

流体力学基础

本章的学习目的与要求

学习本章内容，学生能够完成食品工厂中输送水、气以及稀溶液等牛顿流体的管道设计与计算工作，能够完成泵和风机的选型配套工作。要求学生掌握实际流体与理想流体的区别；掌握流体流动中各能量平衡方程的区别并能熟练运用这些方程解决问题；掌握流体参数的测量原理和方法；掌握流体流动阻力计算方法和泵性能的计算方法；了解非牛顿流体种类和简单计算。

在食品加工中，我们会遇到很多种流体，如清洗和漂烫时所用的水；高温杀菌时所用的蒸汽；干燥和速冻时所用的空气；牛奶、各种饮料、油、稀糖浆、蜂蜜、苹果酱等食品材料。这些流体在加工过程中的流动特性差异较大，本章主要讨论其速度、压力和流量、功率等问题，为管路设计和其他单元操作奠定基础。

1 基础知识与概念

1.1 单位制

任何物理量的大小都是由数字和单位联合来表达的，在工程和科学中，有几种单位制度。

(1) 基本单位和导出单位 一般选择几个独立的物理量（如质量、长度、时间、温度等），根据使用方便的原则规定出它们的单位，这些选择的物理量称为基本物理量，其单位称为基本单位。其他的物理量（如速度、加速度、密度等）单位则根据其本身的物理意义，由有关基本单位组合而成。这种组合单位称为导出单位。

(2) 国际单位制（SI制） 1960年10月第十一届国际计量大会通过了一种新的单位制，称为国际单位制，其代号为SI，它是mks制的引申。SI制是一种完整的单位制，它包括了所有领域中的计量单位，使科学技术、工农业生产、经济贸易甚至日常生活中只使用一种单位制度，也就是SI制具有通用性的优点。在SI制中，同一种物理量只有一个单位，如能量、热、功的单位都采用焦耳(J)，从而避免了不同单位制中热功之间换算因子的引入。这个优点称为“一贯性”。

(3) 《中华人民共和国法定计量单位》（简称法定单位制）以SI制为基础，我国于1984年颁布《中华人民共和国法定计量单位》及中华人民共和国国家标准GB—3100~3102—93《量和单位》。我国的法定计量单位除SI制的基本单位、辅助单位和导出单位外，又规定了一些我国选定的非国际单位制单位。例如，时间在我国还可以用分(min)、小时(h)、日(天)(d)；质量可用吨(t)；长度可用海里(n mile)等单位计量。国际单位制和中华人民共和国法定计量单位制

的内容。

1.2 量纲分析

1.2.1 量纲分析法的基本概念

量纲分析法是通过对描述某一过程或现象的物理量进行量纲分析，将物理量组合为无量纲变量，然后借助试验数据，建立这些无量纲变量间的关系式。

量纲是表达某一物理量的符号，任何物理量都有自己量纲，在量纲分析中必须把某些量纲定为基本量纲，而其他量纲则可由基本量纲来表示。在 SI 制中，将长度 L ，时间 θ 和质量 m ，温度 T 的量纲作为基本量纲，分别以 $[L]$ 、 $[T]$ 、 $[M]$ 和 $[\theta]$ 表示。与食品工程流体流动有关的一些重要物理量均可以 M 、 L 、 T 和 θ 表示其纲量，如速度、压力、密度、粘度及比定压热容的纲量分别为 LT^{-1} 、 $ML^{-1}T^{-2}$ 、 ML^{-3} 、 $ML^{-1}T^{-1}$ 及 $L^2T^{-2}\theta^{-1}$ 。

量纲分析法的基础是量纲一致性的原则。也就是说，任何由物理定律导出的方程，其各项的量纲是相同的。

1.2.2 白金汉 π 定理

许多问题，并没有恰当的控制微分方程可以使用。在此情况下，可以应用白金汉 (Buckingham) 提出的 π 定理。

设影响某一复杂现象的物理变量有 n 个， x_1, x_2, \dots, x_n ，则表达为一般的函数关系时为：

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \quad (1-1)$$

经过量纲分析和适当组合，上式可写成以无量纲变量表示的关系式。若以 N 代表组合后的无量纲变量数目，则

$$F(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_N) \quad (1-2)$$

π 定理指出：由量纲分析所得的独立无量纲变量 π 的个数 N 等于影响该现象的物理量数 n 减去这些物理量的基本量纲数 m ，即

$$N = n - m \quad (1-3)$$

上述关系式可用数学方法予以证明。在此，基本量纲系指 $[L]$ 、 $[T]$ 、

[M] 和 [θ]。

下面以流体流经管路的摩擦阻力来说明 π 定理的应用。首先列出给定问题的物理变量。根据对摩擦阻力的分析及相关的实验研究, 可知由于流体的内摩擦产生的压力降 Δp_f 与下列诸因素有关: 管径 d , 管长 L , 平均流速 u , 流体密度 ρ 以及流体粘度 μ , 写成函数关系式为:

$$\Delta p_f = f_1(d, L, u, \rho, \mu) \quad (1-4)$$

将上式写成更普遍的函数形式:

$$f(\Delta p_f, d, L, u, \rho, \mu) = 0 \quad (1-5)$$

式中共有 6 个变量, 即 $n = 6$; 而基本量纲数为 3 个, 即 M 、 L 、 T , 故 $m = 3$ 。根据 π 定理, 无量纲变量个数应为 $N = 6 - 3 = 3$, 即经过无量纲分析后, 以无量纲变量表达的函数方程为:

$$F(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0 \quad (1-6)$$

为量纲分析的方便, 将式 (1-4) 写成如下幂函数的形式

$$\Delta p_f = \alpha d^a L^b u^c \rho^d \mu^e \quad (1-7)$$

式中 α 及指数 a, b, \dots 均为待定值。

将各物理量的量纲代入式 (1-7) 中, 得

$$ML^{-1}T^{-2} = (L)^a(L)^b(LT^{-1})^c(ML^{-3})^d(ML^{-1}T^{-1})^e$$

$$\text{即} \quad ML^{-1}T^{-2} = M^{d+e}L^{a+b+c-3d-e}T^{-c-e}$$

根据量纲一致性的原则, 上式两侧各基本量纲的指数必须相等, 于是可得下列线性方程组:

$$\begin{cases} d + e = 1 \\ a + b + c - 3d - e = -1 \\ -c - e = -2 \end{cases}$$

此方程组有 3 个方程, 5 个未知量, 因此无法求解。为此, 可将其中的两个保留作为已知量处理, 现保留 b, e , 则由方程可以解出其他的 3 个未知量为:

$$\begin{cases} a = -b - e \\ c = 2 - e \\ d = 1 - e \end{cases}$$

将所求得的 a 、 c 、 d 代入式 (1-7) 中, 得

$$\Delta p_f = ad^{-b-e}L^b u_b^{2-e} \rho^{1-e} \mu^e$$

再将上式中指数相同的物理量和并, 可得

$$\frac{\Delta p_f}{\rho u^2} = \alpha \left(\frac{L}{d} \right)^b \left(\frac{du_b \rho}{\mu} \right)^{-e} \quad (1-8)$$

或写成更一般的函数形式, 为

$$F\left(\frac{\Delta P_f}{\rho u^2}, \frac{L}{d}, \frac{du \rho}{\mu}\right) = 0 \quad (1-9)$$

再以无相变时的表面传热系数 α 为例, 已知影响 α 的因素有: 流体的粘度 μ 、密度 ρ 、热导率 λ 、比定压热容 c_p 、流速 u , 传热面几何尺寸 l 及 $\beta_T g \Delta t$, 故函数关系应为:

$$\alpha = f(\rho, \mu, \lambda, c_p, u, l, \beta_T g \Delta t) \quad (1-10)$$

以幂函数表示, 则有:

$$\alpha = k \mu^a \lambda^b c_p^c \rho^d u^e (\beta_T g \Delta t)^f l^g \quad (1-11)$$

在 SI 制中各变量的量纲如下:

$$\begin{array}{ll} \alpha: MT^{-3}\theta^{-1} & \rho: ML^{-3} \\ \mu: MT^{-1}L^{-1} & u: LT^{-1} \\ \lambda: MLT^{-3}\theta^{-1} & l: L \\ c_p: L^2T^{-2}\theta^{-1} & \beta_T g \Delta t: LT^{-2} \end{array}$$

将各量纲式代入式 (1-11):

$$\begin{aligned} MT^{-3}\theta^{-1} &= (MT^{-1}L^{-1})^a (MLT^{-3}\theta^{-1})^b (L^2T^{-2}\theta^{-1})^c (ML^{-3})^d \\ &\quad (LT^{-1})^e (LT^{-2})^f (L)^g = \\ &\quad M^{a+b+d} L^{-a+b+2c-3d+e+f+g} T^{-a-3b-2c-e-2f} \theta^{-b-c} \end{aligned}$$

等式两边同量纲的指数相等, 故有:

$$\begin{cases} a + b + d = 1 \\ -a + b + 2c - 3d + e + f + g = 0 \\ -a - 3b - 2c - e - 2f = -3 \\ -b - c = -1 \end{cases}$$

联立解出下列 4 个未知数：

$$\begin{cases} a = c - e - 2f \\ b = 1 - c \\ d = e + 2f \\ g = e + 3f - 1 \end{cases}$$

代回式 (1-11) 得

$$\alpha = k\mu^{c-e-2f}\lambda^{1-c}c_p^c\rho^{e+2f}u^e(\beta_T g \Delta t)^f l^{e+3f-1} \quad (1-12)$$

将相同次方的量合并在一起得：

$$\frac{\alpha l}{\lambda} = k \left(\frac{l u \rho}{\mu} \right)^e \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^c \left(\frac{\beta_T g \Delta t \rho^2 l^3}{\mu^2} \right)^f \quad (1-13)$$

从而得到特征数方程式：

$$Nu = k Re^e Pr^c Gr^f \quad (1-14)$$

这样就把一个含 8 个变量的复杂关系式变成只有 4 个量纲合为一的较简单的关系式，从而大大减少了实验工作量。

各特征数的名称、符号和意义列于表 1-1 中。

表 1-1 特征数的符号和意义

特征数名称	符 号	定义式	意 义
努塞尔数	Nu	$\frac{\alpha l}{\lambda}$	表示表面传热系数
雷诺数	Re	$\frac{l u \rho}{\mu}$	确定流动状态
普兰特数	Pr	$\frac{c_p \mu}{\lambda}$	表示物性影响
格拉斯霍夫数	Gr	$\frac{\beta_T g \Delta t l^3 \rho^2}{\mu^2}$	表示自然对流影响

1.3 流体的压缩性和膨胀性

流体的密度和比体积随温度和压力而变化，其原因是由于流体内部分子间存在着间隙。压力增大，分子间距离减小，体积缩小；温度升高，分子间距离增大，体积增大。流体均具有这种既可压缩又可膨胀的性质。其中，气体的压缩性和膨胀性比液体更明显。

流体的压缩性和膨胀性可用体积压缩系数 β_p 和体积膨胀系数 β_T 表示。

1.3.1 流体的体积压缩系数

如图 1-1 所示，流体在压强 p 、温度 T 时的初始体积为 V 。当温度不变，压强增大到 $p + \Delta p$ 时，流体体积减小到 $V - \Delta V$ ，体积的相对变化量为 $-\frac{\Delta V}{V}$ 与 Δp 的比值极限称为流体的体积压缩系数 β_p 。

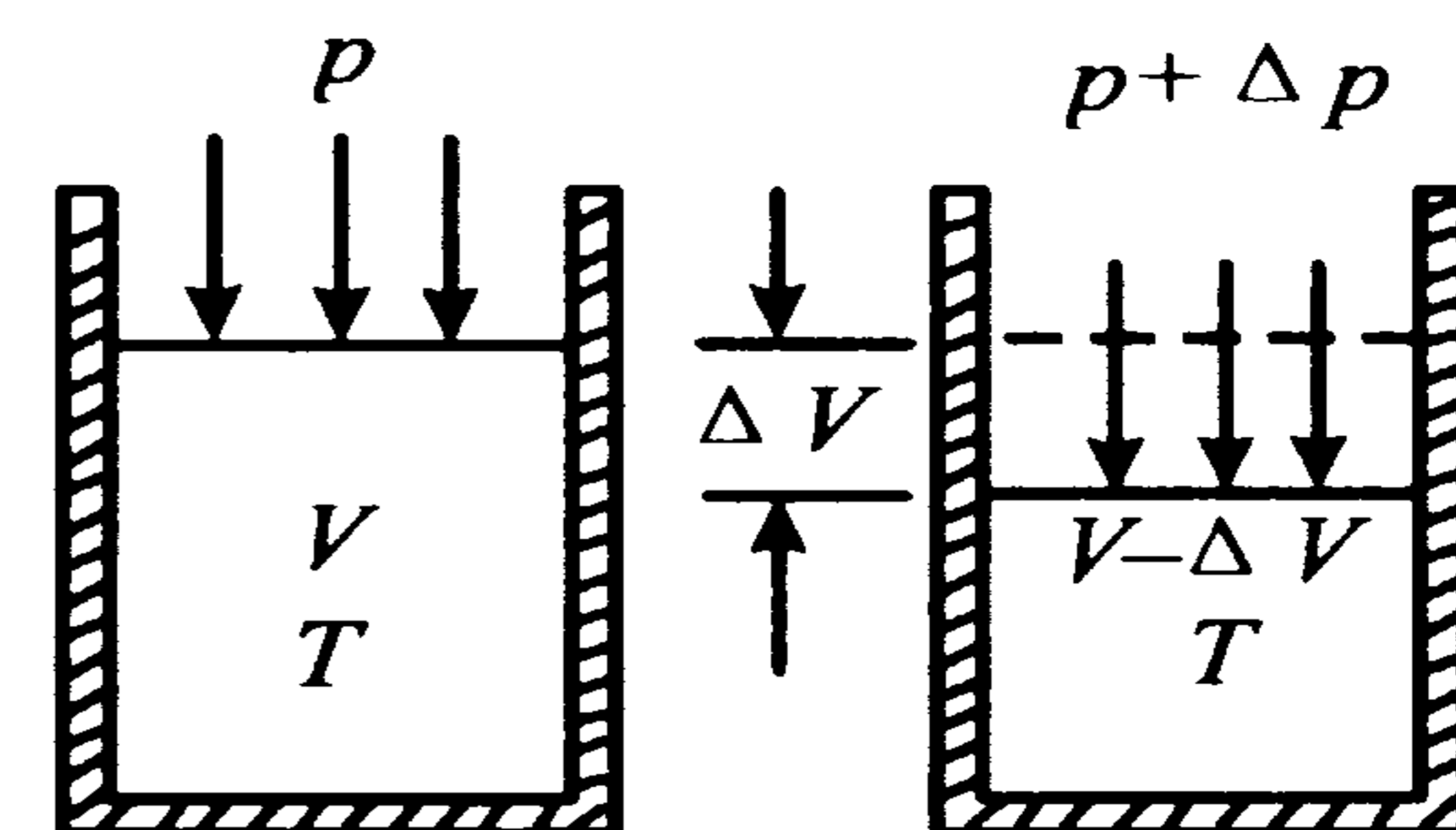


图 1-1 流体在等温下的体积压缩

$$\beta_p = \lim_{\Delta p \rightarrow 0} -\frac{\frac{\Delta V}{V}}{\Delta p} = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dp} \quad (1-15)$$

式中 β_p 为体积压缩系数， m^2/N 。其物理意义是当温度不变时，每增加单位压强，流体体积的相对变化率。

对于气体的体积压缩系数，可由气体状态方程求得，气体状态方程：

$$pV = nRT \quad (1-16)$$

$$\text{或写成} \quad V = \frac{nRT}{p} \quad (1-17)$$

式中： p 为气体绝对压强， $\text{Pa} = \text{N}/\text{m}^2$ ； V 为气体体积， m^3 ； T 为气体的热力学温度， K ； R 为与气体种类无关的常数； n 为气体的量。

将式 (1-17) 代入式 (1-15) 中，得

$$\beta_p = -\frac{1}{V} \frac{d}{dp} \left(\frac{nRT}{p} \right) = -\frac{nRT}{V} \left(-\frac{1}{p^2} \right) = \frac{1}{p} \quad (1-18)$$

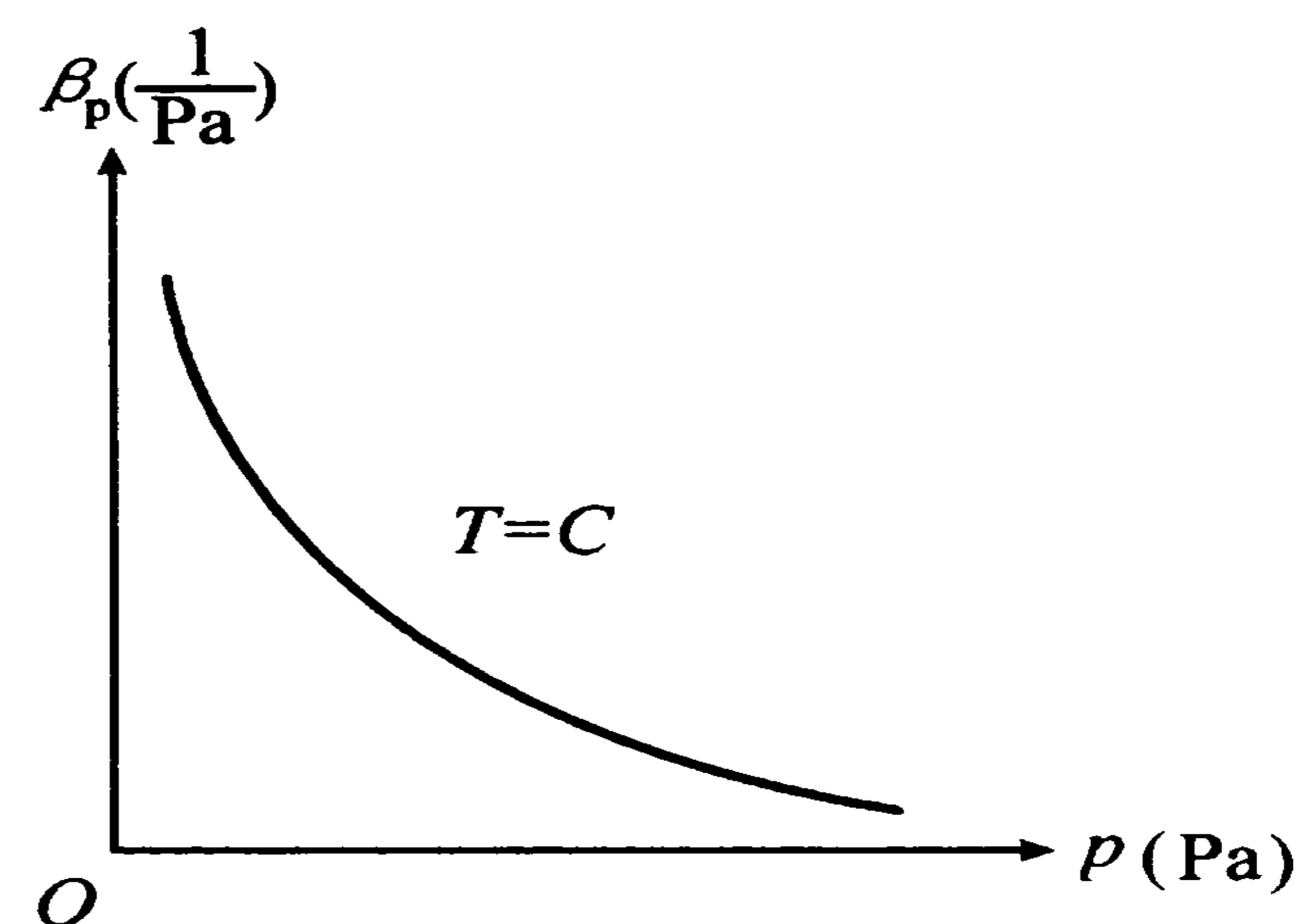


图 1-2 气体体积压缩系数

β_p 与 p 成反比,如图 1-2 所示。在气体状态方程式适用的范围内,压强越高,气体的体积压缩系数越小,压缩越困难;反之,压强越低,气体越容易压缩。

对于液体的体积压缩系数,其值约为 $\frac{1}{2 \times 10^9} \left(\frac{1}{\text{Pa}} \right)$,说明液体是不容易压缩的。

1.3.2 流体的体积膨胀系数

如图 1-3 所示,流体在压强 p 、温度 T 时的初始体积为 V 。当压强不变,温度增加到 $T + \Delta T$ 时,流体体积膨胀到 $V + \Delta V$,体积相对变化量 $\frac{\Delta V}{V}$ 与 ΔT 比值的极限称为流体的体积膨胀系数 β_T 。

$$\beta_T = \lim_{\Delta T \rightarrow 0} \frac{\frac{\Delta V}{V}}{\Delta T} = \frac{1}{V} \frac{dV}{dT} \quad (1-19)$$

