

# 第一章 流体流动 ( Fluid flow )

## 一、为什么要学习这章？ Why should we study the theory of fluid flow?

流体：气体和液体统称为流体。

1. 在化工生产中，所处理的物料有很多是流体。根据生产要求，往往需要将这些流体按照生产程序从一个设备输送到另一个设备。

2. 除了流体输送外，化工生产中的传热、传质过程以及化学反应大都是在流动下进行的。流体流动的状态对这些单元操作有着很大影响。为了深入理解这些单元操作的原理，就必须掌握流体流动的基本原理。可以说流体流动的基本原理是本课程的重要基础。

## 二、流体流动的性质 The Features of the fluid flow

1. 流体流动是连续的。因为它作为一个整体运动的同时，内部有相对运动。

2. 实质：并非指其内部分子的运动（静止流体的分子是运动的），而是由内部质点的运动来体现。流体内部无数质点运动的总和，就为流体流动。

3. 质点及流体流动连续性：指大量分子构成的集团，但其大小与管路线容器的尺寸相比仍微不足道。因此，可用统计平均方法来思考问题。这样可摆脱复杂的分子运动从宏观的角度来研究流体的流动规律。

4. 不可压缩流体：流体的体积（密度）如果不随压力及温度变化，……

5. 可压缩流体：流体的体积（密度）如果随压力及温度变化，……

在研究流体流动时，常将流体视为由无数流体微团组成的连续介质。

所谓流体微团或流体质点是指这样的小块流体：它的大小与容器或管道相比是微不足道的，但是比起分子自由程长度却要大得多，它包含足够多的分子，能够用统计平均的方法来求出宏观的参数（如压力、温度），从而使我们可以观察这些参数的变化情况。连续性的假设首先意味着流体介质是由连续的液体质点组成的；其次还意味着质点运动过程的连续性。这样就可能在任何情况下都适用，例如，高度真空下的气体，就不再视为连续性介质了。

流体的体积如果不随压力及温度变化，这种流体称为不可压缩流体；如果随压力及温度变化，则称为可压缩流体。实际流体都是可压缩的，但由于流体的体积随压力及温度变化很小，所以一般把它当作不可压缩流体；气体比液体有较大的压缩性，当压力及温度改变时，气体的体积会有很大的变化，应当属于可压缩流体。但是，如果压力或温度变化率很小时，气体通常也可以当作不可压缩流体处理。

## 第一节 流体静力学基本原理 The Basic Principles of Fluid Statics

### 1—1 流体的密度和压力 Density and Pressure of Fluid

#### 1.1A 密度 Density

单位体积流体的质量，称为流体的密度，其表达式为

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

式中  $\rho$ ——流体的密度， $\text{kg/m}^3$ ；

$m$ ——流体的质量，kg；

$V$ ——流体的体积， $m^3$ 。

不同的流体密度是不同的，对一定的流体，密度是压力  $p$  和  $T$  的函数，可用下式表示

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

液体的密度随压力的变化甚小（极高压力下除外），可忽略不计，故常称液体为不可压缩的流体，但其随温度稍有改变。气体的密度随压力和温度的变化较大，当压力不太高、温度不太低时，气体的密度可近似地按理想气体状态方程式计算，由

$$pV = \frac{m}{M}RT$$

$$\text{得 } \rho = \frac{m}{V} = \frac{pM}{RT} \quad (1-2)$$

式中  $p$ ——气体的压力， $kN/m^2$  或  $kPa$ ；

$T$ ——气体的绝对温度， $K$ ；

$M$ ——气体的分子量， $kg/kmol$ ；

$R$ ——通用气体常数， $8.314kJ/kmol \cdot K$ 。

气体密度也可按下式计算

$$\rho = \rho_0 \frac{T_0 p}{T p_0} \quad (1-3)$$

上式中的  $\rho_0 = M/22.4kg/m^3$  为标准状态（即  $T_0=273K$  及  $p_0=133.3Pa$ ）下气体的密度。

在气体压力较高、温度较低时，气体的密度需要采用真实气体状态方程式计算。

混合气体的密度计算有两种方法：

$$1. \rho_m = \sum_1^n \rho_i y_i \quad (1-4)$$

$$2. M_m = \sum M_i y_i \quad (1-5)$$

式中  $M_1$ 、 $M_2$ 、...  $M_n$ ——气体混合物各组分的分子量；

$y_1$ 、 $y_2$ 、...  $y_n$ ——气体混合物各组分的摩尔分率。

$\rho_m$  ——平均密度

$M_m$  ——平均分子量

气体混合物的组成通常以体积分率表示。对于理想气体，体积分率与摩尔分率、压力分率是相等的。

液体混合时，体积往往有所改变。若混合前后体积不变，则 1kg 混合液的体积等于各组分单独存在时的体积之和，则可由下式求出混合液体的密度  $\rho_m$

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{a_1}{\rho_1} + \frac{a_2}{\rho_2} + \dots + \frac{a_n}{\rho_n} \quad (1-6)$$

式中  $a_1$ 、 $a_2$ 、...、 $a_n$ ——液体混合物中各组分的质量分率；

$\rho_1$ 、 $\rho_2$ 、...、 $\rho_n$ ——液体混合物中各组分的密度， $\text{kg/m}^3$ ；

$\rho_m$ ——液体混合物的平均密度， $\text{kg/m}^3$ 。

比容

单位质量流体的体积，称为流体的比容，用符号  $v$  表示，单位为  $\text{m}^3/\text{kg}$ ，则

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \quad (1-7)$$

亦即流体的比容是密度的倒数。

例 1-1 已知硫酸与水的密度分别为  $1830\text{kg/m}^3$  与  $998\text{kg/m}^3$ ，试求含硫酸为 60%(质量)的硫酸水溶液，其密度为若干？

解 根据式(1-7)

$$\begin{aligned}\frac{1}{\rho_m} &= \frac{0.6}{1830} + \frac{0.4}{998} \\ &= (3.28 + 4) \times 10^{-4} \\ &= 7.28 \times 10^{-4} \\ \rho_m &= 1370\text{kg} / \text{m}^3\end{aligned}$$

例 1-2 已知干空气的组成为： $\text{O}_2$ 21%、 $\text{N}_2$ 78%和  $\text{Ar}$ 1%(均为体积%)。试求干空气在压力为  $9.81 \times 10^4 \text{Pa}$  及温度为 100 时的密度。

解 首先将摄氏度换算成开尔文

$$100 = 273 + 100 = 373\text{K}$$

再求干空气的平均分子量

$$\begin{aligned}M_m &= 32 \times 0.21 + 28 \times 0.78 + 39.9 \times 0.01 \\ &= 28.96\end{aligned}$$

根据式(1-3)，气体的平均密度为

$$\begin{aligned}\rho_m &= \rho_0 \frac{T_0 p}{T p_0} \\ &= \frac{28.96}{22.4} \times \frac{273}{373} \times \frac{9.81 \times 10^4}{1.013 \times 10^5} \\ &= 0.916\end{aligned}$$

## 1.1B 压力

流体垂直作用于单位面积上的力，称为流体的压强，简称压强。习惯上称

为压力。作用于整个面上的力称为总压力。在静止流体中，从各方向作用于某一点的压力大小均相等。

在法定单位制中，压力的单位是  $\text{N/m}^2$ ，称为帕斯卡，以 Pa 表示。但长期以来采用的单位为 atm（标准大气压）、某流体在柱高度、bar（巴）或  $\text{kgf/cm}^2$  等。它们之间的换算关系为：

$$1 \text{ 标准大气压(atm)}=101300\text{Pa}$$

$$=10330\text{kgf/m}^2$$

$$=1.033\text{kgf/cm}^2$$

$$=10.33\text{mH}_2\text{O}$$

$$=760\text{mmHg}$$

压力可以有不同的计量基准：

如以绝对真空(即零大气压)为基准，称为绝对压力（absolute pressure）。

如以当地大气压为基准，则称为表压(gauge pressure)。

它与绝对压力的关系，可用下式表示

$$\text{表压} = \text{绝对压力} - \text{大气压力} \quad (1-9)$$

当被测流体的绝对压力小于大气压时，其低于大气压的数值称为真空度（vacuum），即

$$\text{真空度} = \text{大气压力} - \text{绝对压力} \quad (1-10)$$

注意，此处的大气压力均应指当地大气压。在本章中如不加说明时均可按标准大气压计算。

绝对压力、表压和真空度的关系，如图 1-1 所示。

例 1-3 某台离心泵进、出口压力表读数分别为 220mmHg(真空度)及

1.7kgf/cm<sup>2</sup>(表压)。若当地大气压力为 760mmHg , 试求它们的绝对压力各为若干  
(以法定单位表示) ?

解 泵进口绝对压力

$$P_1=760-220=540\text{mmHg}$$

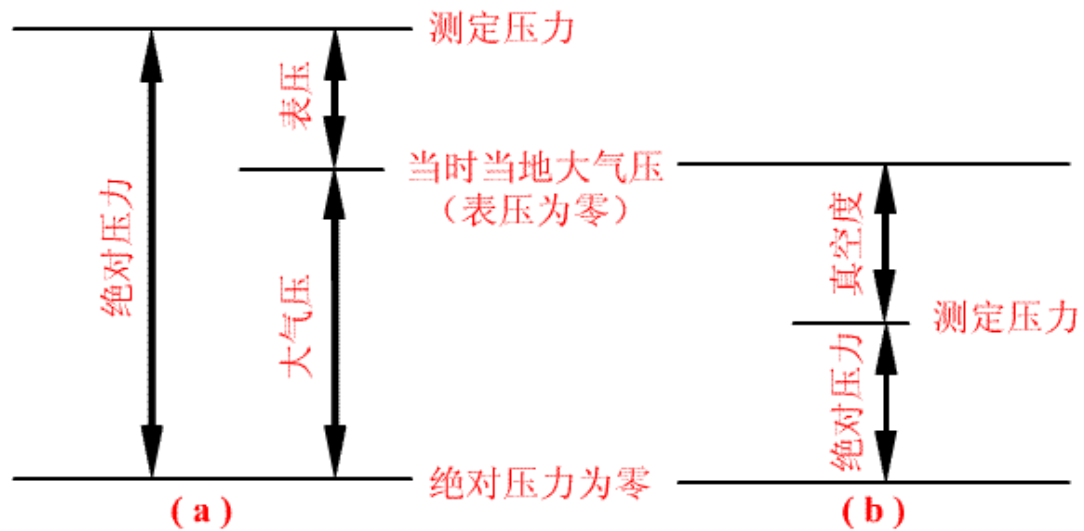
$$=7.2\times 10^4\text{Pa}$$

泵出口绝对压力

$$P_2=1.7+1.033$$

$$=2.733\text{kgf/cm}^2$$

$$=2.68\times 10^5\text{Pa}$$



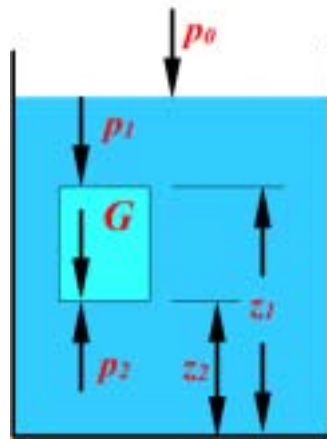
(a)测定压力>大气压；(b)测定压力<大气压

## 1 - 2 液体静力学基本方程式 Basic Equations of Fluid Statics

### 1.2A 静力学基本方程式的推导和讨论 The Derivation and Discussion of the Basic Equations of the Fluid Statics

液体静力学基本方程式是用于描述静止流体内部的压力沿着高度变化的数学表达式。对于不可压缩流体，密度随压力变化，其静力学基本方程可用下述方法推导。





现从静止液体中任意划出一垂直液柱，如图 1-2 所示。液柱的横截面积为  $A$ ，液体密度为  $\rho$ ，若以容器器底为基准水平面，则液柱的上、下底面与基准水平面的垂直距离分别为  $Z_1$  和  $Z_2$ ，以  $p_1$  与  $p_2$  分别表示高度为  $Z_1$  及  $Z_2$  处的压力。

在垂直方向上作用于液柱的力有：

下底面所受之向上总压力为  $p_2A$ ；

上底面所受之向下总压力为  $p_1A$ ；

整个液柱之  $G = \rho gA(Z_1 - Z_2)$ 。

在静止液体中，上述三力之合力应为零，即

$$p_2A - p_1A - \rho gA(Z_1 - Z_2) = 0$$

此式中向上的力用正号，向下的力用负号。化简并消去  $A$ ，得

$$p_2 = p_1 + \rho g(Z_1 - Z_2) \quad (1-10)$$

如果将液柱的上底面取在液面上，设液面上方的压力为  $p_0$ ，液柱  $Z_1 - Z_2 = h$ ，

则上式可改写为

$$p_2 = p_0 + \rho gh \quad (1-11)$$

式(1-10)及(1-11)称为静力学基本方程式。

将式(1—10)移项得： $p_1 + \rho g z_1 = p_2 + \rho g z_2$  (1—12)

式(1—12)各项除以密度  $\rho$ ，可得：

$$\frac{p_1}{\rho} + g z_1 = \frac{p_2}{\rho} + g z_2 \quad (1—13)$$

式(1—13)各项除以重力加速度  $g$ ，可得：

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 \quad (1—14)$$

讨论：

上述式(1—10) 至。(1—14)为液体静力学基本方程的各种形式。现作如下说明和讨论：

(1)上述流体静力学基本方程各种表达式只适用于重力场中静止的不可压缩的连续的单一流体。

(2)式(1—11)表明，处于重力场中的流体的静压  $p$  的大小与流体本身的密度  $\rho$  和垂直位置有关，而与各点的水平位置无关。换句话说，在静止的连续的同一流体中，处在同一水平位置上的各点的压力都相等。

当液面的上方压力  $p_0$  有变化时，必将引起液体内部各点压力发生同样大小的变化。这就是巴斯噶原理。

(3)式(1—13)中各项的单位是  $J/kg$ ，为  $1kg$  流体具有的能量。其中， $\frac{p}{\rho}$  称为静压能， $gz$  为位能。可见，在静止流体中，一处静压能与位能之和等于另一处静压能与位能之和。静压能和位能都属于机械能。静力学基本方程表明，在静止流体中，这两种机械能之和是守恒的。

