

非金属矿产加工机械设备

郑巨周 编著

地 质 出 版 社

· 北 京 ·

前 言

非金属矿产（工业矿物）的应用非常广泛，在世界经济中占有十分重要的地位。近年来，我国的非金属矿产开发应用日益受到各方面的重视，有了较大的发展，在国民经济中愈来愈占有重要的地位。

要想加速非金属矿产的开发应用，首先必须加强对矿物性能、加工工艺及加工机械设备的研究，使生产者能针对不同矿物的特点，选择较理想的加工设备，设计经济合理的工艺流程。几年来，笔者在实践暨调查研究的基础上，对非金属矿产加工机械设备有关资料进行了系统的总结，编写了《非金属矿产加工机械设备》一书。本书在内容安排上，注意到既有理论阐述，又有生产实际举例，做到理论联系实际。书中重点介绍了加工机械设备的结构、工作原理、技术参数的确定、造型及使用等，并论述了目前工厂常用的机械设备及国内外新技术成就。本书可供从事矿物或非金属矿产深加工技术人员参考。

在本书编写过程中，参阅了大量同行、专家的研究成果及国内外许多设备生产厂家的产品样本和说明书，并得到了许多专家的支持和帮助，在此，深表谢意！

由于编者水平有限，书中不当之处，敬请读者批评指正。

编 者

1997 年 5 月

目 录

前 言

第一章 流体力学基础	1
第一节 概述.....	1
第二节 流体的主要物理性质及物理量.....	1
第三节 流体静力学.....	4
第四节 流体动力学.....	7
第五节 流体阻力计算	15
第六节 管路计算与流量测量	24
第二章 流体输送机械	31
第一节 概述	31
第二节 离心泵	31
第三节 其它类型泵	44
第四节 各类型泵的比较	47
第五节 气体输送和压缩设备	49
第三章 粉碎机械	57
第一节 概述	57
第二节 颚式破碎机	59
第三节 锤式破碎机	67
第四节 悬辊式磨机	73
第五节 球磨机	77
第六节 细粉及超细粉碎机械	83
第七节 超细粉碎设备的选择.....	108
第四章 混合与搅拌机械	118
第一节 概述.....	118
第二节 液体搅拌的混合机理.....	118
第三节 搅拌器的类型.....	119
第四节 粉体混合设备.....	123
第五节 螺旋桨式搅拌机.....	129
第五章 分级设备	137
第一节 分级的基本理论.....	137
第二节 离心机械式风力分级机.....	143
第三节 水力旋流器.....	149
第四节 卧式螺旋卸料沉降离心机.....	155
第五节 碟式分离机.....	156

第六章 脱水及泥浆输送设备	159
第一节 概述.....	159
第二节 过滤原理和压滤机.....	159
第三节 离心过滤机.....	164
第四节 过滤介质.....	166
第五节 泥浆输送设备.....	169
第七章 干燥设备	180
第一节 概述.....	180
第二节 干燥机理.....	180
第三节 干燥器.....	185
第四节 干燥器的选型.....	208
第八章 除尘设备	209
第一节 概述.....	209
第二节 旋风除尘器.....	213
第三节 袋式除尘器.....	215
第四节 湿式除尘器.....	219
第五节 电除尘器.....	225
第六节 含尘空气的输送管路.....	230
第九章 起重运输机械	232
第一节 概述.....	232
第二节 电动葫芦.....	232
第三节 带式输送机.....	234
第四节 斗式提升机.....	246
第五节 螺旋输送机.....	252
第十章 机械设备的安装与维修	256
第一节 概述.....	256
第二节 机器与设备的安装.....	256
第三节 专业机械设备的安装实例.....	264
第四节 机械设备的维修.....	274
主要参考文献	278

第一章 流体力学基础

第一节 概 述

液体与气体统称为流体。流体的特征是：具有流动性，即其抗剪和抗张的能力很小；无固定形状，随容器的形状而变；在外力作用下其内部发生相对运动。

非金属矿产加工生产中所处理的原料及产品很多是流体。按照生产工艺的要求，制造产品时往往把它们依次输送到各设备内，进行化学反应或发生物理变化；制成的产品又常需要输送到贮罐内贮存或直接包装。其过程进行得好坏、动力的消耗及设备的投资等都与流体的流动状态密切相关。

在非金属矿产加工生产中，有以下几个主要方面经常要应用到流体流动的基本原理及其流动规律。

1. 流体的输送 欲想把流体按所规定的条件从一个设备送到另一个设备，通常设备之间是用管道连接的，这就需要选用适宜的流动速度，以确定输送管路的直径。在流体的输送过程中，常常要采用输送设备，这就需要计算流体在流动过程中的功耗和应加入的外力，为选用输送设备提供依据。这些都是要应用流体流动规律的数学表达式来进行计算的。

2. 压强、流速和流量的测量 为了了解和控制生产过程，需要对管路或设备内的压强、流速及流量等一系列参数进行测定，以便合理地选用和安装测量仪表；而这些测量仪表的操作原理又是多以流体的静止或流动规律为依据的。

