操作计算中也会经常用到。当一些方程较复杂，或某些变量间关系，不是以方程而是以曲线的形式给出时，需借助试差法求解。试差计算过程，实为非线性方程组的求解过程，借助于非线性方程组的计算方法可在计算机上较容易的实现。

1.6.2 复杂管路

通常是指并联管路和分支与汇合管路。

1.6.2.1 并联管路

如图 1-50 所示，在主管某处分成几支，然后又汇合到一根主管。其特点为

① 主管中的流量为并联的各支管流量之和，对于不可压缩性流体，则有

$$q_v = q_{v1} + q_{v2} + q_{v3} \quad (1-57)$$

② 并联管路中各支管的能量损失均相等，即

$$\Sigma W_{f1} = \Sigma W_{f2} = \Sigma W_{f3} = \Sigma W_{fAB} \quad (1-58)$$

图 1-50 中，A-A' 与 B-B' 两截面之间的机械能差是由流体在各个支管中克服阻力造成的，因此，对于并联管路而言，单位质量的流体无论通过哪一根支管能量损失都相等。所以，计算并联管路阻力时，可任选一根支管计算，但绝不能将各支管阻力加和在一起作为并联管路的阻力。

对于并联管路中的任一支部：

$$\Sigma W_{fi} = \lambda_i \frac{(l + \Sigma l_e)_i}{d_i} \frac{u_i^2}{2} \quad \text{而} \quad u_i = \frac{4q_{vi}}{\pi d_i^2}$$

$$\text{故} \quad \Sigma W_{fi} = \lambda_i \frac{(l + \Sigma l_e)_i}{d_i} \frac{1}{2} \left(\frac{4q_{vi}}{\pi d_i^2} \right)^2 = \frac{8\lambda_i q_{vi}^2 (l + \Sigma l_e)_i}{\pi^2 d_i^5}$$

根据式 (1-58)，可得并联管路中各支路的流量比为

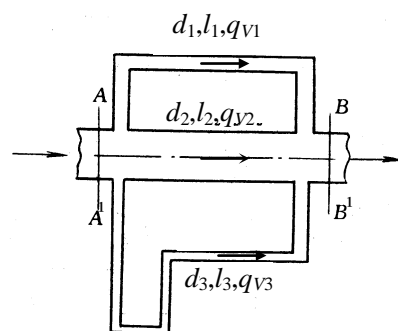


图 1-50 并联管路

$$q_{V1} : q_{V2} : q_{V3} = \sqrt{\frac{d_1^5}{\lambda_1(l + \Sigma l_e)_1}} : \sqrt{\frac{d_2^5}{\lambda_2(l + \Sigma l_e)_2}} : \sqrt{\frac{d_3^5}{\lambda_3(l + \Sigma l_e)_3}} \quad (1-59)$$

由此可知，在并联管路中，各支管的流量比与管径、管长及阻力系数有关。支管越长、管径越小、阻力系数越大，其流量越小，反之亦然。

1.6.2.2 分支管路与汇合管路

分支管路是指流体由一根总管分流为几根支管的情况，如图 1-51 所示。其特点为

① 总管流量等于各支管流量之和，对于不可压缩性流体，有

$$q_V = q_{V1} + q_{V2} \quad (1-60)$$

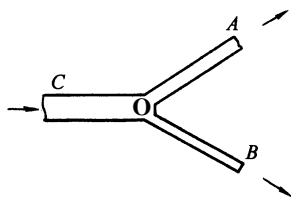


图 1-51 分支管路

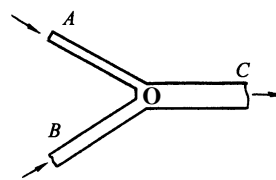


图 1-52 汇合管路

② 虽然各支管的流量不等，但在分支处 O 点的总机械能为一定值，表明流体在各支管流动终了时的总机械能与能量损失之和必相等，即

$$\frac{p_A}{\rho} + z_A g + \frac{1}{2} u_A^2 + \Sigma W_{fOA} = \frac{p_B}{\rho} + z_B g + \frac{1}{2} u_B^2 + \Sigma W_{fOB} \quad (1-61)$$

汇合管路是指几根支路汇总于一根总管的情况，如图 1-52 所示，其特点与分支管路类似。

将复杂管路的特点与简单管路的计算方法相结合，即可对复杂管路进行计算，只是过程繁杂，特别是会多次遇到试差。若利用计算机及有关计算软件，复杂管路计算可大为简化和精确，这里从略。

1.7 流速与流量的测量

流体的流量是化工生产过程中的重要参数之一，为保证操作连续稳定进行，常常需要测量流量，并进行调节和控制。测量流量的装置有多种，本节仅介绍依据流体在流动过程中机械能转换原理而设计的流量计。

1.7.1 测速管

1.7.1.1 结构与测量原理

测速管又称皮托管 (Pitot tube)，如图 1-53 所示，系由两根弯成直角的同心套管组成，内管壁面无孔，套管端部环隙封闭，外管靠近端点的壁面处沿圆周开有若干测压小孔。为了减

小涡流引起的测量误差,测速管的前端通常制成半球形。

测量时,测速管管口正对管路中流体流动方向,其内管及外管分别与 U 形压差计两端相连。

流体以速度 \dot{u} 流向测速管前端时,因内管已充满被测流体,故流体到达管口 A 处即被挡住,速度降为零,于是动能转变为静压能,因此内管所测的是流体在 A 处的局部动能和静压能之和,称为冲压能,即

$$\frac{p_A}{\rho} = \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} \dot{u}^2$$

由于外管 B 处壁面上的测压小孔与流体流动方向平行,所以外管仅测得流体的静压能,即

$$\frac{p_B}{\rho} = \frac{p}{\rho}$$

U 形压差计实际反映的是内管冲压能和外管静压能之差,即

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{p_A}{\rho} - \frac{p_B}{\rho} = \left(\frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} \dot{u}^2 \right) - \frac{p}{\rho} = \frac{1}{2} \dot{u}^2$$

则该处的局部速度为

$$\dot{u} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (1-62)$$

将 U 形压差计公式 (1-12) 代入,可得

$$\dot{u} = \sqrt{\frac{2Rg(\rho_0 - \rho)}{\rho}} \quad (1-62a)$$

由以上分析可知,测速管测定的是流体在管截面某点处的速度,即点速度,因此利用测速管可以测得管截面上流体的速度分布。若要获得流量,可对速度分布曲线进行积分。也可用测速管测出管中心最大流速 u_{\max} ,再利用图 1-54 所示的关系求出管截面的平均速度,进而求出流量,此法较常用。