(4)式(1—12)中各项的单位为  $Pa$ ，亦即是  $J/m^3$ 。各项表示单位体积流体

的能量。该式可理解为对  $1\text{m}^3$  流体而言，静压能和位能之和是一定的。

(5) 式(1—14)中各项的单位为  $\text{m}$ ，亦可写成  $\text{J}/\text{N}$ ，每项可视为  $1\text{N}$  重量流体的能量。也可以视为将各能量得大小化为液柱高度。在工程上将  $\frac{p}{\rho g}$  称为静压头， $z$  称为位压头。该式表明，两种压头在静止流体中处处相等。

(6) 上述各式是根据

由上式可知：

当液面上方的压力一定时，在静止液体内任一点压力的大小，与液体本身的密度和该点距液面的深度有关。因此，在静止的、连续的同一流体内，处于同一水平面上的各点，因其尝试相同，其压力亦相等。此压力相等的水平面，称为等压面。

(7) 式(1-13)可改写为

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

由上式可知，压力或压力差的大小可用液柱高度来表示。

虽然静力学基本方程式是用液体进行推导的，流体的密度可视为常数，而气体密度则随压力而改变，但考虑到气体密度随容器高低变化甚微，一般也可视为常数，故静力学基本方程亦适用于气体。

## 1.2B 流体静力学基本方程式的应用

# Application of the Equations of Fluid Statics

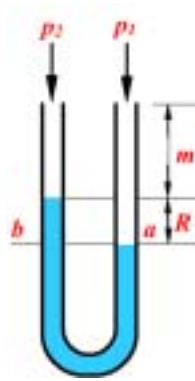
在化工生产中,有些化工仪表的操作原理是以液体静力学基本方程式为依据的。下面将介绍该方程式在压力和液面测量方面的应用。

### 一、压力测量 PRESSURE MEASSUREMENT

#### 1.U 型管液柱压差计

U 型管液柱压差计 (U-tube manometer) 的结构如图 1-4 所示,它是在一根 U 型玻璃管 (称为 U 型管压差计) 内装指示液。指示液必须与被测流体不互溶,不起化学作用,且其密度要大于被测流体的密度。指示液随被测液体的不同而不同。常用的指示液有汞、四氯化碳、水和液体石蜡等。将 U 型管的两端与管道中的两截面相连通,若作用于 U 型管两端的压力  $p_1$  和  $p_2$  不等 (图中  $p_1 > p_2$ ), 则指示液就在 U 型管两端出现高差  $R$ 。利用  $R$  的数值,再根据静力学基本方程式,就可算出液体两点间的压力差。

在图 1-4 中, U 型管下部的液体是密度为  $\rho_0$  的指示液,上部为被测流体,其密度为  $\rho$  图中 a、b 两的压力是相等的,因为这两点都在同一种静止液体 (指示液) 的同一水平面上。通过这个关系,便可求出  $p_1 - p_2$  的值。



根据流体静力学基本方程式，从 U 型管右侧来计算，可得 图 1-4 U

形管液柱压差计

$$p_a = p_1 + (m+R)\rho g$$

同理，从 U 型管的左侧计算，可得

$$p_b = p_2 + m\rho g + R\rho_0 g$$

因为  $p_a = p_b$

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

$$p_1 - p_2 = R(\rho_0 - \rho)g \quad (1-10)$$

测量气体时，由于气体的  $\rho$  密度比指示液的密度  $\rho_0$  小得多，故  $\rho_0 - \rho \approx \rho_0$ ，

式(1-10)可简化为

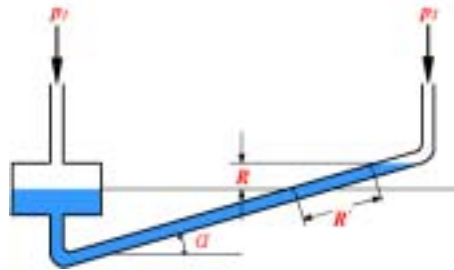
$$p_1 - p_2 = gR\rho_0 \quad (1-11)$$

## 2. 斜管压差计

当被测量的流体压力或压差不大时，读数 R 必然很小，为得到精确的读数，可采用如图 1 - 6 所示的斜管压差计 (inclined manometer)。此时 R' 与 R 的关系为

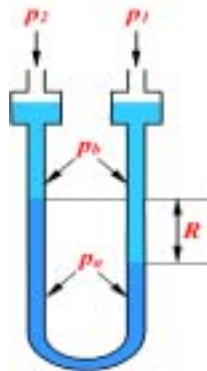
$$R' = R/\sin\alpha \quad (1 - 11a)$$

式中  $\alpha$  为倾斜角，其值愈小，则  $R$  值放大为  $R'$  的倍数愈大。



### 3. 微差压差计

若斜管压差计所示的读数仍然很小，则可采用微差压差计（two-liquid manometer），其构造如图 1-7。在 U 管中放置两种密度不同、互不相容的指示液，管的上端有扩张室，扩张室有足够大的截面积，当读数  $R$  变化时，两扩张室中液面不致有明显的变化。按静力学基本方程式可推出



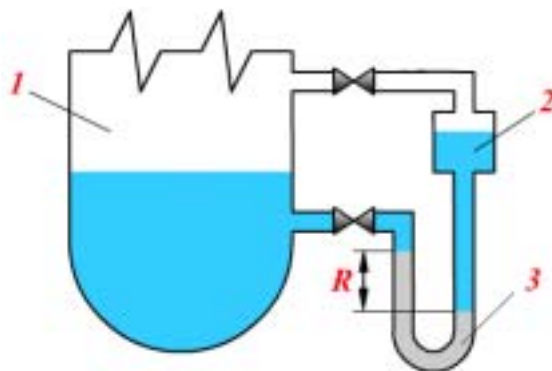
$$P_1 - P_2 = \Delta P = Rg (P_a - P_b) \quad (1-12)$$

式中  $P_a$ 、 $P_b$ ——分别表示重、轻两种指示液的密度， $\text{kg/m}^3$ 。

从上式可看出，对于一定的压差， $(P_a - P_b)$  愈小则读数  $R$  愈大，所以应该使用两种密度接近的指示液。

## 二、液面测定 MEASUREMENT OF THE LIQUID SURFACE

化工厂中经常需要了解容器里液体的贮存量，或需要控制设备里液体的液面，因此要对液面进行测定。有些液面测定方法，是以静力学基本方程式为依据的。图 1-8 为用液柱压差计测量液面的示意图。图中平衡器的小室 2 中所装的液体与容器里的液体相同。平衡器里液面高度维持在容器液面容许到达的最大高度处。将一装有指示液的 U 型管压差计 3 的两端分别与容器内的液体和平衡器内的液体连通。容器里的液面高度可根据压差计的读数  $R$  求得。液面越高，读数越小。当液面达到最大高度时，压差计的读数为零。若把 U 型管压差计换上一个能够变换和传递压差读数的传感器，这种测量装置便可以与自动控制系统连接起来。



例 1-5 为了确定容器中石油产品的液面，采用如附图所示的装置。压缩空气用调节阀 1 调节流量，使其流量控制得很小，只要在鼓泡观察器 2 内有气泡缓慢逸出即可。因此，气体通过吹气管 4 的流动阻力可忽略不计。吹气管内压力用 U 管压差计 3 来测量。压差计读数  $R$  的大小，反映贮罐 5 内液面高度。指示液为汞。

分别由 a 管或由 b 管输送空气时，压差计读数分别为  $R_1$  或  $R_2$ ，试推导  $R_1$ 、 $R_2$  分别同  $Z_1$ 、 $Z_2$  的关系。

当  $(Z_1 - Z_2) = 1.5\text{m}$ ， $R_1 = 0.15\text{m}$ ， $R_2 = 0.06\text{m}$  时，试求石油产品的密度  $\rho$  及

$Z_1$ 。

解 (1) 在本例附图所示的流程中, 由于空气通往石油产品时, 鼓泡速度很慢, 可以当作静止流体处理。因此可以从压差计读数  $R_1$ , 求出液面高度  $Z_1$ , 即

$$z_1 = R \frac{\rho_{Hg}}{\rho_p} \quad (a)$$

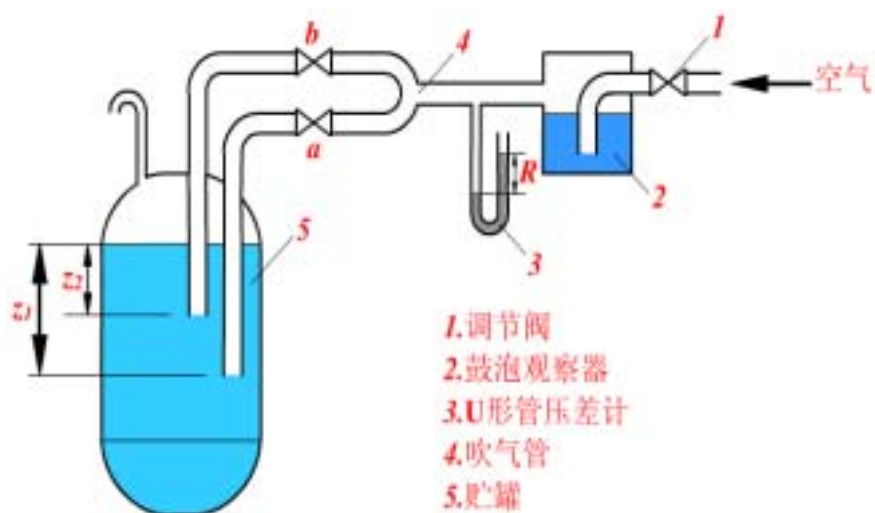
$$z_2 = R \frac{\rho_{Hg}}{\rho_p} \quad (b)$$

(2) 将式 (a) 减去式 (b) 并经整理得

$$\begin{aligned} \rho_p &= \frac{R_1 - R_2}{z_1 - z_2} \rho_{Hg} \\ &= \frac{0.15 - 0.06}{1.5} \times 13600 \\ &= 816 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

故:

$$\begin{aligned} z_1 &= 0.15 \times \frac{13600}{816} \\ &= 2.5 \text{ m} \end{aligned}$$

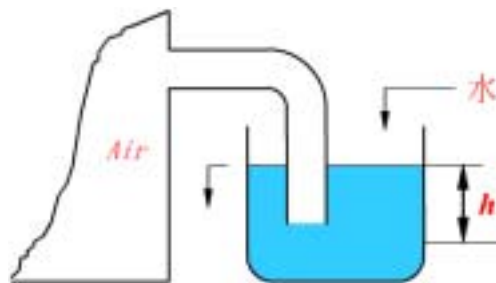




### 三、确定液封高度

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，常常装有如图 1-9 所示的安全液封（或称为水封）装置。其作用是当设备内压力超过规定值时，气体就从液封管排出，以确保设备操作的安全。若设备要求压力不超过  $P_1$ （表压），按静力学基本方程式，则水封管插入液面下的深度  $h$  为

$$h = \frac{P_1}{\rho_{H_2O} g}$$



应用柏努利方程式解题要点：

1．作图与确定衡算范围 根据题意画出流动系统的示意图，并指明流体的流动方向。定出上、下游截面，以明确流动系统的衡算范围。

2．截面的选取 两截面均应与流动方向相垂直，并且在两截面间的流体必须是连续的。所求的未知量应在截面上或在两截面之间，且截面上的  $Z$ 、 $u$ 、 $p$  等有关物理量，除所需求取的未知量外，都应该是已知的或能通过其它关系计算出来。

两截面上的  $u$ 、 $p$ 、 $Z$  与两截面间的  $h_f$  都应相互对应一致。

3 . 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, 实际上在柏努利方程式中所反映的是位能差(  $Z=Z_2-Z_1$ )的数值。所以, 基准水平面可以任意选取, 但必须与地面平行。Z 值是指截面中心点与基准水平面间的垂直距离。为了计算方便, 通常取基准水平面通过衡算范围的两个截面中的任一个截面。如该截面与地面平行, 则基准水平面与该截面重合,  $Z=0$ ; 如衡算系统为水平管道, 则基准水平面通过管道的中心线,  $Z=0$ 。

## 第二节 管内流体流动的基本规律 Basic Regulations of Fluid Flowing in a Pipe ( Fluid Dynamics )

Focal Points { 1. Equation of Continuity  
2. Bernullí s Equation

化工厂中流体大多是沿密闭的管道流动 ,因此研究管内流体流动的规律是十分必要的。反映管内流体流动规律的基本方程式连续性和柏努利方程式 , 本节主要围绕这两个方程式进行讨论。

### 1 - 3 管内流动的连续性方程式 The Continuity Equations of Fluid Flowing in pipes

#### 1.3A 流量与流速 Flow Rate and Velocity

##### 1、流量 Flow Rate

The Quantity of Fluid Flowing Through any Cross-section of Pipe line per unit time is called the Flow Rate

Description of The Quantity of Fluid Flowing through the pipe

line { 1. Quantity in Volume  $m^3$   
2. Quantity in Mass kg

体积流量 :单位时间内流体流经管道任一截面的体积 ,称为体积流量 ( volumetric flow rate ) , 以  $q_v$  表示 , 其单位为  $m^3/s$ 。

$$q_v = \frac{V}{t}$$

**质量流量** : 单位时间内流体流经管道任一截面的质量 , 称为**质量流量** (mass flow rate) , 以 G 表示 , 其单位为 kg/s。体积流量与质量流量之间的关系为

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

## 2、流速 Velocity

- 1. Velocity at a point : The distance a mass point passes in the direction of flowing per unit time.
- 2. Average Velocity : The statistic average value of all the point velocity on the the cross section of pipe.
- 3. Mass velocity : The mass of fluid flowing through any of cross - sections of pipe per unit time and per unit area.