3. 为强化设备提供适宜的流动条件 生产中的传热、传质过程，都是在流体流动的情况下进行的，而设备的操作效率与流体流动状况有密切关系。因此，研究流体流动对探求设备的强化途径具有重要意义。

本章将着重讨论流体流动过程的基本原理及流体在管内的流动规律，并运用这些原理与规律去分析和计算流体的输送问题。

第二节 流体的主要物理性质及物理量

一、流体的密度

单位体积流体的质量，称为流体的密度。若以 V 表示流体的体积，单位为 m^3 ；以 m 表示流体的质量，单位为 kg ；则均质流体的密度为：

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad \text{单位: kg/m}^3 \quad (1-1)$$

密度的 CGS 制单位为 g/cm^3 ，SI 制单位为 kg/m^3 。换算关系如下：

$$1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$$

流体包括液体与气体。对于液体加热和加压，只能引起其密度极微小的变化。在一般情况下，对这种微小的变化可以不予考虑。气体是可压缩的流体，其密度随压强和温度而变化。因此，气体的密度必须标明其状态。从手册中查得的气体密度往往是某一指定条件下的数值，这就涉及到如何将查得的密度换算为操作条件下的密度。一般情况下，当压强不太高，温度不太低时，气体的密度可近似地按理想气体处理。

在某状态下理想气体的密度可按下式进行计算：

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

或
$$\rho = \frac{M \cdot T_0 \cdot p}{22.4 T p_0} \quad (1-3)$$

式中 m ——气体的质量 (kg)；

p ——气体的绝对压强 (kN/m²)；

V ——气体的体积 (m³)；

T ——气体的绝对温度 (K)；

M ——气体的摩尔质量 (kg/kmol)；

n ——物质的量 (kmol)；

R ——气体常数，其值为 8.3144 J/mol · K。

(下标 “0” 表示标准状态)

在非金属矿产加工生产中所遇到的流体，往往是含有几个组分的混合物。通常手册中所列出的为纯物质的密度，所以混合物的平均密度 ρ_m 还得通过以下公式进行计算。

对于液体混合物，各组分常用质量分数来表示其在混合物中所占的比例。现以 1 kg 混合液体为基准，若各组分在混合前后其体积不变，则 1 kg 混合物的体积等于各组分单独存在时的体积之和。混合物的密度可用下式计算：

$$\frac{1}{\rho} = \frac{w_A}{\rho_A} + \frac{w_B}{\rho_B} + \dots + \frac{w_N}{\rho_N} \quad (1-4)$$

式中 $\rho_A, \rho_B, \dots, \rho_N$ ——液体混合物中各组分的密度 (kg/m³)；

w_A, w_B, w_N ——液体混合物中各组分的质量分数。

对于气体混合物，各组分常用体积分数来表示其在混合物中所占的比例。现以 1 m³ 混合气体为基准，若各组分在混合前后其质量不变，则 1 m³ 混合气体的质量等于各组分的质量之和。故混合气体的密度为：

$$\rho_m = \rho_A \varphi_A + \rho_B \varphi_B + \dots + \rho_N \varphi_N \quad (1-5)$$

式中 $\rho_A, \rho_B, \dots, \rho_N$ ——气体混合物中各组分的密度 (kg/m³)；

$\varphi_A, \varphi_B, \dots, \varphi_N$ ——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 也可按式 (1-2) 计算。此时应以气体混合物的平均摩尔质量 M_m 代替式中的气体摩尔质量 M ，气体混合物的平均摩尔质量 M_m 可按下式求得：

$$M_m = M_A x_A + M_B x_B + \dots + M_N x_N \quad (1-6)$$

式中 $M_A, M_B, \dots, M_N$ ——气体混合物中各组分的摩尔质量 (kg/kmol)；

$x_A, x_B, \dots, x_N$ ——气体混合物中各组分的摩尔分数。

二、重度

工程上还经常用单位体积流体的重量来反映流体的轻重。这一物理量叫流体的重度。若

以 V 表示流体的体积, 单位: m^3 ; W 表示流体的重量, 单位: N 。对于均质流体的重度有:

$$\gamma = \frac{W}{V}, \text{单位: } \text{N}/\text{m}^3 \quad (1-7)$$

由于流体的重量与质量 m 的关系为:

$$W = mg$$

式中 g 为重力加速度, 单位为 m/s^2 , 将上式等号两端同时除以流体的体积 V , 即可得出重度与密度的换算关系:

$$\gamma = \rho g \quad (1-8)$$

由此可知, 流体的重度等于流体的密度乘以重力加速度。

三、流体的粘度

流体的另一重要性质为粘滞度, 简称粘度。此种特性在流体运动中具有极其重大的意义。

理想流体没有粘度, 也就是流体质点作相对运动时没有内部摩擦力; 但是, 实际流体是有粘度的, 也就是在其流动时必然有内部摩擦力产生。这种内部摩擦力通常以每单位面积上的力来计算, 即力学中所谓的剪切力。严格地讲是剪力强度。图 1-1 所示为流体在管中