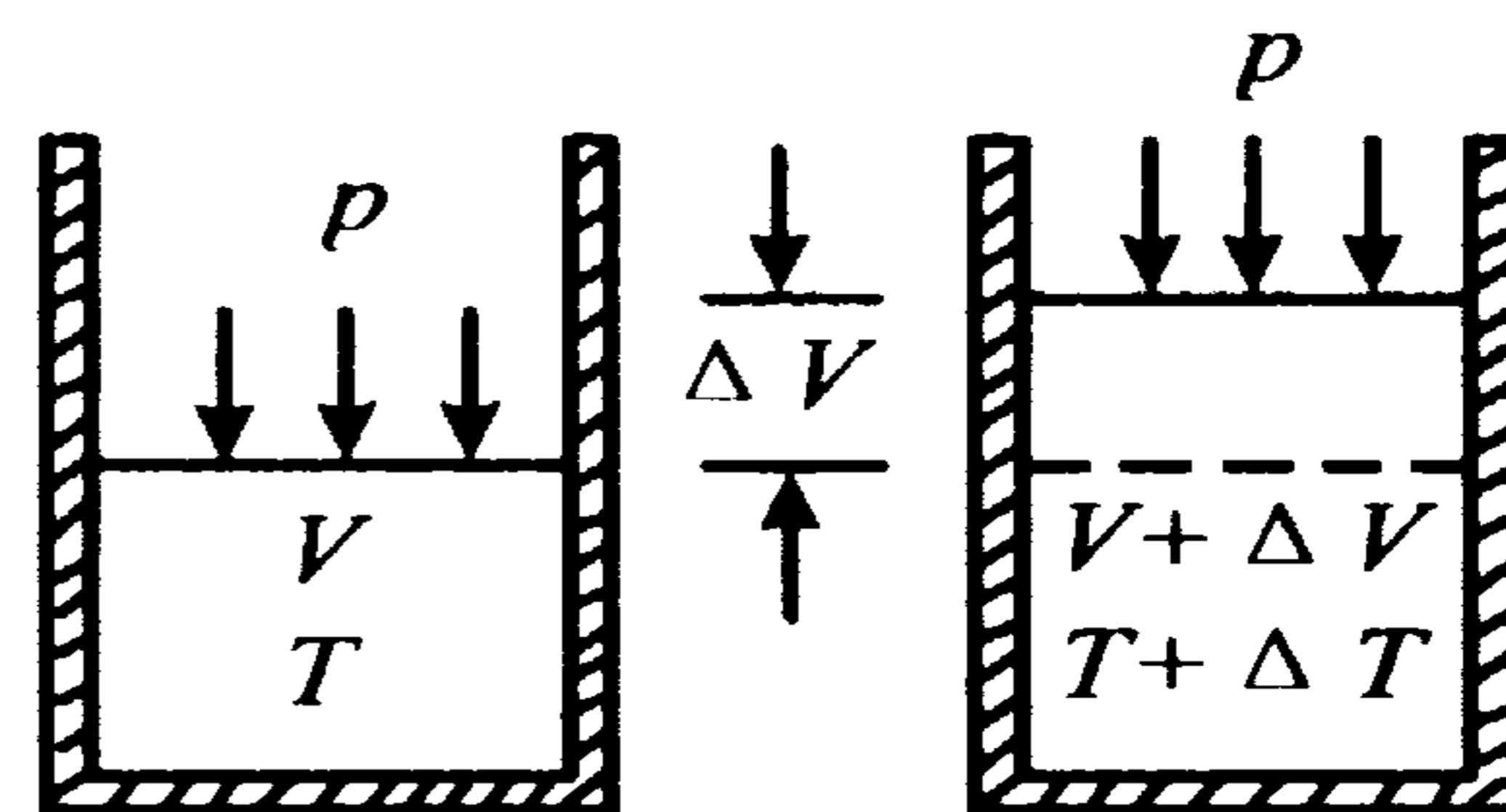


图 1-3 流体在定压下的体积膨胀

式中 β_T 为体积膨胀系数, $1/\text{K}$ 。其物理意义是,当压强不变时,每增加单位温度所引起的流体体积的相对变化率。

对于气体体积膨胀系数,可由气体状态方程式代入式 (1-19) 求得

$$\beta_T = \frac{1}{V} \frac{dV}{dT} = \frac{1}{V} \frac{d}{dT} \left(\frac{nRT}{p} \right) = \frac{nR}{Vp} = \frac{1}{T} \quad (1-20)$$

β_T 与 T 成反比,如图 1-4 所示,在气体状态方程式的适用范围内,温度越低,气体的体积膨胀系数越大。

液体的体积膨胀系数相对较小,如水在常温常压下的体积膨胀系数约为 $\frac{1}{10\,000}$ 数量级。若液体中含有气体,其体积膨胀系数将有所增大。

1.3.3 不可压缩流体的概念

为了研究问题的方便,规定体积压缩系数和体积膨胀系数完全为零的流体称为不可压缩流体。这种流体受压体积不减小,受热体积不膨胀,因而,其密度和比体积均为常数。这样,在分析其能量平衡和运动规律时比较简单。

实际中,绝对不可压缩的流体是不存在的。但在通常情况下,液体以及低速运动的气体其压缩性可以忽略,所得结果与实际情况非常接近。

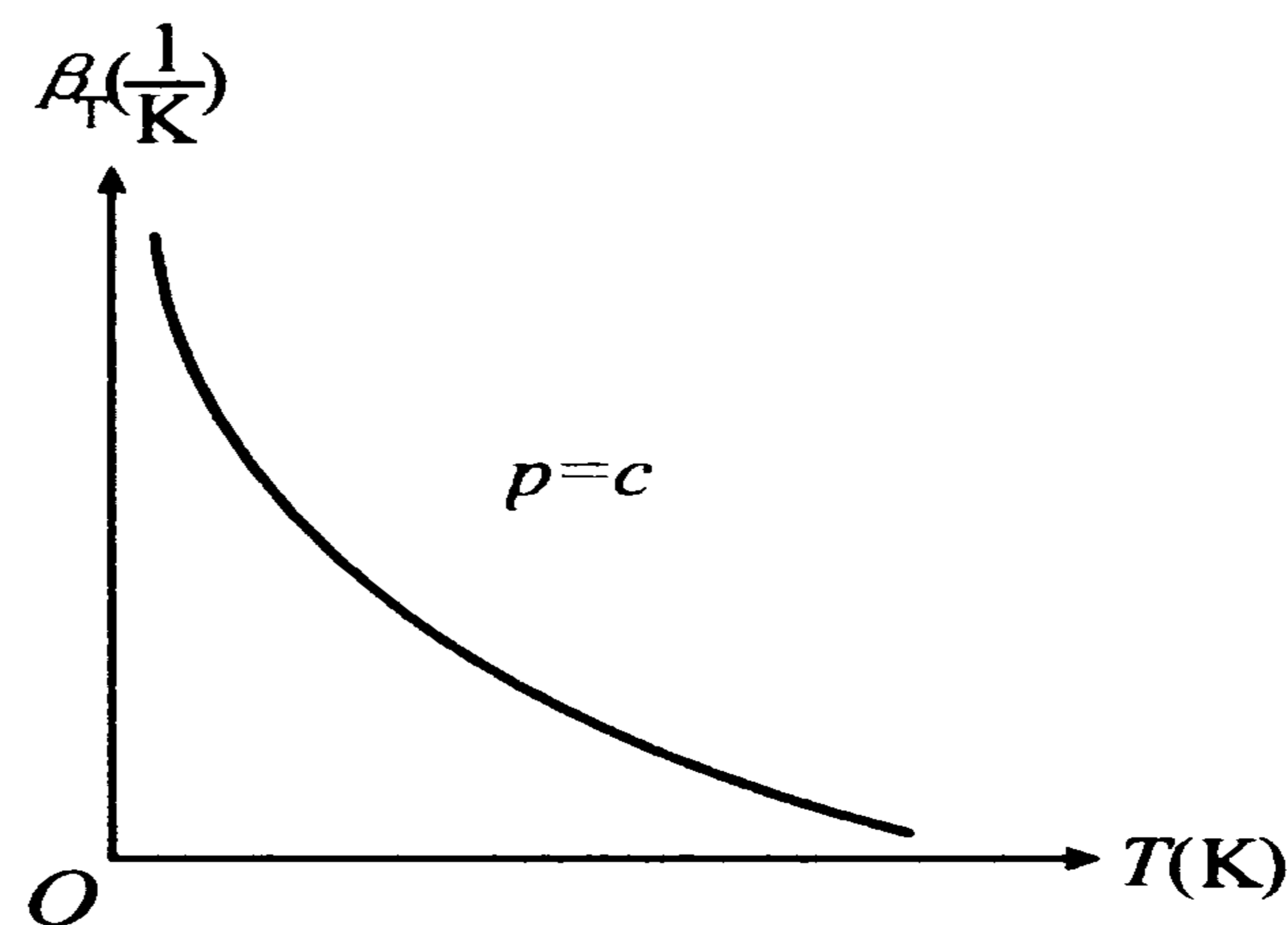


图 1-4 气体体积膨胀系数

2 牛顿流体及其粘度

流体在静止平衡时不能抵抗剪切变形，因而在平衡流体内部不存在切应力，可是当流体运动时情况就完全不同了。如图 1-5 所示，在相互平行且间隙 δ 很小的两平板之间充满液体，下板固定，上板受 F 力作用并以匀速 u 沿 x 方向运动。由于流体与固体分子间的附着力，紧贴上板附近的一层流体黏附在上板并一起以速度 u 运动，紧贴下板附近的一层流体与下板一样固定不动。在流体内部由于液体分子间的内聚力，上层流体必然带动下层流体流动，而下层流体也必然阻止上层流体的流动，这样在流体内部层与层之间就产生了如 1-5 图所示的速度分布。层与层之间也随之产生了内摩擦力或切应力 τ ，流体的这种性质称为粘性。

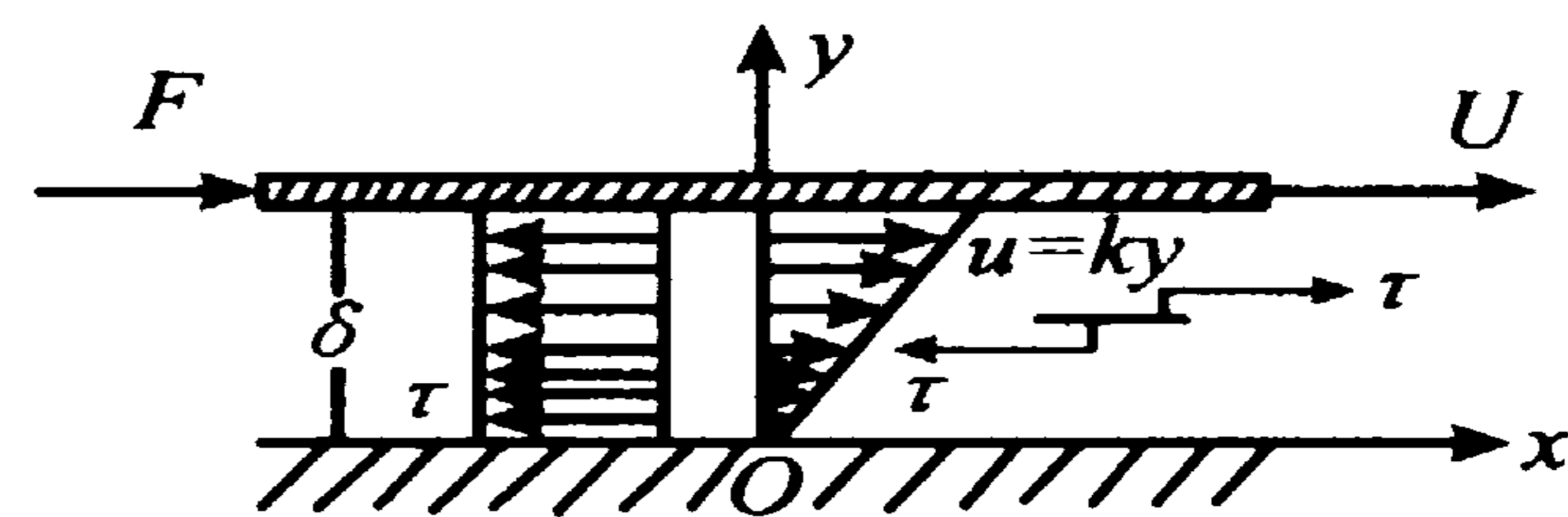


图 1-5 流体的粘性

2.1 牛顿内摩擦定律

牛顿对图 1-5 所示的流动现象进行了实验研究，发现推动上板的外力 F 与上板运动速度 u 及摩擦面积 A 成正比，与两板之间的距离 δ 成反比，比例常数 μ 与两板之间的流体种类及其温度、压强有关，而与上板的正压力无关。由此得出流体对上板的摩擦力为

$$F = \mu \frac{u}{\delta} A \quad (1-21)$$

流体中的切应力为

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{u}{\delta} \quad (1-22)$$

式中 $\frac{u}{\delta}$ 为沿与速度垂直方向每单位长度上的速度变化率，称为速度梯度。即流体中的切应力与速度梯度成正比，如果两平板间的速度分布 $u = u(y)$ 为直线规律，则流体各横截面上各点的速度梯度是一个常数，沿流体截面的切应力分布如图 1-5

所示。如果速度分布 $u = u(y)$ 不是直线规律,如图 1-6 所示,则流体截面上一点的速度梯度 $\frac{du}{dy}$ 是 y 坐标的函数,其值为

$$\tau = \pm \mu \frac{du}{dy} \quad (1-23)$$

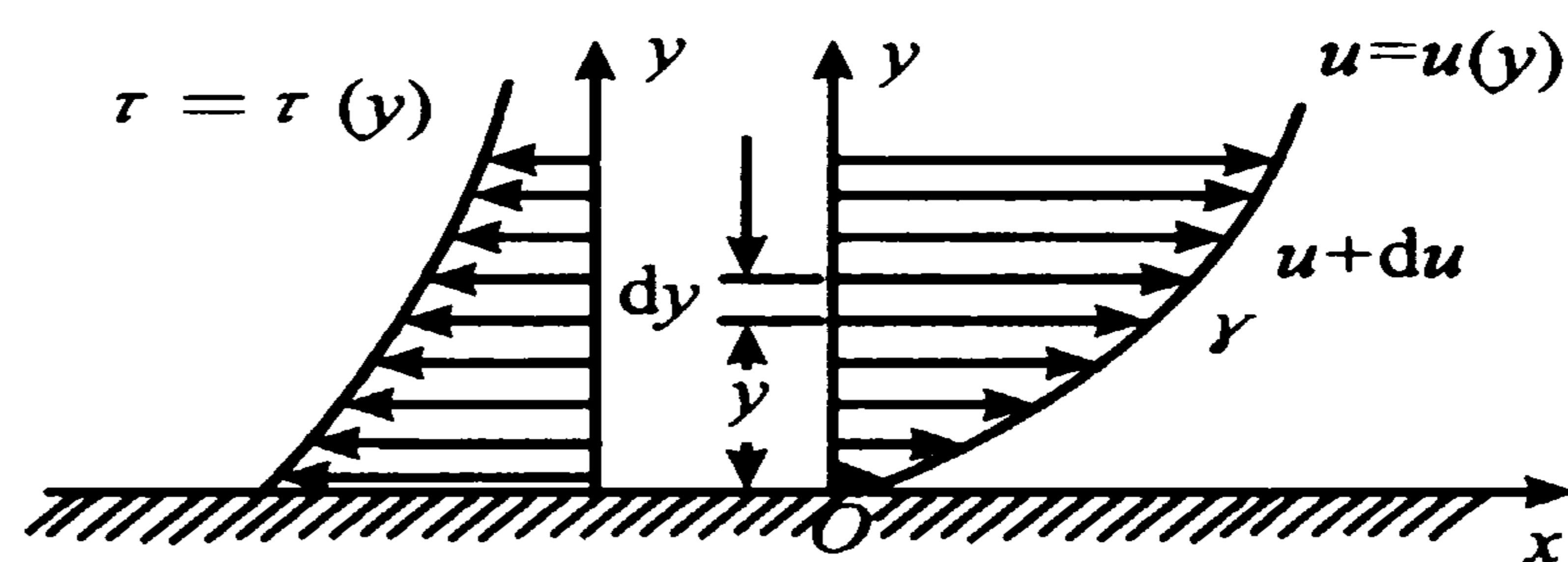


图 1-6 速度非线性时的切应力

式(1-23)称为牛顿内摩擦定律,适用于空气、水、大多数油、牛奶等稀溶液流体,在切应力 τ 与速度梯度 $\frac{du}{dy}$ 的直角坐标系中,此种流体是通过坐标原点的一条直线,在流体力学中称此流体为牛顿流体。

2.2 流体粘度的定义及单位

对于牛顿流体,切应力 τ 与速度梯度 $\frac{du}{dy}$ 成正比,但比例常数 μ 则与流体的种类有关。从牛顿内摩擦定律可知, μ 代表单位速度梯度下的切应力, μ 不同,其切应力不同,粘性也就不同。 μ 称为流体的动力粘度,单位为 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ (表 1-2),在 CGS 单位制中,其单位为 $10^{-5}\text{N}\cdot\text{s}/\text{cm}^2$,称为泊 (poise),符号为 P,其 1% 称为厘泊,符号为 cP。

在工程流体力学中,常常采用 μ 与流体密度 ρ 的比值,

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-24)$$

ν 称为流体的运动粘度,其单位为 m^2/s ,在 CGS 制中,单位为 cm^2/s ,称为斯 (stoke),符号为 St,其 1% 称为厘斯,符号为 cSt。

表 1-2 部分牛顿流体 (20 ℃) 的粘度
(Lewis, 1987)

流 体	粘度 / $\text{Pa}\cdot\text{s}$	流 体	粘度 / $\text{Pa}\cdot\text{s}$
空气	1.83×10^{-5}	蔗糖 (20% 干物质)	2×10^{-3}
二氧化碳	1.48×10^{-5}	蔗糖 (40% 干物质)	6.2×10^{-3}
水	1.002×10^{-3}	蔗糖 (60% 干物质)	58.9×10^{-3}
橄榄油	84×10^{-3}	蜂蜜 (25 ℃)	$6\,000 \times 10^{-3}$
蓖麻油	986×10^{-3}	牛奶	2×10^{-3}
甘油	$1\,490 \times 10^{-3}$	酒精	1.2×10^{-3}

2.3 理想流体

理想流体是一种粘性不存在的假想流体，其粘度 $\mu = \nu = 0$ 。这种流体在流动中不但内部不存在摩擦力，而且流体与固体边界接触面上也不存在摩擦力。理想流体虽然事实上并不存在，但却有重要的理论意义和实际意义。

3 流体流动能量平衡

3.1 稳定流动热力体系的概念

热力体系是指某一由周围边界所限定的空间内的所有物质。边界可以是真实的（如管道壁面），也可以是虚拟的（如管道进出口截面）。边界所限定空间的外部称为外界。

体系与外界可能进行物质交换、热量交换和功交换。当体系与外界无物质交换时，称这种体系为封闭体系。当体系与其外界有物质交换时，则称为开口体系，此时物质将经过边界流入或流出体系。

当流体流过如图 1-7 所示的设备时，如果流体在各个截面上的状态对外热量交换、功交换都不随时间改变，并且同时期内流过任何截面上的流量均相等，称这种流动为稳定流动。

3.2 稳定流动体系的能量平衡

对于稳定流动的热力体系（图 1-7），设在一定时间内进出体系的流体质量为 m ，若忽略电能和化学能，则输入和输出体系的能量有：

(1) 位能 是流体由于在地球引力场中的位置而产生的能量。若任选一基准水平面作为位能的零点，则离基准垂直距离为 Z 的流体所具有的位能为 mgZ 。

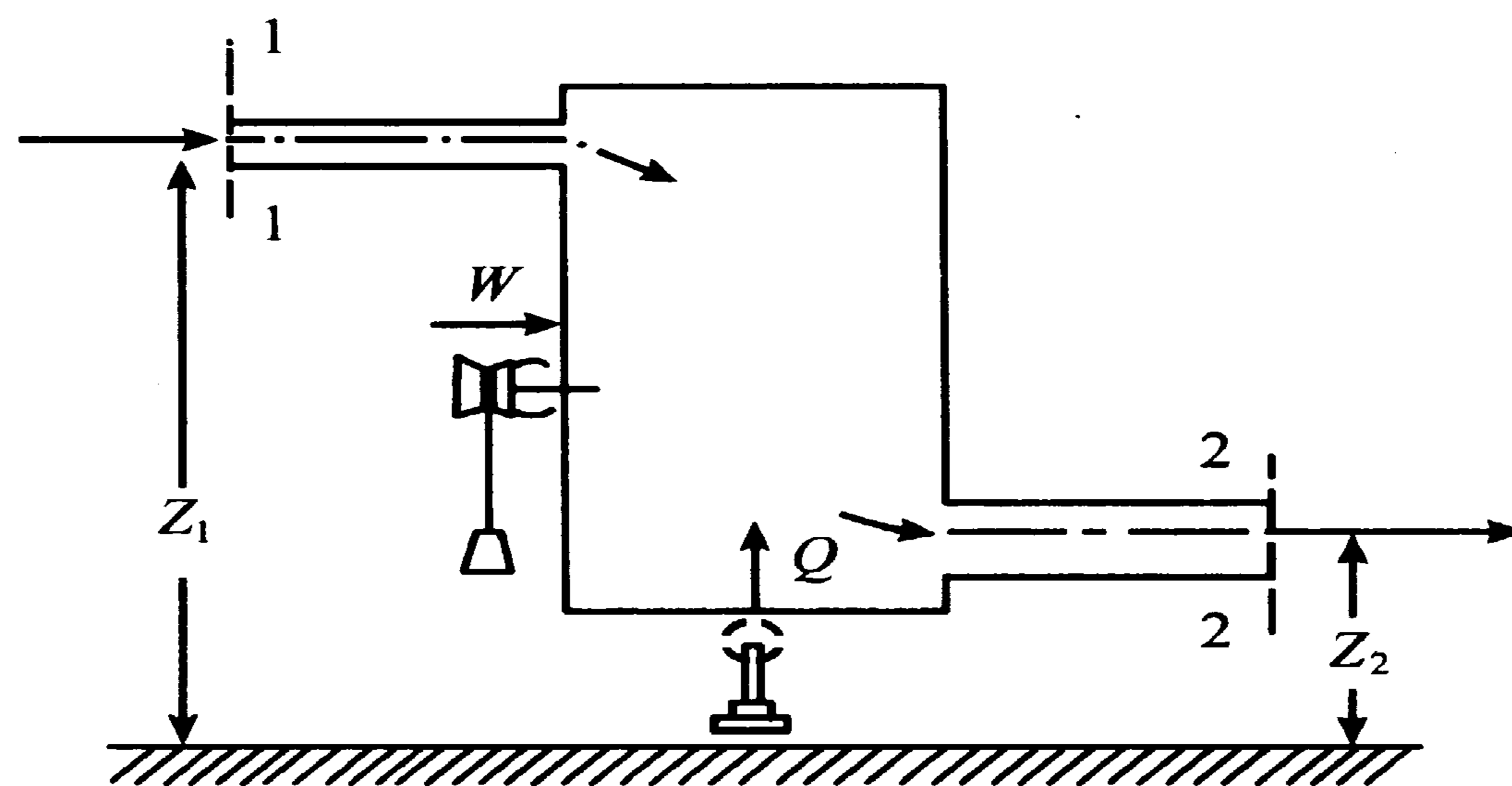


图 1-7 稳定流动的分析

(2) 动能 是流体由于运动而产生的能量。若流体以均匀速度 u 流动, 则其动能为 $mu^2/2$ 。若流动截面上流速分布不均, 可近似按平均流速进行计算或乘以动能校正系数。