1.7.1.2 测速管的安装

① 必须保证测量点位于均匀流段,一般要求测量点上、下游的直管长度最好大于 50 倍管内径,至少也应大于 8~12 倍。

② 测速管管口截面必须垂直于流体流动方向,任何偏离都将导致负偏差。

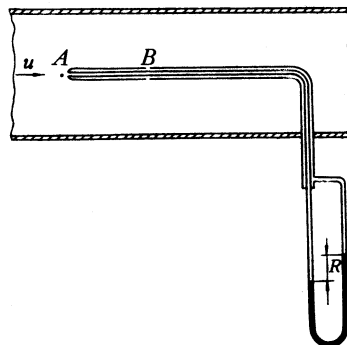


图 1-40 测速管

③ 测速管的外径 d_0 不应超过管内径 d 的 1/50, 即 $d_0 < d/50$ 。

测速管适用于测量大直径管道中清洁气体的流速, 若流体中含有固体杂质时, 易将测压孔堵塞, 故不宜采用。此外, 测速管的压差读数较小, 常常需要放大或配微压计。

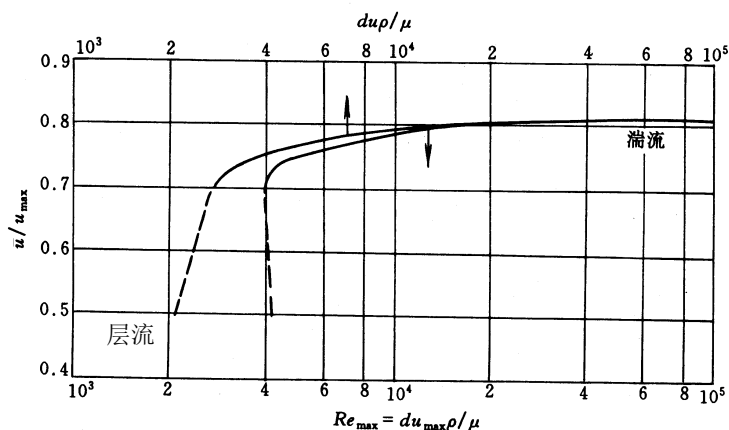


图 1-54 u/u_{\max} 与 Re 关系

1.7.2 孔板流量计

1.7.2.1 结构与测量原理

孔板流量计(orifice meter)属差压式流量计, 是利用流体流经节流元件产生的压力差来实现流量测量。孔板流量计的节流元件为孔板, 即中央开有圆孔的金属板, 将孔板垂直安装在管路中, 以一定取压方式测取孔板前后两端的压差, 并与压差计相连, 即构成孔板流量计, 如图 1-55 所示。

图中, 流体在管道截面 1-1'处流速为 u_1 , 继续向前流动时, 受节流元件的制约, 流束开始收缩, 其流速增加。由于惯性的作用, 流束的最小截面并不在孔口处, 经过孔板后流束仍继续收缩, 直到截面 2-2'处为最小, 流速 u_2 为最大。流束截面最小处称为缩脉(vena contracta)。随后流束又

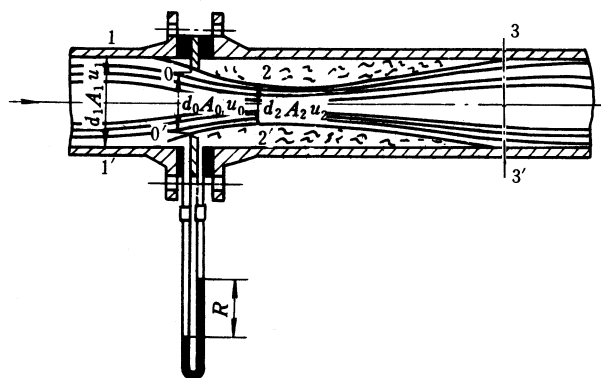


图 1-55 孔板流量计

逐渐扩大, 直至截面 3-3'处, 又恢复到原有管截面, 流速也降至原来的数值。

在流速变化的同时, 流体的压力也随之发生变化。在 1-1'截面处流体的压力为 p_1 , 流束收缩后, 压力下降, 到缩脉 2-2'处降至最低 p_2 , 而后又随流束的恢复而恢复。但由于在孔板出口处流通截面突然缩小与扩大而形成涡流, 消耗一部分能量, 所以流体在 3-3'截面的压力 p_3 不能恢复到原来的压力 p_1 , 使 $p_3 < p_1$ 。

流体在缩脉处, 流速最高, 即动能最大, 而相应压力就最低, 因此当流体以一定流量流经小孔时, 在孔板前后就产生一定的压力差 $\Delta p = p_1 - p_2$ 。流量愈大, Δp 也就愈大, 并存在对

应关系，因此通过测量孔板前后的压差即可测量流量。

1.7.2.2 流量方程

孔板流量计的流量与压差的关系式，可由连续性方程和伯努利方程推导。

如图 1-55 所示，在 1-1'截面和 2-2'截面间列伯努利方程，若暂时不计能量损失，有

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2}u_1^2 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2}u_2^2$$

变形得

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \frac{p_1 - p_2}{\rho}$$

或

$$\sqrt{u_2^2 - u_1^2} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

由于上式未考虑能量损失，实际上流体流经孔板的能量损失不能忽略不计；另外，缩脉位置不定， A_2 未知，但孔口面积 A_0 已知，为便于使用可用孔口速度 u_0 替代缩脉处速度 u_2 ；同时两测压孔的位置也不一定在 1-1'和 2-2'截面上，因此引入一校正系数 C 来校正上述各因素的影响，则上式变为

$$\sqrt{u_0^2 - u_1^2} = C \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (1-63)$$

根据连续性方程，对于不可压缩性流体

$$u_1 = u_0 \frac{A_0}{A_1}$$

将上式代入式 (1-63)，整理得

$$u_0 = \frac{C}{\sqrt{1 - (\frac{A_0}{A_1})^2}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (1-64)$$

令

$$C_0 = \frac{C}{\sqrt{1 - (\frac{A_0}{A_1})^2}}$$

则

$$u_0 = C_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (1-65)$$

将 U 形压差计公式 (1-12) 代入式 (1-65) 中，得

$$u_0 = C_0 \sqrt{\frac{2Rg(\rho_0 - \rho)}{\rho}} \quad (1-65a)$$

根据 u_0 即可计算流体的体积流量

$$q_V = u_0 A_0 = C_0 A_0 \sqrt{\frac{2Rg(\rho_0 - \rho)}{\rho}} \quad (1-66)$$

及质量流量

$$q_m = C_0 A_0 \sqrt{2Rg\rho(\rho_0 - \rho)} \quad (1-67)$$

式中 C_0 称为**流量系数** (flow coefficient), 其值由实验测定。 C_0 主要取决于流体在管内流动的雷诺数 Re 、孔面积与管截面积比 A_0/A_1 , 同时孔板的取压方式、加工精度、管壁粗糙度等因素也对其有一定的影响。对于取压方式、结构尺寸、加工状况均已规定的标准孔板, 流量系数 C_0 可以表示为

$$C_0 = f(Re, \frac{A_0}{A_1}) \quad (1-68)$$

式中, Re 是以管道的内径 d_1 计算的雷诺数, 即

$$Re = \frac{d_1 \rho u}{\mu}$$

对于按标准规格及精度制作的孔板, 用角接取压法安装在光滑管路中的标准孔板流量计, 实验测得的 C_0 与 Re 、 A_0/A_1 的关系曲线如图 1-56 所示。从

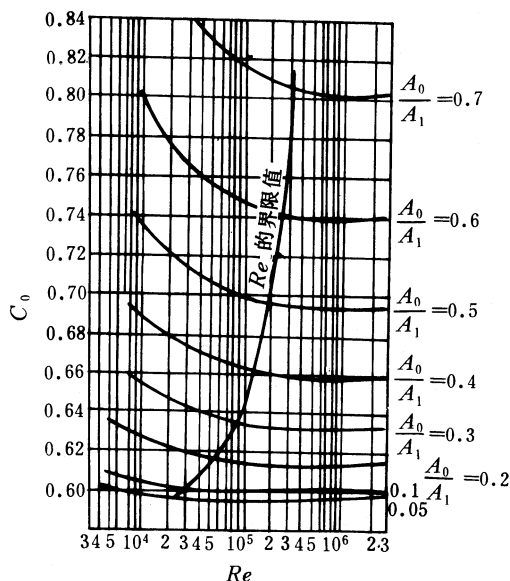


图 1-56 标准孔板的流量系数

图中可以看出, 对于 A_0/A_1 相同的标准孔板, C_0 只是 Re 的函数, 并随 Re 的增大而减小。当增大到一定界限值之后, C_0 不再随 Re 变化, 成为一个仅取决于 A_0/A_1 的常数。选用或设计孔板流量计时, 应尽量使常用流量在此范围内。常用的 C_0 值为 0.6~0.7。