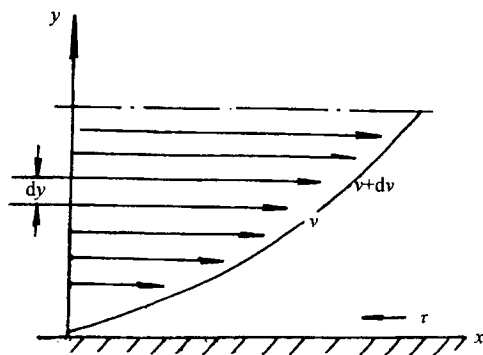


图 1-1 层流运动状态

流动过程中层流运动状态的情形。层流质点的流速为 v , 在垂直距离 dy 处的相邻层流体质点的流速为 $v+dv$, 则根据牛顿粘性定律, 剪切应力可由下式所列的关系来决定:

$$\tau = -\eta \frac{dv}{dz} \quad (1-9)$$

式中 τ ——剪切应力 (N/m^2);

η ——粘度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$);

$\frac{dv}{dz}$ ——与两层流体质点的流动面垂直的速度梯度 ($1/\text{s}$)。

从上式知粘度的定义, 为剪力强度与速度梯度之比, 即:

$$\eta = \frac{\tau}{\frac{dv}{dz}} \quad (1-10)$$

当速度梯度等于 1, 粘度的数值即为剪力应力的数值。

通常手册中查到的粘度数据都是以高斯制单位表示的。粘度的高斯制单位为泊 (P)

[$\text{dyn} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$]。由于泊这个单位比较大，用起来表示不方便，故通常以泊的 1/100，即厘泊 (cP) 作为粘度单位。进行工程计算时需将它换算成国际单位制 (SI) 或工程制单位。

$$\begin{aligned} 1 \text{ cP} &= \frac{1}{100} \text{ P} = \frac{1}{100} \text{ dyn} \cdot \text{s}/\text{cm}^2 \\ &= \frac{1}{100} \frac{100000 \text{ N} \cdot \text{s}}{(100)^2 \text{ m}^2} = \frac{1}{1000} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} = \frac{1}{1000} \text{ Pa} \cdot \text{s} \end{aligned}$$

在工程单位制中，粘度的单位是 $\text{kg} \cdot \text{s}/\text{m}^2$

$$1 \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} = \frac{981000 \text{ dyn} \cdot \text{s}}{10000 \text{ cm}^2} = 98.1 \text{ P} = 9810 \text{ cP}$$

流体的粘度为流体内部摩擦力的表现，受流体温度的影响。当温度升高时，液体的粘度急剧下降，而且粘度愈大，下降愈快；相反，气体的粘度则随温度上升而增大。

气体的粘度根据现有的分子运动学说，应与其压强无关。在一般压力下，粘度受压强的影响极微小，可忽略不计。而在高压或高真空下，才需考虑压强的影响。压强对液体粘度的影响，一般很小，实际上可以不考虑。

第三节 流体静力学

流体静力学是研究流体在静止或平衡时的规律，以及这些规律的应用。静止流体不显示内部摩擦力，不考虑粘度问题。

一、流体的静压强

流体垂直作用于单位面积上的力，称为流体压力强度，亦称为流体的静压强，简称压强，其表达式为

$$p_s = \frac{p}{A} \quad (1-11)$$

式中 p_s ——流体的静压强 (N/m^2)；

p ——垂直作用于流体表面上的压力 (N)；

A ——作用面的面积 (m^2)。

在 SI 单位中，压强的单位是 N/m^2 ，称为帕斯卡，以 Pa 表示，过去常采用其它单位，如 atm (物理大气压)、某流体柱高度、bar (巴) 或 kgf/cm^2 等，它们之间的换算关系为：

$$\begin{aligned} 1 \text{ atm} &= 1.033 \text{ kgf}/\text{cm}^2 = 760 \text{ mm Hg (汞柱)} = 10.33 \text{ m H}_2\text{O (水柱)} \\ &= 1.0133 \text{ bar} = 1.0133 \times 10^5 \text{ N}/\text{m}^2 \end{aligned}$$

工程上为了使用和换算方便，常将 $1 \text{ kgf}/\text{cm}^2$ ，称为 1 工程大气压。

于是

$$\begin{aligned} 1 \text{ kgf}/\text{cm}^2 &= 735.6 \text{ mm Hg} = 10 \text{ m H}_2\text{O} = 0.9807 \text{ bar} \\ &= 9.807 \times 10^4 \text{ N}/\text{m}^2 \end{aligned}$$

流体的压强，除用不同的单位来计量外，还可以用不同的方法来表示。

以绝对零压作起点计算的压强，称为绝对压强，是流体的真实压强。

流体的压强可用测压仪表来测量。当被测流体的绝对压强大于外界大气压强时，所用的测压仪表称为压强表。压强表上的读数表示被测流体的绝对压强比大气压强高出的数值，

称为表压强，即：

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

当被测流体的绝对压强小于外界大气压强时，所用测压仪表称为真空表。真空表上的读数表示被测流体的绝对压强低于大气压强的数值，称为真空度，即：

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

显然，设备内流体的绝对压强愈低，它的真空度就愈高。真空度又是表压强的负值，例如，真空度为 600 mm Hg，则表压强是 -600 mm Hg。

绝对压强、表压强与真空度之间的关系，可以用图 1-2 表示。

为了避免不必要的错误，压强数值用表压或真空度表示时，必须在其单位后加括号说明。如 2000 N/m² (表压)、400 mm Hg (真空度) 等。如果没有注明，即为绝对压强。