**点速度** : 是指单位时间内液体质点在流动方向上所流经的距离。

### 平均流速 Average Velocity

流速实验证明，流体在管道内流动时，由于流体具有粘性，管道横截面上流体质点速度是沿半径变化的。管道中心流速最大，愈靠管壁速度愈小，在紧靠管壁处，由于液体质点粘附在管壁上，其速度等于零。但工程上，一般系以管道截面积除以体积流量所得的值，来表示流体在管道中的速度。此种速度称为平均速度（Average Velocity），简称流速，以  $u$  表示，即  $u = \frac{q_v}{A}$  单位为 m/s。

流量与流速之间的关系为：

$$G = \rho q_v = \rho A u \quad (1-20)$$

$$u = q_v / A \quad (1-21)$$

式中  $A$ —管道的截面积， $m^2$ 。

### 质量流速 Mass Velocity

单位时间内流体流经管道单位截面的质量称为质量流速（mass velocity），以  $\omega$  表示，单位为  $kg/(m^2 \cdot s)$ 。它与流速及流量的关系为

$$\omega = \rho q_v / A = \rho A u / A = \rho u \quad (1-22)$$

由于气体的体积与温度、压力有关，显然，当温度、压力发生变化时，气体的体积流量与其相应的流速也将之改变，但其质量流量不变。此时，采用质量流速比较方便。

### 3. 管道直径的估算 Calculation of Pipe Diameter

若以  $d$  表示管内径，则式 (1-21) 可写成

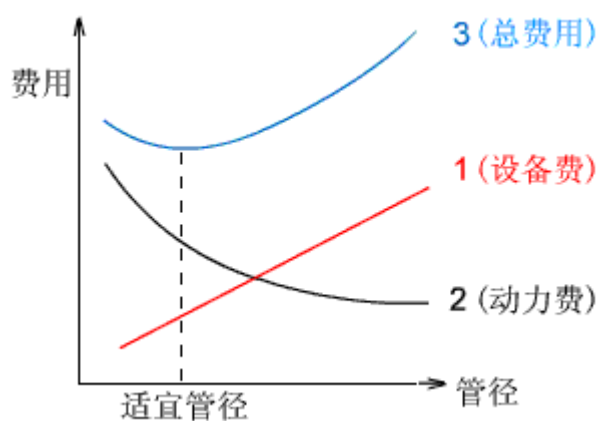
$$u = \frac{q_v}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{q_v}{0.785d^2}$$

于是：

$$d = \sqrt{\frac{q_v}{0.785u}} \quad (1-23)$$

流量一般为生产任务所决定，而合理的流速则应根据经济权衡决定，一般液体流速为 0.5 ~ 3m/s。气体为 10 ~ 30m/s。

#### Determination of The optimum diameter



某些流体在管道中的常用流速范围，可参阅本章表 1 - 1。

例 1-6 以内径 105mm 的钢管输送压力为 2atm、温度为 120 的空气。已知空气在标准状态 ( 273K, 101325Pa ) 下的体积流量为 630m<sup>3</sup>/h , 试求此空气在管内的流速和质量流速。

解: 依题意空气在标准状态下的流量应换算为操作状态下的流量。因压力不高, 可应用理想气体状态方程计算如下

$$\begin{aligned} V &= V_2 \left( \frac{T}{T_0} \right) \left( \frac{p_0}{p} \right) \\ &= 630 \times \left( \frac{273 + 120}{273} \right) \times \frac{1}{2} \\ &= 453 \text{m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

依式 ( 1-21 ), 得流速

$$u = \frac{q_v}{0.785d^2} = \frac{V/t}{0.785d^2} = \frac{453/3600}{0.785 \times \left( \frac{105}{1000} \right)^2} = 14.54 \text{m/s}$$

取空气的平均分子量为  $M_m=28.9$

则实际操作状态下空气的密度

$$\rho = \left( \frac{28.9}{22.4} \right) \times \left( \frac{273}{273 + 120} \right) \times \left( \frac{2}{1} \right) = 1.79 \text{kg/m}^3$$

依式 ( 1-22 ), 得质量流速  $\omega = \rho u = 1.79 \times 14.54 = 26.03 \text{kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$

例 1-7 某厂要求安装一根输水量为  $30\text{m}^3/\text{h}$  的管道，试选择合适的管径。

解 依式 (1-23) 管内径为

$$d = \sqrt{\frac{q_v}{0.785u}}$$

选取水在管内的流速  $u = 1.8\text{m/s}$

$$d = \sqrt{\frac{30/3600}{0.785 \times 1.8}} = 0.077\text{m} = 77\text{mm}$$

查附录中管道规格，确定选用  $\phi 89 \times 4$  (外径  $89\text{mm}$ ，壁厚  $4\text{mm}$ ) 的管子，其内径为  $d = 89 - (4 \times 2) = 81\text{mm} = 0.081\text{m}$

因此，水在输送管内的实际操作流速为

$$u = \frac{30}{0.785 \times (0.081)^2 \times 3600} = 1.62\text{m/s}$$

## 1 - 6 稳定流动与不稳定流动 Steady and Unsteady Flow

流体在管道中流动时，在任一点上的流速、压力有关物理参数都不随时间而改变，这种流动称为稳定流动(steady flow)。



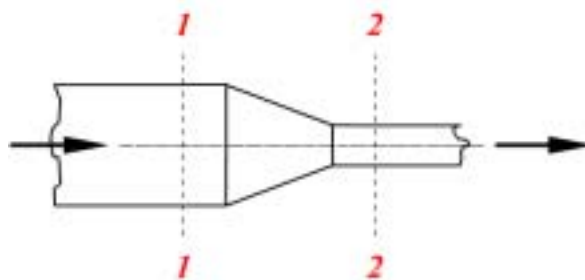
若流动的流体中,任一点上的物理参数,有部分或全部随时间而改变,这种流动称为不稳定流动(unsteady flow)。例如水自变动水位的贮水槽中经小孔流出,则水的流出速度依槽内水面的高低而变化。

在化工厂中,流体的流动情况大多为稳定流动。故除非有特别指明者外,本书中所讨论的均系稳定流动问题。

### 1 - 7 连续性方程式 Equation of Continuity

设流体在图 1-10 所示的管道中作连续稳定流动,从截面 1-1 流入,从截面 2-2 流出。若在管道两截面之间无流体漏损,根据质量守恒定律,从截面 1-1 进入的流体质量流量  $G_1$  应等于从截面 2-2 流出的流体质量流量  $G_2$ , 即

$$G_1 = G_2 \quad (1-24) \quad \text{由式(1-20)则}$$



$$\rho_1 A_1 u_1 = \rho_2 A_2 u_2 \quad (1-24a)$$

此关系可推广到管道的任一截面, 即

$$\rho A u = \text{常数} \quad (1-25)$$

上式称为连续性方程式(equation of continuity)。若液体不可压缩， $\rho = \text{常数}$ ，则上式可简化为

$$Au = \text{常数} \quad (1-26)$$

由此可知，在连续稳定的不可压缩流体的流动中，流体流速与管道的截面积成反比。截面积愈大之处流速愈小，反之亦然。

对于圆形管道，由式(1-26)可得

$$\frac{\pi}{4}d_1^2u_1 = \frac{\pi}{4}d_2^2u_2$$

或：

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

式中  $d_1$  及  $d_2$  分别为管道上截面 1 和截面 2 处的管内径。上式说明不可流体在管道中的流速与管道内径的平方成反比。

例 1-8 如附图所示的输水管道，管内径为： $d_1=2.5\text{cm}$ ； $d_2=10\text{cm}$ ； $d_3=5\text{cm}$ 。（ $1\text{L}=10^{-3}\text{m}^3$ ）

(1) 当流量为  $4\text{L/s}$  时，各管段的平均流速为若干？

(2) 当流量增至  $8\text{L/s}$  或减至  $2\text{L/s}$  时，平均流速如何变化？



解 (1) 根据式(1-21), 则

$$u_1 = \frac{q_v}{A_1} = \frac{4 \times 10^{-3}}{\frac{\pi}{4} \times (2.5 \times 10^{-2})^2} = 8.15 \text{ m/s}$$

(2) 各截面流速比例保持不变, 流量增至 8L/s 时, 流量增为原来的 2 倍, 则各段流速亦增加至 2 倍, 即

$$u_1 = 16.3 \text{ m/s}, u_2 = 1.02 \text{ m/s}, u_3 = 4.08 \text{ m/s}$$

流量减小至 2L/s 时, 即流量减小 1/2, 各段流速亦为原值的 1/2, 即

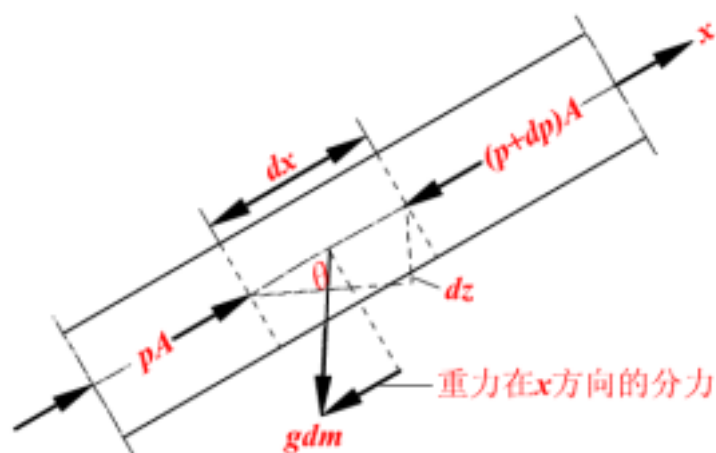
$$u_1 = 4.08 \text{ m/s}, u_2 = 0.26 \text{ m/s}, u_3 = 1.02 \text{ m/s}$$

#### 1—4 柏努利方程式 Bernoulli's equation

柏努利方程式(Bernoulli's equation)是管内流体流动机械能衡算式。

#### 1.4A 柏努利方程式及其物理意义 Bernoulli's Equation and Its Physical Meaning

假定流体无粘性即：理想流体(ideal fluid)，(即在流动过程中无摩擦损失)，在如图 1-11 所示的管道内作稳定流动，在管截面上液体质点的速度分布是均匀的。流体的压力、密度都取在管截面上的平均值，流体质量流量为  $G$ ，管截面积为  $A$ 。在管道中取一微管段  $dx$ ，段中的流体质量为  $dm$ 。作用此微管段的力有：



- (1) 作用于两端的总压力分别为  $pA$  和  $-(p+dp)A$ ；
- (2) 作用于重心的重力为  $gdm$ ；

因  $dm=\rho A dx$ ，而  $\sin\theta dx = dz$  故作用于重心的重力沿  $x$  方向的分力为

$$g \sin\theta dm = g \rho A \sin\theta dx$$

$$= g \rho A dz \quad (1-27a)$$

由上述可知，作用于微管段流体上的各力沿  $x$  方向的分力之和为：

$$\rho A - (\rho + d\rho)A - \rho g A dz = - A dp - \rho g A dz \quad (1-27b)$$

另外，流体流经管道时，不仅压力发生变化，而且动量也要发生变化。流体流进微管段的流速为  $u$ ，流出的流速为  $(u + du)$ 。因此动量的变化速率为

$$G du = \rho A u du \quad (1-27c)$$

根据动量原理，作用于微管段流体上的力的合力等于液体的动量变化的速率，由式(1-27b)与式(1-27c)得

$$\rho A u du = - A dp - \rho g A dz \quad (1-27d)$$

化简得：

$$g dz + \frac{dp}{\rho} + u du = 0 \quad (1-27e)$$

对不可压缩流体， $\rho$  为常数，对上式积分得

$$gz + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} = \text{常数} \quad (1-28)$$

上式称为柏努利方程式，适用于不可压缩非粘性的流体。因此，通常把非粘性的流体称为理想液体，故又称上式为理想液体柏努利方程式。

When  $u=0$ , The formula becomes:  $gz + \frac{p}{\rho} = \text{常数}$

对于气体，若管道两截面间压力差很小，如  $p_1 - p_2 \leq 0.2p_1$ ，密度  $\rho$  变化也很小，此时柏努利方程式仍可适用。计算时密度可采用两截面的平均值，可以作为压缩流体处理。

当气体在两截面间的压力差较大时，应考虑流体压缩性的影响，必须根据过程的性质（等温或绝热）按热力学方法处理，在此不再作进一步讨论

### 柏努利方程式的物理意义 The Physical Meaning of Bernoulli's equation —机械能守恒 Conservation of Mechanical Energy

式(1-28)左边由三项所组成，其中前两项  $gz$  和  $p/\rho$  的物理意义已在本章第二节里说明。 $gz$  为单位质量液体所具有的位能， $p/\rho$  为单位质量液体所具有的静压能。因质量为  $m$ 、速度为  $u$  的流体所具有的动能为  $mu^2/2$ ，故柏努利方程式中的  $u^2/2$  为单位质量流体所具有的动能(kinetic energy)。由此知，式(1-28)中的每一项都是质量流体的能量。位能、静压能及动能均属于机械能，三者之和称为总机械能或总能量。式(1-28)表明，这三种形式的能量可以相互转换，但总能量不会有所增减即三项之和为一常数。所以，式(1-28)是单位质量液体能量守恒方程式。

若将式(1-28)各项均除以重力加速度  $g$ ，则得

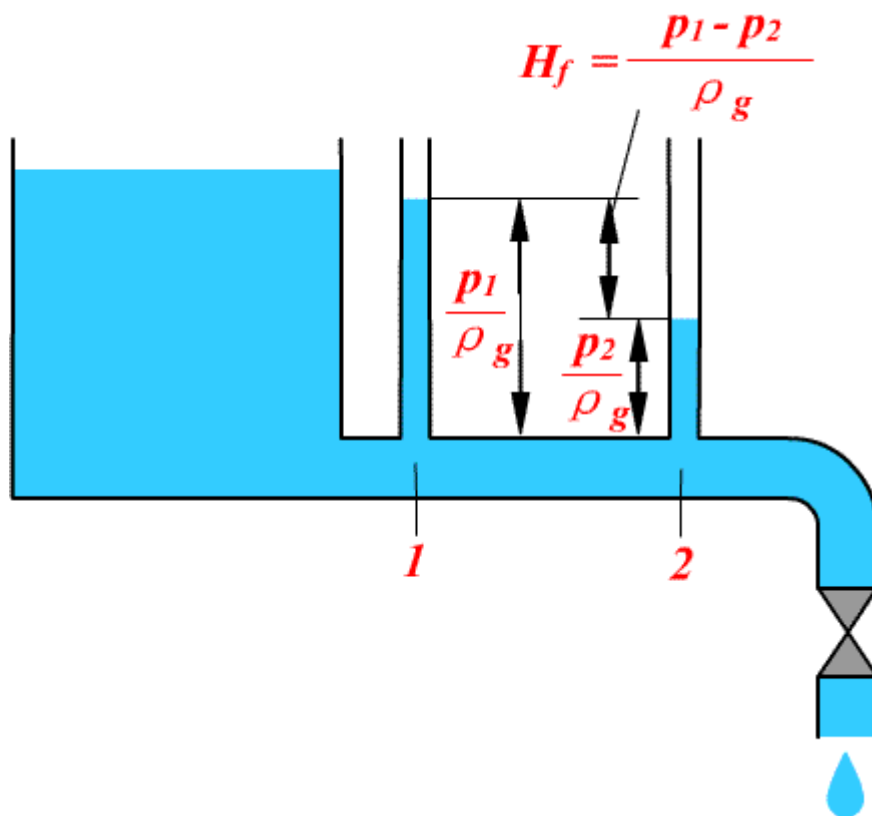
$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = \text{常数} \quad (1-29)$$