用式 (1-66) 或式 (1-67) 计算流量时, 必须先确定流量系数 C_0 , 但 C_0 与 Re 有关, 而管道中的流体流速又是未知, 故无法计算 Re 值, 此时可采用试差法。即先假设 Re 超过 Re 界限值 Re_C , 由 A_0/A_1 从图 1-56 中查得 C_0 , 然后根据式 (1-66) 或 (1-67) 计算流量, 再计算管道中的流速及相应的 Re 。若所得的 Re 值大于界限值 Re_C , 则表明原来的假设正确, 否则需重新假设 C_0 , 重复上述计算, 直至计算值与假设值相符为止。

1.7.2.3 孔板流量计的安装与优缺点

孔板流量计安装时, 上、下游需要有一段内径不变的直管作为稳定段, 上游长度至少为管径的 10 倍, 下游长度为管径的 5 倍。

孔板流量计结构简单，制造与安装方便，其主要缺点是能量损失较大。这主要是由于流体流经孔板时，截面的突然缩小与扩大形成大量涡流所致。如前所述，虽然流体经管口后某一位置（图 1-55 中的 3-3' 截面）流速已恢复到流过孔板前的数值，但静压力却不能恢复，产生了永久压力降（ $\Delta p = p_1 - p_3$ ），此压力降随面积比 A_0/A_1 的减小而增大。同时孔口直径减小时，孔速提高，读数 R 增大，因此设计孔板流量计时应选择适当的面积比 A_0/A_1 以期兼顾到 U 形压差计适宜的读数和允许的压力降。

【例 1-19】 20℃ 苯在 $\phi 133 \times 4 \text{ mm}$ 的钢管中流过，为测量苯的流量，在管道中安装一孔径为 75mm 的标准孔板流量计。当孔板前后 U 形压差计的读数 R 为 80mmHg 时，试求管中苯的流量（ m^3/h ）。

解：查得 20℃ 苯的物性： $\rho = 880 \text{ kg/m}^3$ ， $\mu = 0.67 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

面积比
$$\frac{A_0}{A_1} = \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^2 = \left(\frac{75}{125}\right)^2 = 0.36$$

设 $\text{Re} > \text{Re}_c$ ，由图 1-56 查得： $C_0 = 0.648$ ， $\text{Re}_c = 1.0 \times 10^5$

由式（1-66），苯的体积流量：

$$\begin{aligned} q_V &= C_0 A_0 \sqrt{\frac{2Rg(\rho_0 - \rho)}{\rho}} \\ &= 0.648 \times 0.785 \times 0.075^2 \sqrt{\frac{2 \times 0.08 \times 9.81 \times (13600 - 880)}{880}} = 0.0136 \text{ m}^3/\text{s} = 48.96 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

校核 Re ：管内的流速
$$u = \frac{q_V}{\frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{0.0136}{0.785 \times 0.125^2} = 1.11 \text{ m/s}$$

管路的 Re
$$\text{Re} = \frac{d_1 \rho u}{\mu} = \frac{0.125 \times 880 \times 1.11}{0.67 \times 10^{-3}} = 1.82 \times 10^5 > \text{Re}_c$$

故假设正确，以上计算有效。苯在管路中的流量为 $48.96 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

1.7.3 文丘里流量计

孔板流量计的主要缺点是能量损失大，其原因在于孔板前后的突然缩小与突然扩大。为了减小能量损失，可采用文丘里流量计（*Venturi meter*），即用一段渐缩、渐扩管代替孔板，如图 1-57 所示。当流体经过文丘里管时，由于均匀收缩和逐渐扩大，流速变化平缓，涡流较少，故能量损失比孔板大大减少。

文丘里流量计的测量原理与孔板流量计相同，也属差压式流量计。其流量方程也与孔板流量计相似，即

$$q_V = C_V A_0 \sqrt{\frac{2Rg(\rho_0 - \rho)}{\rho}} \quad (1-69)$$

式中 C_V ——文丘里流量计的流量系数（约为 0.98~0.99）；

A_0 ——喉管处截面积， m^2 。

由于文丘里流量计的能量损失较小，其流量系数较孔板大，因此相同压差计读数 R 时流量比孔板大。文丘里流量计的缺点是加工较难，精度要求高，因而造价高，安装时需占去一定管长位置。

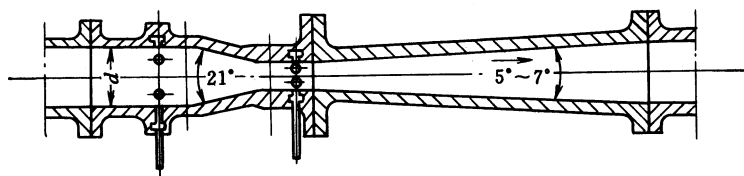


图 1-57 文丘里流量计

1.7.4 转子流量计

1.7.4.1 结构与测量原理

转子流量计（rotameter）的结构如图 1-58 所示，是由一段上粗下细的锥形玻璃管（锥角约在 4° 左右）和管内一个密度大于被测流体的固体转子所构成。流体自玻璃管底部流入，经过转子和管壁之间的环隙，再从顶部流出。

管中无流体通过时，转子沉于管底部。当被测流体以一定的流量流经转子与管壁之间的环隙时，由于流道截面减小，流速增大，压力必随之降低，于是在转子上、下端面形成一个压差，转子借此压差被“浮起”。随转子的上浮，环隙面积逐渐增大，流速减小，转子两端的压差亦随之降低。当转子上浮至某一高度时，转子两端面压差造成的升力恰好等于转子的重力，转子不再上升，并悬浮在该高度。

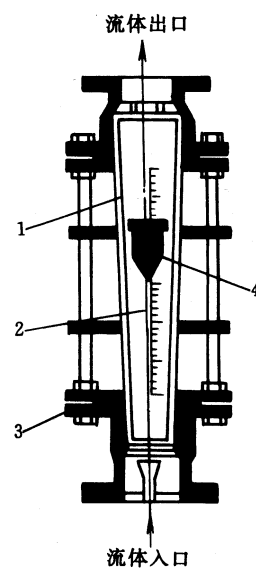


图 1-58 转子流量计

1—锥形硬玻璃管；2—刻度；
3—突缘填函盖板；4—转子

当流量增加时，环隙流速随之增大，转子两端的压差也随之增大，而转子的重力并未变化，则转子在原有位置的受力平衡被破坏，转子将上升，直至另一高度重新达到平衡。反之，若流量减小，转子将下降，在某一较低位置达到平衡。由此可见，转子的平衡位置（即悬浮高度）随流量而变化。转子流量计玻璃管外表面上刻有流量值，根据转子平衡时其上端面所处的位置，即可读取相应的流量。

1.7.4.2 流量方程

转子流量计的流量方程可根据转子受力平衡导出。

在图 1-59 中，取转子下端截面为 1-1'、上端截面为 0-0'，当转子处于平衡位置时，转子两端面压差造成的升力等于转子的重力。若令 V_f 为转子的体积， A_f 为转子的最大截面积， ρ_f 为转子的密度，则有