图 1-2 绝对压强、表压强与真空度之间的关系

按照国家规定，我国企业现在生产的压力表均以千帕 (kPa)、兆帕 (MPa) 表示，废除了 kgf/cm² 的表示。

二、流体静力学基本方程式

静止的流体，是在容器限制的条件下达到静止平衡，因而处于相对静止状态。受重力的作用，静止流体内部各点的压力是不同的。现在我们来研究静止流体内部压力变化的规律。

图 1-3 所示的容器内盛有密度为 ρ 的静止液体，在液体内部任意划出一底面积为 A 的垂直液柱。若以容器底为基准水平面，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 。

在垂直方向上作用于液柱上的力有：

- (1) 作用于上底面的压力 F_1 ；
- (2) 作用于下底面的压力 F_2 ；
- (3) 作用于整个液柱的重力 $W = \rho g A (z_1 - z_2)$ 。

由于流体静压力的方向总是和作用面相垂直且指向该作用面，所以 F_1 的方向必然是垂直向下， F_2 是垂直向上，而重力的方向自然是垂直向下，取向上的作用力为正值。

液柱处于静止状态时，在垂直方向上各力的代数和应为零，即：

$$F_2 - F_1 - \rho g A (z_1 - z_2) = 0$$

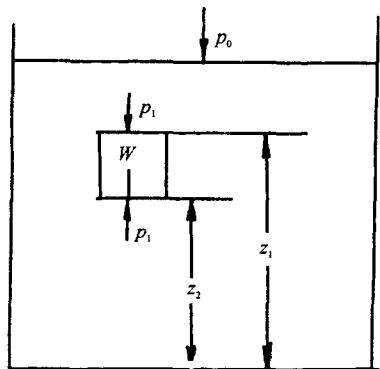


图 1-3 流体静力学基本方程式的推导

把上式各项除以 A ，又因 $\frac{F_1}{A} = p_1$ ； $\frac{F_2}{A} = p_2$ 。于是上式便可整理为：

$$p_2 = p_1 + \rho g(z_1 - z_2) \quad (1-12)$$

为了讨论方便，对式 (1-12) 进行适当的变换，即将液柱的上底面取在容器的液面上，设液面上方的压强为 p_0 ，下底面取在距液面任意距离 h 处，作用于其上的压强为 p_0 ，则 $p_1 = p_0$ ， $p_2 = p$ ， $z_1 - z_2 = h$ ，于是式 1-12 可改写为：

$$p = p_0 + \rho gh \quad (1-12a)$$

式 (1-12) 及 (1-12a) 称为流体静力学基本方程式，说明在重力作用下，静止液体内部压强的变化规律。由式 (1-12a) 可见：

(1) 当容器液面上方的压强 p_0 一定时，静止液体内部任一点压强 p 的大小与液体本身的密度 ρ 和该点距液面的深度 h 有关。因此，在静止的、连续的同一种液体内部，处于同一水平面上各点的压强都相等。

(2) 当液面上方的压强 p_0 有改变时，液体内部各点的压强 p 也发生同样大小的改变。

(3) 式 (1-12a) 可改写为：

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

上式说明，压强差的大小可以用一定高度的液体柱来表示。由此可以引伸出压强的大小也可用一定高度的液体柱表示，这就是前面所介绍的压强可以用 mm Hg、mH₂O 等单位来计量的依据。当用液柱高度表示压强或压强差时，必须注明是何种液体，否则就失去了意义。

静力学基本方程式是以液体为例推导出来的，也适用于气体。值得注意的是：式 (1-12) 或 (1-12a) 只适用于连通着的同一种流体内部，因为它们是根据静止的同一种连续的液柱导出的。

三、流体静力学基本方程式的应用

(一) 液柱压强计 (U 型管压差计)

常用的 U 型管压差计的结构如图 1-4 所示。在 U 型的玻璃管内，装有液体 A，称为指示液。指示液的密度应大于被测流体，要与被测流体不互溶，且不起化学作用。这种压强计，可用来测一点的压强，或两点的压强差。

将 U 型管的两端分别与测压点 1、2 相连接，如果这两点的压强 p_1 和 p_2 不等 (图中 $p_1 > p_2$)，则指示液在 U 型管两侧出现液面高差 R ，在低压侧的液面比高压侧高。 R 值越大，两点压强差就越大。由 R 和指示液的密度 $\rho_{\text{示}}$ 可求得 p_1 和 p_2 之间的差值。 $(p_1 - p_2)$ 与 R 、 $\rho_{\text{示}}$ 的关系，可根据流体静力学基本方程式求得。