上式为单位重量流体能量守恒方程式。在流体静力学中，把  $z$  称为位压头， $p/\rho g$  为静压头。同样， $u^2/2g$  称为动压头 (Kinetic head) 或速度压头 (velocity head)。 $(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g})$  为总压头。因  $z$ 、 $p/\rho g$  和  $u^2/2g$  的因次都是长度，所以各种单位重量流体的能量都可以用液体柱高度表示。

#### 1.4B 实际流体机械衡算式 Mechanical Energy Balance of the Virtual Fluid

##### 一、实际流体机械衡算式

实际流体由于有粘性，管截面上液体质点的速度分布是不均匀的。因此，管内流体的流速取管截面上的平均流速。另外，从 1 截面流至 2 截面时，会使一部分机械能转化为热能，而引起机械能的损失，称为能量损失。下面通过图 1-12 所示的简单实验，观察流体在等直径的直管中流动时的能量损失。



在直管的截面 1 与截面 2 处各安装一根测压管，测得两截面处的静压头分别为  $p_1/\rho g$  与  $p_2/\rho g$ 。因为是水平直管，则  $z_1 = z_2$ 。又因为管径不变则  $\frac{u_2^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g}$ 。显然，1 截面处的机械能之和大于 2 截面处的机械能之和。两者之差，即为实际流体在这段直管中流动时的能量损失。

由上述可知，实际流体在管道内流动时，由于流体的内摩擦作用，不可避免要消耗一部分机械能。因此必须在机械能量衡算时加入能量损失项，即：

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + \sum H_f \quad (1-31a)$$



式中  $\sum H_f$ ——压头损失，m。

由此方程式可知，只有当 1-1 截面处总能量大于 2-2 截面处总能量时，流体都能克服阻力流至 2-2 截面。但在化工生产中，常常需要将流体从总能量较小的地方输送到较大的地方。如例 1-9 附图所示，将碱液从贮槽输送到蒸发器，这一过程是不能自动进行的，需要从外界向流体输入机械功  $H$ ，以补偿管路两截面处的总能量之差以及流体流动的能量损失，即：

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + H = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + \sum H_f \quad (1-31b)$$

式中  $H$ ——外加压头，m。

上式亦可写成如下形式，即

$$z_1 g + \frac{p_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2} + W = z_2 g + \frac{p_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} + \sum h_f \quad (1-31)$$

式中  $\sum h_f = g \sum H_f$ ，为单位质量流体的能量损失，J/kg。  $W = gH$ ，为单位质量流体的外加能量，J/kg。

式(1-31)及(1-31b)均为实际流体机械能衡算式，习惯上也称它们为柏努利方程式。

### 1.4C、柏努利方程式的应用 Application of the Bernoulli's Equation

柏努利方程是流体流动的基本方程式，它的应用范围很广。就化工生产过程来说，该方程式除用来分析和解决流体输送有关的问题外，还用于液体流动过程中流量的测定，以及调节阀流通能力的计算等。

流体在流动中所需的有效功率  $P_e$  : ( EFFECTIVE POWER )

$$P_e = W \times G \quad (1-32)$$

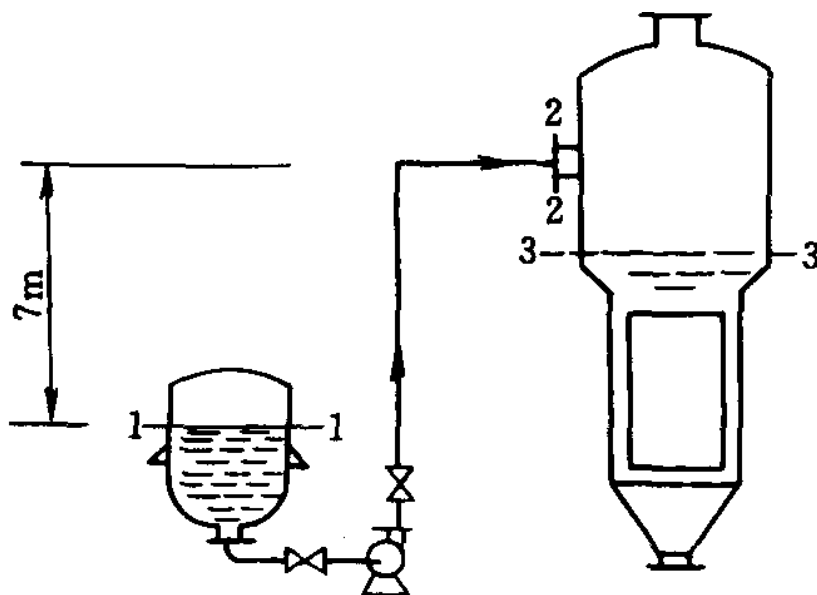
输送机械消耗的总功率  $P$  : ( OVERALL POWER )

$$P = \frac{P_e}{\eta} \quad (1-33)$$

$\eta$  — 为机械效率

下面举例说明柏努利方程式的应用。

例 1-9 用泵将贮槽中的稀碱液送到蒸发器中进行浓缩，如附图所示。泵换进口管为  $\phi 89 \times 3.5\text{mm}$  的钢管，碱液在进口管的流速为  $1.5\text{m/s}$ ，泵的出口管为  $\phi 76 \times 2.5\text{mm}$  的钢管。贮槽中碱液的液面距蒸发器入口处的垂直距离为  $7\text{m}$ ，碱液经管路系统的能量损失为  $40\text{J/kg}$ ，蒸发器内碱液蒸发压力保持在  $0.2\text{kgf/cm}^2$  (表压)，碱液的密度为  $1100\text{kg/m}^3$ 。试计算所需的外加能量。



解 取贮槽的液面 1—1 为基准面，蒸发器入口处管口为 2—2 截面，在 1—1 与 2—2 截面间列柏努利方程式，即：

$$gz_1 + \frac{u_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + W = gz_2 + \frac{u_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + \sum h_f$$

移项得

$$W = (z_2 - z_1)g + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \sum h_f \quad (\text{a})$$

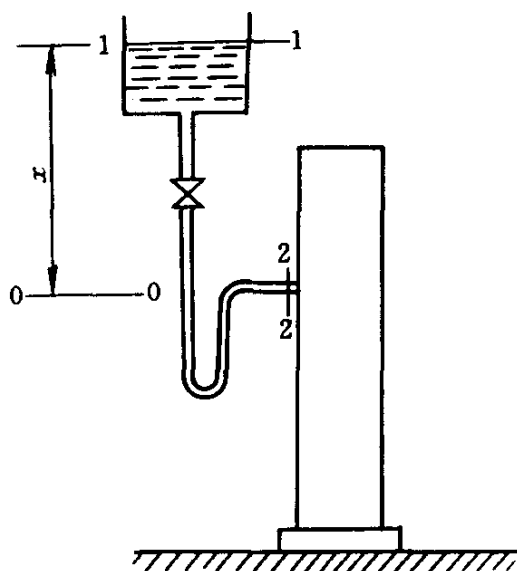
根据连续性方程，碱液在泵的出口管中的流速为

$$\begin{aligned} u_2 &= u_0 \left( \frac{d_0}{d_2} \right)^2 \\ &= 1.5 \times \left( \frac{82}{70} \right)^2 = 2.06 \text{m/s} \end{aligned}$$

因贮槽液面比管道截面大得多，故可认为  $u_1 \approx 0$ 。将已知各值代入式(a)，则输送碱液所需的外加能量为：

$$\begin{aligned} W &= 7 \times 9.81 + \frac{20 \times 10^3}{1100} + \frac{(2.06)^2}{2} + 40 \\ &= 68.7 + 18.2 + 2.12 + 40 = 129 \text{J/kg} \end{aligned}$$

例 1-10 从高位槽向塔内加料。高位槽和塔内的压力均为大气压。要求料液在管内以 0.5m/s 的速度流动。设料液在管内压头损失为 1.2m（不包括出口压头损失），试求高位槽的液面应该比塔入口处高出多少米？



解 在 1-1 及 2-2 截面间列柏努利方程式，1-1 截面就是高位槽的液面，因为要求计算高位槽的液面比塔入口处高多少米，所以把 1-1 截面选在这里就可以直接算出所求的数值  $x$ ，同时在液面处  $u_1$ 、 $p_1$  均为已知值。2-2 截面选在管出口处。以 0-0 截面为基准面，则

$$g(z_1 - z_2) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \sum h_f = 0$$

高位槽截面与管截面相差很大，故高位槽截面的流速与管内流速相比，其值很小可以忽略不计，即  $u_1 = 0$ 。将已知数值代入，则

$$g(0 - x) + 0 + \frac{0.5^2}{2} + 1.2 \times 9.81 = 0$$

$$-gx + 0 + 0.125 + 11.77 = 0$$

解得：

$$x = 1.2m$$

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。

应用柏努利方程式解题要点：

1．作图与确定衡算范围 根据题意画出流动系统的示意图，并指明流体的流动方向。定出上、下游截面，以明确流动系统的衡算范围。

2．截面的选取 两截面均应与流动方向相垂直，并且在两截面间的流体必须是连续的。所求的未知量应在截面上或在两截面之间，且截面上的  $Z$ 、 $u$ 、 $\rho$  等有关物理量，除所需求取的未知量外，都应该是已知的或能通过其它关系计算出来。

两截面上的  $u$ 、 $\rho$ 、 $Z$  与两截面间的  $h_f$  都应相互对应一致。

3．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，实际上在柏努利方程式中所反映的是位能差 ( $Z=Z_2-Z_1$ ) 的数值。所以，基准水平面可以任意选取，但必须与地面平行。 $Z$  值是指截面中心点与基准水平面间的垂直距离。为了计算方便，通常取基准水平面通过衡算范围的两个截面中的任一个截面。如该截面与地面平行，则基准水平面与该截面重合， $Z=0$ ；如衡算系统为水平管道，则基准水平面通过管道的中心线， $Z=0$ 。

4．单位必须一致 在用柏努利方程式之前，应把有关物理量换算成一致的 SI 单位，然后进行计算。两截面的压强除要求单位一致外，还要求表示方法一致。从柏努利方程式的推导过程得知，式中两截面的压强为绝对压强，但由于式中所反映的是压强差 ( $p=p_2-p_1$ )

的数值 ,且绝对压强 = 大气压 + 表压 ,因此两截面的压强也可以同时用表压强来表示。

### 第三节 管内流体流动现象 Flowing Phenomena of Fluid in Pipeline

Key Points { 1.Reason for the Energy Losses  
2.Velocity Profile

**Purpose of the Passage: Provide a Theory Base for the Calculation of Energy Loss in Next Passage.**

由前述可知，在使用柏努利方程式进行管路计算时，必须先知道能量损失的数值。本节将讨论产生能量损失的原因及管内速度分布等，以便为下一节讨论能量损失计算提供必要的基础。

#### 1—5 粘度 Viscosity

##### 1.5A. 牛顿粘性定律 Newtonian Viscosity Law

流体流动时产生内摩擦力的性质，称为粘性。流体粘性越大，其流动性就越小。从桶底把一桶甘油放完要比把一桶水放完慢得多，这是因为甘油流动时内摩擦力比水大的缘故。

设有上下两块平行放置而相距很近的平板，两板间充满着静止的液体，如图 1-13 所示。若将下板固定，对上板施加一恒定的，使上板以较小的速度作平行于下板的等速直线运动，则板间的液体也随之移动。紧靠上层平板的液体，因附着上，具有与平板相同的速度；而紧靠下层板面的液体，也因附着于板面而静止不动；在两层平板之间



液体中形成上大下小的流速分布。此两平板间的液体可看成为许多平

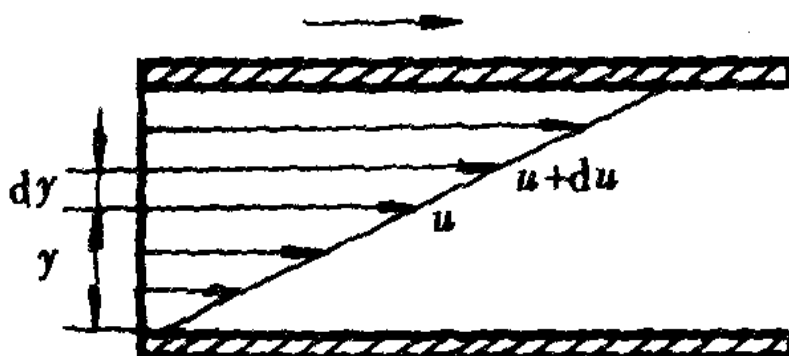


图 1-12 平板间流体速度变化

行于平板的流体层，层与层之间存在着速度差，即各液层之间存在着相对运动。由于液体分子运动的结果，运动较快的液层对其相邻的运动较慢的液层，有着拖动其向运动方向前进的力。而同时运动较慢的液层，对其上运动较快的液层也作用着一个大小相等、方向相反的力，从而阻碍较快的液层的运动。这种运动着的流体内部相邻两流体层间由于分子运动而产生的相互作用力，称为流体的内摩擦力或粘滞力。流体运动时内摩擦力的大小，体现了流体粘性的大小。

若  $y$  处流体层的速度为  $u$ ，在其垂直距离为  $dy$  处的邻近流体层的速度为  $u+du$ ，则  $du/dy$  表示速度沿法线方向上的变化率。称为速度梯度。实验证明，两流体层之间单位面积上的内摩擦力（或称为剪切力） $F$  与液层面积  $A$  和速度梯度皆成正比：

$$\text{即：} F = \pm \mu A \frac{du}{dy} \quad (1-34)$$

$\pm$  可根据所取的坐标系的方向而取不同的符号。在图中给出的坐

标系中应取正号

剪切力  $F$  与面积  $A$  之比，称为切应力，用  $\tau$  表示。

$$\text{则：} \tau = \frac{F}{A} = \pm \mu \frac{du}{dy} \quad (1-35)$$

式 (1—35) 称为牛顿粘性定律。式中  $\mu$  称为黏度系数，或称动力黏度，简称黏度。

单位为：

$$[\mu] = \left[ \frac{\tau}{du/dy} \right] = \frac{Pa}{\frac{m/s}{m}} = Pa \cdot s$$