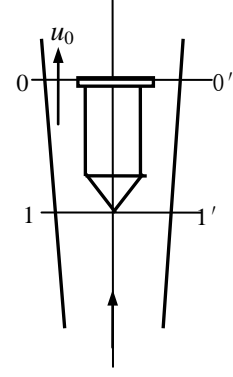


图 1-59 转子流量计流动示意

$$(p_1 - p_0)A_f = \rho_f V_f g$$

(1-70)

p_1 、 p_0 的关系可在 1-1' 和 0-0' 截面间列伯努利方程获得

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2} + z_1 g = \frac{p_0}{\rho} + \frac{u_0^2}{2} + z_0 g$$

整理得

$$p_1 - p_0 = (z_0 - z_1)\rho g + \frac{\rho}{2}(u_0^2 - u_1^2)$$

将上式两端同乘以转子最大截面积 A_f ，则有

$$(p_1 - p_0)A_f = A_f(z_0 - z_1)\rho g + A_f \frac{\rho}{2}(u_0^2 - u_1^2) \quad (1-71)$$

由此可见，流体作用于转子的升力 $(p_1 - p_0)A_f$ 由两部分组成：一部分是两截面的位差，此部分作用于转子的力即为流体的浮力，其大小为 $A_f(z_0 - z_1)\rho g$ ，即 $V_f \rho g$ ；另一部分是两截面的动能差，其值为 $A_f \frac{\rho}{2}(u_0^2 - u_1^2)$ 。

将式 (1-70) 与式 (1-71) 联立，得

$$V_f(\rho_f - \rho)g = A_f \frac{\rho}{2}(u_0^2 - u_1^2) \quad (1-72)$$

根据连续性方程 $u_1 = u_0 \frac{A_0}{A_1}$

将上式代入式 (1-72) 中，有

$$V_f(\rho_f - \rho)g = A_f \frac{\rho}{2} u_0^2 \left[1 - \left(\frac{A_0}{A_1} \right)^2 \right]$$

整理得

$$u_0 = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_0}{A_1} \right)^2}} \sqrt{\frac{2(\rho_f - \rho)V_f g}{\rho A_f}} \quad (1-73)$$

考虑到表面摩擦和转子形状的影响，引入校正系数 C_r ，则有

$$u_0 = C_r \sqrt{\frac{2(\rho_f - \rho)V_f g}{\rho A_f}} \quad (1-74)$$

此式即为流体流过环隙时的速度计算式， C_r 又称为转子流量计的流量系数。

转子流量计的体积流量为

$$q_V = C_r A_r \sqrt{\frac{2(\rho_f - \rho)V_f g}{\rho A_f}} \quad (1-75)$$

式中， A_R 为转子上端面处环隙面积。

转子流量计的流量系数 C_r 与转子的形状和流体流过环隙时的 Re 有关。对于一定形状的转子，当 Re 达到一定数值后， C_r 为常数。

由式 (1-74) 可知，对于一定的转子和被测流体， V_f 、 A_f 、 ρ_f 、 ρ 为常数，当 Re 较大时， C_r 也为常数，故 u_0 为一定值，即无论转子停在任何位置，其环隙流速 u_0 为恒定。而流量与环隙面积成正比，即 $q_V \propto A_r$ ，由于玻璃管为下细上粗的锥体，当转子停留在不同高度时，环隙面积不同，因而流量不同。

当流量变化时，力平衡关系式 (1-70) 并未改变，也即转子上、下两端面的压差为常数，所以转子流量计的特点为恒压差、恒环隙流速而变流通面积，属截面式流量计；而孔板流量计则是恒流通面积，其压差随流量变化，为差压式流量计。

1.7.4.3 转子流量计的刻度换算

转子流量计上的刻度，是在出厂前用某种流体进行标定的。一般液体流量计用 20℃ 水(密度以 1000kg/m^3 计)标定，而气体流量计则用 20℃ 101.3kPa 下的空气(密度为 1.2kg/m^3) 标定。当被测流体与上述条件不符时，应进行刻度换算。

假定 C_r 相同，在同一刻度下，有

$$\frac{q_{V2}}{q_{V1}} = \sqrt{\frac{\rho_1(\rho_f - \rho_2)}{\rho_2(\rho_f - \rho_1)}} \quad (1-76)$$

式中，下标 1 表示标定流体的参数，下标 2 表示实际被测流体的参数。

对于气体转子流量计，因转子材料的密度远大于气体密度，式 (1-76) 可简化为

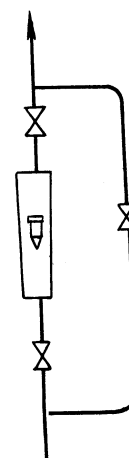


图 1-60 转子流量计安装示意

$$\frac{q_{V2}}{q_{V1}} \approx \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_2}} \quad (1-76a)$$

转子流量计必须垂直安装在管路上，为便于检修，常设置如图 1-60 所示的支路。

转子流量计读数方便，流动阻力小，测量范围宽，对不同流体适应性广。缺点为玻璃管不能承受高温和高压，在安装及使用过程中容易破碎。

【例 1-20】 某液体转子流量计，转子为硬铅，其密度为 11000kg/m^3 。现将转子改为形状、大小相同，而密度为 1150 kg/m^3 的胶质转子，用于测量空气（ $50\text{ }^\circ\text{C}$ 、 120kPa ）的流量。试问在同一刻度下，空气流量为水流量的多少倍？（设流量系数 C_f 为常数）

解： $50\text{ }^\circ\text{C}$ 、 120kPa 下空气的密度：

$$\rho_2 = \frac{pM}{RT} = \frac{120 \times 10^3 \times 0.029}{8.31 \times (273 + 50)} = 1.30\text{kg/m}^3$$

由式 (1-76)

$$\frac{q_{V2}}{q_{V1}} = \sqrt{\frac{\rho_1(\rho_{f2} - \rho_2)}{\rho_2(\rho_{f1} - \rho_1)}} = \sqrt{\frac{1000 \times (1150 - 1.30)}{1.30 \times (11000 - 1000)}} = 9.4$$

即同刻度下空气的流量为水流量的 9.4 倍。

思 考 题

1-1 压力与剪应力的方向及作用面有何不同？

1-2 试说明黏度的单位、物理意义及影响因素。

1-3 采用 U 形压差计测某阀门前后的压力差，压差计的读数与 U 形压差计放置的位置有关吗？

1-4 流体流动有几种类型？判断依据是什么？

1-5 雷诺准数的物理意义是什么？

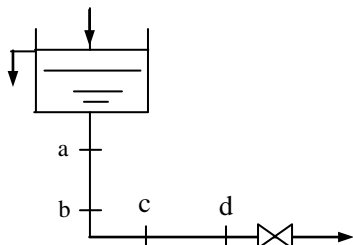
1-6 层流与湍流的本质区别是什么？

1-7 流体在圆管内湍流流动时，在径向上从管壁到管中心可分为哪几个区域？

1-8 流体在圆形直管中流动，若管径一定而将流量增大一倍，则层流时能量损失是原来的多少倍？完全湍流时能量损失又是原来的多少倍？

1-9 圆形直管中，流量一定，设计时若将管径增加一倍，则层流时能量损失是原来的多少倍？完全湍流时能量损失又是原来的多少倍？（忽略 ε/d 的变化）

1-10



如图所示，水槽液面恒定。管路中 ab 及 cd 两段的管径、长度及粗糙度均相同。试比较以下各量的大小。

$$\begin{aligned} u_a & \quad u_d \\ (p_a - p_b) & \quad (p_c - p_d) \\ W_{fa-b} & \quad W_{fc-d} \end{aligned}$$