在 U 型管下部的液体是指示液，其密度为 $\rho_{\text{示}}$ ，上部为被测流体，其密度为 ρ_0 。图中 3、4 两点的静压强是相等的，因为这两点都在连通着的同一种静止流体 (指示液) 内，并且在同一个水平面上。1、2 两点虽然在同一水平面上，但不在连通着的同一种静止流体内部，所以 1、2 两点的压强不相等。通过 $p_3 = p_4$ 这个关系，便

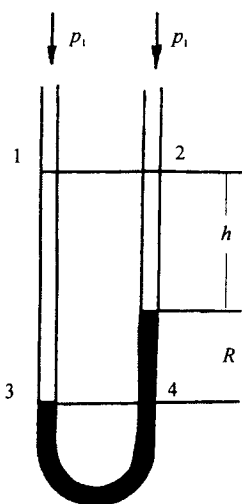


图 1-4 U 形管压差计

可求出 $p_1 - p_2$ 值。

根据流体静力学基本方程式，从 U 型管左侧来计算，可得

$$p_3 = p_1 + (h + R)\rho_0 g$$

同理，从 U 型管的右侧计算，可得

$$p_4 = p_2 + h\rho_0 g + R\rho_{\pi} g$$

因为

$$p_3 = p_4$$

所以

$$p_1 + (h + R)\rho_0 g = p_2 + h\rho_0 g + R\rho_{\pi} g$$

简化上式，得

$$p_1 - p_2 = R(\rho_{\pi} - \rho_0)g \quad (1-13)$$

由式 (1-13) 可知， $(p_1 - p_2)$ 只与读数 R 和两流体的密度差有关。在测一定的压差值 $p_1 - p_2$ 时， $(\rho_{\pi} - \rho_0)$ 数值越小，则读数 R 越大。为了使读数 R 值大小适当，应选用密度适宜的指示液。常用的指示液有水银、四氯化碳、水、煤油等。

(二) 液位的测量

在工厂中经常要了解容器里液体的贮存量，或需要控制设备里的液面，因此要进行液位的测量。大多数液位计的作用原理均遵循静止液体内部压强变化的规律。

最原始的液位计是于容器底部壁及液面上方器壁处各开一小孔，两孔间用玻璃管相连。玻璃管内所示的液面高度即为容器内的液面高度。这个结构易于破损，而且不便于远处观测。下面介绍利用液柱压差计测量液位的方法。

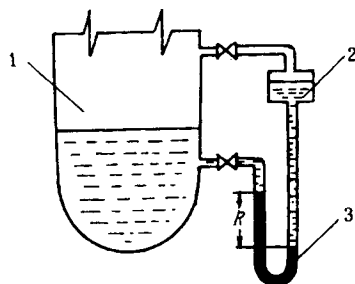


图 1-5 压差法测量液位

1—容器；2—平衡器的小室；3—U 形管压差计

如图 1-5 所示，于容器或设备 1 外边设一个称为平衡器的小室 2，里面所装的液体与容器里的相同，平衡器里液面的高度维持在容器液面允许到达的最大高度处。用一装有指示液的 U 管压差计 3 把容器与平衡器连通起来，由压差计读数 R 便可换算出容器里的液面高度。容器里的液面达到最大的高度时，压差计读数为零，液面愈低，压差计的读数愈大。

第四节 流体动力学

在非金属矿产加工生产过程中碰到的流体多数是流动的。为了使流体物料参与生产过程中的物理变化和化学反应，往往要将流体从一个车间输送到另一车间，或从一个设备送到另一设备，并使流体在设备中保持最适宜的流动条件。本节着重研究流体流动的规律性，以及如何运用这些规律去解决生产中流体流动的有关问题。

一、流量和流速

(一) 流量

单位时间内流经管道任一截面的流体数量，称为流体的流量。流量有两种表示方法：

1. 体积流量

单位时间内流经管道任一截面的流体体积，称为体积流量。生产中常说的流量即指体

积流量。如流量的单位为立方米每秒 (m^3/s)，则体积流量符号用 $q_{v,s}$ 表示；如流量的单位为立方米每小时 (m^3/h)，则用符号 $q_{v,h}$ 表示。测定流量的简便方法是，在管道出口处测出时间 t (s 或 h) 内流出的流体总体积 V ，由下式求出流量

$$q_v(q_{v,s} \text{ 或 } q_{v,h}) = V/t$$

因气体的体积随温度和压强而变化，故气体的体积流量应注明温度、压强。

2. 质量流量

单位时间内流经管道任一截面的流体质量，称为质量流量，以符号 q_m 表示，其单位为 kg/s 或 kg/h 。

质量流量与体积流量的关系为

$$q_m = \rho q_v \quad (1-14)$$

(二) 流速

单位时间内流体在流动方向流过的距离，称为流速，以符号 v 表示。其单位为 m/s 。

1. 平均流速

流体流经管道任一截面上各点的流速沿管径而变化，即在管道截面中心处为最大，越靠近管壁流速就越小，在管壁处流速为零。在工程上，一般以管道截面积除以体积流量的值来表示在管道中的速度，此种速度称为平均流速，简称流速，也就是生产中常说的流速。流速与流量的关系为

$$v = \frac{q_v}{A} = \frac{q_m}{\rho A} \quad (1-15)$$

式中 A ——管道的截面积 (m^2)。

式 (1-15) 可改写为

$$q_v = vA \quad (1-16)$$

或

$$q_m = vA\rho \quad (1-16a)$$

即流量等于流速与管道截面的乘积；质量流量等于流速、流体密度与管道截面的连乘积。由式 (1-16) 可知，流量一定时，流速与管道截面成反比。式 (1-16) 称为流量方程式，常用来计算流量、流速或管道截面积 (管子直径)。