在物理单位制 (CGS) 中，常用 cP(厘泊)表示。

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

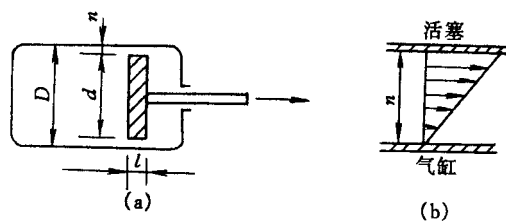
$$\text{运动黏度：} \nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-36)$$

单位为： $m^2/s$ 。

在物理单位制 (CGS System) 中，运动粘度的单位常用  $cm^2/s$  表示，曾成为“斯托克斯”用 St 表示。

$$1St = 10^{-4} m^2/s$$

例 1-11 如附图(a)所示，气缸内壁的直径  $D = 12cm$ ，活塞的直径  $d = 11.96cm$ ，活塞的厚度  $l = 14cm$ ，润滑油的粘度  $\mu = 1P$ ，活塞往复运动的速度为  $1m/s$ ，试问作用在活塞上的粘滞力为多少？



解 因粘性作用，粘附在气缸内壁的润滑油层速度为零，粘附在活塞外表面的润滑油层与活塞速度相同，即  $u = 1\text{m/s}$ 。因此，汽缸壁与活塞间隙润滑油的速度由零增至  $1\text{m/s}$ ，油层间相对运动产生剪应力，故用  $\tau = \mu \frac{du}{dy}$  计算。该剪应力乘以活塞面积就是作用于活塞上的粘滞力  $F$ 。

我们将间隙  $n$  放大，并给出速度分布，如附图(b)所示。由于活塞与气缸间隙  $n$  很小。速度分布图可以认为是直线分布。故

$$\begin{aligned} \frac{du}{dy} &= \frac{u}{n} \\ &= \frac{100}{\frac{1}{2}(12 - 11.96)} \\ &= 5 \times 10^3 \text{ l/s} \end{aligned}$$

将此值代入式(1-33)，则剪应力为

$$\tau = 0.1 \times 5 \times 10^3 = 5 \times 10^2 \text{ N/m}^2$$

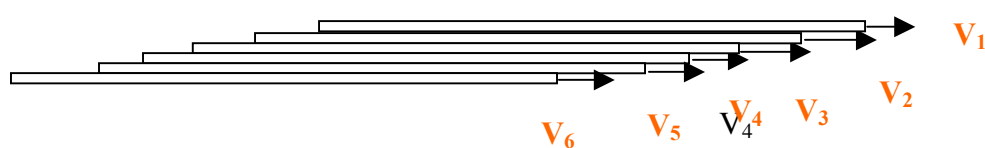
接触面积为

$$A = dl = \pi \times 0.1196 \times 0.14 = 0.053 \text{ m}^2$$

故作用在活塞上的粘滞力为

$$F = \tau A = 5 \times 10^2 \times 0.053 = 26.5 \text{ N}$$

### 1.5B、液体中的动量传递 Momentum Transfer in Liquid



$$v_1 > v_2 > v_3 > v_4 > v_5 > v_6$$

如图所示，沿流动方向相邻两流体层由于速度的不同，它们的动量也就不同。速度较快的流体层中的流体分子，在随机运动的过程中有一些进入速度较慢的流体层中，与速度较慢的流体分子互相碰撞，使速度较慢的分子速度加快，动量增大。同时，速度较慢的流体层中也有同量分子进入速度较快的流体层。由于流体层之间的分子交换使动量从速度大的流体层向速度小的流体层传递。由此可见，分子动量传递是由于流体层之间速度不等，动量从速度大处向速度小处传递。这与在物体内部温度不等热从温度高处向温度低处传递即热传导，是相似的。

牛顿粘性定律表达式即式(1-35)就是表示这种分子动量传递的。

将式(1-35)改写成下列形式

$$\tau = \frac{\mu}{\rho} \frac{d(\rho u)}{dy}$$

由于  $\nu = \mu/\rho$ ，则

$$\tau = \nu \frac{d(\rho u)}{dy} \quad (1-37)$$

式中  $\rho u = \frac{mu}{V}$  为单位体积流体的动量， $\frac{d(\rho u)}{dy}$  为动量梯度。而

剪应力的单位可表示为

$$[\tau] = \frac{N}{m^2} = \frac{kg \cdot m / s^2}{m^2} = \frac{kg \cdot m / s}{m^2 \cdot s} = \frac{\text{质量} \times \text{速度}}{\text{面积} \times \text{时间}}$$

因此，剪应力可看作单位时间单位面积的动量，称为动量传递速率。则式(1-35)表明，分子动量传递速率与动量梯度成正比。

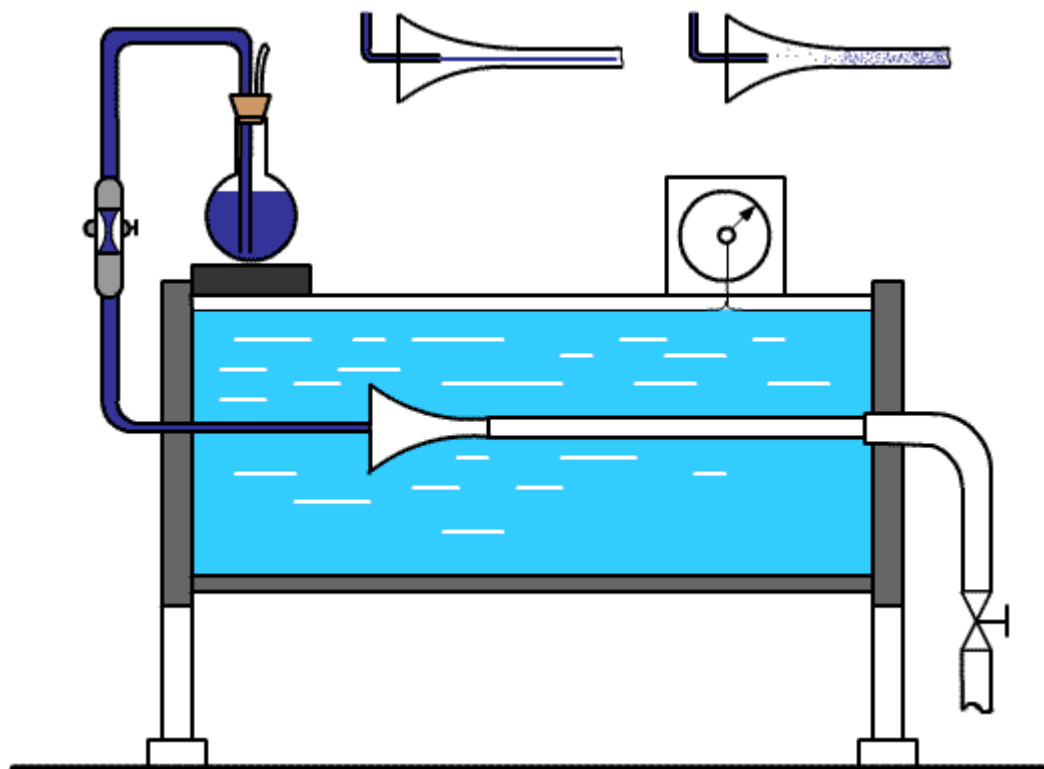
### 1.5C、非牛顿型流体 Non-Newtonian fluid

上面所讨论的是一类在流动中形成的剪应力与速度梯度的关系完全符合牛顿粘性定律的流体，这类流体称为牛顿型流体(Newtonian fluid)，如水、空气等就属于这一类流体。但工业中还有多种流体，如泥浆、某些高分子溶液、悬浮液等，并不服从牛顿粘性定律，这类流体称为非牛顿型流体(non-Newtonian fluid)。对于非牛顿型液体流动的研究，属于流变学(rheology)的范畴，这里不进行讨论。

### 1—6 流体的流动型态 Flow Characteristics of Fluid

流体的流动类型，首先由雷诺(Reynolds)用实验进行了观察。在雷诺实验装置(图 1-14)中，有一入口为喇叭状的玻璃管浸没在透明的水槽内，管出口有调节水流量用的阀门，水槽上方的小瓶内充有色液体。实验时，有色液体从瓶中流出，经喇叭口中心处的针状细管流入管内。从有色流体的流动情况可以观察到管内水流中质点的运动情况。

## 1.6A 雷诺(Reynolds)实验与雷诺准数 Reynolds Experiment and Reynolds Number



流速小时，管中心的有色流体在管内沿轴线方向成一条轮廓清晰的直线，平稳地流过整根玻璃管，与旁侧的水丝毫不相混合，如图 1-15(a)所示。此实验现象表明，水的质点在管内都是沿着与管轴平行的方向作直线运动。当开大阀门使水流速逐渐增大到一定数值时，呈直线流动的有色细流便开始出现波动而成波浪形细线，并且不规则地波动；速度再增，细线的波动加剧，然后被冲断而向四周散开，最后可使整个玻璃管中的水呈现均匀的颜色，如图 1-15(b)所示。显然，此时流体的流动状况已发生了显著地变化。

上述实验表明：流体在管道中的流动状态可分为两种类型。

当流体在管中流动时,若其质点始终沿着与管轴平行的方向作直线运动,如图 1-15(a)所示,质点之间互不混合。因此,充满整个管的流体就如一层一层的同心圆筒在平行地流动,这种流动状态称为层流(laminar flow)或滞流(viscous flow)。

当流体在管道中流动时,若有色液体与水迅速混合,如图 1-15(b)所示,则表明流体质点除了沿着管道向前流动外,各质点的运动速度在大小和方向上都有时发生变化,于是质点间彼此碰撞并互相混合,这种流动状态称为湍流(turbulent flow)或紊流。

根据不同的流体和不同的管径所获得实验结果表明:影响液体类型的因素,除了流体的流速外,还有管径  $d$ , 流体密度  $\rho$  和流体的粘度  $\mu$ 。 $u$ 、 $d$ 、 $\rho$  越大, $\mu$  越小,就越容易从层流转变为湍流。雷诺得出结论:上述中四个因素所组成的复合数群

$$R_e = \frac{du\rho}{\mu} = \frac{du}{\nu} \quad (1-39), \text{ 是判断流体流动类型的准则。}$$

这数群称为雷诺准数或雷诺数(Reynolds number),用  $Re$  表示。

雷诺准数的因次是

$$[R_e] = \left[ \frac{du\rho}{\mu} \right] = \frac{(L)\left(\frac{L}{T}\right)\left(\frac{M}{L^3}\right)}{\frac{M}{(L)(T)}} = L^0 M^0 T^0$$

上述结果表明, $Re$  数是一个无因次数群。不管采用何种单位制只要  $Re$  中各物理量用同一单位制的单位,那所求得  $Re$  的数值相同。根据大量的实验得知

$Re \leq 2000$  时,流动类型为层流(Laminar Flow);

当  $Re \geq 4000$  时，流动类型为湍流；(Turbulent Flow)

而在  $2000 < Re < 4000$  范围内，(Transitional Flow)

流动类型不稳定，可能是层流，也可能是湍流，或是两者交替出现，与外界干扰情况有关。例如周围振动及管道入口处等都易出现湍流。这一范围称为过渡区(transition region)。

### 1.6B 流体流动相似原理 Similar Principle of Fluid Flow

在两根不同的管中，当流体流动的  $Re$  数相同时，只要流体边界几何条件相似，则流体流动状态也相同。这称为流体流动的相似原理。

When fluid flows through two different pipes, if the geometric and boundary conditions are similar to each other and the flow characteristics is as same as one another, the flow is called Principle of Similitude of the fluid flowing.

例 1-12 为了研究某一操作过程的能量损失，特在实验室制作一尺寸为生产设备 1/10 的实验设备，生产设备中操作流体为 1 大气压、80 的空气，其流速为 2.5m/s。今在实验设备中，拟用 1 大气压、20 的空气进行实验。问实验设备中空气速度应为若干？

解：为了保持实验设备与生产设备的流体动力相似，实验设备与生产设备中的  $Re$  数值必须相等，即

$$\frac{d_1 u_1 \rho_1}{\mu_1} = \frac{d_2 u_2 \rho_2}{\mu_2}$$

式中下标 1 为生产设备的数据，下标 2 为实验设备的数据。于是



$$u_2 = u_1 \left( \frac{d_1}{d_2} \right) \left( \frac{\rho_1}{\rho_2} \right) \left( \frac{\mu_1}{\mu_2} \right)$$

已知:

$$\frac{d_2}{d_1} = 0.1$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{(273 + 80)}{(273 + 20)} = 1.2$$

20 及 80 时空气粘度分别为 0.018Cp,0.0215cP 即:

$$\frac{\mu_2}{\mu_1} = \frac{1.018}{0.0215} = 0.837$$

故实验设备中空气速度应为

$$u_2 = 2.5 \left( \frac{1}{0.1} \right) \times \left( \frac{1}{1.2} \right) \times (0.837) = 17.4 \text{ m/s}$$

例 1-13 有一内径为 25mm 的水管，如管中流速为 1.0m/s，水温为 20。求：

- (1) 管道中水的流动类型；
- (2) 管道内水保持层流状态的最大流速。

解 (1)20 时水的粘度为 1cP，密度为 998.2kg/m<sup>3</sup>，管中雷诺数为：  
$$R_e = \frac{du\rho}{\mu} = \frac{0.025 \times 1 \times 998.2}{1 \times 10^{-3}} = 249550 > 4000$$

故管中为湍流。

(2)因层流最大雷诺数为 2000，即

$$R_e = \frac{du_{\max}\rho}{\mu} = 2000$$

故水保持层流的最大流速

$$u_{\max} = \frac{2000 \times 0.001}{0.025 \times 998.2} = 0.08 \text{ m/s}$$

例 1-14 某低速送风管道，内径  $d = 200\text{mm}$ ，风速  $u = 3\text{m/s}$ ，空气温度为  $40^\circ\text{C}$ 。

求：

(1)风道内气体的流动类型；

(2)该风道内空气保持层流的最大流速。

解 (1)  $40^\circ\text{C}$  空气的运动粘度为  $16.96 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ ，管中  $Re$  数为

$$\begin{aligned} R_e &= \frac{ud}{\nu} \\ &= \frac{3 \times 0.2}{16.96 \times 10^{-6}} \\ &= 3.54 \times 10^4 > 4000 \end{aligned}$$