(3) 内能 流体分子内部具有的能量。对于不可压缩流体, 其内能主要是流体的分子动能。对于可压缩流体, 其内能既有分子动能, 也有分子位能。如果单位质量流体所含的内能为 e , 则质量为 m 的流体所具有的内能 $E = me$ 。在热力计算时, 我们对某一状态下的内能并不感兴趣, 我们关心的是流体从一种状态变化到另一种状态时, 内能的变化值。

(4) 流动功 也称为压力能, 是流动体系中在不改变流体体积情况下, 引导流体经过界面进入或流出所必须作的功, 其值等于 mpv 或 mp/ρ 。

(5) 外功 如果设备中还有压缩机或泵等动力机械, 则外界通过这类机械将对体系做功, 视为功的输入。相反也有体系对外做功的情形, 视为功的输出。可以人为约定, 外界对体系做功为正, 体系对外界做功为负。设对应于单位质量流体的功为 w , 则对质量 m 流体的功为 $W = mw$ 。

(6) 热量 体系通过换热器与外界进行交换的热量。同样可以人为约定, 外界对体系加热为正, 体系对外界加热为负。且 $Q = mq$ 。

将热力学第一定律应用于此稳定流动体系, 得质量为 m 的流体的能量平衡式:

$$E_1 + p_1 V_1 + mgZ_1 + m \frac{u_1^2}{2} + Q + W = E_2 + p_2 V_2 + mgZ_2 + m \frac{u_2^2}{2} \quad (1-25)$$

或单位质量流体的能量平衡式:

$$e_1 + p_1 v_1 + gZ_1 + \frac{u_1^2}{2} + q + w = e_2 + p_2 v_2 + gZ_2 + \frac{u_2^2}{2} \quad (1-25a)$$

$$h_1 + gZ_1 + \frac{u_1^2}{2} + q + w = h_2 + gZ_2 + \frac{u_2^2}{2} \quad (1-25b)$$

$$q + w = \Delta h + g\Delta Z + \Delta \frac{u^2}{2} \quad (1-25c)$$

上式称为稳定流动总能量方程式。

式中： m 为流体质量，kg； Z 为某一液面距基准面的高度，m； u 为流体流动速度，m/s； e 为单位质量的流体所具有的内能，J/kg； p 为流体绝对压强，Pa； v 为流体的比体积， m^3/kg ； ρ 为流体的密度， kg/m^3 ； w 为单位质量的流体所具有的功，J/kg； q 为单位质量的流体所交换的热量，J/kg； h 为单位质量的流体所具有的焓，J/kg。

式中以下标 1 表示的项为体系进口截面上流体的能量，下标 2 表示的项为体系出口截面上流体的能量。

稳定流动总能量平衡方程表明，外界加给体系的热量和功全部用于流体焓、位能和动能的增加。

现以常见的换热器、喷嘴、节流阀和压缩机内的流体流动说明稳定流动总能量方程的应用，见图 1-8。

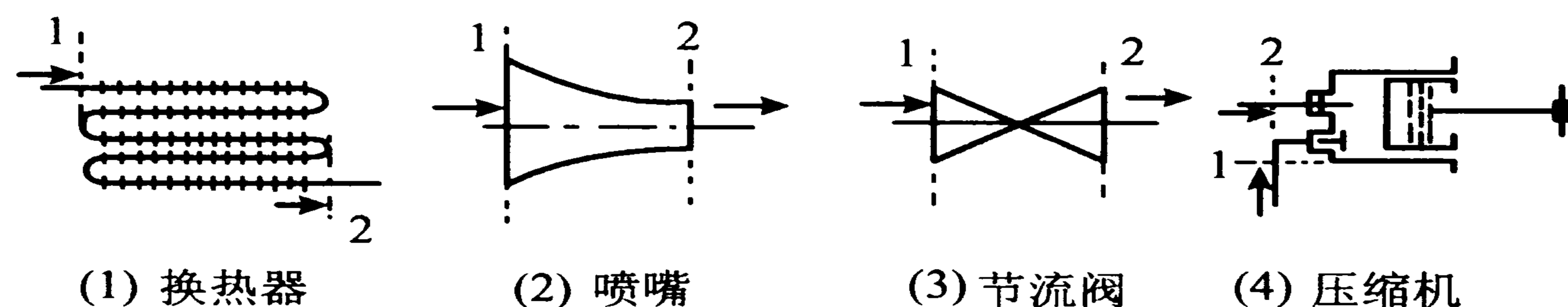


图 1-8 几种常见的流体流动

(1) 通过换热器的流动 此时，外界对体系的机械功 $w = 0$ ，设流体从进口至出口的位能和动能的变化可以忽略，即 $g\Delta Z = 0, \Delta \frac{u^2}{2} = 0$ ，式(1-25c)简化为：

$$q = \Delta h = h_2 - h_1 \quad (1-26)$$

此式表明，流体流过换热器时，外界对体系的加热量等于流体焓值的增量。反之，体系对外界的放热量等于焓值的减少。食品加工中，对牛奶、饮料的加热杀菌和冷却就属于此类流动状况。

(2) 通过喷嘴的流动 由于时间短，在流体通过喷嘴时可视为与外界无热量交换，即 $q = 0$ ，同时也无功交换，故 $w = 0$ ，若忽略位能变化，则式(1-25c)简化为：

$$\Delta h + \Delta \frac{u^2}{2} = 0 \text{ 或 } h_1 - h_2 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

由于是收缩喷嘴， $u_1 \ll u_2$ ，假设 $u_1 \approx 0$ ，可近似求得喷嘴截面上的流体速度

$$u_2 \approx \sqrt{2(h_1 - h_2)} \quad (1-27)$$

该式表明，流体流过收缩喷嘴时获得的动能等于流体焓值的减少。

(3) 通过节流阀的流动 对外的功交换和热交换都为零，设节流阀的进出口截面积相等，则流体进出节流阀时的速度也相等，式 (1-25c) 简化为：

$$\Delta h = 0 \text{ 或 } h_1 = h_2 \quad (1-28)$$

该式表明，流体节流前后其焓值不变。

(4) 通过压缩机的流动 设此时体系与外界无热量交换，且位能和动能的变化可以忽略，则式 (1-25c) 简化为：

$$w = \Delta h = h_2 - h_1 \quad (1-29)$$

这就是理论上压缩机所耗的功，它等于压缩前后气体焓值的增量。

[例 1-1] 某小型奶粉喷雾干燥设备，每小时需要的空气量为 2 000 kg，空气流过加热器时可认为是在恒压下从初始温度 25 ℃ 加热至 200 ℃，试计算所需要配备的加热器功率。

解：由式 (1-26) 可知，单位质量流体所需要的加热量等于流体焓的增量。根据焓的计算式

$$h = c_p \Delta T$$

设空气的定压比热容为 1 000 [J/(kg·K)]

$$h_2 = 1\,000 \times 200 = 200\,000 \text{ (kJ/kg)}$$

$$h_1 = 1\,000 \times 25 = 25\,000 \text{ (kJ/kg)}$$

所需要的热量为：

$$Q = mq = m(h_2 - h_1) = 2\,000 \times (200 - 25) = 350\,000 \text{ (kJ/h)}$$

所需加热器的功率为：

$$P = \frac{350\,000}{3\,600} = 97.2 \text{ (kW)}$$

3.3 不可压缩理想流体的稳定流动与柏努利 (Bernoulli) 方程

稳定流动总能量方程式是一个较普遍的方程式，它不但适用于不可压缩的理想流体，也适用于可压缩的实际流体的流动，且在流动过程中体系还有对外的热交换和功交换。因此，这一方程可被用于解决工程上范围相当广泛的问题。但是，对于单纯的流体输送问题，体系与外界往往可以忽略功、热等交换，且在压力变化范围不大的情况下，气体也可同液体一样，视为不可压缩流体。

此外，虽然在输送中的流体都是粘性的流体，即实际流体，但如果从理想流体入手，往往可以抓住事物的本质，使分析问题得以简化。

对于单纯的流动问题，体系对外界无功交换和热交换，即 $w=0$ ， $q=0$ ，且由于不可压缩和理想流体的假设，即 $v_1=v_2=v$ 或 $\rho_1=\rho_2=\rho$ 和 $e_1=e_2=e$ ，稳定流动总能量方程式简化为：

$$gZ_1 + p_1 v + \frac{u_1^2}{2} = gZ_2 + p_2 v + \frac{u_2^2}{2} \quad (1-30)$$

或

$$gZ_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2} = gZ_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} \quad (1-30a)$$

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} \quad (1-30b)$$

$$\rho g Z_1 + p_1 + \frac{\rho u_1^2}{2} = \rho g Z_2 + p_2 + \frac{\rho u_2^2}{2} \quad (1-30c)$$

式 (1-30a)、式 (1-30b) 和式 (1-30c) 为不可压缩理想流体稳定流动能量方程的 3 种表达式，称为柏努利方程式。式中各项代表单位数量的流体所具有的位能、压力能和动能，式 (1-30a) 以每 1 kg 质量的流体所具有的能量来表示；式 (1-30b) 以每 1 N 重量的流体所具有的能量来表示；式 (1-30c) 以每 1 m³ 体积的流体所具有的能量来表示。其中，式 (1-30b) 各项具有长度单位 (m)，在使用中将这三项分别称为位压头、静压头和动压头。

[例 1-2] 如图所示的开口水箱，其下部装有水龙头，设水箱上方有维持水位恒定的装置，液面与出水口的高度差 10 m，试求龙头开启后，水流达到稳定

时水的流量，已知管内径为 12 mm。

解：用柏努利方程进行近似计算，取水箱液面为第一截面，龙头出口为第二截面。由于第一截面积远大于龙头出口，故其速度 u_1 可以忽略，

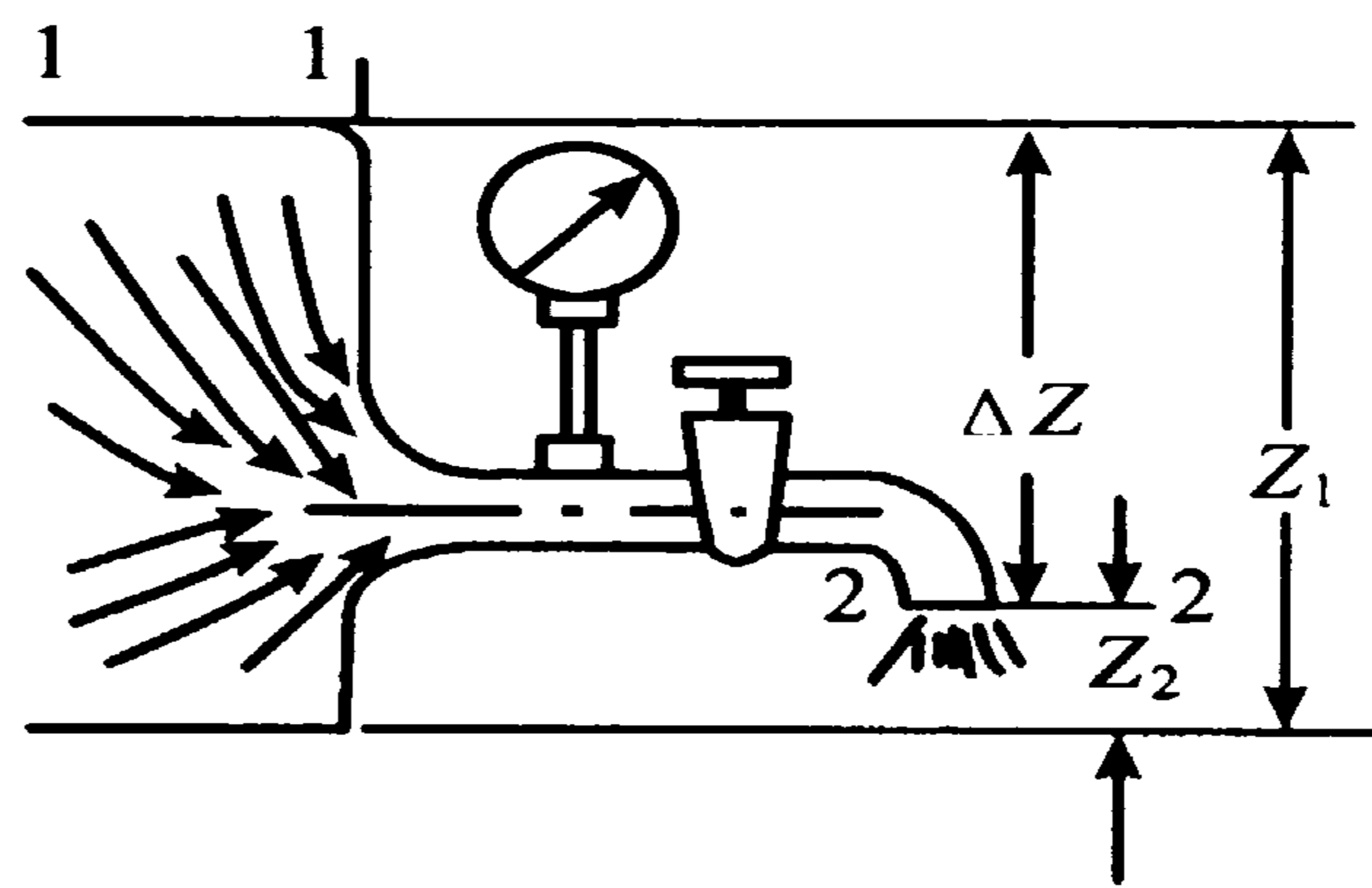
$$\frac{u_2^2}{2g} = -\Delta Z + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}$$

又因两截面均与大气接触，故截面上流体压力相等，均为大气压，从而上式简化为：

$$u_2 = \sqrt{-2g\Delta Z} = \sqrt{2 \times 9.81 \times 10} = 14 \text{ (m/s)}$$

水的流量为：

$$Q = \frac{\pi}{4} d^2 u_2 = 0.785 \times 0.012^2 \times 14 = 1.58 \times 10^{-3} \text{ (m}^3/\text{s)}$$



例题 1-2 附图

3.4 不可压缩实际流体的稳定流动

在流体输送中，分子之间的摩擦力将不可避免地造成机械能损失。根据能量守恒原理，损失的机械能转变为分子的内能。在流体流动计算中，我们称这部分内能为摩擦损失或水头损失。在体系与外界无热量交换情况下，不可压缩实际流体的稳定流动能量平衡方程为：

$$gZ_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2} + w = gZ_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} + (e_2 - e_1) \quad (1-31a)$$

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + H = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + \frac{(e_2 - e_1)}{g} \quad (1-31b)$$

或

$$gZ_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2} + w = gZ_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} + \sum l_f \quad (1-31c)$$

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + H = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + \sum h_f \quad (1-31d)$$

式中 $\sum l_f$ 和 $\sum h_f$ 分别称为单位质量和单位重量流体流动过程中的摩擦损失或

水头损失，关于该项的求解将是我们下面重点讨论的内容； H 为输送设备的压头或扬程。

4 管中流动

按流体与固体的接触情况来分，流体运动主要有下列四种形式：一是流体在固体内部的管中流动和缝隙流动；二是流体在固体外部的绕流；三是流体在固体一侧的表面流动；四是流体与固体不接触的孔口出流和射流。在食品工程中，以第一种流动形式最普遍，如空气和蒸汽在管道中的流动，水在管道中的流动，牛奶、果汁、糖浆等在管道中的流动等。

本节主要讨论管中不可压缩流体的运动规律，其中介绍层流和紊流的概念，讨论层流和紊流能量损失的形成原因和计算方法，介绍沿程阻力和局部阻力系数的计算公式及图表。

4.1 管中稳定流动连续性方程

稳定流动情况下，单位时间内流进体系的流体质量等于流出体系的流体质量，即

$$\rho_1 u_1 A_1 = \rho_2 u_2 A_2 \quad (1-32)$$

式中： ρ_1 、 ρ_2 为管段两端面处的流体密度， kg/m^3 ； u_1 、 u_2 为管段两端面处的平均流速， m/s ； A_1 、 A_2 为管段两端的横截面面积， m^2 。

式 (1-32) 称为流体在管中稳定流动时的连续性方程。对于不可压缩流体，由于 $\rho_1 = \rho_2$ ，式 (1-32) 改为

$$u_1 A_1 = u_2 A_2 \quad (1-33)$$

该式表明，不可压缩流体的平均流速，其数值只随管道截面面积变化，流速与管径平方成反比。

4.2 雷诺实验与雷诺数

雷诺数代表惯性力和粘性力之比。雷诺数不同，这两种力的比值也不同，由此产生内部结构和运动性质完全不同的两种流动状态。这种现象用图 1-9 所示的雷诺实验装置可以清楚地观测出来。

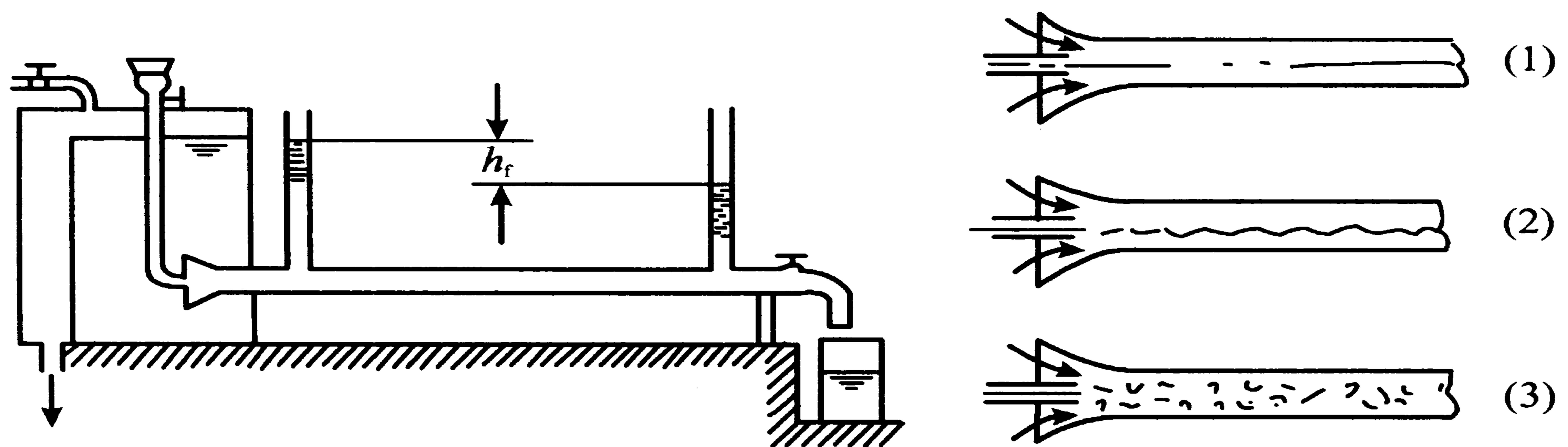


图 1-9 雷诺实验装置

利用溢水管保持水箱中水位恒定，轻轻打开玻璃管末端的节流阀，然后再轻轻打开颜色水杯上的小阀。

当玻璃管中流速较小时，可以看到颜色水在玻璃管中呈明显的直线形状，如图 1-9(1)。不论颜色水出口摆在玻璃管口任何部位，颜色水的直线形状都很稳定，这说明此时整个管中的水都是沿轴向流动，流体质点没有径向运动，不相互混杂，这种流动状态称为层流。