2. 质量流速

质量流量与管道截面积之比称为质量流速，以符号 V_m 表示，单位为 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

$$V_m = \frac{q_m}{A} = \frac{v\rho A}{A} = \rho v \quad (1-17)$$

质量流速的物理意义是，单位时间内流过管道单位截面积的流体质量。式 (1-17) 表示，质量流速等于流速与流体密度的乘积。气体在等截面的管道中流动时，如质量不变，则质量流速也不变；但因气体密度随温度、压强变化，所以其流速是变化的。因此， V_m 常用于气体流动的计算。

一般管道的截面均为圆形，若以 d 表示管道的内径，则式 (1-15) 可变为：

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

$$d = \sqrt{\frac{4q_v}{\pi v}} \quad (1-18)$$

输送流体管路的直径可根据流量和流速，用式（1—18）进行计算，流量一般为生产任务所决定，所以关键在于选择合适的流速。若流速选得太大，管径虽然可以减少，但流体流过管道的阻力增大，消耗的动力就大，操作费用随之增加。反之，流速选得太小，操作费用可以相应减小，但管径增大，管路的基建费随之增加。所以当流体以大流量在长距离的管路中输送时，需根据具体情况在操作费与基建费之间通过经济权衡来确定适宜的流速。车间内部的工艺管线通常较短，管内流速可选用经验数据，某些流体在管道中常用流速范围，列于表 1-1 中。

表 1-1 某些流体在管道中常用的流速范围

流体的类别及情况	流速范围/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
自来水 ($3 \text{ atm}^{\text{①}}$ 左右)	1~1.5
水及低粘度液体 ($1 \sim 10 \text{ atm}^{\text{①}}$) ^①	1.5~3.0
高粘度液体	0.5~1.0
工业供水 ($8 \text{ atm}^{\text{①}}$ 以下)	1.5~3.0
锅炉供水 ($8 \text{ atm}^{\text{①}}$ 以下)	>3.0
饱和蒸汽	20~40
过热蒸汽	30~50
蛇管、螺旋管内的冷却水	<1.0
低压空气	12~15
高压空气	15~25
一般气体 (常压)	10~20
鼓风机吸入管	10~15
鼓风机排出管	15~20
离心泵吸入管 (水一类液体)	1.5~2.0
离心泵推出管 (水一类液体)	2.5~3.0
往复泵吸入管 (水一类液体)	0.75~1.0
往复泵排出管 (水一类液体)	1.0~2.0
液体自流速度 (冷凝水等)	0.5
真空操作下气体流速	<10

① $1 \text{ atm} = 1.01325 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。

从上表可以看出，流体在管道中的适宜流速的大小与流体的性质及操作条件有关。应用式（1—18）算出管径后，还需从有关手册中选用符合管子规格的标准管径。

二、稳定流动与不稳定流动

（一）稳定流动

流体在流动时，任一截面上流体的流速、压力、密度等有关物理量仅随位置而改变，但不随时间而变，这种流动称为稳定流动。如图 1-6 所示的水槽，因上面不断加水，又有溢流装置，使槽内水位维持不变，则放水管任一截面上的流速、压力等均不随时间而变化，即属于稳定流动。

（二）不稳定流动

流体在流动时，任一截面上流体的流速、压力、密度等有关物理量既随位置变化，又随时间而变，这种流动称为不稳定流动。如图 1-7 所示的水槽，因上面没有水补充，随着槽中的水被放出，槽中水位逐渐降低，所以放水管任一截面的流速、压力等也逐渐降低，即

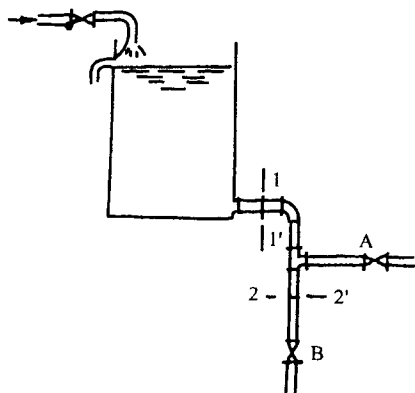


图 1-6 稳定流动

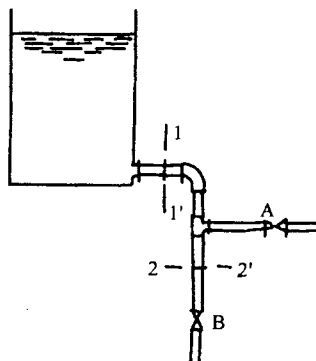


图 1-7 不稳定流动

属于不稳定流动。

在工厂连续操作生产过程中，流体的流动多属稳定流动，所以本节着重讨论稳定流动的问题。

三、连续性方程式

如图 1-8 所示，流体在截面 1—1' 和 2—2' 间一段管路中作稳定流动，流体从截面 1—1' 流入，从截面 2—2' 流出。当管路中的流体形成稳定流动时，管中连续地充满流体，其流体为连续流动。这种流体连续的特性，称为稳定流动的连续性。