故为湍流。

$$\begin{aligned} u_{\max} &= \frac{R_e \nu}{d} \\ &= \frac{2000 \times 16.96 \times 10^{-6}}{0.2} \\ &= 0.17 \text{ m/s} \end{aligned}$$

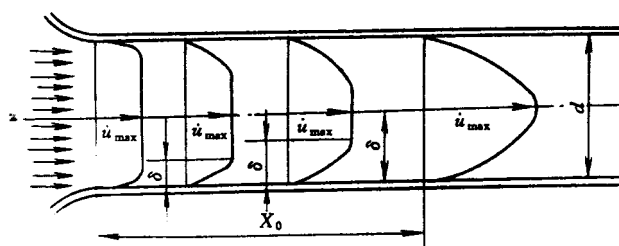
## 1—7 流体在圆管内的速度分布 Velocity Profile of fluid flowing through a circular cross-section pipe

流体在圆管内的速度分布是指流体流动时，管截面上质点的轴向速度沿半径的变化。由于层流与湍流是本质完全不同的两种流动类型，故两者速度分布规律不同。

### 一、流体在圆管中层流时的速度分布 Velocity Profile with Laminar Flow in a circular cross-section Pipe

由实验可以测得层流流动时的速度分布。沿着管径测定不同半径处的流速，标绘在图 1-16 上，速度分布为抛物线形状。管中心的流速最大，向管壁的方向渐减，靠管壁的流速为零。平均速度为最大速度的一半。

实验证明，层流速度的抛物线分布规律，并不是流体刚入管口就立刻形成的，而是要流过一段距离后才能充分发展成抛物线的形状。



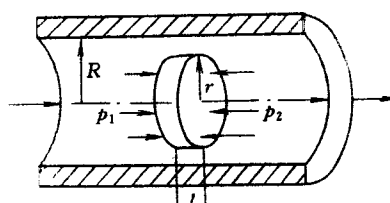
如图 1-17 所示，流体在流入管口之前速度分布是均匀的。在进入管口之后，则靠近管壁的一层非常薄的流体层，因附着在管壁上，其速度突然降为零。流体在继续往里流动的过程中，靠近管壁的各层流体，由于粘性的作用，而逐渐滞缓下来。又由于各截面上的流量为

一定值,管中心处各点的速度必然增大。当液体深入到一定距离之后,管中心的速度等于平均速度的两倍时,层流速度分布的抛物线规律才算完全形成。尚未形成层流抛物线规律的这一段,称为层流的起始段, $X_0 = 0.05dRe$ 。

层流时速度分布还可以从理论上推导如下:

### 1. 速度分布方程式 Equation of the Velocity Profile

如图 1-18 所示,流体在半径为  $R$  的水平管中作稳定流动。在流体中取一段长为  $l$ , 半径为  $r$  的流体圆柱体。在水平方向作用于此圆柱体的力有两端的总压力及圆柱体周围表面上的内摩擦力。



作用于圆柱体两端的总压力分别为

$$p_1 = \pi r^2 p_1$$

$$p_2 = \pi r^2 p_2$$

式中的  $p_1$ 、 $p_2$  分别为左、右端面上的压力,  $N/m^2$ 。

流体作层流流动时内摩擦力服从牛顿粘性定律,即

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr}$$

上式中的负号表示流速沿半径增加的方向而减小。

作用于流体圆柱体周围表面  $2\pi r l$  上的内摩擦力为

$$F = -(2\pi rl)\mu \frac{du}{dr}$$

由于流体作等速流动 根据牛顿第二定律 这些力的合力等于零。

$$\pi r^2 p_1 - \pi r^2 p_2 - \left( -2\pi rl \cdot \mu \frac{du}{dr} \right) = 0$$

故  $\frac{du}{dr} = -\frac{\Delta p}{2\mu l} r$

式中  $\Delta p$ ——两端的压力差( $p_2 - p_1$ )。

式(1-36)为速度分布微分方程式。在一定条件下，式中

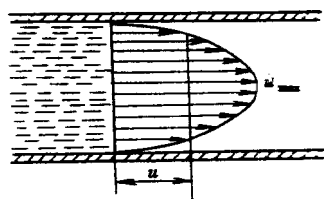
$\frac{\Delta p}{2\mu l} = \text{constant}$ ，故可积分如下

$$du = -\frac{\Delta p}{2\mu l} r dr$$

$$\int_0^{u_r} du_r = -\frac{\Delta p}{2\mu l} \int_R^r r dr$$

$$u_r = \frac{\Delta p}{4\mu l} (R^2 - r^2) \quad (1-41)$$

此式为流体在圆管中层流时的速度分布方程式。由此式可知，速度分布为抛物线形状。The velocity profile is a parabola.(parabolic line)

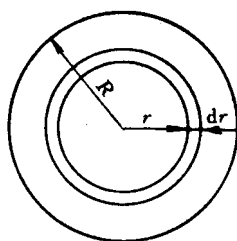


## 2. 最大流速和最小流速 Maximum Velocity and Minimum Velocity

利用管壁处的边界条件， $r = R$  时， $u_{\min} = 0$ 。

$$r=R \text{ 时，得最大流速：} \quad u_{\max} = \frac{\Delta p}{4\mu l} R^2 \quad (1-42)$$

## 3. 流量计算 Calculation of Flow Rate



$$\begin{aligned} dq_v &= (2\pi r dr) u_r \\ &= \frac{\pi \Delta p}{2\mu l} (R^2 r - r^3) dr \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_v &= \int_0^V dV = \int_0^R (2\pi r dr) u_r \\ &= \int_0^R \frac{\pi \Delta p}{2\mu l} (R^2 r - r^3) dr \end{aligned}$$

$$\text{积分得：} \quad q_v = \frac{\pi R^4 \Delta p}{8\mu l} \quad (1-44)$$

#### 4. 平均流速 calculation of Average Velocity

$$\begin{aligned}u &= \frac{q_v}{A} \\ &= \frac{q_v}{\pi R^2} \\ &= \frac{R^2 \Delta p}{8\mu l}\end{aligned}\quad (1-46)$$

#### 5. Hagen-Poiseuille Equation

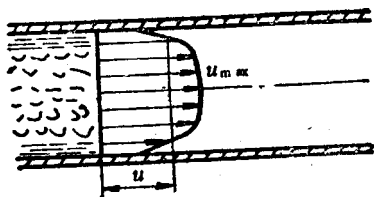
$$\Delta p = 32 \frac{\mu l u}{d^2} \quad (1-47)$$

#### 6. 平均流速与最大流速之间的关系 :Relationship Between Average Velocity and Maximum Velocity

比较式 (1-42) 和式 (1-46) 得知 :

$$u = \frac{1}{2} u_{\max} \quad (1-45)$$

#### 二、流体在圆管中湍流时的速度分布 Velocity Profile (or Distribution) With Turbulent Flow

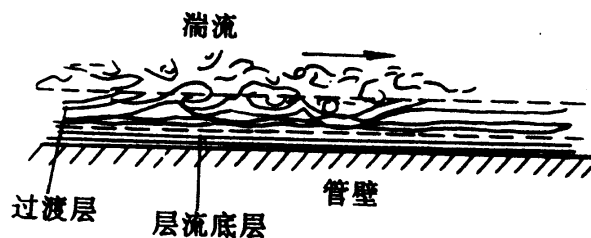


$$\dot{u}_r = \dot{u}_{\max} \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/n} \quad \begin{cases} n = 6, & 4 \times 10^4 < R_e < 1.1 \times 10^5 \\ n = 7, & 1.1 \times 10^5 < R_e < 3.2 \times 10^5 \\ n = 10, & R_e > 3.2 \times 10^5 \end{cases}$$

it is called one-nth power law.

$$u = 0.82u_{\max}$$

### 三、层流底层概念：Concept of Laminar sub-layer



The thickness of the sub-layer of the laminar flow  $\delta$

$$\frac{\delta}{d} = \frac{64.2}{R_e^{7/8}}$$

The thickness is inversely proportion to the Reynolds Number.



## 第四节、流体流动的阻力 Resistance to fluid flowing

本节是在上节讨论管内流体流动现象基础上，进一步讨论柏努利方程式中能量损失的计算方法。

### 管、管件及阀门 Pipes, fittings and Valves

管路系统是由管、管件、阀门以及输送机械等组成的。当流体流经管和管件、阀门时，为克服流动阻力而消耗能量。因此，在讨论流体在管内的流动阻力时，必需对管、管件以及阀门有所了解。

#### 1、管 (pipe)

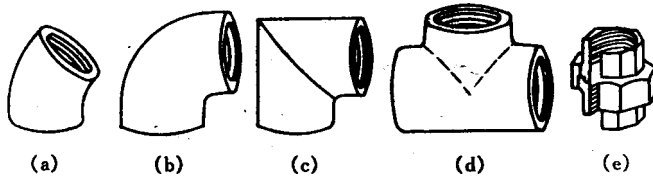
管子的种类很多，目前已在化工厂中广泛应用的有铸铁管、钢管、特殊钢管、有色金属、塑料管及橡胶管等。钢管又有有缝与无缝之分；有色金属管又可分为紫钢管、黄铜管、铅管及铝管等。有缝钢管多用低碳钢制成；无缝钢管的材料有普通碳钢、优质碳钢以及不锈钢等。不锈钢管价昂选用时应慎重，但是在输送强腐蚀性的液体或某些特殊要求的情况下，应用也不少，如稀硝酸用管、混酸用管等。铸铁管常用于埋在地下的给水总管、煤气管及污水管等。输送浓硝酸、稀硫酸则应分别使用铝管及铅管。

管径常以 $\phi A \times B$ 表示，其中 A 指管外径，B 指管壁厚度，如 $\phi 108 \times 4$ 即管外径为 108mm，管壁厚为 4mm。

#### 2、管件 (pipe fitting)

管件为管与管的连接部件，它主要是用来改变管道方向、连接支管、

改变管径及堵塞管道等。图 1-22 所示为管道中常用的几种管件。



### 3、阀门 (gate valve)

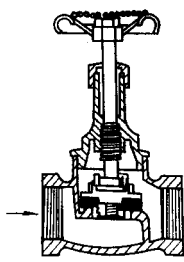


图 1-23 截止阀

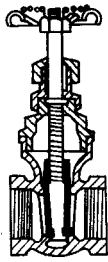


图 1-24 闸阀

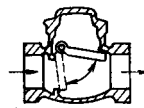


图 1-25 止逆阀

阀门装于管道中用以调节流量。常用的阀门有以下几种。

#### 4、截止阀

截止阀(Cut-off valve)构造如图 1-23 所示，它是依靠阀盘换的上升或下降，以改变阀盘与阀座的距离，以达到调节流量的目的。

截止阀构造比较复杂，在阀体部分液体流动方向经数次改变，流动阻力较大。但这种阀门严密可靠，而且可较精确地调节流量，所以常用于蒸汽、压缩空气及液体输送管道。若流体中含有悬浮颗粒时应避免使用。

#### 5、闸阀

闸阀(gate valve)又称为闸板阀。如图 1-24 所示。闸阀是利用闸板的上升或下降，以调节管路中流体的流量。

闸阀构造简单，液体阻力小，且不易为悬浮物所堵塞，故常用于大直径管道。其缺点是闸阀阀体高；制造、检修比较困难。

## 6、止逆阀 One-way Valve

止逆阀(check valve)又称为单向阀。其功用在于只允许流体沿单方向流动。如图 1-25 所示。当流体自左向右流动时, 阀自动开启; 如遇到有反向流动时, 阀自动关闭。止逆阀只能在单向开关的特殊情况下使用。

## 1—8 流体在直管中的流动阻力 Resistance to flowing in straight pipelines

- 1. resistance in a straight pipeline
- 2. Local resistance (fittings such as valve, elbow and Tee)

### 1.8A 直管阻力 Resistance to flowing in straight pipelines

流体在管内从第一截面流到第二截面时, 由于流体层之间的分子动量传递而产生的内摩擦阻力, 或由于流体之间的湍流动量传递而引起的摩擦阻力, 使一部分机械能转化为热能。我们把这部分机械能称为能量损失。管路一般由直管段和管件、阀门等组成。因此, 流体在管路中的流动阻力, 可分为直管阻力和局部阻力两类。直管阻力是流体流经一定直径的直管时, 所产生的阻力。局部阻力是流体流经管件、阀门及进出口时, 由于受到局部障碍所产生的阻力。

所以, 流体流经管路的总能量损失, 应为直管阻力与局部阻力所引起能量损失之总和。

当液体流经等直径的直管时, 动能没有改变。由柏努利方程式可

知，此时的流体的能量损失应为

$$h_f = \left( z_1 g + \frac{p_1}{\rho} \right) - \left( z_2 g + \frac{p_2}{\rho} \right)$$

因此，只要测出一直管段两截面上的静压能与位能，就能求出流体流经两截面之间的能量损失。

对于水平等直径管道，流体的能量损失应为

$$h_f = \frac{p_1 - p_2}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho}$$

即对于水平等直径管道，只要测出两截面上的静压能，就可以知道两截面之间的能量损失。应该注意：(1)对于同一根直管，不管是垂直或水平安装，所测得能量损失应该相同；(2)只有水平安装时，能量损失等于两截面上的静压能之差。

流体在直管中作层流或湍流流动时，因其流动状态不同，所以两者产生能量损失的原因也不同。层流流动时，能量损失计算式可从理论推导得出。而湍流流动时，其计算式需要用理论与实验相结合的方法求得。下面分别讨论层流与湍流时的直管阻力以及局部阻力。

### 1.8B 层流的摩擦阻力 Resistance due to Friction in the Laminar Flow

流体层流时能量损失的计算式，可由哈根—泊素叶方程式导出，即

$$\Delta p = \frac{32\mu l u}{d^2}$$

故能量损失为：
$$h_f = \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{32\mu l u}{d^2 \rho}$$

将上式改写为直管能量损失计算的一般方程式为

$$h_f = \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{32\mu l u}{d^2 \rho}$$

$$h_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2}$$

令：
$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

此式经实验证明与实际完全符合。 $\lambda$ 称为摩擦系数

### 1.8C 湍流的摩擦阻力 Resistance due to friction with the Turbulent Flow

管壁粗糙度的影响 The Influence of the Roughness of the wall of the pipes on the Resistance