将节流阀逐渐开大颜色水开始抖动，直线形状破坏，如图 1-9(2) 所示，这是一种过渡状态。节流阀开大到一定程度，也就是管中流速增大到一定程度，则颜色水不再保持完整形状，而是破裂成如图 1-9(3) 所示那样杂乱无章、瞬息变化的状态。这说明此时管中流体质点有剧烈的互相混杂，质点运动速度不仅在轴向而且在径向均有不规则的脉动现象，这种流动状态称为紊流。

从玻璃管看到颜色水的这两种流动状态——层流和紊流，实际上是一切流体运动普遍存在的物理现象。如何区分这两种流动状态，由无量纲准数——雷诺数

Re 来判断。雷诺数 Re 的表达式

$$Re = \frac{l u \rho}{\mu} \quad (1-34)$$

式中： l 为特征尺寸，m； u 为流体平均速度，m/s； ρ 为流体密度，kg/m³； μ 为流体动力粘度，Pa·s。

流态稳定性的判断标准为：

$Re > 4\,000$ 时，管中流动状态一般都为紊流；

$Re < 2\,000$ 时，管中流动状态都为层流。

$2\,000 < Re < 4\,000$ 时，管中流动状态可为层流，也可能为紊流，但紊流的可能性更大。原因是在雷诺数较高时层流极不稳定，遇到外界振动干扰就容易变为紊流。因此，层流与紊流的判断标准有时简化为：

$Re < 2\,000$ 时，管中流动状态为层流；

$Re > 4\,000$ 时，管中流动状态为紊流。

4.3 水力直径

一般雷诺数 $Re = \frac{l u \rho}{\mu}$ 中的特征尺寸 l 在圆形管道中取直径 d ，因而圆管的雷诺数是 $Re = \frac{d u \rho}{\mu}$ ，但在异形管道中用什么作为雷诺数中的特征尺寸呢？

我们看一下圆管直径与断面 A 和断面上流体与固体接触周长 S 的关系

$$4 \frac{A}{S} = 4 \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{\pi d} = d$$

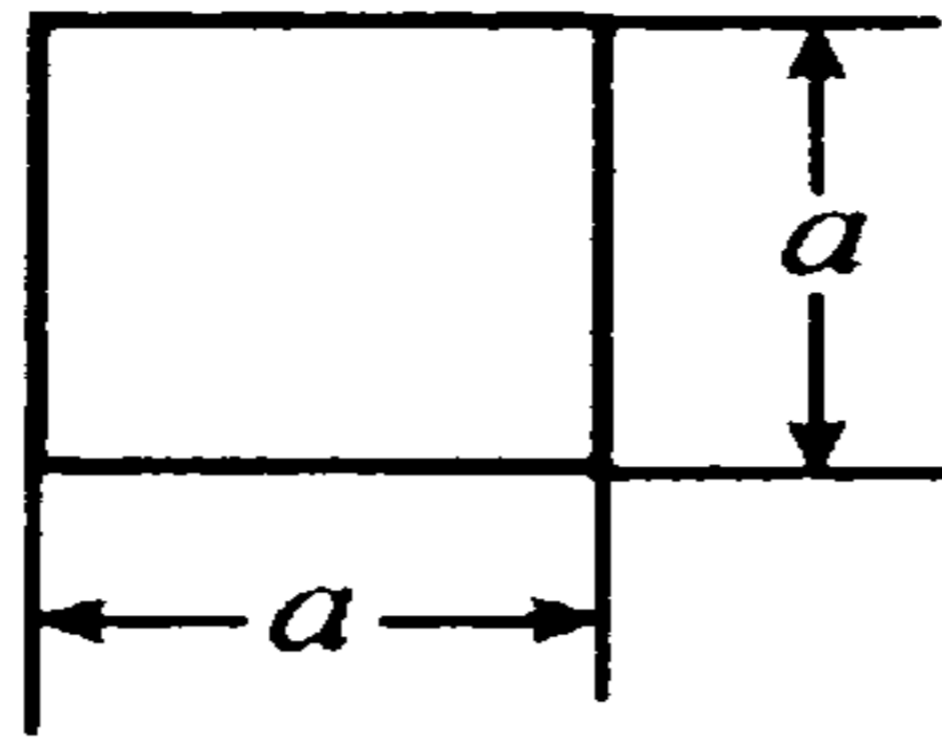
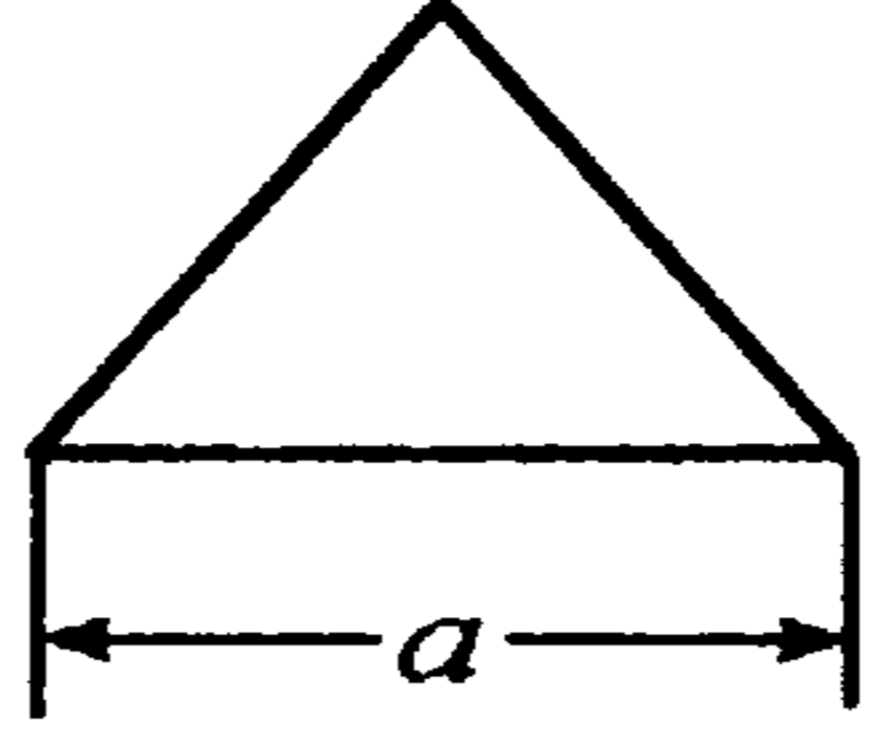
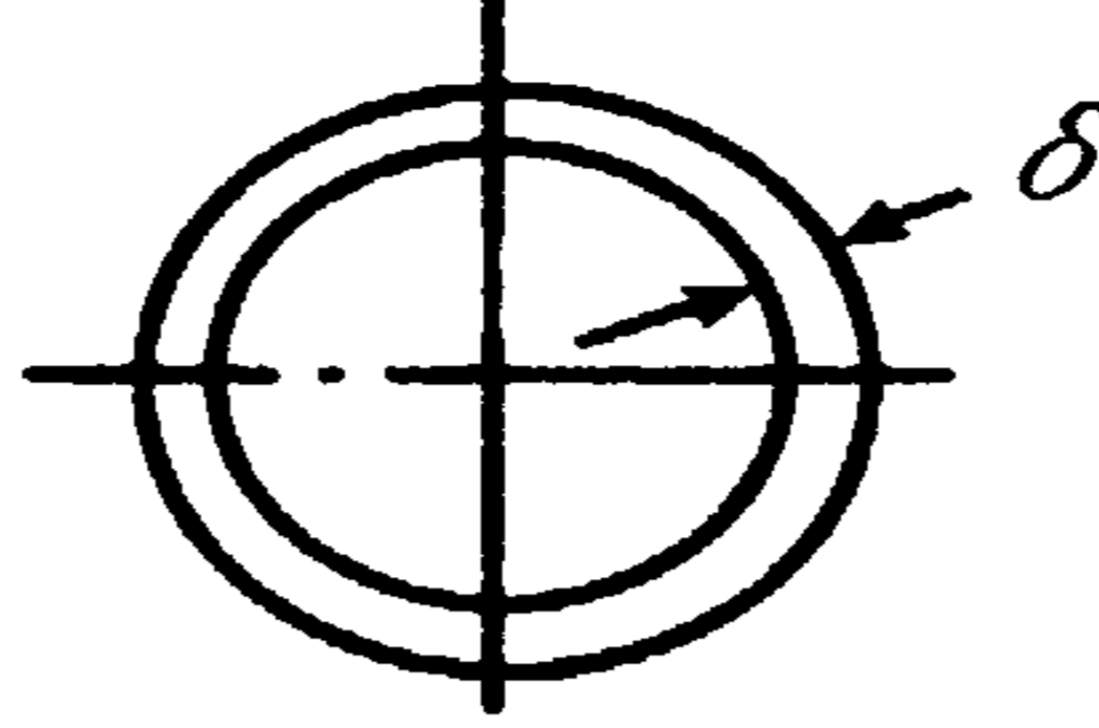
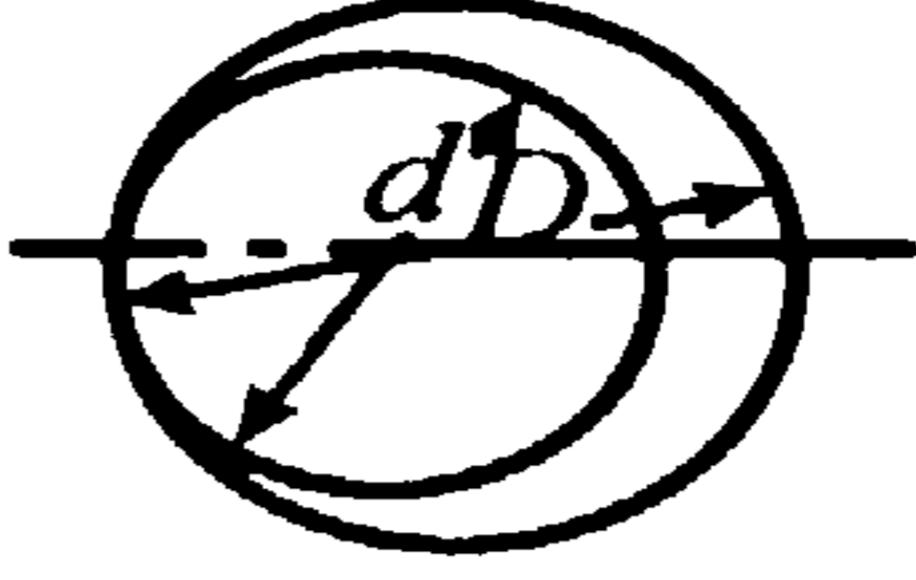
就可以受到启发。异形断面管道也可以用过流断面面积 A 与过流断面上流体与固体接触周长 S 之比的 4 倍来作为特征尺寸。这种尺寸称为水力直径，用 d_H 表示

$$d_H = 4 \frac{A}{S} \quad (1-35)$$

于是异形管道的雷诺数为 $Re = \frac{d_H u \rho}{\mu}$ 。

根据实验，几种异形管道层流紊流的判断标准列于表 1-3。

表 1-3 异形管道的雷诺数及判断标准

	正方形	正三角形	圆心缝隙	偏心缝隙
管道断面形状				
$Re = \frac{u}{\nu} d_H$	$\frac{u}{\nu} a$	$\frac{u}{\nu} \frac{a}{\sqrt{3}}$	$\frac{u}{\nu} 2\delta$	$\frac{u}{\nu} (D-d)$
层流 $Re_c <$	2 070	1 930	1 100	1 000

4.4 圆管中的层流

4.4.1 速度分布与流量

如图 1-10 所示, 取半径为 r 、长度为 l 的一个圆柱体, 在稳定流动中这个圆柱体处于平衡状态, 因而作用在圆柱体上的外力在 x 方向 (轴向) 的投影和为零。此种外力有二: 一为两端面上的压力 $(p_1 - p_2)\pi r^2$; 二为圆柱面上的摩擦力 $\tau 2\pi r l$, 于是由 $\sum F_x = 0$, 可得

$$(p_1 - p_2)\pi r^2 - \tau 2\pi r l = 0$$

简化并引用牛顿内摩擦定律 $\tau = -\mu \frac{du}{dr}$, 可得

$$\frac{du}{dr} = -\frac{p_1 - p_2}{2\mu l} r = \frac{\Delta p}{2\mu l} r \quad (1-36)$$

很明显, 上式仅适用于稳定、单向、轴对称、等径均匀的流体流动情况。对上式进行积分

$$\int_u^0 du = + \int_r^R \frac{\Delta p}{2\mu l} r dr$$

$$u = \frac{-\Delta p}{4\mu l} (R^2 - r^2) \quad (1-37)$$

这就是圆管层流的速度分布规律，公式说明过流断面上的速度 u 与半径 r 成二次旋转抛物面关系，如图 1-10 所示。

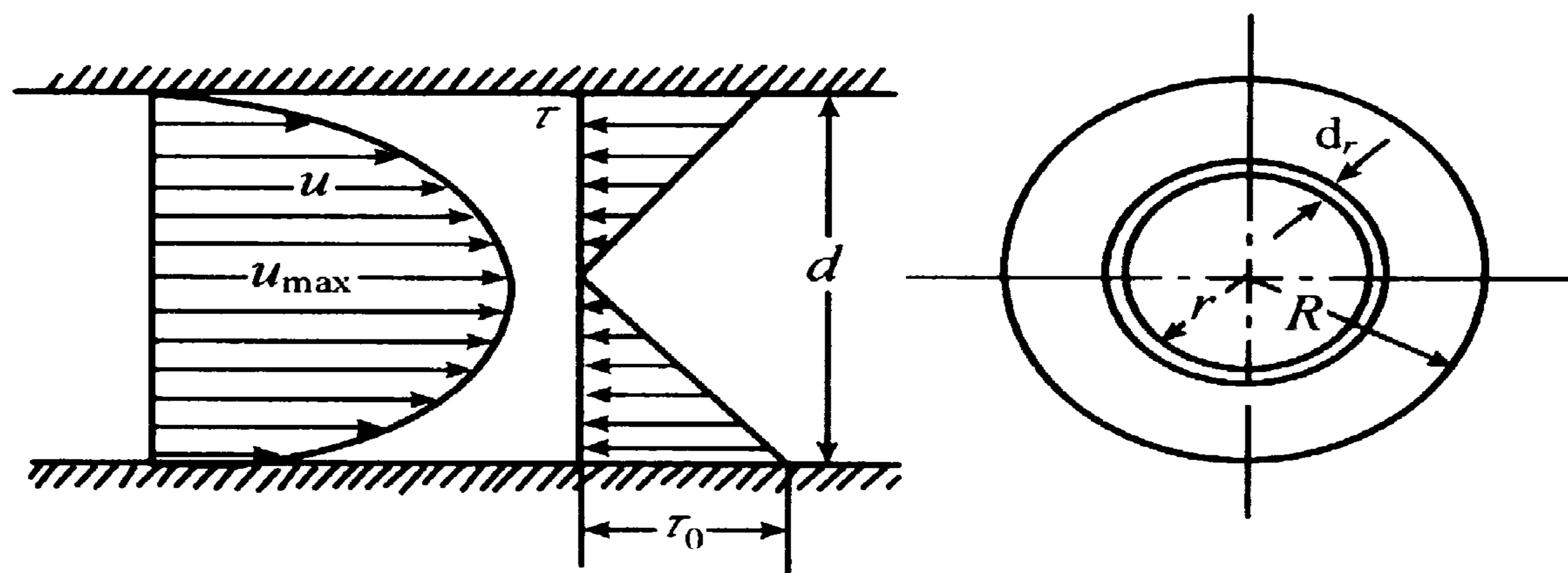


图 1-10 圆管层流的速度分布与切应力分布

取半径 r 处宽度为 dr 的微小环形面积，则可得流量为：

$$Q = \int_A u dA = \int_0^R \frac{-\Delta p}{4\mu l} (R^2 - r^2) 2\pi r dr = \frac{-\pi\Delta p R^4}{8\mu l} = \frac{-\pi\Delta p d^4}{128\mu l} \quad (1-38)$$

此式称为哈根-泊肃叶 (Hagen-Poiseuille) 定律，它与精密实验的测定结果完全一致。哈根-泊肃叶定律也是测定液体粘度的依据。从式 (1-38) 解出

$$\mu = \frac{-\pi\Delta p d^4}{128lQ} = \frac{-\pi\Delta p d^4 t}{128lV}$$

如图 1-11(1) 所示，在固定内径 d 、长度 l 的细管两端测出压差 $\Delta p = p_1 - p_2$ 及流出一定体积 V 的时间 t ，按上式即可得出流体的动力粘度 μ 。

如果细管一端接大气，一端连接固定液面高度 Z 的容器，如图 1-11(2) 所示，则以 $-\Delta p = \rho g Z$ 代入式 (1-38)，得

$$\nu = \frac{\pi g Z d^4 t}{128lV} = kt \quad (1-39)$$

在仪器上 d 、 l 、 Z 、 V 均为定值， k 为仪器常数，因而只要测出时间 t 即可算出流体的运动粘度 ν 。这就是工业用粘度计的理论依据。

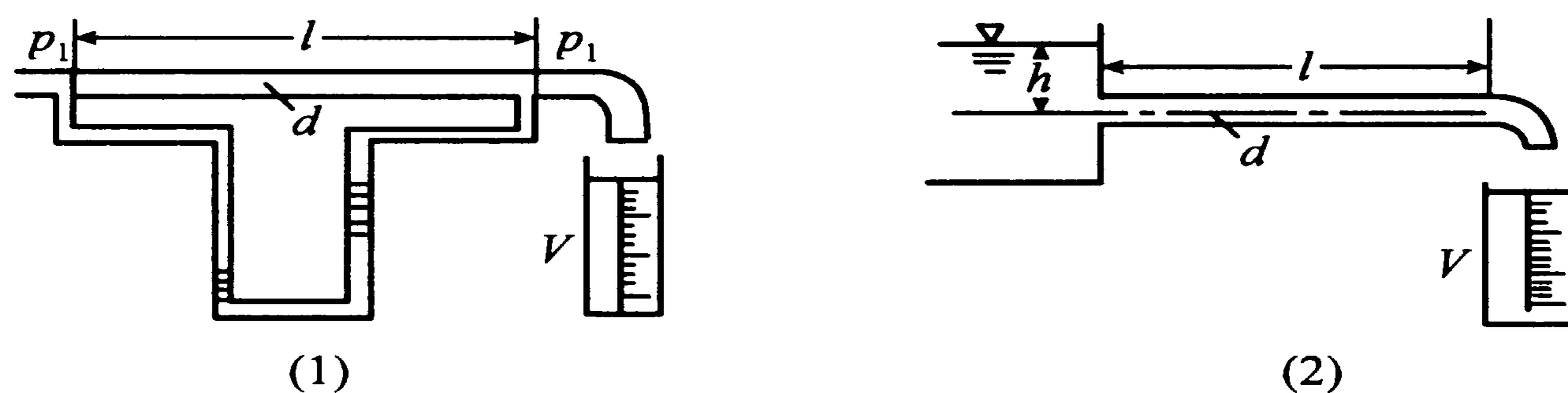


图 1-11 粘度测定原理

4.4.2 平均速度和最大速度

管中平均速度可由式 (1-38) 求得

$$u = \frac{Q}{A} = -\frac{\pi \Delta p R^4}{8 \mu l \pi R^2} = -\frac{\Delta p R^2}{8 \mu l} \quad (1-40)$$

管中最大速度在轴心 $r=0$ 处, 由式 (1-37) 得

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

由此可见, 如果能测出管中层流在轴心处的速度, 则可直接算出流量

$$Q = uA = \frac{u_{\max}}{2} \pi R^2$$

4.4.3 切应力分布

根据牛顿内摩擦定律, 在圆管中可得

$$\tau = \pm \mu \frac{du}{dy} = -\mu \frac{du}{dr} = \frac{-\Delta p r}{2l} \quad (1-42)$$

此式说明在层流的过流断面上, 切应力与半径成正比, $\tau = \tau(r)$ 的分布规律, 如图 1-10 所示, 称为切应力的 K 字形分布。图中箭头表示慢速流层作用在快速流层上的切应力的方向。

当 $r=R$ 时, 可得管壁处的切应力为:

$$\tau_0 = \frac{-\Delta p R}{2l} \quad (1-43)$$

流体作用在管壁上的总摩擦力

$$F = \tau_0 2\pi Rl = \frac{-\Delta p R}{2l} 2\pi Rl = -\Delta p \pi R^2 = \frac{8\mu l u}{R^2} = 8\pi\mu l u \quad (1-44)$$

式中的 $F = -\Delta p \pi R^2$ 也不限于层流。处于平衡状态的管流两端面上的压力差与作用在管壁上的摩擦力相平衡，这一原则对于紊流也同样是适用的。

4.4.4 沿程损失

在等径管路中，由于流体与管壁以及流体本身的内部摩擦，使得流体能量沿流动方向逐渐降低，这种引起能量损失的原因叫做沿程阻力。沿程能量损失可以用压强损失和水头损失表示。

(1) 压强损失 由哈根-泊肃叶定律可得用流量计算的压强损失为：

$$-\Delta p = \frac{8\mu l Q}{\pi R^4} = \frac{128\mu l Q}{\pi d^4} \quad (1-45)$$