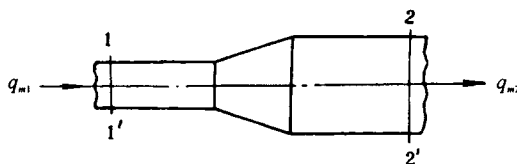


图 1-8 连续性方程式的推导

流体在管路中稳定流动时，若该段管路没有另外的流体入口和漏损，则根据质量定律，入口截面 1—1' 处的质量流量 q_{m1} 必等于出口截面 2—2' 处的质量流量 q_{m2} ，即

$$q_{m1} = q_{m2} \quad (1-19)$$

式 (1-19) 称为稳定流动连续方程式。

设流体的流速和密度，在 1—1' 处为 v_1 、 ρ_1 ，在 2—2' 处为 v_2 、 ρ_2 ；管路的截面，在 1—1' 处为 A_1 ，在 2—2' 处为 A_2 ；则 $q_{m1} = v_1 \rho_1 A_1$ ； $q_{m2} = v_2 \rho_2 A_2$ 。将 q_{m1} 、 q_{m2} 值代入式 (1-19) 可得

$$v_1 \rho_1 A_1 = v_2 \rho_2 A_2 \quad (1-20)$$

式 (1-20) 表明，在稳定流动的管路中，任一截面上流体的流速、密度与截面面积的连乘积相等。

当流体为同种液体时， $\rho_1 = \rho_2$ ，则式 (1-20) 可以改写成

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \text{ 或 } \frac{v_1}{v_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (1-21)$$

式 (1-21) 表明, 在稳定流动时, 液体的流速与截面积成反比。

对于圆形截面的管子, $A = \frac{\pi d^2}{4}$

式 (1-21) 可改写为

$$\frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \quad (1-22)$$

即流速与直径的平方成反比。

四、柏努利方程式

稳定流动时的流体能量变化规律, 可用柏努利方程式来说明。

下面先讨论流体流动时流体具有能量的表现形式。

(一) 流动流体的能量

1. 位能

流体因受重力的作用, 在不同的高度处具有不同的位能 (E_p), 相当于质量为 m 的流体自基准水平举起至某高度 z 所作的功, 即

$$E_p = mgz$$

$$[E_p] = \text{kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \text{m} = \text{N} \cdot \text{m} = \text{J}$$

2. 动能

流体由于具有一定的流速而具有的能量称为动能 (E_k)。质量为 m , 流速为 v 的流体所具有的动能:

$$E_k = \frac{1}{2} m v^2$$

$$[E_k] = \text{kg} \cdot \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 = \text{N} \cdot \text{m} = \text{J}$$

3. 静压能

流体由于有一定的压强而具有的能量称为静压能 (E_s)。

$$E_s = m p / \rho$$

$$[E_s] = \frac{\text{kg} \cdot \text{N} / \text{m}^2}{\text{kg} / \text{m}^3} = \text{N} \cdot \text{m} = \text{J}$$

4. 内能

流体内部由于分子间的作用而产生的分子位能和由于分子运动而产生的内动能之和称为流体的内能。内能与流体的温度和密度有关。

内能以 U 来表示, 其单位为 J/kg。

综合上面所述, 一公斤质量的流动流体的总能量为

$$E = E_p + E_k + E_s + E_{\text{内}} = z g + v^2 / 2 + p / \rho + U$$

(二) 理想流体的柏努利方程式

若流体流动时不产生流动阻力, 则流体流动时的能量损失为 0, 这种流体称为理想流体。实际上并不存在真正的理想流体, 只是一种设想, 但这种设想对解决工程实际问题具

有重要意义。对于理想流体，在管道内作稳定流动，又没有外功加入的情况下，流体通过管道各截面的总能量相等。即：

$$E_1 = E_2 \cdots \cdots = \text{常数}$$

或
$$z_1 g + \frac{v_1^2}{2} + p_1 / \rho + U_1 = z_2 g + \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + U_2 = \cdots \cdots = \text{常数}$$

由于理想流体流动时不产生阻力，能量损失为零，且其密度也不随其压力而改变，故其内能和密度前后不发生变化，即

$$U_1 = U_2 = \cdots \cdots = \text{常数}$$

$$\rho_1 = \rho_2 = \cdots \cdots = \rho$$

故前式化简为

$$z_1 g + \frac{v_1^2}{2} + p_1 / \rho = z_2 g + \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} \cdots \cdots = \text{常数} \quad (1-23)$$