1-11 用孔板流量计测量流体流量时，随流量的增加，孔板前后的压差值将如何变化？若改用转子流量计，转子上下压差值又将如何变化？

1-12 区分离心泵的气缚与汽蚀现象、扬程与升扬高度、工作点与设计点等概念。

1-13 离心泵调节流量有哪些方法？各种方法的实质及优缺点是什么？

1-14 比较正位移泵与离心泵在开车步骤、流量调节方法及泵的特性等方面的差异。

1-15 离心通风机的特性参数有哪些？若输送空气的温度增加，其性能如何变化？

1-16 什么是往复压缩机的余隙？它对压缩过程有何影响？

习 题

1-1 某烟道气的组成为 $\text{CO}_2 13\%$ ， $\text{N}_2 76\%$ ， $\text{H}_2\text{O} 11\%$ （体积%），试求此混合气体在温度 500°C 压力 101.3kPa 时的密度。（ 0.457kg/m^3 ）

1-2 已知 20 $^\circ\text{C}$ 苯和甲苯的密度分别为 879kg/m^3 和 867kg/m^3 ，试计算含苯 40% 及甲苯 60%（质量）的混合液密度。（ 871.8kg/m^3 ）

1-3 某地区大气压力为 101.3kPa ，一操作中的吸收塔塔内表压为 130kPa 。若在大气压力为 75kPa 的高原地区操作该吸收塔，且保持塔内绝压相同，则此时表压应为多少？（ 156.3kPa ）

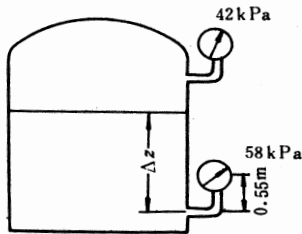
1-4 如附图所示，密闭容器中存有密度为 900kg/m^3 的液体。容器上方的压力表读数为 42kPa ，又在液面下装一压力表，表中心线在测压口以上 0.55m ，其读数为 58kPa 。试计算液面到下方测压口的距离。（ 2.36m ）

1-5 如附图所示，敞口容器内盛有不互溶的油和水，油层和水层的厚度分别为 700mm 和

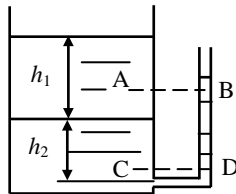
600mm。在容器底部开孔与玻璃管相连。已知油与水的密度分别为 800 kg/m^3 和 1000 kg/m^3 。

- (1) 计算玻璃管内水柱的高度；
- (2) 判断 A 与 B、C 与 D 点的压力是否相等。

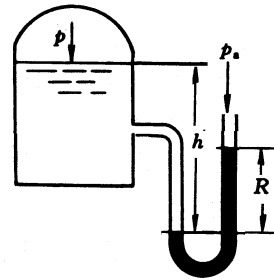
(1.16m)



习题 1-4 附图



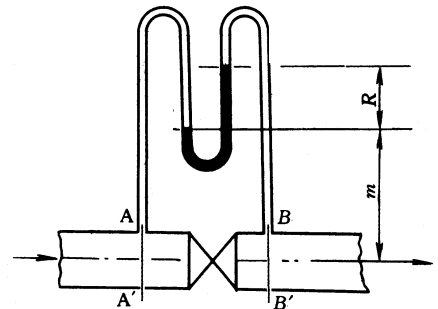
习题 1-5 附图



习题 1-6 附图

1-6 为测得某容器内的压力，采用如附图所示的 U 形压力计，指示液为水银。已知该液体密度为 900 kg/m^3 ， $h=0.8 \text{ m}$ ， $R=0.45 \text{ m}$ 。试计算容器中液面上方的表压。 (53.0kPa)

1-7 如附图所示，水在管道中流动。为测得 A-A'、B-B'截面的压力差，在管路上方安装一 U 形压差计，指示液为水银。已知压差计的读数 $R=180 \text{ mm}$ ，试计算 A-A'、B-B'截面的压力差。已知水与水银的密度分别为 1000 kg/m^3 和 13600 kg/m^3 。 (22.25kPa)



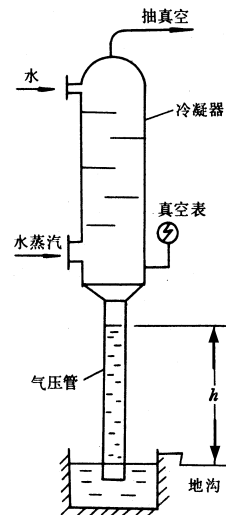
习题 1-7 附图

1-8 用 U 形压差计测量某气体流经水平管道两截面的压力差，指示液为水，密度为 1000 kg/m^3 ，读数 R 为 12mm。为了提高测量精度，改为双液体 U 管压差计，指示液 A 为含 40%乙醇的水溶液，密度为 920 kg/m^3 ，指示液 C 为煤油，密度为 850 kg/m^3 。问读数可以放大多少倍？此时读数为多少？ (14.3, 171.6mm)

1-9 图示为汽液直接混合式冷凝器，水蒸汽与冷水相遇被冷凝为水，并沿气压管流至地沟排出。现已知真空表的读数为 78kPa，求气压管中水上升的高度 h。

(7.95m)

1-10 硫酸流经由大小管组成的串联管路，其尺寸分别为 $\phi 76 \times 4 \text{ mm}$ 和 $\phi 57 \times 3.5 \text{ mm}$ 。已知硫酸的密度为 1830 kg/m^3 ，体积流量为 $9 \text{ m}^3/\text{h}$ ，试分别计算硫酸在大管和小管中的 (1) 质量流量；(2) 平

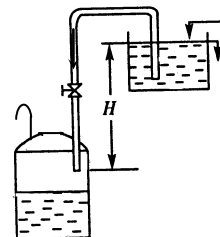


习题 1-9 附图

均流速；(3) 质量流速。

(大管: 16470kg/h, 0.69m/s, 1262.7 kg/m²·s; 小管: 16470kg/h, 1.27 m/s, 2324.1 kg/m²·s)

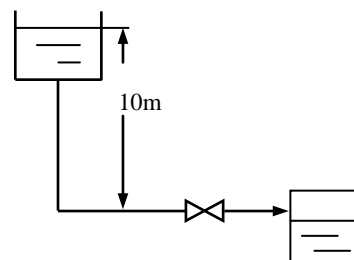
1-11 如附图所示, 用虹吸管从高位槽向反应器加料, 高位槽与反应器均与大气相通, 且高位槽中液面恒定。现要求料液以 1m/s 的流速在管内流动, 设料液在管内流动时的能量损失为 20J/kg (不包括出口), 试确定高位槽中的液面应比虹吸管的出口高出的距离。 (2.09m)



习题 1-11 附图

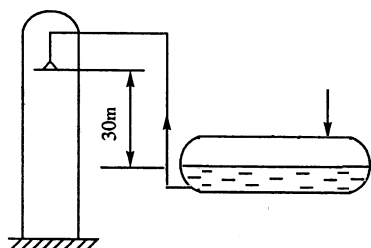
1-12 一水平管由内径分别为 33mm 及 47mm 的两段直管组成, 水在小管内以 2.5m/s 的速度流向大管, 在接头两侧相距 1m 的 1、2 两截面处各接一测压管, 已知两截面间的压头损失为 70mmH₂O, 问两测压管中的水位哪一个高, 相差多少? 并作分析。 (0.17m)

1-13 如附图所示, 用高位槽向一密闭容器送水, 容器中的表压为 80kPa。已知输送管路为 $\phi 48 \times 3.5$ mm 的钢管, 管路系统的能量损失与流速的关系为 $\Sigma W_f = 6.8u^2$ (J/kg) (不包括出口能量损失), 试求: (1) 水的流量; (2) 若需将流量增加 20%, 高位槽应提高多少 m? (7.45m³/h, 0.78m)