用平均速度计算的压强损失为：

$$-\Delta p = \frac{8\mu l u}{R^2} = \frac{32\mu l u}{d^2} \quad (1-46)$$

(2) 水头损失 根据柏努利方程式知道，等径管路的水头损失就是管路两端压强之差，即

$$h_f = \frac{-\Delta p}{\rho g} = \frac{8\nu l Q}{\pi g R^4} = \frac{128\nu l Q}{\pi g d^4} \quad (1-47)$$

或

$$h_f = \frac{8\nu l u}{g R^2} = \frac{32\nu l u}{g d^2} \quad (1-48)$$

根据达西公式，不论层流还是紊流，圆管中的沿程水头损失一概表示为：

$$h_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2g} \quad (1-49)$$

与式 (1-48) 比较，可得层流的沿程阻力系数

$$\lambda = \frac{64\nu}{ud} = \frac{64}{Re} \quad (1-50)$$

于是层流时沿程水头损失可表示为：

$$h_f = \frac{64lu^2}{Re d 2g} \quad (1-51)$$

4.5 圆管中的紊流

通过雷诺实验可以看到，当雷诺数 Re 大于某一临界值时，颜色水不再维持直线形状而是杂乱无章地扩散在全管之中流动，这说明管中紊流的流体质点速度不仅具有三个方向的分量，而且这些分速度的大小又随时在发生变化，这种瞬息万变的现象称为脉动。紊流中不但速度有脉动，而且一点上的流体压强等其他参数都存在类似的脉动现象。

管中为层流时，全管中都是层流状态，因而它的分布规律适用于整个过流断面。管中出现紊流时，并非全管中都是同样的紊流状态，仔细观察，在靠近管壁处还有些值得注意的现象。

4.5.1 粘性底层、水力光滑管与水力粗糙管

由于管壁的摩擦以及分子附着力的作用，管壁上有流体黏附，此处流体运动速度为零。这种粘性作用必然影响壁面附近的流动，使紊流的脉动与质点的混杂在靠近管壁处受到抑制。由于管壁凸凹不平，这里有时是涡旋和脉动的发源地，但由于粘性影响较大，紊流现象受到限制。此处产生的涡旋在离开管壁适当距离处才可能发展，而在靠近管壁的一定范围内大都是以层流为主，这种靠近壁面处的层流层也称为粘性底层。

粘性底层的厚度 δ 并不是固定的，它与流体的粘度 ν 成正比、与流体运动速度 u 成反比、而且与反映壁面凸凹不平及摩擦应力大小的沿程阻力系数 λ 有关，通过理论与实验计算，得到一个近似公式

$$\delta = \frac{32.8d}{Re \sqrt{\lambda}} \quad (1-52)$$

按此粘性底层厚度的近似公式估算，通常条件下的 δ 值并不大，多数不足 1 mm。粘性影响在远离管壁的地方逐渐减弱，管中大部分区域是紊流的活动区，这里称为紊流核心，在粘

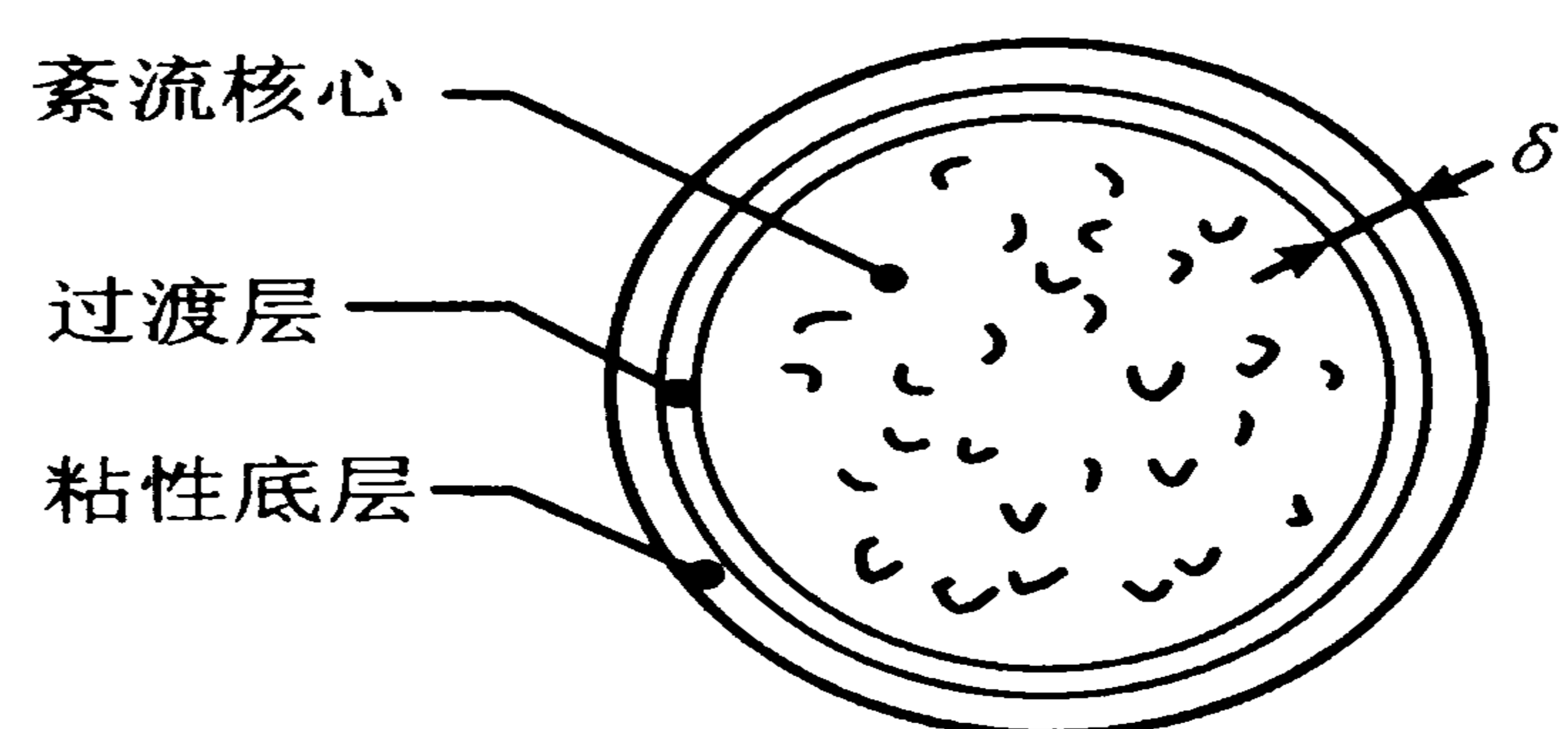


图 1-12 紊流结构

性底层与紊流核心之间有一个界限不很分明的过渡层，有时也可将它算在紊流核心的范围内，管中紊流实质上包括如图 1-12 所示的 3 层结构。

尽管粘性底层的厚度较小，但是它在紊流中的作用却是不可忽视的。由于管子的材料、加工方法、使用条件以及使用年限等多种因素，使得管壁会出现各种不同程度的凸凹现象，它们的平均尺寸 Δ 称为绝对粗糙度，如图 1-13 所示。

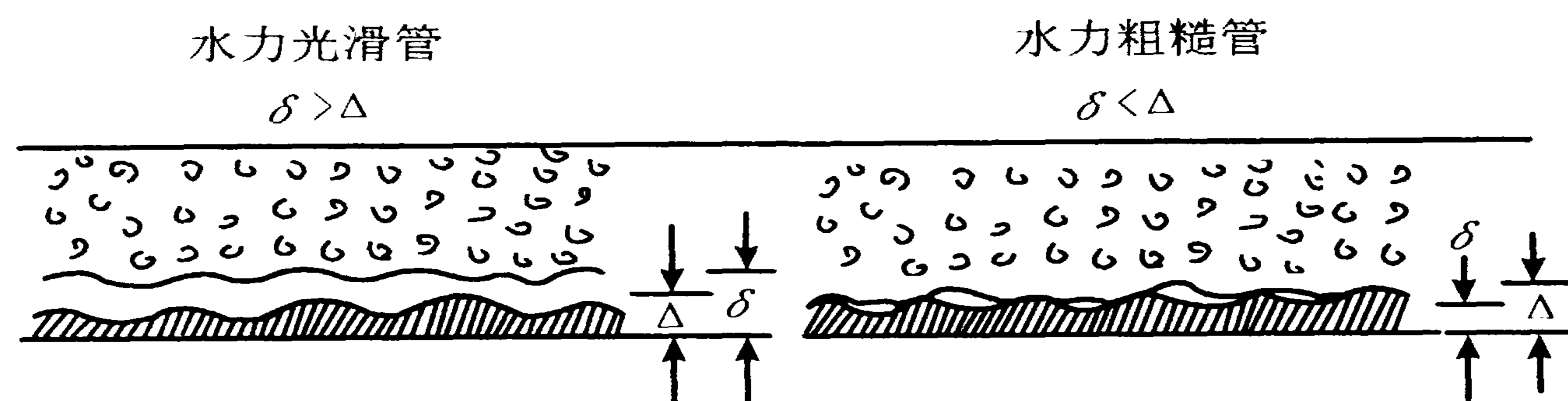


图 1-13 水力光滑管与水力粗糙管

当 $\delta > \Delta$ 时，管壁的凸凹不平部分完全被粘性底层覆盖，粗糙度对紊流核心几乎没有影响，这种情况称为水力光滑管。

当 $\delta < \Delta$ 时，管壁的凸凹不平部分暴露在粘性底层之外，紊流核心运动的流体冲击在凸起部分，不断产生新的旋涡、加剧紊乱程度、增大能量损失。粗糙度的大小对紊流特性产生直接影响，这种情况称为水力粗糙管。

当 δ 与 Δ 近似相等时，凸凹不平部分开始显露影响，但还未对紊流性质产生决定性的作用。这是介于上述两种情况之间的过渡状态，有时也把它归入水力粗糙管的范围。

水力光滑与水力粗糙同几何上的光滑与粗糙有联系，但并不能等同。几何光滑管出现水力光滑的可能性大些，几何粗糙管出现水力粗糙的可能性大些，几何光滑与粗糙是固定的，而水力光滑与水力粗糙却是可变的。例如一定的管路，当 Re 较小时是水力光滑的，但当 Re 增大时可能是水力粗糙的。一定的管路新使用时是水力光滑的，但用旧时却可能是水力粗糙的。因为确定水力光滑和水力粗糙的 2 个因素： δ 与 Δ ，都是变化的数值，特别是粘性底层厚度 δ 随 Re 的变化更是明显。

4.5.2 切应力分布

我们知道当管中出现紊流时，并非管中所有流体都处于紊流状态，而是由粘

性底层和紊流核心两部分组成，因此紊流中的切应力也应该包括两部分，即粘性切应力 τ_1 与脉动切应力 τ_2 。

在粘性底层中，脉动切应力很小，切应力的主要成分是粘性切应力

$$\tau_1 = \mu \frac{du}{dy} = \mu \frac{du}{dr} \quad (1-53)$$

在紊流核心中由于速度分布比较均匀，速度梯度很小，而脉动剧烈，因而它的切应力主要成分是脉动切应力

$$\tau_2 = \rho L^2 \left(\frac{du}{dr} \right)^2 \quad (1-54)$$

式中： ρ 为流体密度， kg/m^3 ； L 为混合长度， m 。根据卡门实验，混合长度的分布规律如图 1-14 所示。 L 与 y 或 r 的函数关系可以近似表示为：

$$L = kr \sqrt{1 - \frac{r}{R}} \quad (1-55)$$

当 $r \ll R$ ，即在管壁面附近时，

$$L = kr \quad (1-56)$$

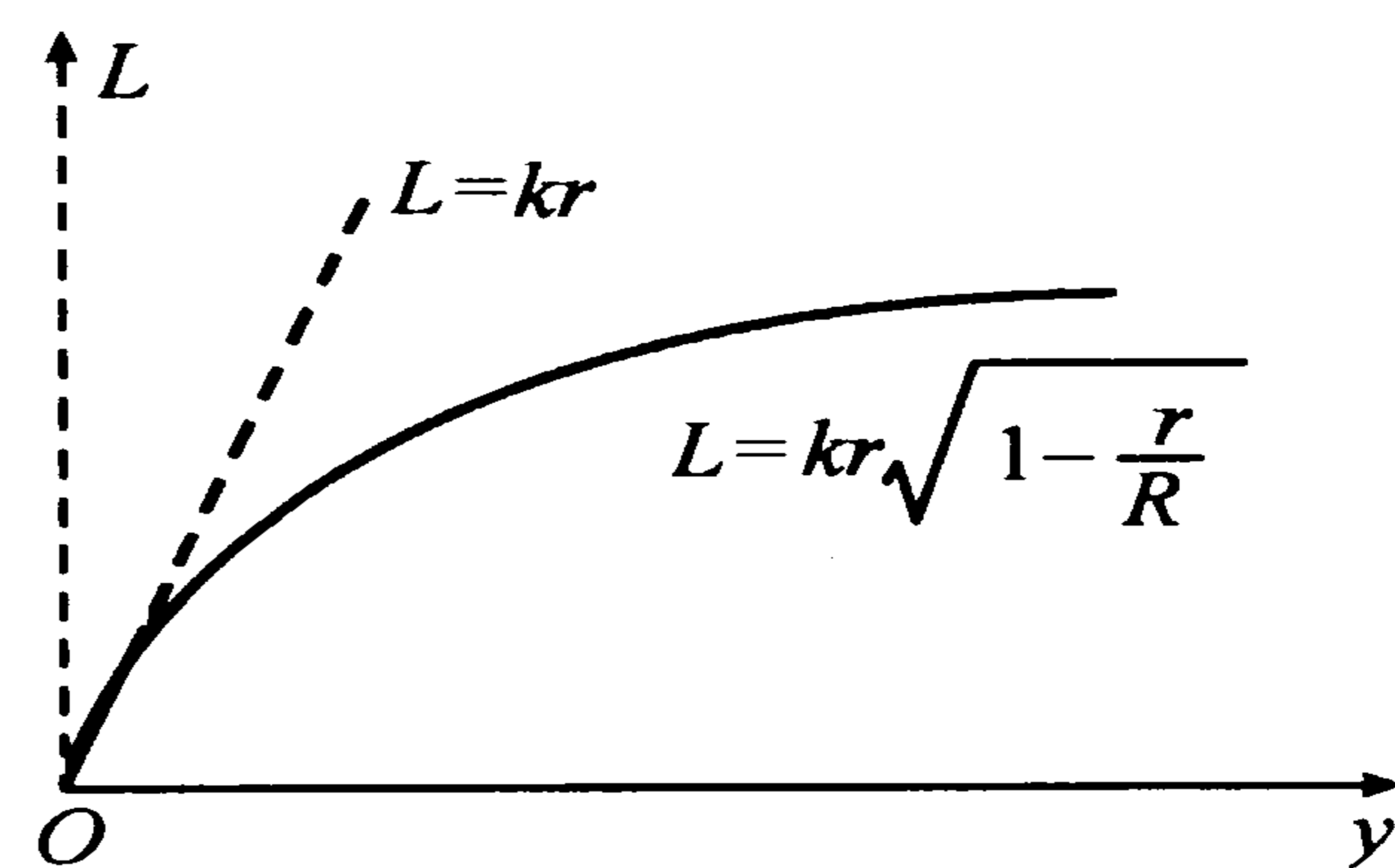


图 1-14 混合长度分布

式中 k 为混合长度系数，由实验测得 $k = 0.4$

由式 (1-54) 可知，脉动切应力 τ_2 在管路轴心处速度最大，速度梯度为零，因而切应力为零。

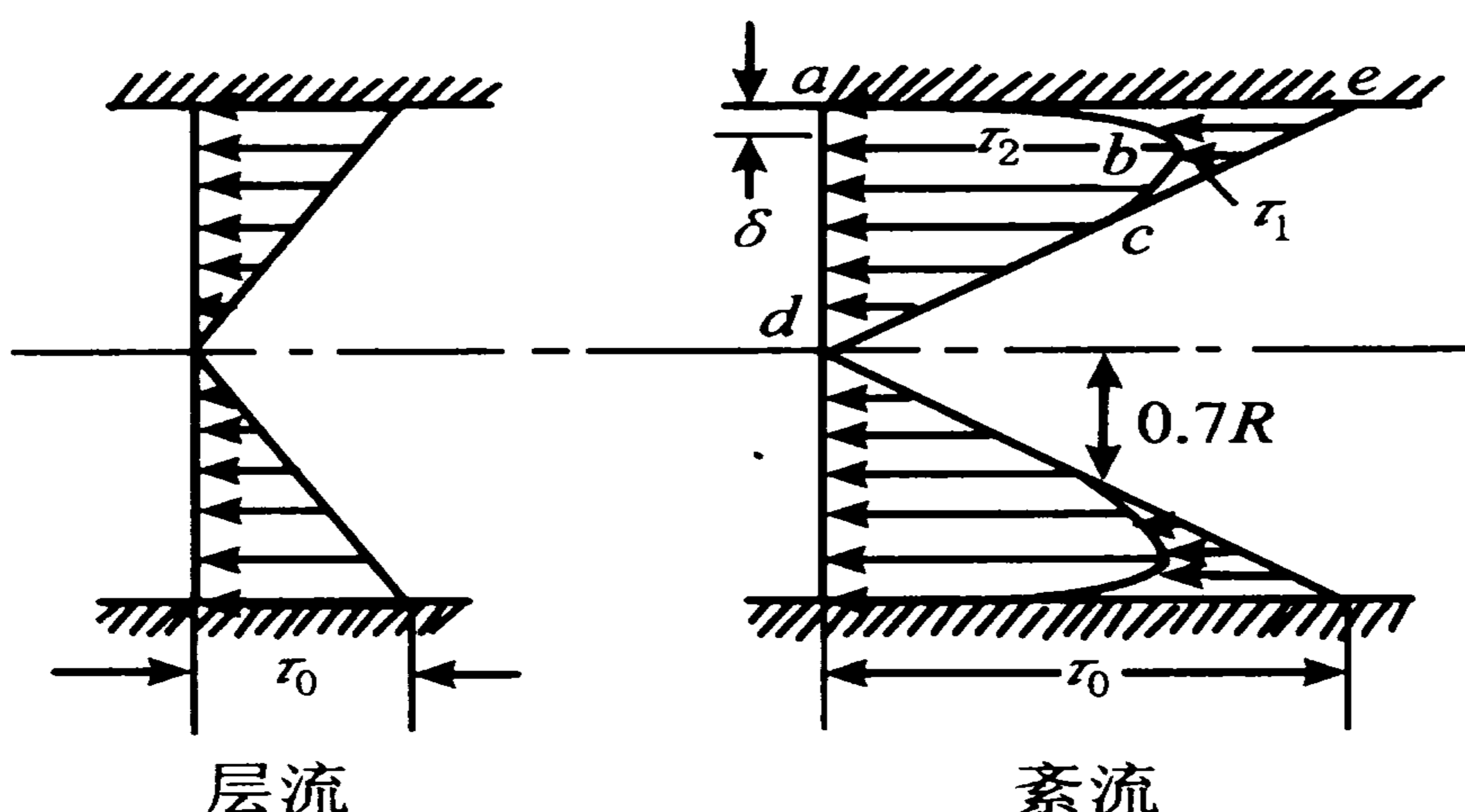


图 1-15 层流与紊流的切应力分布

根据对光滑管紊流脉动速度的测定，从而得出脉动切应力的分布如图 1-15 的 $abcd$ 所示，K 字形的其余部分 $abce$ 则为粘性切应力。在 $r < 0.7R$ 的范围之内，粘性切应力几乎不起作用，这就是以脉动为主的紊流核心。大约在 $r = 0.95R$ ，脉动切应力最大。再接近管壁则脉动切应力迅速降为零，这就是以粘性切应力为主的粘性底层了。在过渡层中两种切应力都存在，

它们的比例在不断变化。此处既有一定的混合长度又有较大的速度梯度，因此脉动切应力的最大值一般是出现在紊流核心的边缘地带而不是靠近管路

轴心。

4.5.3 速度分布

与切应力分布类似，紊流速度分布也由粘性底层中速度分布和紊流核心中速度分布组成。在粘性底层中速度分布是直线，而在紊流核心中速度分布 u 与 r 成对数关系。设光滑管紊流核心的边界与粘性底层边界重合，则速度分布

$$u = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} \frac{1}{k} \ln \frac{r}{\delta} + \frac{\tau_0}{\mu} \delta \quad (1-57)$$

式中粘性底层厚度 δ 及管壁面上的切应力 τ_0 分别由式 (1-52) 和式 (1-43) 确定，即

$$\delta = \frac{32.8d}{Re\sqrt{\lambda}} = \frac{32.8\nu}{u\sqrt{\lambda}}$$

$$\tau_0 = \frac{\Delta p d}{4l} = \lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2g} \frac{\rho g d}{4l} = \frac{\lambda}{8} \rho u^2$$

4.6 管路中的沿程阻力

沿程阻力是造成沿程水头损失的原因，计算沿程损失的公式是达西公式，但式中的沿程阻力系数 $\lambda = f(Re, \frac{\Delta}{d})$ 的规律有待深入探讨。