式 (1-23) 称为理想流体的柏努利方程式。

当流体静止时，即 $v=0$ ，则式 (1-23) 化简为：

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

上式就是前面提到的流体静力学基本方程式。由此可见，柏努利方程式除表示流体的流动规律外，还表示了流体静止状态的规律，而流体的静止状态只不过是流动状态的一种特殊形式。

(三) 实际流体的柏努利方程式

在生产中所遇到的流体都是实际流体，而实际流体是有粘性的。因此，流体在流动过程中必然有摩擦阻力产生，为克服摩擦阻力，就一定有消耗流体的总能量。

若流体流动关系中有外部能量输入时，如在流动系统中装有一台泵，如图 1-9 所示，泵对流体做功，使系统中的流体增加了能量，则理想流体的柏努利方程式就改写为

$$z_1 g + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + E_{\text{增}} = z_2 g + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + E_{\text{损}} \quad (1-24)$$

式中 $E_{\text{增}}$ ——表示单位质量的流体从流体输入机械中（如泵）所获得的能量，单位为 J/kg；
 $E_{\text{损}}$ ——压头损失，单位为 J/kg。

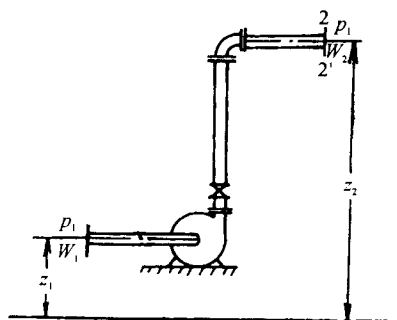


图 1-9 不可压缩的实际流体流动时的柏努利方程的推导

式 (1-24) 称为不可压缩的实际流体柏努利方程式。

(四) 柏努利方程式的应用

柏努利方程式是流体力学中最重要方程式，因此必须熟练地掌握它的应用。可用柏努利方程式来确定管道中流体的流量、容器间的相对位置、管路中流体的压力及输送设备的有效功率等。应用柏努利方程式时，应注意下面几个带有共同性的问题。

1. 作图与确定衡标范围

根据题意画出流动系统的示意图，定出管路上、下游截面，以明确所讨论的流动系统的范

围。两截面应与流体流动的方向垂直，并且流体在两截面之间是连续的。所求的量应当在两截面之一反映出来。如所求的是外加功，则两截面应分别在流体输送设备的两侧。所选截面上流体的 z 、 v 、 p 、 ρ 等有关物理量，除一个需求的以外，其余应该是已知的或能通过其他关系计算出来。

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，实际上在柏努利方程式中所反映的是位能差 ($\Delta z = z_2 - z_1$) 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_1 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截面。如该截面与地面平行，则基准水平面与该截面重合， $z_1 = 0$ ；如衡标为水平管道，则基准水平面通过管道的中心线 $\Delta z = 0$ 。

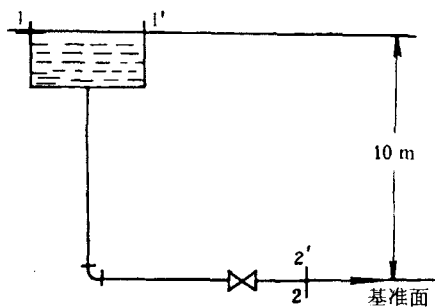
3. 单位必须一致

在应用柏努利方程式前，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。压强数值可用绝对压强，也可以同时用表压来表示。

现通过下面举的几个具体例子来说明柏努利方程式的应用。

例 1-1 已知某厂水塔水面与车间用水处保持 10 米高度，输水管采用内径为 80.5 mm 的水管，如图所示。若整个输水管道的压头损失 $E_{\text{损}} = 9.5 \text{ m}$ 水柱，试求此输入管路每小时供水到车间的最大水量。

解：取水塔水面为 1—1' 截面，车间用水处为 2—2' 截面，且取水平基准面通过出口管中心线。



例题 1-1 示图

列出 1—1' 和 2—2' 截面间的柏努利方程

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + E_{\text{增}} = z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + E_{\text{损}} \quad (\text{米水柱})$$

$$z_1 = 10 \text{ (m)}$$

$$z_2 = 0$$

$$p_1 = p_2 = 0 \quad (\text{大气压的表压为零})$$

$$v_1 = 0 \quad (\text{因 1—1' 截面比 2—2' 截面积要大得多})$$

$$E_{\text{增}} = 0 \quad (1-1' \text{ 到 } 2-2' \text{ 截面间无流体输送机械对水做功})$$

$$E_{\text{损}} = 9.5 \text{ m 水柱}$$

所以

$$10 = \frac{v_2^2}{2g} + 9.5$$

$$v_2 = \sqrt{(10 - 9.5) \times 2 \times 9.81} = 3.13 \text{ (m/s)}$$

水量为

$$q_{v,s} = \frac{\pi}{4} d^2 v$$

$$= \frac{\pi}{4} \times \left(\frac{80.5}{1000} \right)^2 \times 3.13 = 0.016 \text{ (m}^3/\text{s)}$$