1. It has no influence on the friction factor in the case of laminar flow.

2. It has a significant influence on the friction factor in some case of turbulent flow.

- (1). When  $\delta_1 > \varepsilon$ , no influence on the  $\lambda$
- (2). When  $\delta_1 < \varepsilon$ , It has a significant influence on the  $\lambda$

化工生产所铺设的管道，按其管材的性质和加工情况，大致可分为光滑管与粗糙管。通常把玻璃管、铜管、铅管及塑料管等称为光滑

管；把铜管和铸铁管称为粗糙管。实际上，即使是用同一材料制造的管道，经使用后，由于作用时间的长短、腐蚀及沾污程度的不同，使管壁的粗糙度也会产生很大的差异。在湍流流动的条件下，管壁粗糙度对能量损失有影响。管壁粗糙面凸出部分的平均高度，称为绝对粗糙度，以 $\varepsilon$ 表示。绝对粗糙度 $\varepsilon$ 与管内径 $d$ 之比值 $\varepsilon / d$ ，称为相对粗糙度。

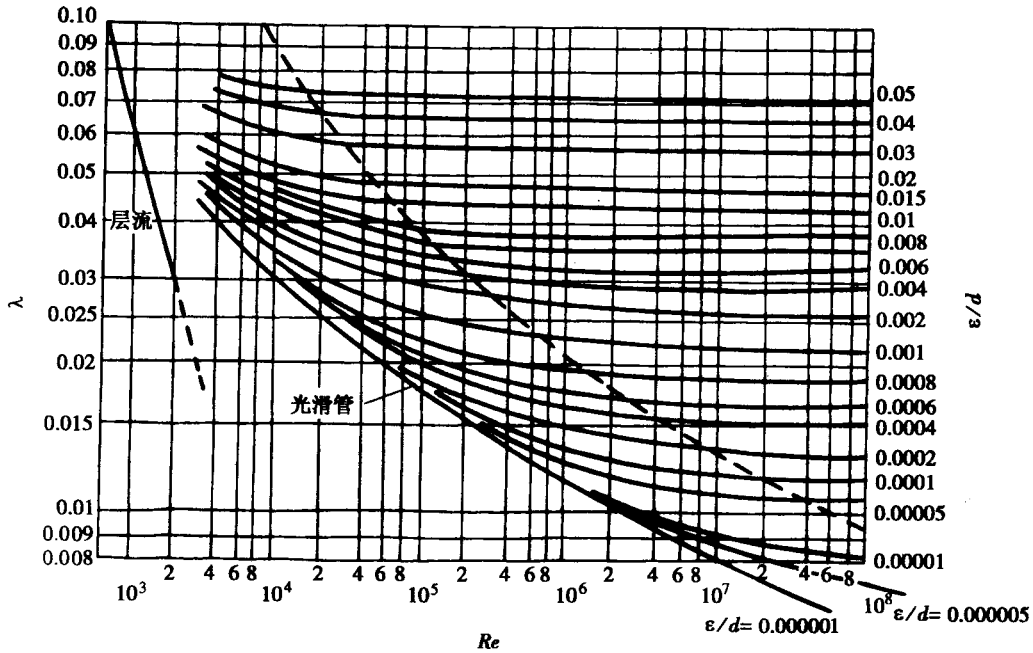
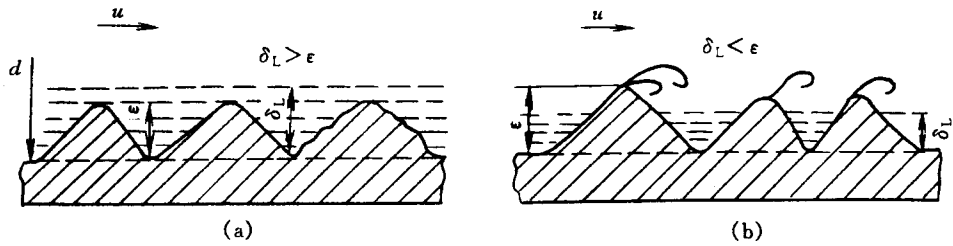
表 1—1 列出某些工业管道的绝对粗糙度。

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

流体作层流流动时，流体层平行于管道轴线，流体的流动速度比较缓慢，对管壁凸出部分没有什么碰撞作用，所以，在层流时的流体阻力或摩擦系数与管壁粗糙度无关，即不论管壁粗糙程度如何，与光滑管内的层流情况一样。

当流体作湍流流动时，如果层流底层的厚度 $\delta_l$ 大于壁面的绝对粗糙度 $\varepsilon$ ，即 $\varepsilon < \delta_l$  (如图 1—26(a))时，管壁粗糙度对流体阻力或摩擦系数的影响与层流时相近，这种情况的管子，称为水力光滑管。随着 R 数的增加，湍流主体区域扩大，使层流底层的厚度 $\delta_l$ 变薄。当管壁的绝对粗糙度 $\varepsilon > \delta_l$ 层流底层厚度 $\delta_l$ 时，(如图 1—26(b))。管壁粗糙面部分地暴露在层流底层之外的湍流区域。流动的流体质点冲过凸起处时，便引起旋涡，使流体的能量损失增大。在一定的条件下，粗糙

度越大，能量损失就越大。



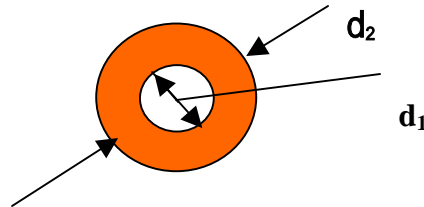
### 1.8D 非圆形管内的流动阻力 Resistance to flowing with non-circular pipe

前面所讨论的是流体在圆管内的流动阻力。当流体在非圆形管(如方形管、套管环隙等)内湍流流动时，计算圆管流体阻力公式(1—46)中的管径众以非圆形管的当量直径  $d_e$  代替。

$$d_e = \frac{4A}{\Pi}$$

对于圆形管  $d_e = 4 \times (\pi d^2 / 4) / \pi d = d$

对于套管的环隙，当外管的内径为  $d_2$ ，内管的外径为  $d_1$ ，则



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

对于边长分别为  $a$ ， $b$  的矩形管  $d_e = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{(a+b)}$

在层流情况下，当采用当量直径计算阻力时，应将  $\lambda = \frac{64}{R_e}$  的关系加

以修正为

$$\lambda = \frac{C}{R_e}$$

式中  $C$ ——常数，无因次。

一些非圆形管的当量直径  $d_e$  及常数  $C$  的值列于表 1—2。

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



**例 1-15** 有正方形管道、宽为高的三倍的矩形管道和圆形管道，横截面积  $A$  均为  $0.48\text{m}^2$ ，试分别求出它们的湿润周边长度和当量直径。

**解** (1) 正方形管道

边长  $a = \sqrt{A} = \sqrt{0.48} = 0.693\text{m}$

湿润周边长度  $\Pi = 4a = 4 \times 0.693 = 2.77\text{m}$

当量直径  $d_e = \frac{4A}{\Pi} = \frac{4 \times 0.48}{2.77} = 0.693\text{m}$

(2) 矩形管道

边长  $a \times b = a \times 3a = 3a^2 = A = 0.48\text{m}^2$

所以  $a = \sqrt{\frac{0.48}{3}} = 0.4\text{m}$

湿润周边长度  $\Pi = 2(a+b) = 2 \times (0.4 + 1.2) = 3.2\text{m}$

当量直径  $d_e = \frac{4A}{\Pi} = \frac{4 \times 0.48}{3.2} = 0.6\text{m}$

(3) 圆形管道

管径  $\frac{\pi}{4}d^2 = A = 0.48$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 0.48}{\pi}} = 0.78\text{m}$$

湿润周边长度  $\Pi = \pi d = 3.14 \times 0.78 = 2.45\text{m}$

当量直径  $d_e = \frac{4A}{\Pi} = \frac{4 \times \left(\frac{\pi}{4}d^2\right)}{\pi d} = d = 0.78\text{m}$

## 1—9 局部阻力 Local Resistance

在流体输送的管路上，除了有等直径的直管段外，还有阀门和弯头、三通等管件。流体在直管流动过程中，当流过阀门和管件时，速度的大小与方向都发生变化，产生涡流，湍动程度增大，使摩擦阻力损失显著增加。这种由于阀门和管件对流体流动产生的阻力，统称为局部阻力。

流体湍流流动时，局部阻力所引起的能量损失有两种方法计算，阻力系数法和当量长度法。

## 一、阻力系数法 Method of Resistance Coefficient

由于局部阻力所引起的机械能损失，即局部阻力损失，可用下式计算。

$$h_f = \zeta \frac{u^2}{2}$$

此式是把  $h_f$  看作与动能  $u^2/2$  成正比关系，因为管中流体流速增大时，则管件或阀门的局部阻力损失也随着增大。 $\zeta$  称为局部阻力系数，其值由实验测定，常用阀门和管件的阻力系数值列于表 1—3 中。

图 1—28 中表示出流体在管截面突然扩大和突然缩小处的流动情况，其值可分别用下式计算。

$$\text{突然扩大时：} \zeta = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2,$$

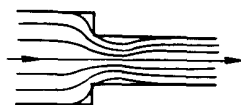
$$\text{当 } A_2 \rightarrow \infty \text{ 成为管出口：} \zeta = 1$$

$$\text{突然缩小时：} \zeta = 0.5 \times \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2,$$

$$\text{当 } A_1 \rightarrow \infty \text{ 成为管入口：} \zeta = 0.5$$



(a) 突然扩大



(b) 突然缩小

$A_1$  为上游截面的面积；  
 $A_2$  为下游截面的面积。

图 1-28 局部阻力

## 二、当量长度法 Equivalent Length

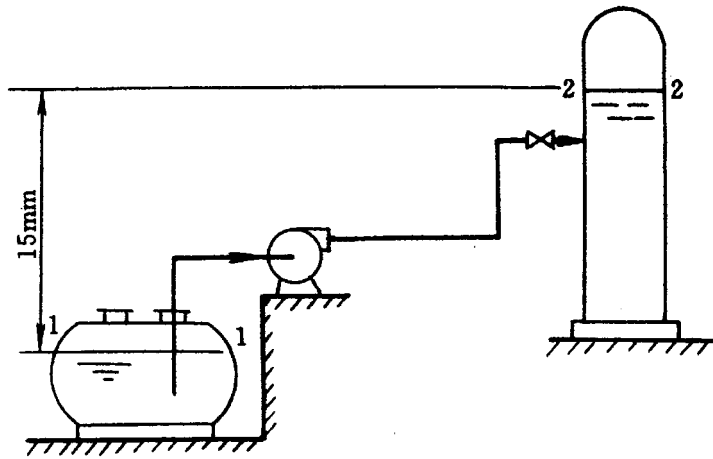
将弯头、阀门等管件所受的流阻力看成（折算成）一段长度为  $l_e$  直管所受的阻力，可以方便地应用直管的阻力计算公式计算局部阻力。这直管称为当量管。当量管的长度称为当量长度。当量长度用实验确定。结果常用  $l_e/\varepsilon$  值表示，表 1—3 列出某些管件和阀门的  $l_e/\varepsilon$ 。

## 三、流体在管内流动的总阻力损失计算 Calculation of Overall Resistance to Fluid flowing

$$\sum h_f = \left[ \lambda \left( \frac{l + \sum l_e}{d} \right) + \sum \zeta \right] \frac{u^2}{2}$$

例 1—16 如附图所示，常温水由一敞口贮罐用泵送入塔内，水的流量为  $20\text{m}^3/\text{h}$ ，塔内压力为  $196\text{kPa}$ (表压)。泵的吸入管长度为  $5\text{m}$ ，管径为  $\Phi 108 \times 4$ ；泵出口到塔进口之间的管长为  $20\text{m}$ ，管径为  $\Phi 57 \times 3.5$ 。塔进口前的截止阀半开。试求此管路系统输送水所需的外加机械能，取  $\varepsilon/d = 0.001$

解 在 1—1 与 2—2 截面间列柏努利方



$$W = (z_2 - z_1)g + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \sum h_f$$

$z_2 - z_1 = 10\text{m}$ ,  $p_1 = 0$  (表压),  $p_2 = 196\text{kPa}$ , 贮罐和塔中液面都比管路截面大得多, 故  $u_1 \approx u_2 \approx 0$ 。

常温下, 水的密度  $\rho = 1000\text{kg/m}^3$ , 粘度  $\mu = 1\text{mPa} \cdot \text{s}$ 。水的流量  $V = 20\text{m}^3/\text{h}$

泵吸入管的  $\sum h_f$ : 管内径  $d = 0.1\text{m}$ , 管长  $l = 5\text{m}$ ,

$$\text{管内水的流速 } u = \frac{20}{3600 \times \frac{\pi}{4} \times (0.1)^2} = 0.708\text{m/s}$$

$$Re = \frac{du\rho}{\mu} = \frac{0.1 \times 0.708 \times 1000}{0.001} = 7.08 \times 10^4$$

$\epsilon/d=0.001$ , 由图 1-27 查得  $\lambda=0.0235$ 。管入口的  $\zeta=0.5$ ,  $90^\circ$  弯头的  $l_e/d=35$ 。

$$\sum h_{t1} = \left[ \lambda \left( \frac{l}{d} + \frac{l_e}{d} \right) + \zeta \right] \frac{u^2}{2} = \left[ 0.0235 \left( \frac{5}{0.1} + 35 \right) + 0.5 \right] \times \frac{(0.708)^2}{2} = 0.626 \text{ J/kg}$$

泵出口到塔进口之间的  $\sum h_{t2}$ : 管内径  $d=0.05\text{m}$ , 管长  $l=20\text{m}$

$$\text{管内水流速 } u = \left( \frac{0.1}{0.05} \right)^2 \times 0.708 = 2.83 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{du\rho}{\mu} = \frac{0.05 \times 2.83 \times 1000}{0.001} = 1.42 \times 10^5$$

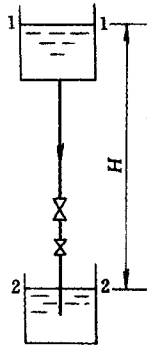
$\epsilon/d=0.001$ , 由图 1-27 查得  $\lambda=0.0215$ 。  $90^\circ$  弯头 2 个,  $l_e/d=35 \times 2=70$ , 截止阀(半开)  $l_e/d=475$ , 水从管子流入塔内  $\zeta=1.0$ 。

$$\begin{aligned} \sum h_{t2} &= \left[ \lambda \left( \frac{l}{d} + \frac{l_e}{d} \right) + \zeta \right] \frac{u^2}{2} \\ &= \left[ 0.0215 \left( \frac{20}{0.05} + 70 + 475 \right) + 1 \right] \times \frac{(2.83)^2}{2} = 85.4 \text{ J/kg} \end{aligned}$$

总阻力损失  $\sum h_t = \sum h_{t1} + \sum h_{t2} = 0.626 + 85.4 = 86 \text{ J/kg}$

$$\text{外加机械能 } W = 10 \times 9.81 + \frac{196 \times 10^3}{1000} + 86 = 380 \text{ J/kg}$$

**例 1-17** 如附图所示, 有一垂直管路系统, 管内径为 100mm, 管长为 16m, 其中有两个截止阀, 一个全开, 一个半开, 直管摩擦系数为  $\lambda=0.025$ 。若只拆除一个全开的截止阀, 其他保持不变。试问此管路系统的流体体积流量  $V$  将增加百分之几?