4.6.1 尼古拉兹实验

1933年发表的尼古拉兹实验对管中沿程阻力作了全面研究。将沙粒筛分后用漆涂于管道的内壁，一共造成6种 $\frac{\Delta}{d}$ 相对粗糙度不同的管路，对每种管路皆从最低的雷诺数开始，一直实验进行到 $Re = 10^6$ 为止。以 $Re = \frac{ud}{\nu}$ 为横坐标，以

$$\lambda = \frac{h_f}{lu^2} = -\frac{2\Delta p d}{\rho l u^2}$$

为纵坐标，将实验点标在双对数坐标纸上，即为尼古拉兹实验曲线，如图 1-16 所示。

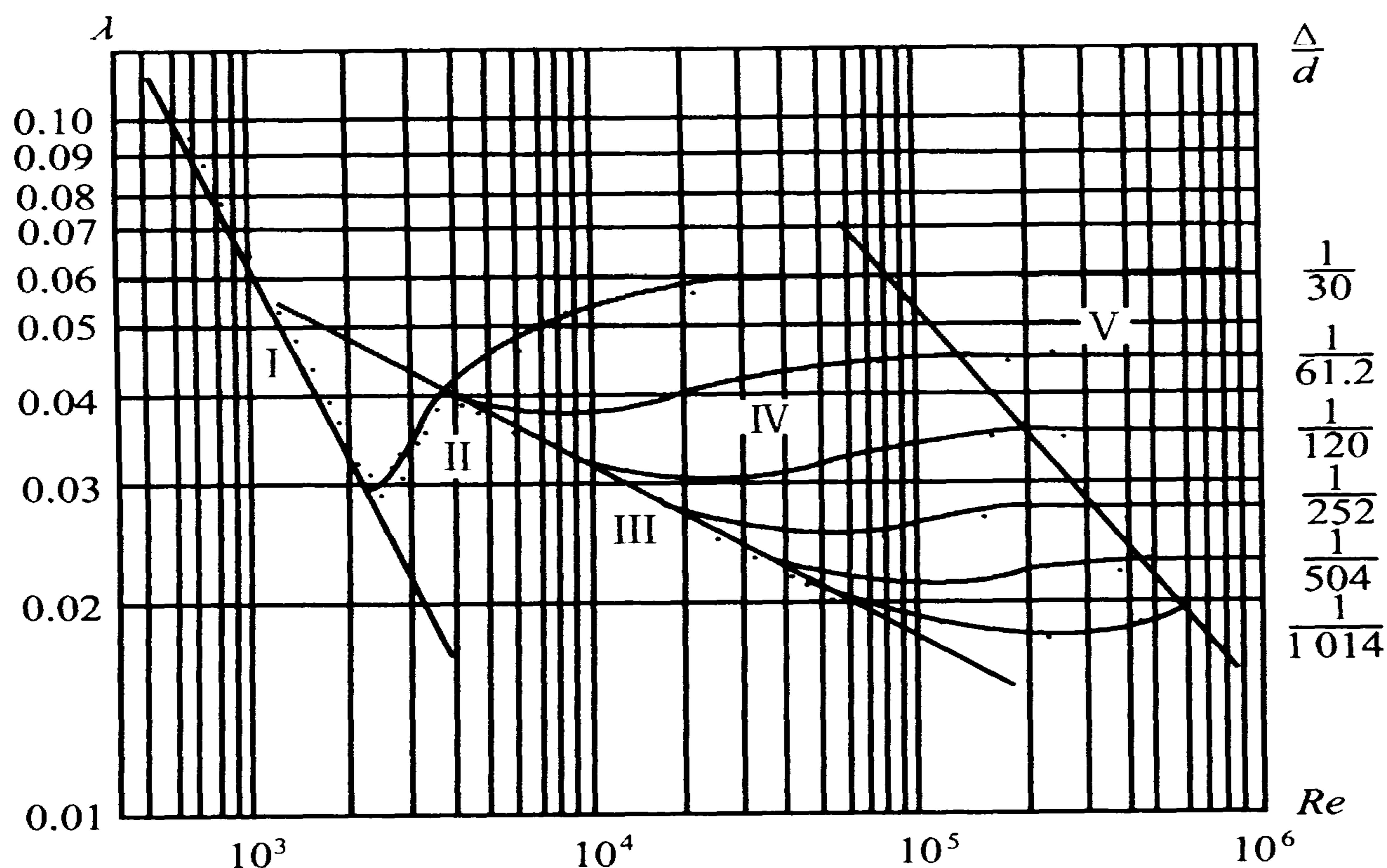


图 1-16 尼古拉兹实验曲线

尼古拉兹实验曲线可以分为 5 个阻力区域，每个阻力区域的范围、特点和计算 λ 的经验和半经验公式如下。

(1) 层流区 当 $Re < 2\,320$ 时，不论相对粗糙度多少，其实验点均集中分布在直线 I 上，这条直线的方程即是 $\lambda = \frac{64}{Re}$ 。层流的一个特征是粗糙度不影响 λ ，水头损失正比于速度的一次方：

$$h_f = \lambda \frac{lu^2}{d2g} = \frac{64lu^2}{Red2g} = \frac{32\nu l}{d^2g} u$$

(2) 临界区 当 $2\,320 < Re < 4\,000$ 时，层流开始转变为紊流。这种临界状态不甚稳定，实验点虽然也都分散在曲线 II 附近，但上、下波动不规则，总的趋势是，雷诺数增大时 λ 也增大，此区有一个经验公式可供参考

$$\lambda = 0.0025 Re^{1/3} \quad (1-58)$$

(3) 光滑管紊流区 当 $Re > 4\,000$ 以后，相对粗糙度 $\frac{\Delta}{d}$ 较小的几种管道的实

验点都分布在直线Ⅲ上，只不过 $\frac{\Delta}{d}$ 稍大者离开直线时的 Re 稍小，而 $\frac{\Delta}{d}$ 越小，离开直线时的 Re 越大， $\frac{\Delta}{d}$ 很小的管道，当 Re 较大时，直线稍有弯曲。

这条直线Ⅲ的方程式称为布拉休斯公式：

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (1-59)$$

式中不包含粗糙度 Δ ，也就是说沿程损失与管路的粗糙度无关，显然只有粘性底层的厚度 δ 远大于绝对粗糙度 Δ 时才有这种可能。这条直线称为光滑管紊流区。这一阻力区的特点是水头损失正比于速度的1.75次方，在 $4000 < Re < 10^5$ 范围内比较准确。

(4) 过渡区 $Re > 22.2 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{\frac{8}{7}}$ 后，各种不同 $\frac{\Delta}{d}$ 的管道的实验点均脱离直线Ⅲ。随着 Re 增大，各种管道的实验点构成不同的曲线，在各条曲线未变成平直以前，在直线Ⅲ与虚线之间形成一个过渡阻力区Ⅳ。在此区中，粗糙度已经对阻力产生影响。即使在同样的 Re 下，不同 $\frac{\Delta}{d}$ 值的 λ 也完全不同，这正是粘性底层厚度 δ 与绝对粗糙度 Δ 近似相等时的情况。开始时 δ 还稍大于 Δ ，曲线均稍有下降。后来 Δ 又稍大于 δ ，于是曲线上升并各自散开。到达虚线以后， δ 远小于 Δ ，粘性底层不起作用，流动特征完全受粗糙度的大小来支配，进入粗糙管紊流区。

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re}\right)^{0.25} \quad (1-60)$$

过渡区的下限和上限均与 $\frac{\Delta}{d}$ 有关，它的范围是：

$$22.2 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{\frac{8}{7}} < Re < 597 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{\frac{9}{8}} \quad (1-61)$$

(5) 粗糙管紊流区 Re 超过图中虚线界限以后，进入粗糙紊流区Ⅴ，此时 $\frac{\Delta}{d}$ 不仅对 λ 有直接影响，而且是决定 λ 值的惟一因素。因为 Re 较高， Δ 远大于 δ ，粘性底层已经不起多大作用，紊流特征几乎遍及全管。

这一区中每种 $\frac{\Delta}{d}$ 的实验点都整齐地分布在水平直线上，改变雷诺数并不影响

λ 值, 因而雷诺数对流动特征、力学性能均失去影响。处于此种状态下的紊流如果进行模型实验, 可以不必考虑其雷诺数相等的条件, 此时无论实物与模型的雷诺数是否相等, 它们的粘性力都会自动保持力学相似, 因此粗糙管紊流区也称为自动模型区。

因为 λ 与 Re 无关, 水头损失将正比于速度的二次方, 于是此区又称为平方阻力区。这一区的沿程阻力系数计算公式

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0.25} \quad (1-62)$$

公式适用范围只限于粗糙管紊流区, 即

$$Re > 597 \left(\frac{d}{\Delta} \right)^{\frac{9}{8}} \quad (1-63)$$

4.6.2 莫迪图

莫迪图 (Moody) 是由雷诺数 Re 、相对粗糙度 $\frac{\Delta}{d}$ 和阻力系数 λ 的对数坐标组成 (图 1-17)。它与尼古拉兹实验曲线图不同点是, 莫迪图采用的相对粗糙度 $\frac{\Delta}{d}$ 接近于管道的真实状况, 如表 1-4 所示, 而不是沙粒。

表 1-4 管材的绝对粗糙度 (供参考用)

管 材	Δ/mm	管 材	Δ/mm
铜、铝管	0.001 5	新铸铁管	0.25
玻璃、塑料管	0.001	普通铸铁管	0.5
橡胶软管	0.01~0.03	旧铸铁管	1~3
无缝钢管	0.04~0.17	沥青铁管	0.12
新钢管	0.12	镀锌铁管	0.15
普通钢管	0.2	混凝土管	0.33
旧钢管	0.5~1	木材管	0.25~1.25

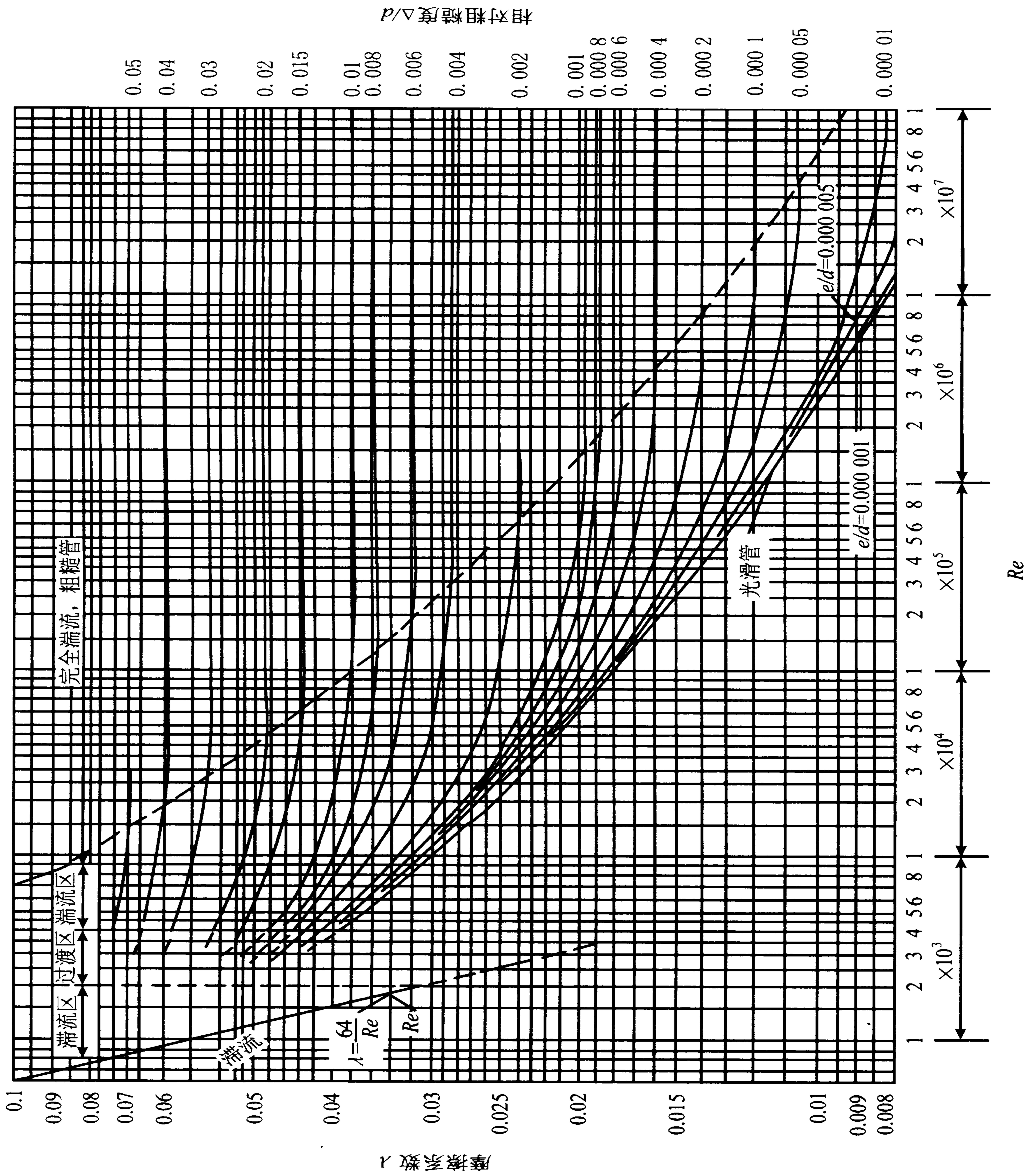


图 1-17 莫迪图

4.7 管路中的局部阻力

管路的功用是输送流体，为了保证流体输送中经常遇到的转向、调节、加速、升压、过滤、测量等需要，在管路上需要种种管路附件。流体经过这些附件时，受到扰动并产生不规则的旋转、碰撞、回流等现象，由此引起的阻力称为局部阻力，相应的能量损失称为局部损失。

局部阻力损失有两种表示法：阻力系数法和当量长度法。

(1) 阻力系数法 阻力系数法是将局部阻力损失折合成管中平均速度水头的若干倍。

$$h_f = \zeta \frac{u^2}{2g} \quad (1-64)$$

式中 ζ 为局部阻力系数，即折合成的倍数。常用管件局部阻力系数列于表 1-5。

表 1-5 局部阻力系数值

局部阻力名称	局部阻力系数值							
突扩	A_1/A_2	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	
	ζ	1	0.64	0.36	0.16	0.04	0	
突缩	A_1/A_2	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	
	ζ	0.5	0.45	0.34	0.25	0.15	0	
肘管	α	90	120	135	150	180	360	
	ζ	1.1	0.55	0.35	0.2	0	2.2	
弯管	ϕ	30	45	60	75	90	120	
	R/d	1.5	0.08	0.11	0.14	0.16	0.175	0.20
		2.0	0.07	0.10	0.12	0.14	0.15	0.17
蝶阀	α	5	10	15	20	40	60	
	ζ	0.24	0.52	0.9	1.54	10.8	11.8	
旋塞	θ	5	10	15	20	40	60	
	ζ	0.05	0.29	0.93	1.56	17.3	20.6	
带滤水网底阀	d/mm	40	50	70	100	150	200	
	ζ	12	10	8.5	7	6	5.2	

续表

局部阻力名称	局部阻力系数 ζ 值						
	闸阀	开度	全开	3/4 开	1/2 开	1/4 开	
	ζ	0.17	0.9	4.5	24		
隔膜阀	开度	全开	3/4 开	1/2 开	1/4 开		
	ζ	2.3	2.6	4.3	21		
标准三通	流向						
	ζ	0.4	1.3	1.5	1.0		
截止阀	开度	全开	1/2 开				
	ζ	6.4	9.5				
Z 止回阀	形式	摇板式	球形式				
	ζ	2	70				
角阀				1.5			
水表				7			
活管接				0.4			
出管口				1			
进管口		锐口: 0.5; 钝口: 0.25~0.1; 圆滑口: 0.06~0.05					

(2) 当量长度法 当量长度法是将局部阻力损失折合成具有相同直径、长度为 l_e 的沿程阻力损失。

$$h_f = \lambda \frac{l_e u^2}{d 2g} \quad (1-65)$$

在紊流流动情况下, 某些管件与阀门的当量长度可由图 1-18 的共线图查得。流体在管路流动中, 总水头损失等于沿程损失与局部损失之和, 即

$$\sum h_f = \lambda \frac{(l + \sum l_e) u^2}{d 2g} \quad (1-66)$$

或

$$\sum h_f = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{u^2}{2g} \quad (1-67)$$

对于某些管件和阀门, 若不能查得其当量长度, 则可查得阻力系数, 这时可将阻力系数法和当量长度法联合使用。

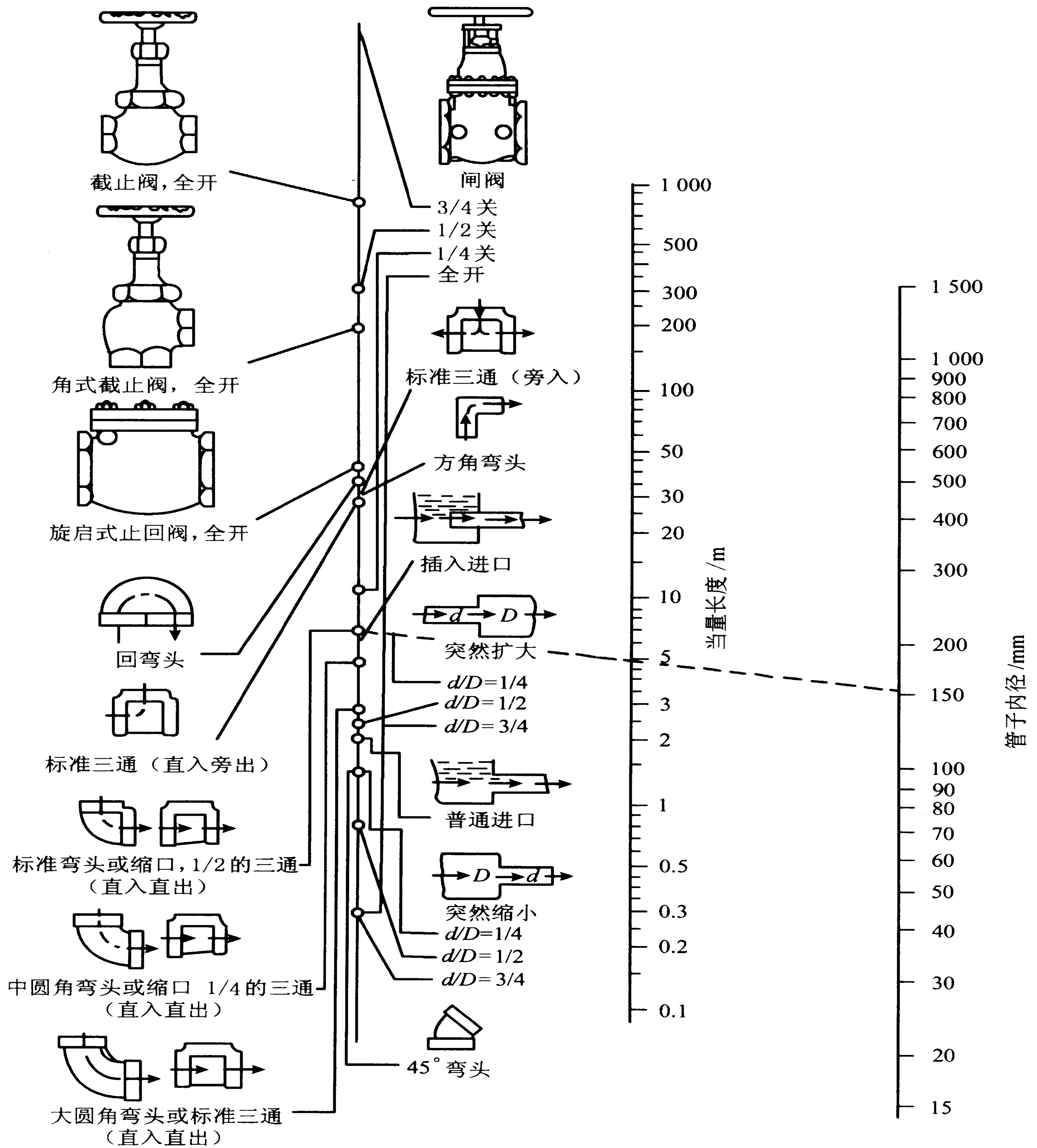


图 1-18 管件与阀门的当量长度共线图

$$\sum h_f = \left[\lambda \frac{(l + \sum l_e)}{d} + \sum \zeta \right] \frac{u^2}{2g} \quad (1-68)$$

或

$$\sum L_f = \left[\lambda \frac{(l + \sum l_e)}{d} + \sum \zeta \right] \frac{u^2}{2} \quad (1-68a)$$

5 管路计算与流量测量

5.1 管路计算

管路计算可分为无分支的简单管路计算和有分支的复杂管路计算。

5.1.1 简单管路计算

简单管路可以是等径或异径串联管路。简单管路计算的主要内容是：

- ①已知管径、管长、管件和阀门，欲将已知量的流体从一处输送至另一处所需的功率；
- ②已知管径、管长、管件和阀门，欲在允许的能量损失下，求管路的输送量；
- ③已知管长、管件和阀门，在要求的流体输送量和能量损失下，求输送管路的直径。

上述3个内容中，②和③计算略复杂一些。在流速 u 或管径 d 为未知量情况下，无法计算 Re ，因此也就无法判断流态和确定摩擦系数 λ 。这种情况下，往往采用试差法求解。由于摩擦系数 λ 变化范围较小，通常将其作为迭带变量。下面通过例题说明管路计算方法。