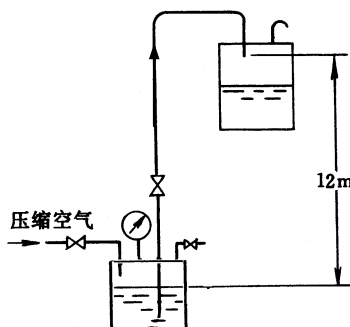


习题 1-13 附图

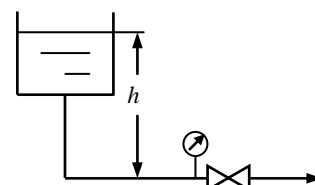
1-14 附图所示的是丙烯精馏塔的回流系统, 丙烯由贮槽回流至塔顶。丙烯贮槽液面恒定, 其液面上方的压力为 2.0MPa (表压), 精馏塔内操作压力为 1.3MPa (表压)。塔内丙烯管出口处高出贮槽内液面 30m, 管内径为 140mm, 丙烯密度为 600kg/m³。现要求输送量为 40×10³kg/h, 管路的全部能量损失为 150J/kg (不包括出口能量损失), 试核算该过程是否需要泵。 (不需要)



习题 1-14 附图



习题 1-15 附图

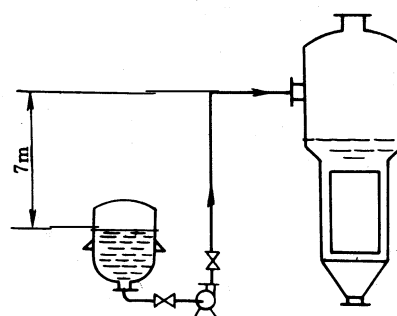


习题 1-16 附图

1-15 用压缩空气将密闭容器中的硫酸压送至敞口高位槽，如附图所示。输送量为 $2\text{m}^3/\text{h}$ ，输送管路为 $\phi 37 \times 3.5\text{mm}$ 的无缝钢管。两槽中液位恒定。设管路的总压头损失为 1m （不包括出口），硫酸的密度为 $1830\text{kg}/\text{m}^3$ 。试计算压缩空气的压力。（表压为 234kPa ）

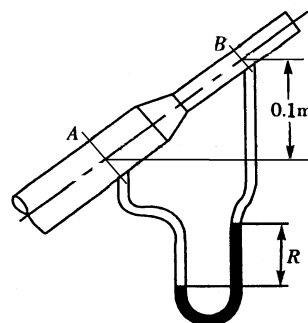
1-16 某一高位槽供水系统如附图所示，管子规格为 $\phi 45 \times 2.5\text{mm}$ 。当阀门全关时，压力表的读数为 78kPa 。当阀门全开时，压力表的读数为 75kPa ，且此时水槽液面至压力表处的能量损失可以表示为 $\Sigma W_f = u^2 (\text{J/kg})$ （ u 为水在管内的流速）。试求：（1）高位槽的液面高度；（2）阀门全开时水在管内的流量（ m^3/h ）。（ 7.95m ， $6.38\text{m}^3/\text{h}$ ）

1-17 用泵将常压贮槽中的稀碱液送至蒸发器中浓缩，如附图所示。泵进口管为 $\phi 89 \times 3.5\text{mm}$ ，碱液在其中的流速为 1.5m/s ；泵出口管为 $\phi 76 \times 3\text{mm}$ 。贮槽中碱液的液面距蒸发器入口处的垂直距离为 7m 。碱液在管路中的能量损失为 40J/kg （不包括出口），蒸发器内碱液蒸发压力保持在 20kPa （表压），碱液的密度为 $1100\text{kg}/\text{m}^3$ 。设泵的效率为 58% ，试求该泵的轴功率。（ 1.94kW ）



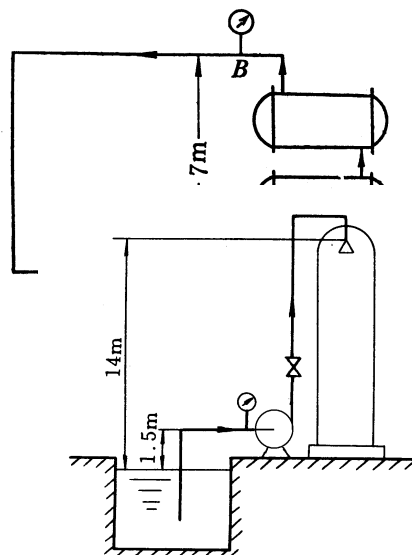
习题 1-17 附图

1-18 如附图所示，水以 $15\text{m}^3/\text{h}$ 的流量在倾斜管中流过，管内径由 100mm 缩小到 50mm 。A、B 两点的垂直距离为 0.1m 。在两点间连接一 U 形压差计，指示剂为四氯化碳，其密度为 $1590\text{kg}/\text{m}^3$ 。若忽略流动阻力，试求：（1）U 形管中两侧的指示剂液面哪侧高，相差多少 mm ？（2）若保持流量及其它条件不变，而将管路改为水平放置，则压差计的读数有何变化？（ 0.365m ， R 不变）



习题 1-18 附图

1-19 附图所示的是冷冻盐水循环系统。盐水的密度为 $1100\text{kg}/\text{m}^3$ ，循环量为 $45\text{m}^3/\text{h}$ 。管路的内径相同，盐水从 A 流经两个换热器至 B 的压头损失为 9m ，由 B 流至 A 的压头损失为 12m ，问：（1）若泵的效率为 70% ，则泵的轴功率为多少？（2）若 A 处压力表的读数为 153kPa ，则 B 处压力表的读数为多少？（ 4.04kW ， -19656Pa ）



1-20 用离心泵将 20°C 水从贮槽送至水洗塔顶部，槽

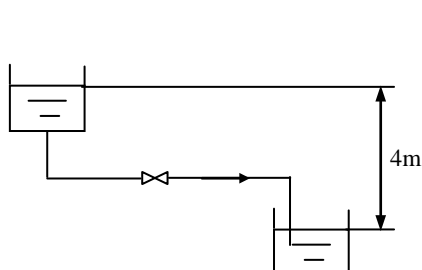
内水位维持恒定。泵吸入与压出管路直径相同，均为 $\phi 76 \times 2.5 \text{mm}$ 。水流经吸入与压出管路（不包括喷头）的能量损失分别为 $\Sigma W_{f1} = 2u^2$ 及 $\Sigma W_{f2} = 10u^2$ （J/kg），式中， u 为水在管内的流速。在操作条件下，泵入口真空表的读数为 26.6kPa ，喷头处的压力为 98.1kPa （表压）。试求泵的有效功率。（ 2.54kW ）

1-21 25 以 $35 \text{m}^3/\text{h}$ 的流量在 $\phi 76 \times 3 \text{mm}$ 的管道中流动，试判断水在管内的流动类型。（湍流）

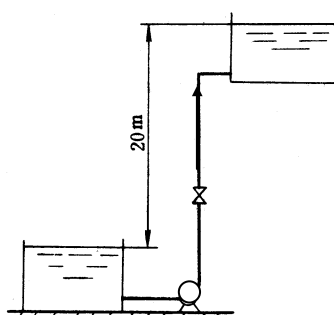
1-22 运动黏度为 $3.2 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$ 的有机液体在 $\phi 76 \times 3.5 \text{mm}$ 的管内流动，试确定保持管内层流流动的最大流量。（ $12.46 \text{m}^3/\text{h}$ ）