例 1-17 附图

**解** 已知  $d=0.1\text{m}$ ,  $l=16\text{m}$ ,  $\lambda=0.025$

查得截止阀全开时  $\zeta=6.0$ , 半开时  $\zeta=9.5$

1-1 截面与 2-2 截面列柏努利方程, 得

$$H = \sum h_f$$

拆除之前: 流量  $V_1$ 、流速  $u_1$ 、阻力损失  $\sum h_{t1}$

拆除之后: 流量  $V_2$ 、流速  $u_2$ 、阻力损失  $\sum h_{t2}$

拆除前与后,  $H$  不变, 故  $\sum h_{t1} = \sum h_{t2}$

$$\sum h_{t1} = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{u_1^2}{2}$$

$$= \left( 0.025 \times \frac{16}{0.1} + 6.0 + 9.5 \right) \frac{u_1^2}{2}$$

$$= 19.5 \times \frac{u_1^2}{2}$$

$$19.5u_1^2 = 13.5u_2^2$$

$$\sum h_{t2} = \left( \lambda \frac{l}{d} + \zeta \right) \frac{u_2^2}{2}$$

$$= \left( 0.025 \times \frac{16}{0.1} + 9.5 \right) \frac{u_2^2}{2}$$

$$= 13.5 \times \frac{u_2^2}{2}$$

因拆除阀门前与后,  $H$  不变, 故  $\sum h_{t1} = \sum h_{t2}$ , 得  $19.5u_1^2 = 13.5u_2^2$ ,

因而

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{u_2}{u_1} = \sqrt{\frac{19.5}{13.5}} = 1.2$$

即流量增加 20%。

## 第五节 管路计算 Calculation of Pipeline

管路计算实际是综合应用流体流动的连续性方程式、柏努利方程式和流体流动阻力计算公式的进行设计的过程。

解决化工和食品工程中流体输送管路的设计计算和操作计算问题。

*Methods* { 1. Direct Method  
2. Trial and Error Method

管路的计算问题有下列三种情况：

1、 已知流体的流量、管道的长度、管径、管件和阀门的设置，计算管路系统的阻力损失。

2、 已知流体的流量、管道的长度、管件、阀门和允许的能量损失，计算管路系统的管径。

3、 已知管道的长度、管径、管件和阀门的设置及允许的能量损失，计算管路系统流体的流速或流量：

对于第一种情况，计算较容易。对于后两种情况，由于确定摩擦因数  $\lambda$  时，需用  $Re$  值来判断管路系统流体流动类型，但计算  $Re$  时，流速  $u$  或管径  $d$  为未知数，故常采用试差法或其他方法求解。

因为  $\lambda$  值变化范围不大，采用试差法计算时，常以  $\lambda$  值为试差变量，其初值的选取可假定

流体已进入完全湍流区时的  $\lambda$  值。

管路按其安装配置情况不同可分为简单管路和复杂管路。各种复杂的管路，可以认为是简单

管路的组合。因此，简单管路的计算是复杂管路计算的基础。

### 1—10 简单管路计算 Computation for the Simple pipelines

简单管路通常是指直径相同的管路或不同直径组成的串联管路。例如，生产中需要将高位槽的液体连续输送到贮槽中，如图 1—29 所示。

该管路就属于简单管

**例 1-11** 钢管管路总长 100m，水流量 27m<sup>3</sup>/h。输送过程中允许压头损失为 4mH<sub>2</sub>O 柱。求管子的直径。已知水的密度为 1000kg/m<sup>3</sup>，黏度为 1×10<sup>-3</sup>Pa·s，钢管的绝对粗糙度为 0.2mm。

解：依据流量建立流体流速  $u$  与管径  $d$  的关系，即：

$$u = q_v/A = \frac{27/3600}{0.785d^2} = \frac{0.00955}{d^2} \text{ m/s}$$

上面的流速  $u$  受管路系统允许压头损失所限制，即：

$$H_f = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{u^2}{2g}$$

据题意将各已知数据代入上式：

$$4 = \lambda \cdot \frac{100}{d} \cdot \frac{(0.00955/d^2)^2}{2 \times 9.81}$$

化简得：

$$d = 0.163\lambda^{1/5} \text{ m}$$

$$Re = \frac{du\rho}{\mu} = \frac{d(0.00955/d^2) \times 1000}{1 \times 10^{-3}} = 9550/d$$

因为水在管道中流过时，通常  $\lambda$  值在 0.02 ~ 0.03 范围，故先假定  $\lambda = 0.028$ ，根据前面推导的  $d$  与  $\lambda$  的关系：

$$d = 0.163\lambda^{1/5} = 0.163 \times (0.028)^{1/5} = 0.0797 \text{ m}$$

相对粗糙度为

$$\frac{\epsilon}{d} = \frac{0.0002}{0.0797} = 0.0251$$

$$Re = \frac{9550}{d} = \frac{9550}{0.0797} = 1.20 \times 10^5$$

依据  $\epsilon/d$  和  $Re$  值，查图 1-20，得  $\lambda = 0.026$ ，与前面假设的  $\lambda$  值比相差较大，调整  $\lambda$  假设值，依上步骤重新计算。各次结果列于下表。

序号	假设 $\lambda$ 值	计算管径 $d/\text{m}$	$\epsilon/d$	$Re$	查得 $\lambda$ 值	备注
1	0.028	0.0797	0.00251	$1.198 \times 10^5$	0.026	假设 $\lambda$ 值偏高
2	0.024	0.0773	0.00259	$1.24 \times 10^5$	0.025	假设 $\lambda$ 值偏低
3	0.025	0.0779	0.00257	$1.23 \times 10^5$	0.0251	可行

根据附录选用 3 英寸普通水煤气管，其具体尺寸为  $\phi 88.5\text{mm} \times 4\text{mm}$ 。下面验算采用此管时的三头损失是否超过允许值。

$$u = \frac{27/3600}{0.785 \times 0.0805^2} = 1.47 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{0.0805 \times 1.47 \times 1000}{1 \times 10^{-3}} = 1.18 \times 10^5$$

查图 1-20,  $\lambda = 0.0261$ , 故压头损失为:

$$H_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2g} = 0.0261 \times \frac{100}{0.0805} \times \frac{1.47^2}{2 \times 9.81} = 3.57\text{m}$$

采用 3 英寸水煤气管时压头损失小于允许值 4mH<sub>2</sub>O 柱, 因此所选管径合适。

3. 已知管径、管长和阻力损失, 求流量

**例 1-12** 采用  $\phi 108\text{mm} \times 4\text{mm}$  的不锈钢管输送牛奶, 管路总长为 120m, 管路中允许的总能量损失为 200 J/kg, 牛奶的密度为 1030kg/m<sup>3</sup>, 黏度为 2mPa·s, 管道的相对粗糙度  $\epsilon/d = 0.002$ , 试计算管路中牛奶的流量。

解: 已知:  $\Sigma h_f = 200\text{J/kg}$ ,  $d = 0.1\text{m}$ ,  $l = 120\text{m}$ ,  $\rho = 1030\text{kg/m}^3$ ,  $\mu = 2 \times 10^{-3}\text{Pa}\cdot\text{s}$ ,  $\epsilon/d = 0.002$ 。

用试差法计算, 设  $\lambda = 0.02$ , 根据范宁公式求得:

$$u = \sqrt{\frac{2dh_f}{\lambda l}} = \sqrt{\frac{2 \times 0.1 \times 200}{0.02 \times 120}} = 4.08\text{m/s}$$

则

$$Re = \frac{du\rho}{\mu} = \frac{0.1 \times 4.08 \times 1030}{2 \times 10^{-3}} = 2.1 \times 10^5$$

根据  $Re$  和  $\epsilon/d$  值, 查图 1-20, 得到  $\lambda = 0.0243$ , 此值与假设值相差甚远, 故进行第二次试算:

假定  $\lambda = 0.0243$ , 代入公式, 则

$$u = \sqrt{\frac{2dh_f}{\lambda l}} = \sqrt{\frac{2 \times 0.1 \times 200}{0.0243 \times 120}} = 3.70\text{m/s}$$

验算

$$Re = \frac{0.1 \times 3.70 \times 1030}{2 \times 10^{-3}} = 1.91 \times 10^5$$

查图 1-20,  $\lambda = 0.0246$ , 仍有一定差距, 故进行第三次试算:

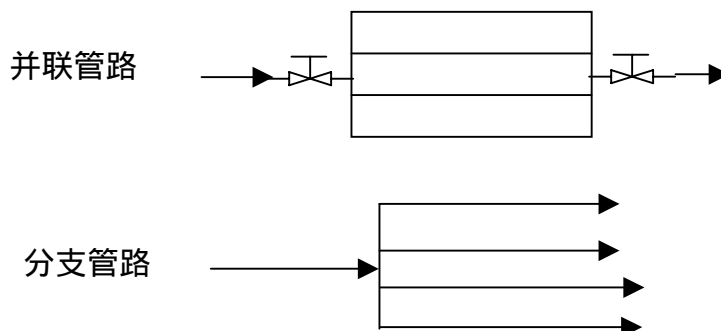
$$u = \sqrt{\frac{2dh_f}{\lambda l}} = \sqrt{\frac{2 \times 0.1 \times 200}{0.0246 \times 120}} = 3.68\text{m/s}$$

$$Re = \frac{0.1 \times 3.68 \times 1030}{2 \times 10^{-3}} = 1.90 \times 10^5$$

查图 1-20,  $\lambda = 0.0246$ , 与第三次假设相符, 所以  $u = 3.68\text{m/s}$ 。

$$\begin{aligned} \text{体积流量: } q_v &= Au = 0.785 \times 0.1^2 \times 3.68 = 0.0289\text{m}^3/\text{s} \\ &= 104\text{m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

## 1—11 复杂管路 Calculation of the complicated pipeline





与简单管路不同，复杂管路中的流体存在分流或合流，使流体从一处输送至几处，或者由几处汇合至一处。这里主要讨论并联管路，至于支管路等的计算可参考其他有关文献资料。

并联管路是从主管某处分为两支或多支，然后在另处又汇合为一的管路，如图 1-22 所示。对于不可压缩流体，当忽略分流与汇合处的局部阻力损失，则

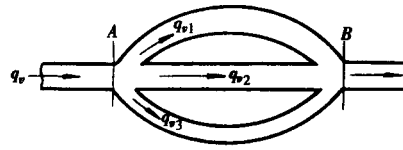


图 1-22 复杂管路

(1) 总管流量等于各支管流量之和：

$$q_v = q_{v1} + q_{v2} + q_{v3} \quad (1-67)$$

(2) 各支管阻力损失相同：

$$\Sigma h_{f1} = \Sigma h_{f2} = \Sigma h_{f3} \quad (1-68)$$

或

$$\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{u_1^2}{2} = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \frac{u_2^2}{2} = \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \frac{u_3^2}{2} \quad (1-69)$$

上式中若各支管的  $l/d$  和  $\lambda$  值不同，各支管的流速也不相同。流动阻力大的支管中，流体的流量较小；相反，则流量大。

将  $u = \frac{q_v}{\frac{\pi}{4} d^2}$  代入式 (1-69) 中，可得到：

$$q_{v1} : q_{v2} : q_{v3} = \sqrt{\frac{d_1^5}{\lambda_1 l_1}} : \sqrt{\frac{d_2^5}{\lambda_2 l_2}} : \sqrt{\frac{d_3^5}{\lambda_3 l_3}} \quad (1-70)$$

**例 1-13** 用内径 300mm 的钢管输送 20℃ 的水，在 2m 长一段主管路上并联一根  $\phi 60\text{mm} \times 3.5\text{mm}$  的支管，支管上装转子流量计。支管长与局部阻力的当量长度之和为 10m。由流量计读数知支管内水的流量为  $2.72\text{m}^3/\text{h}$ ，已知主管和支管摩擦因数分别为 0.018 和 0.03，求水在主管中的流量和总流量 (图 1-23)。

解：以下标 1 为主管，下标 2 为支管。

$$u_2 = q_{v2}/A_2 = \frac{2.72/3600}{0.785 \times 0.053^2} = 0.343\text{m/s}$$

$$\Sigma h_{f2} = \lambda_2 \frac{l_2 + l_e}{d_2} \cdot \frac{u_2^2}{2} = 0.03 \times \frac{10}{0.053} \times \frac{0.343^2}{2} = 0.333\text{J/kg}$$

由式 (1-68)： $\Sigma h_{f1} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{u_1^2}{2} = \Sigma h_{f2} = 0.333\text{m/s}$

$$u_1 = \sqrt{\frac{2d_1 \Sigma h_{f2}}{\lambda_1 l_1}} = \sqrt{\frac{0.333 \times 0.3 \times 2}{0.018 \times 2}} = 2.36 \text{ m/s}$$

主管流量  $q_{v1} = 0.785 d_1^2 u_1 = 0.785 \times 0.3^2 \times 2.36 = 0.167\text{m}^3/\text{s}$   
 $= 600\text{m}^3/\text{h}$

总流量  $q_v = q_{v1} + q_{v2} = 600 + 2.7 = 603\text{m}^3/\text{h}$

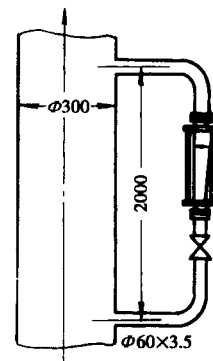


图 1-23 例 1-12 附图