[例 1-3] 将 $5\text{ }^\circ\text{C}$ 的鲜牛奶以 $5\ 000\ \text{kg/h}$ 的流量从贮奶罐输送至杀菌器进行杀菌。这条管路系统所用的管道为外径 $38\ \text{mm}$ ，内径 $35\ \text{mm}$ 的不锈钢管，管道长度 $12\ \text{m}$ ，中间有一个摇板式单向阀，3只 90° 弯头，试计算管路进口至出口的水头损失。已知鲜奶 $5\text{ }^\circ\text{C}$ 时的粘度为 $3.0 \times 10^{-3}\ \text{Pa}\cdot\text{s}$ ，密度为 $1\ 040\ \text{kg/m}^3$ 。

解：(1) 计算流速

$$u = \frac{Q}{A} = \frac{5\,000}{\frac{\pi}{4} \times 0.035^2 \times 1\,040 \times 3\,600} = 1.39(\text{m/s})$$

(2) 计算雷诺数

$$Re = \frac{du\rho}{\mu} = \frac{0.035 \times 1.39 \times 1\,040}{3.0 \times 10^{-3}} = 1.69 \times 10^4$$

此流动为光滑管紊流，由式 (1-59)

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} = \frac{0.3164}{(1.69 \times 10^4)^{0.25}} = 0.0278$$

也可由图 1-17 和表 1-4 查 λ 。取不锈钢管的绝对粗糙度， $\Delta = 0.0015$ ，相对粗糙度 $\frac{\Delta}{d} = \frac{0.0015}{35} = 0.00004$ ，由图 1-17 得 $\lambda = 0.028$

(3) 计算局部阻力系数

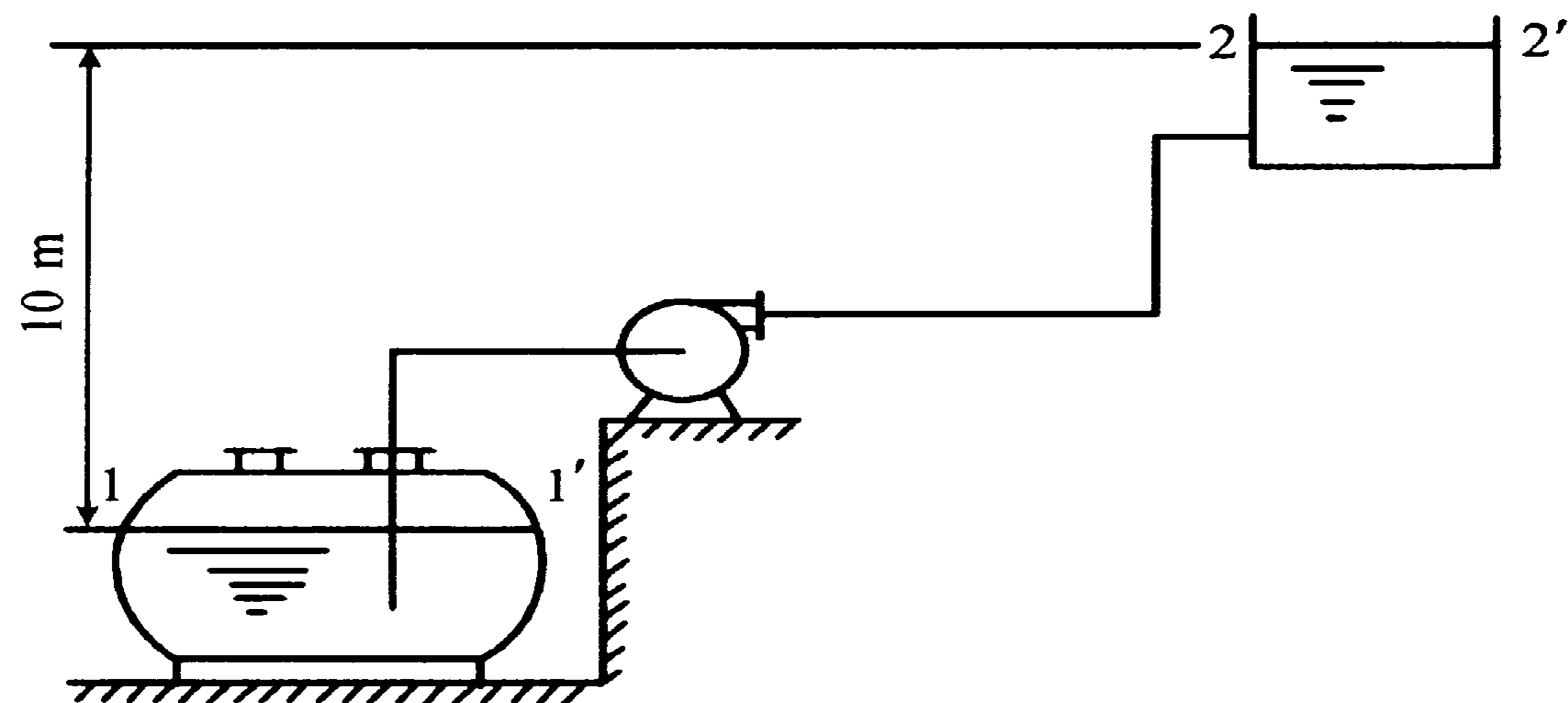
1 只摇板式单向阀	$\zeta_1 = 2.0$
3 只 90°弯头	$\zeta_2 = 3 \times 1.1$
管道入口	$\zeta_3 = 0.5$
管道出口	$\zeta_4 = 1.0$
	$\sum \zeta = 6.8$

(4) 计算水头损失

$$\begin{aligned} \sum h_f &= \lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2g} + \sum \zeta \frac{u^2}{2g} = \\ &= 0.028 \times \frac{12}{0.035} \times \frac{1.69^2}{2 \times 9.81} + 6.8 \times \frac{1.69^2}{2 \times 9.81} = 2.39(\text{m}) \end{aligned}$$

[例 1-4] 如例图所示，用泵输送某溶液，已知该溶液的密度 $\rho = 867 \text{ kg/m}^3$ ，粘度 $\mu = 0.675 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ，输送流量为 $5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 。高位槽液面高出低位槽液面 10 m。泵吸入管用 $\Phi 89 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$ 的无缝钢管，其直管部分总长为 10 m，管路上装有一个底阀（可按旋启式止回阀全开计），一个标准弯头。泵排出管用 $\Phi 57 \text{ mm} \times 3.5 \text{ mm}$ 的无缝钢管，其直管部分总长为 20 m，管路上装有一个全开的闸阀，一个全开的截止阀和 3 个标准弯头。高位槽和低位槽液面均为大气

压，且高、低位槽液面恒定。求泵的轴功率，设泵的效率为70%。



例 1-4 附图

解：根据式 (1-31c)，列出高位槽和低位槽液面间的能量平衡方程

$$gZ_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2} + w = gZ_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} + \sum L_f \quad (1)$$

由于两槽液面远大于管道截面，故 $u_1=0$ ， $u_2=0$ 。式 (1) 变为

$$w = 10g + \sum L_f = 98.1 + \sum L_f \quad (2)$$

吸入管与排出管直径不同，应该分别计算。

(1) 吸入管能量损失

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

式中 $d = 89 - 2 \times 4 = 81(\text{mm}) = 0.081(\text{m})$

由图 1-18 可查出相应管件的当量长度为

底阀： $l_e = 6.3 \text{ m}$

标准弯头： $l_e = 2.7 \text{ m}$

$$\sum l_e = 6.3 + 2.7 = 9 (\text{m})$$

管进口局部阻力系数：0.5

吸入管流速：

$$u = \frac{5 \times 10^{-3}}{\frac{1}{4} \pi \times 0.081^2} = 0.97 (\text{m/s})$$

吸入管内流体的流态:

$$Re = \frac{0.081 \times 0.97 \times 867}{0.675 \times 10^{-3}} = 1.01 \times 10^5 \quad \text{为紊流}$$

取管壁的绝对粗糙度 $\Delta = 0.3 \text{ mm}$, 则 $\frac{\Delta}{d} = \frac{0.3}{81} = 0.0037$ 。由图 1-17 可知 $\lambda = 0.027$ 。于是

$$\sum L_{fs} = \left(0.027 \times \frac{10 + 9}{0.081} + 0.5 \right) \times \frac{0.97^2}{2} = 3.21 (\text{J/kg})$$

(2) 排出管能量损失

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

式中 $d = 57 - 2 \times 3.5 = 50 (\text{mm}) = 0.05 (\text{m})$

由图 1-18 可知相应管件的当量长度。

闸阀全开: $l_e = 0.33 \text{ m}$

截止阀全开: $l_e = 17 \text{ m}$

3 个标准弯头: $l_e = 3 \times 1.6 (\text{m})$

$$\sum l_e = 0.33 + 17 + 4.8 = 22.13 (\text{m})$$

管出口局部阻力系数: 1.0

排出管流速:

$$u = \frac{5 \times 10^{-3}}{\frac{1}{4} \pi \times 0.05^2} = 2.55 (\text{m/s})$$

排出管内流体的流态:

$$Re = \frac{0.05 \times 2.55 \times 867}{0.675 \times 10^{-3}} = 1.64 \times 10^5 \quad \text{为紊流}$$

$\frac{\Delta}{d} = \frac{0.3}{50} = 0.006$, 由图 1-17 可知 $\lambda = 0.032$ 。于是

$$\sum L_{\text{FD}} = \left(0.032 \times \frac{20 + 22.13}{0.05} + 1.0 \right) \times \frac{2.55^2}{2} = 90.9 \text{ (J/kg)}$$

(3) 管路总能量损失

$$\sum h_f = 3.21 + 90.9 = 94.12 \text{ (J/kg)}$$

于是 $w = 98.1 + 94.12 = 192.2 \text{ (J/kg)}$

$$P_e = \frac{wQ\rho}{1\,000} = \frac{192.2 \times 0.005 \times 867}{1\,000} = 0.83 \text{ (kW)}$$

轴功率

$$P = \frac{P_e}{\eta} = \frac{0.83}{0.7} = 1.19 \text{ (kW)}$$

[例 1-5] 如例图所示, 自水塔将水送至车间, 输送管路采用 $\Phi 114 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$ 的钢管, 管路总长为 190 m (包括管件、阀门及 3 个弯头的当量长度, 但不包括进出口损失)。水塔内水面维持恒定, 并高于出水口 15 m。设水温为 $12 \text{ }^\circ\text{C}$, 求管路的输水量 (m^3/h)。

解: 列出塔内水面与出水口中心的能量平衡方程

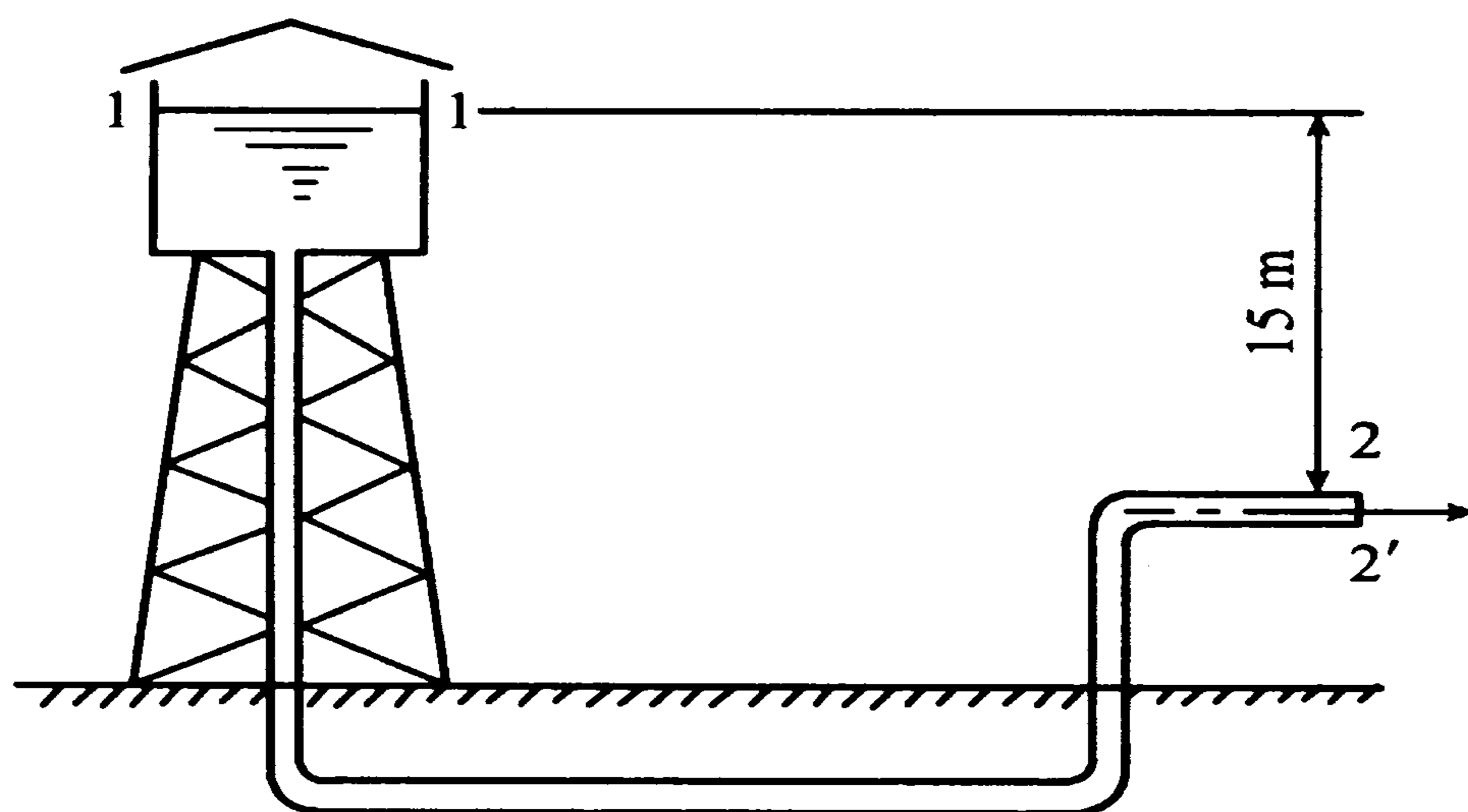
$$gZ_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2} = gZ_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} + \sum L_f \quad (1)$$

其中: $Z_1 = 15 \text{ m}$, $Z_2 = 0$, $u_1 = 0$, $u_2 = u$ (未知), $p_1 = p_2$

$$\sum L_f = \left[\lambda \frac{(l + \sum l_e)}{d} + \sum \zeta \right] \frac{u^2}{2} = \left(\lambda \frac{190}{0.106} + 1.5 \right) \frac{u^2}{2}$$

将以上数值代入式 (1) 中, 整理得

$$u = \sqrt{\frac{2 \times 9.81 \times 15}{\frac{190\lambda}{0.106} + 1.5}} = \sqrt{\frac{294.3}{1\,792\lambda + 1.5}} \quad (2)$$



例 1-5 附图

$$\text{式中 } \lambda = f\left(\frac{d\rho u}{\mu}, \frac{\Delta}{d}\right) \quad (3)$$

上两式中，含有两个未知数 λ 和 u 。由于 λ 的求解依赖于 Re ，而 Re 又是 u 的函数，故需要采用试差法求解，其步骤为

- ① 设定一个 λ 的初始值 λ_0 ；
- ② 根据式 (2) 求 u ；
- ③ 根据此 u 值求 Re ；
- ④ 用求出的 Re 及 $\frac{\Delta}{d}$ 值从摩擦系数图中查出新的 λ_1 ；
- ⑤ 比较 λ_0 与 λ_1 ，若两者接近或相符， u 即为所求，并据此计算输水量；否则以当前的 λ_1 值代入式 (2)，按上述步骤重复计算直至两者接近或相符为止。

本例题中，取管壁的绝对粗糙度 $\Delta = 0.2 \text{ mm}$ ，则 $\frac{\Delta}{d} = \frac{0.2}{106} = 0.00189$ 。

水温 $12 \text{ }^\circ\text{C}$ 时，其密度 $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ ，粘度 $\mu = 1.236 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ，于是，根据上述步骤计算的结果为：

序次	λ_0	u	Re	Δ/d	λ_1
第一次	0.02	2.81	2.4×10^5	1.89×10^{-3}	0.024
第二次	0.024	2.58	2.2×10^5	1.89×10^{-3}	0.0241

由于两次计算的值基本相符，故 $u = 2.58 \text{ m/s}$ ，于是输水量为

$$Q = 3600 \times \frac{\pi}{4} d^2 u = 3600 \times \frac{\pi}{4} \times 0.106^2 \times 2.58 = 81.96 (\text{m}^3/\text{h})$$

5.1.2 复杂管路计算

管路中存在分流与合流时，称为复杂管路。如图 1-19 (a) 所示，在主管路 A 处分 2 个或多个支路，然后在 B 处又汇合为一的管路，称为并联管路；又如图 1-19(b) 所示，在主管路 A 的 O 点分成二支路 B, C 后，不再汇合，称为分支管路。

并联管路与分支管路中各支路的流量彼此影响，相互制约，其流动规律虽比简单管路复杂，但仍满足连续性和能量守恒原理。

并联管路与分支管路计算的主要内容为：① 规定总管流量和各支管的尺寸，计算各支管的流量；② 规定各支管的流量、管长及管件与阀门的设置，选择合适

的管径；③在已知的输送条件下，计算输送设备应提供的功率。

(1) 并联管路 对于如图 1-19(a) 所示的并联管路，在 A, B 两截面之间列能量平衡方程式

$$gZ_A + \frac{p_A}{\rho} + \frac{u_A^2}{2} = gZ_B + \frac{p_B}{\rho} + \frac{u_B^2}{2} + \sum l_{f,A-B} \quad (1-69)$$

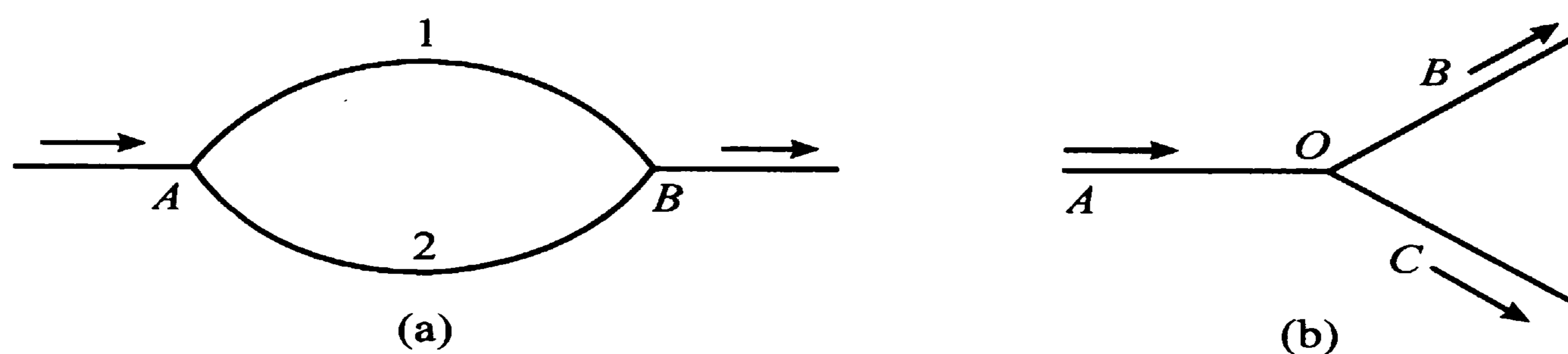


图 1-19 并联与分支管路示意图

对于支路 1, 有

$$gZ_A + \frac{p_A}{\rho} + \frac{u_A^2}{2} = gZ_B + \frac{p_B}{\rho} + \frac{u_B^2}{2} + \sum l_{f,1} \quad (1-70)$$

对于支路 2, 有

$$gZ_A + \frac{p_A}{\rho} + \frac{u_A^2}{2} = gZ_B + \frac{p_B}{\rho} + \frac{u_B^2}{2} + \sum l_{f,2} \quad (1-71)$$

比较以上三式, 可知

$$\sum l_{f,A-B} = \sum l_{f,1} = \sum l_{f,2} \quad (1-72)$$

上式表明, 并联管路中各支管的阻力损失相等。

此外, 根据流体的连续性条件, 在稳定流动情况下

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (1-73)$$

即主管中的流量等于各支管中流量之和。

式 (1-72) 和式 (1-73) 为并联管路中流动必须满足的方程, 尽管各支管的长度、直径可能相差很大, 但单位质量流体流经各支管的阻力损失相等。

[例 1-6] 设图 1-19(a) 中的支管 1 与支管 2 的总长度 (包括当量长度) 如

下：管 1 直径 0.053 m，总长度 30 m；管 2 直径 0.080 5 m，总长度 50 m。各管均为光滑管，1，2 两管进出口的高度相等。管内输送 20 ℃ 的水，已知总管中的流量为 60 m³/h，试求水在两支管中的流量。

解：20 ℃ 水的物性为：密度 $\rho = 998.2 \text{ kg/m}^3$ ，粘度 $\mu = 1.005 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ，设管 1 内的流速为 u_1 ，管 2 内的流速为 u_2 ，由式 (1-73) 可得

$$\frac{60}{3600} = \frac{\pi}{4} \times 0.053^2 u_1 + \frac{\pi}{4} \times 0.0805^2 u_2$$

$$\text{即 } u_1 = 7.56 - 2.31 u_2 \quad (1)$$

又根据式 (1-72) 得

$$\lambda_1 \left[\frac{(l_1 + \sum l_{e1})}{d_1} \right] \frac{u_1^2}{2} = \lambda_2 \left[\frac{(l_2 + \sum l_{e2})}{d_2} \right] \frac{u_2^2}{2}$$