1-23 计算 10 以 $2.7 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ 的流量流过 $\phi 57 \times 3.5 \text{mm}$ 、长 20m 水平钢管的能量损失、压头损失及压力损失。（设管壁的粗糙度为 0.5mm ）（ 15.53J/kg , 1.583m , 15525Pa ）

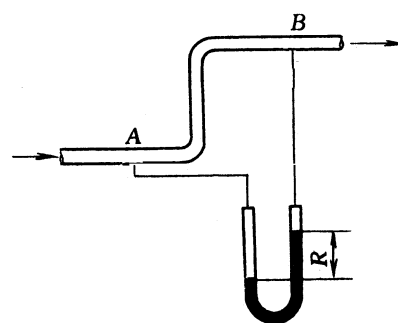
1-24 如附图所示，水从高位槽流向低位贮槽，管路系统中有两个 90° 标准弯头及一个截止阀，管内径为 100mm ，管长为 20m 。设摩擦系数 $\lambda = 0.03$ ，试求：（1）截止阀全开时水的流量；（2）将阀门关小至半开，水流量减少的百分数。（ $64.8 \text{m}^3/\text{h}$, 10% ）



习题 1-24 附图



习题 1-25 附图

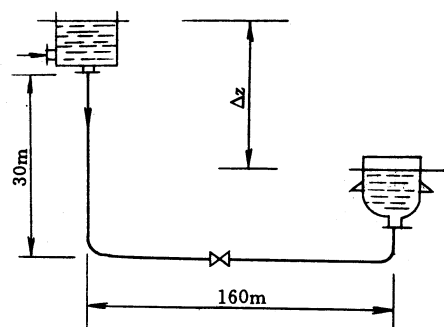


习题 1-26 附图

1-25 如附图所示，用泵将贮槽中 20°C 水以 $40 \text{m}^3/\text{h}$ 的流量输送至高位槽。两槽的液位恒定，且相差 20m ，输送管内径为 100mm ，管子总长为 80m （包括所有局部阻力的当量长度）。试计算泵所需的有效功率。（设管壁的粗糙度为 0.2mm ）（ 2.4kW ）

1-26 有一等径管路如图所示，从 A 至 B 的总能量损失为 ΣW_f 。若压差计的读数为 R ，指示液的密度为 ρ_0 ，管路中流体的密度为 ρ ，试推导 ΣW_f 的计算式

1-27 求常压下 35°C 空气以 12m/s 的速度流经 120m 长的水损失。管道截面为长方形，长为 300mm ，宽为 200mm 。（设 $\varepsilon/d =$

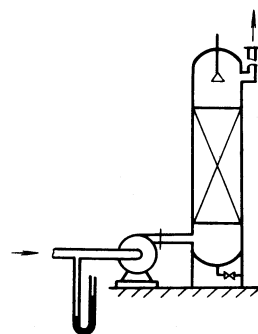


习题 1-28 附图

784.2Pa)

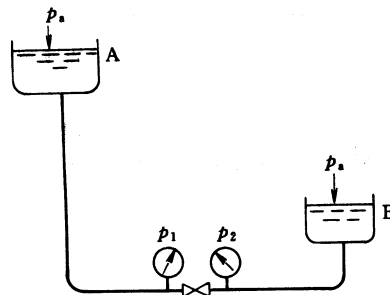
1-28 如附图所示,密度为 800 kg/m^3 、黏度为 $1.5 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ 的液体,由敞口高位槽经 $\phi 114 \times 4 \text{ mm}$ 的钢管流入一密闭容器中,其压力为 0.16 MPa (表压),两槽的液位恒定。液体在管内的流速为 1.5 m/s ,管路中闸阀为半开,管壁的相对粗糙度 $\varepsilon/d = 0.002$,试计算两槽液面的垂直距离 Δz 。
(26.6m)

1-29 从设备排出的废气在放空前通过一个洗涤塔,以除去其中的有害物质,流程如附图所示。气体流量为 $3600 \text{ m}^3/\text{h}$,废气的物理性质与 50°C 空气相近,在鼓风机吸入管路上装有 U 形压差计,指示液为水,其读数为 60 mm 。输气管与放空管的内径均为 250 mm ,管长与管件、阀门的当量长度之和为 55 m (不包括进、出塔及管出口阻力),放空口与鼓风机进口管水平面的垂直距离为 15 m ,已估计气体通过洗涤塔填料层的压力损失为 2.45 kPa 。管壁的绝对粗糙度取为 0.15 mm ,大气压力为 101.3 kPa 。试求鼓风机的有效功率。
(3.26kW)



习题 1-29 附图

1-30 密度为 850 kg/m^3 的溶液,在内径为 0.1 m 的管路中流动。当流量为 $4.2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 时,溶液在 6 m 长的水平管段上产生 450 Pa 的压力损失,试求该溶液的黏度。
(0.0438Pa·s)



习题 1-31 附图

1-31 黏度为 30 cP 、密度为 900 kg/m^3 的某油品自容器 A 流过内径 40 mm 的管路进入容器 B。两容器均为敞口,液面视为不变。管路中有一阀门,阀前管长 50 m ,阀后管长 20 m (均包括所有局部阻力的当量长度)。当阀门全关时,阀前后的压力表读数分别为 88.3 kPa 和 44.2 kPa 。现将阀门打开至 $1/4$ 开度,阀门阻力的当量长度为 30 m 。试求:(1) 管路中油品的流量;(2) 定性分析阀前、阀后压力表读数的变化。
(3.33m³/h)

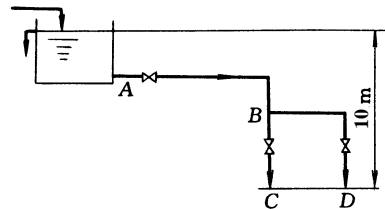
1-32 20 $^\circ\text{C}$ 苯由高位槽流入贮槽中,两槽均为敞口,两槽液面恒定且相差 5 m 。输送管为 $\phi 38 \times 3 \text{ mm}$ 的钢管 ($\varepsilon = 0.05 \text{ mm}$) 总长为 100 m (包括所有局部阻力的当量长度),求苯的流量。
(3.183m³/h)

1-33 某输水并联管路,由两个支路组成,其管长与内径分别为: $l_1 = 1200 \text{ m}$, $d_1 = 0.6 \text{ m}$;

$l_2 = 800\text{m}$, $d_1 = 0.8\text{m}$ 。已知总管中水的流量为 $2.2\text{m}^3/\text{s}$, 水温为 20°C 试求各支路中水的流量。

(设管子的粗糙度为 0.3mm) (0.61 m^3/s , 1.60 m^3/s)

1-34 如附图所示, 高位槽中水分别从 BC 与 BD 两支路排出, 其中水面维持恒定。高位槽液面与两支管出口间的距离为 10m 。AB 管段的内径为 38mm 、长为 28m ; BC 与 BD 支管的内径相同, 均为 32mm , 长度分别为 12m 、 15m (以上各长度均包括管件及阀门全开时的当量长度)。各段摩擦系数均可取为 0.03 。试求: (1) BC 支路阀门全关而 BD 支路阀门全开时的流量; (2) BC 支路与 BD 支路阀门均全开时各支路的流量及总流量。



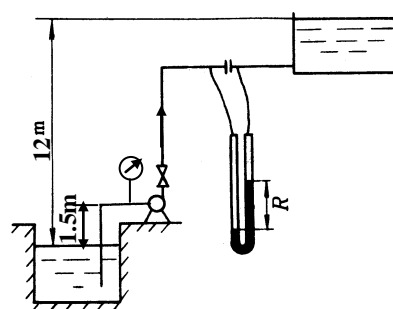
习题 1-34 附图

(8.08 m^3/h ; 5.67 m^3/h , 5.07 m^3/h , 10.74 m^3/h)

1-35 在内径为 80mm 的管道上安装一标准孔板流量计, 孔径为 40mm , U 形压差计的读数为 350mmHg 。管内液体的密度为 $1050\text{kg}/\text{m}^3$, 黏度为 0.5cP , 试计算液体的体积流量。

($7.11 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$)

1-36 用离心泵将 20°C 水从水池送至敞口高位槽中, 流程如附图所示, 两槽液面差为 12m 。输送管为 $\phi 57 \times 3.5\text{mm}$ 的钢管, 吸入管路总长为 20m , 压出管路总长为 155m (均包括所有局部阻力的当量长度)。用孔板流量计测量水流量, 孔径为 20mm , 流量系数为 0.61 , U 形压差计的读数为 600mmHg 。摩擦系数可取为 0.02 。试求: (1) 水流量 (m^3/h); (2) 每 kg 水经过泵所获得的机械能; (3) 泵入口处真空表的读数。



习题 1-36 附图

(8.39 m^3/h ; 167.28 kJ/kg ; 21.1 kPa)

1-37 水在某管路中流动。管线上装有一只孔板流量计, 其流量系数为 0.61 , U 形压差计读数为 200mm 。若用一只喉径相同的文丘里流量计替代孔板流量计, 其流量系数为 0.98 , 且 U 形压差计中的指示液相同。问此时文丘里流量计的 U 形压差计读数为若干? (77.4 mm)

1-38 某气体转子流量计的量程范围为 $4 \sim 60\text{m}^3/\text{h}$ 。现用来测量压力为 60kPa (表压)、温度为 50°C 的氨气, 转子流量计的读数应如何校正? 此时流量量程的范围又为多少? (设流量系数 C_R 为常数, 当地大气压为 101.3kPa) (校正系数为 1.084 ; $4.34 \sim 65.0 \text{m}^3/\text{h}$)

1-39 在一定转速下测定某离心泵的性能, 吸入管与压出管的内径分别为 70mm 和 50mm 。

当流量为 $30 \text{ m}^3/\text{h}$ 时，泵入口处真空表与出口处压力表的读数分别为 40kPa 和 215kPa ，两测压口间的垂直距离为 0.4m ，轴功率为 3.45kW 。试计算泵的压头与效率。 (27.1m, 64.1%)

1-40 在一化工生产车间，要求用离心泵将冷却水从贮水池经换热器送到一敞口高位槽中。已知高位槽中液面比贮水池中液面高出 10m ，管路总长为 400m （包括所有局部阻力的当量长度）。管内径为 75mm ，换热器的压头损失为 $32\frac{u^2}{2g}$ ，摩擦系数可取为 0.03 。此离心泵在转速为 2900r/min 时的性能如下表所示：

$Q/(\text{m}^3/\text{s})$	0	0.001	0.002	0.003	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008
H/m	26	25.5	24.5	23	21	18.5	15.5	12	8.5

试求：（1）管路特性方程；（2）泵工作点的流量与压头。

$$(H_e = 10 + 5.02 \times 10^5 Q^2, \quad 0.0045 \text{m}^3/\text{s}, \quad 20.17\text{m})$$

1-41 用离心泵将水从贮槽输送至高位槽中，两槽均为敞口且液面恒定。现改为输送密度为 1200 kg/m^3 的某水溶液，其它物性与水相近，若管路状况不变，试说明输送量、压头、轴功率以及泵出口处压力将如何变化。 (略)

1-42 用离心泵将水从敞口贮槽送至密闭高位槽。高位槽中的气相表压为 98.1kPa ，两槽液位相差 10m ，且维持恒定。已知该泵的特性方程为 $H = 40 - 7.2 \times 10^4 Q^2$ （单位：H—m, Q— m^3/s ），当管路中阀门全开时，输水量为 $0.01 \text{ m}^3/\text{s}$ ，且流动已进入阻力平方区。试求：（1）管路特性方程；（2）若阀门开度及管路其它条件等均不变，而改为输送密度为 1200 kg/m^3 的碱液，求碱液的输送量。

$$(H_e = 20 + 1.28 \times 10^5 Q^2; \quad 0.0104 \text{m}^3/\text{s})$$

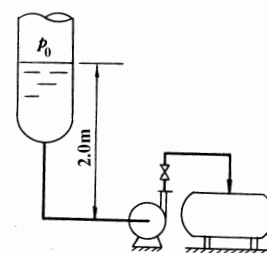
1-43 用离心泵向设备送水。已知泵特性方程为 $H = 40 - 0.01Q^2$ ，管路特性方程为 $H_e = 25 + 0.03Q^2$ ，两式中 Q 的单位均为 m^3/h ， H 的单位为 m 。试求：（1）泵的输送量；（2）若有两台相同的泵串联操作，则泵的输送量为多少？若并联操作，输送量又为多少？

$$(19.36 \text{ m}^3/\text{h}, \quad 33.17 \text{ m}^3/\text{h}, \quad 21.48 \text{ m}^3/\text{h})$$

1-44 用型号为 IS65-50-125 的离心泵将敞口贮槽中 80°C 水送出，吸入管路的压头损失为 4m ，当地大气压为 98kPa 。试确定此泵的安装高度。 (-1.2m 或更低)

1-45. 用离心泵从真空度为 360mmHg 的容器中输送液体，所用泵的必需汽蚀余量为 3m 。该液体在输送温度下的饱和蒸汽压为 200mmHg ，密度为 900kg/m^3 ，吸入管路的压头损失为 0.5m ，试确定泵的安装位置。若将容器改为敞口，该泵又应如何安装？（当地大气压为 100kPa ）

$$(-1.13\text{m}, \quad 4.3\text{m})$$



习题 1-46 附图

1-46 如附图所示,用离心泵将某减压精馏塔塔底的釜液送至贮槽,泵位于塔液面以下 2.0m 处。已知塔内液面上方的真空度为 500mmHg,且液体处于沸腾状态。吸入管路全部压头损失为 0.8m,釜液的密度为 890kg/m^3 ,所用泵的必需汽蚀余量为 2.0m,问此泵能否正常操作? (不能)

1-47 用内径为 120mm 的钢管将河水送至一蓄水池中,要求输送量为 $60\sim 100\text{m}^3/\text{h}$ 。水由池底部进入,池中水面高出河面 25m。管路的总长度为 80m,其中吸入管路为 24m (均包括所有局部阻力的当量长度),设摩擦系数 λ 为 0.028,试选用一台合适的泵,并计算安装高度。设水温为 $20\text{ }^\circ\text{C}$ 大气压力为 101.3kPa。(IS100-80-160, 3.9m)

1-48 常压贮槽内装有某石油产品,在贮存条件下其密度为 760 kg/m^3 。现将该油品送入反应釜中,输送管路为 $\phi 57\times 2\text{mm}$,由液面到设备入口的升扬高度为 5m,流量为 $15\text{m}^3/\text{h}$ 。釜内压力为 148kPa (表压),管路的压头损失为 5m (不包括出口阻力)。试选择一台合适的油泵。(60Y-60B)

1-49 现从一气柜向某设备输送密度为 1.36kg/m^3 的气体,气柜内的压力为 650Pa (表压),设备内的压力为 102.1kPa (绝压)。通风机输出管路的流速为 12.5m/s,管路中的压力损失为 500Pa。试计算管路中所需的全风压。(设大气压力为 101.3kPa) (756.3Pa)