代入已知数，得

$$\begin{aligned} \lambda_1 \left(\frac{30}{0.053} \right) \frac{u_1^2}{2} &= \lambda_2 \left(\frac{50}{0.0805} \right) \frac{u_2^2}{2} \\ 283 \lambda_1 u_1^2 &= 310.6 \lambda_2 u_2^2 \end{aligned} \quad (2)$$

将式 (1) 代入式 (2) 中，得

$$283 \lambda_1 (7.56 - 2.31 u_2)^2 = 310.6 \lambda_2 u_2^2$$

初设， $\lambda_1 = \lambda_2 = 0.02$ 由上式可得 $u_2 = 2.25 \text{ m/s}$

将此值代入式 (1) 得 $u_1 = 2.35 \text{ m/s}$

下面要检验所设 λ_1 与 λ_2 是否正确

$$Re_1 = \frac{d_1 u_1 \rho}{\mu} = \frac{0.053 \times 2.35 \times 998.2}{1.005 \times 10^{-3}} = 1.237 \times 10^5$$

$$\lambda_1 = 0.017$$

$$Re_2 = \frac{d_2 u_2 \rho}{\mu} = \frac{0.0805 \times 2.25 \times 998.2}{1.005 \times 10^{-3}} = 1.799 \times 10^5$$

$$\lambda_2 = 0.0154$$

由于 λ_1 和 λ_2 两者有一定差别，故将当前的 λ_1 与 λ_2 值代入式 (2) 中，重新求解 u_1 和 u_2 ，结果 $u_1 = 2.28 \text{ m/s}$ ， $u_2 = 2.29 \text{ m/s}$ 。

由于两次计算的流速值差别不大，故停止迭代计算，按第二次求得的流速计

算各支管的流量。

$$\text{管 1: } Q_1 = \frac{\pi}{4} \times 0.053^2 \times 2.29 \times 3\,600 = 18.19 (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{管 2: } Q_2 = 60 - 18.19 = 41.81 (\text{m}^3/\text{h})$$

(2) 分支管路 对于如图 1-19 (b) 所示的分支管路, 以分支点 O 处为上游截面, 分别对支管 B 和支管 C 列能量平衡方程式

$$gZ_O + \frac{p_O}{\rho} + \frac{u_O^2}{2} = gZ_B + \frac{p_B}{\rho} + \frac{u_B^2}{2} + \sum l_{f,B} \quad (1-74)$$

$$gZ_O + \frac{p_O}{\rho} + \frac{u_O^2}{2} = gZ_C + \frac{p_C}{\rho} + \frac{u_C^2}{2} + \sum l_{f,C} \quad (1-75)$$

比较以上二式可得

$$gZ_B + \frac{p_B}{\rho} + \frac{u_B^2}{2} + \sum l_{f,B} = gZ_C + \frac{p_C}{\rho} + \frac{u_C^2}{2} + \sum l_{f,C} \quad (1-76)$$

上式表明, 对于分支管路, 单位质量的流体在各支管流动終了时的总能量与能量损失之和相等。

此外, 由连续性方程

$$Q_A = Q_B + Q_C \quad (1-77)$$

可得知主管流量等于各支管流量之和。

5.2 流量测量

5.2.1 测速管

测速管又称皮托管 (Pitot tube)。它是由两根同心圆管组成, 如图 1-20 所示。测速管置于管道中, 同心圆管的轴向与流体流动方向平行。管内前端敞开, 开口正对流体流动方向; 外管前端封死, 而在离端点一定距离处开有几个小孔, 流体在小孔旁流过。内外管的另一端伸到管路外部, 与压差计相连接。

当流体流过时, 内管首先被流体充满, 使后续流体流到前端时停滞下来, 形成驻点。另一方面, 流过外管测孔的流体, 其流速仍保持点 1 处的速度。

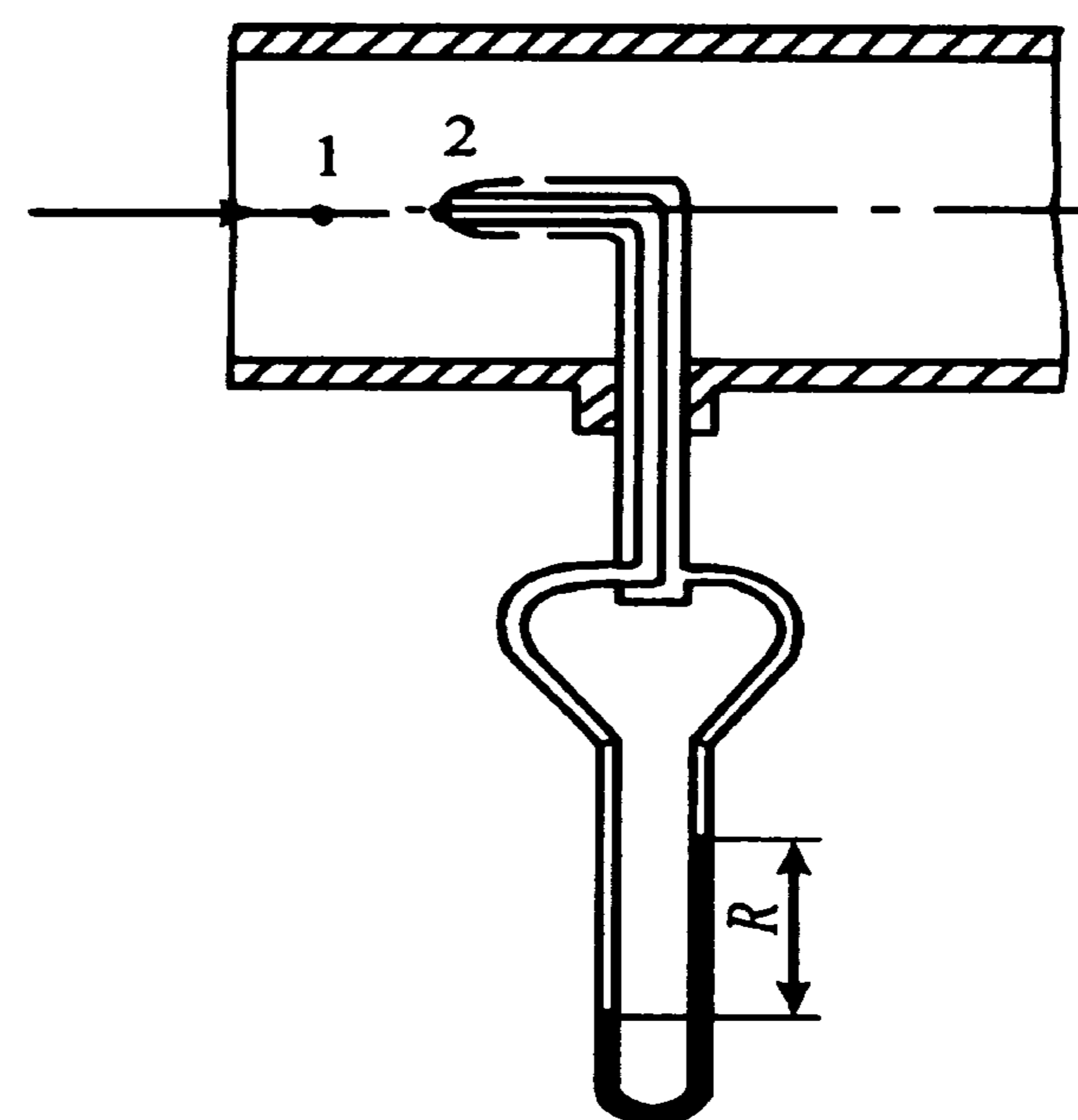


图 1-20 测速管示意图

列点 1 与点 2 处的柏努利方程式，得

$$p_2 = p_1 + \frac{\rho u_1^2}{2} \quad (1-78)$$

如果 U 管压差计内充密度为 ρ_A 指示液，其读数为 R ，则

$$\Delta p = (\rho_A - \rho) g R \quad (1-79)$$

联立式 (1-78) 和式 (1-79)，并用管内任意点处的速度 u_r 代替 u_1 ，得

$$u_r = \sqrt{2(\rho_A - \rho) g R / \rho} \quad (1-80)$$

若被测量的流体是气体，由于 $\rho_A \gg \rho$ ，上式可简化为

$$u_r = \sqrt{2\rho_A g R / \rho} \quad (1-80a)$$

对于内径为 d 的圆管，可以只测出管中心的速度 u_{\max} ，然后根据图 1-21 所示求出管内平均速度。

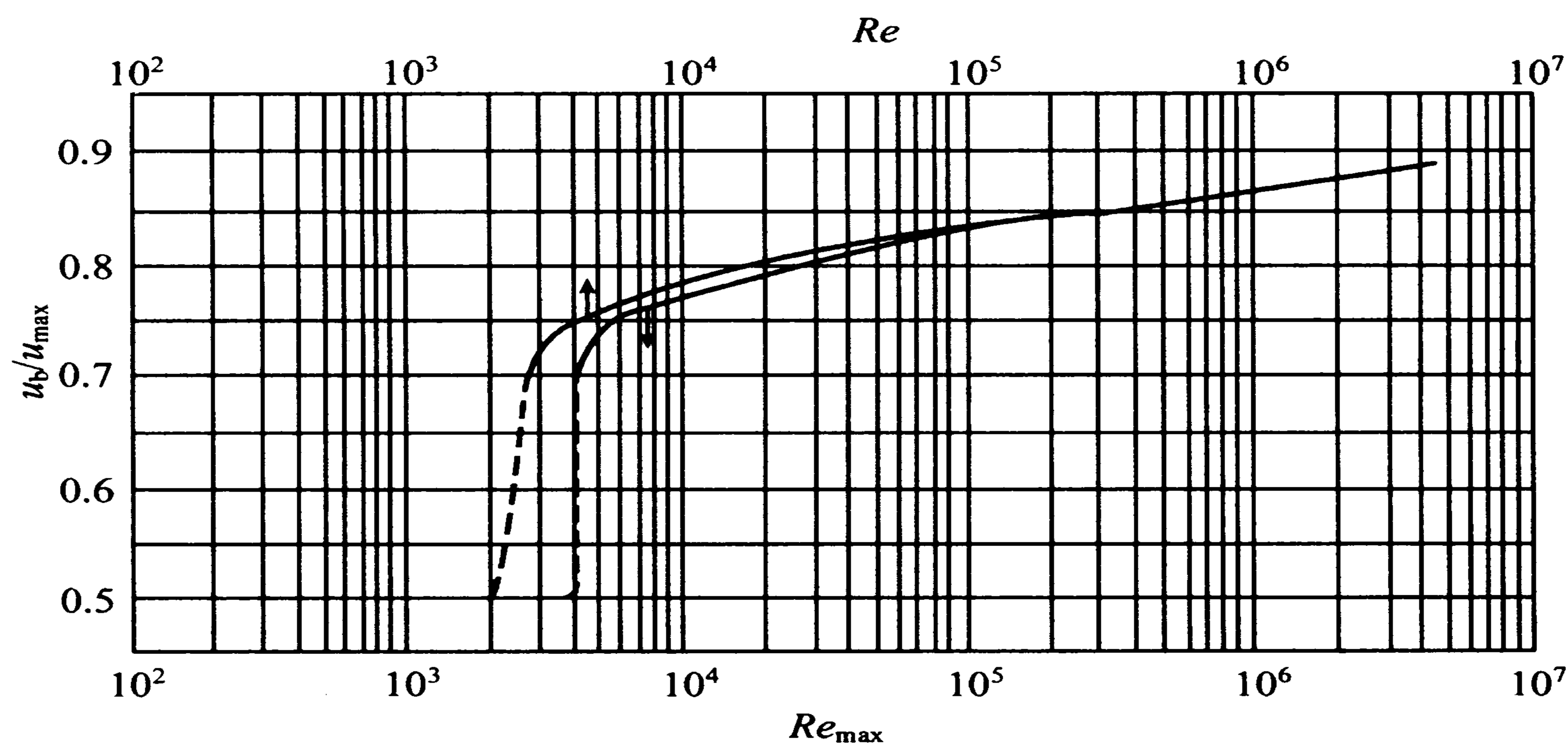


图 1-21 圆管中的平均速度 u 与 u_{\max} 的关系

5.2.2 孔板流量计

孔板流量计是利用孔板对流体的节流作用，使流体的流速增大，压力减小，以产生的压力差作为测量的依据。

如图 1-22 所示，在管道内与流动垂直的方向插入一片中央开圆孔的板，孔

的中心位于管道的中心线上，即构成孔板流量计。

由于惯性作用，流体流过小孔后继续收缩，在图 1-22 中 2—2' 截面处，收缩至最小，称为缩脉。缩脉处流体流速最大，压力最低。但由于缩脉的位置较难确定，因此孔板流量计通常采用孔板处的截面替代缩脉处的截面。列 1—1' 和 0—0' 处的能量平衡方程式，并暂时忽略孔板处的能量损失，得

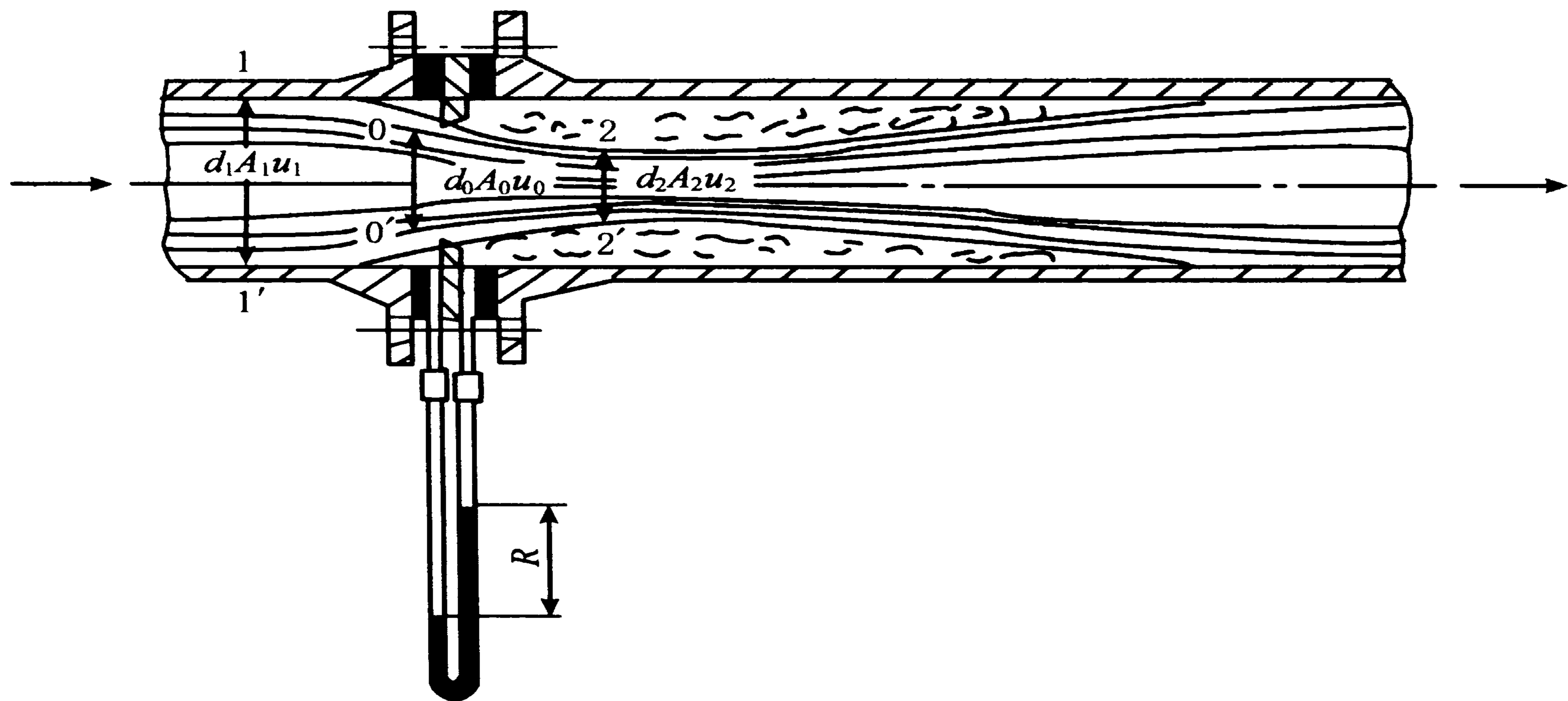


图 1-22 孔板流量计

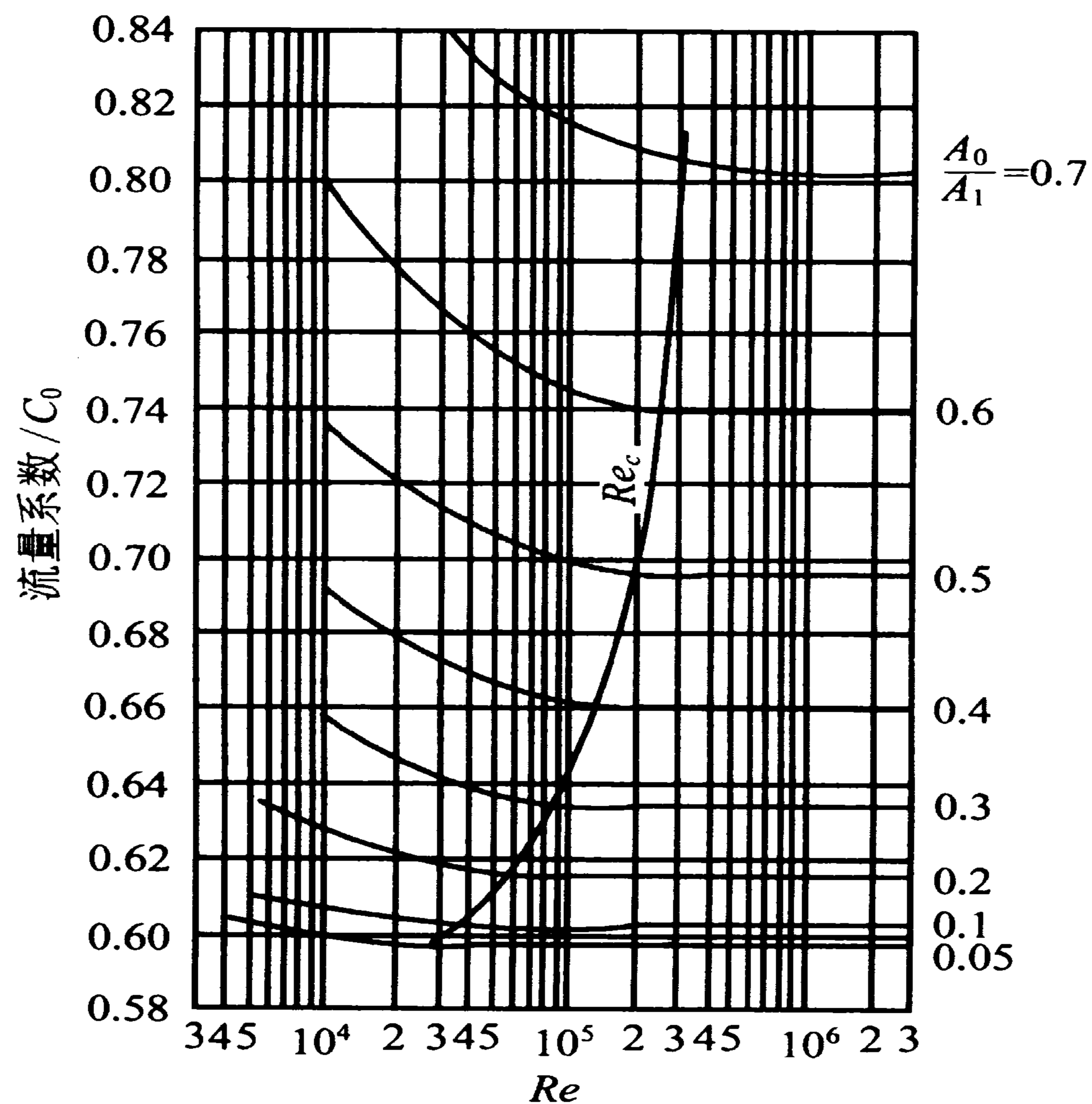
$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2} = \frac{p_0}{\rho} + \frac{u_0^2}{2} \quad (1-81)$$

考虑到流体流过孔口时的损失和上、下游测压口位置的影响，对上式进行修正，修正系数 C_0 称为流量系数。

$$Q = C_0 A_0 \sqrt{2gR(\rho_A - \rho)/\rho} \quad (1-82)$$

式中流量系数 C_0 由图 1-23 确定。 A_0 、 A_1 分别为孔板孔口面积和管道截面面积。雷诺数 Re 为流体流经管路的雷诺数，而不是流经孔口的雷诺数，其表达式为

$$Re = \frac{d_1 u_1 \rho}{\mu}$$

图 1-23 流量系数 C_0 与 Re 的关系

5.2.3 文丘里流量计

为了减少流体节流造成的能量损失，可用一段渐缩渐扩的短管代替孔板，这就是文丘里（Venturi）流量计，如图 1-24 所示。

用文丘里流量计测量流量，其表达式与孔板流量计相类似。

$$Q = C_V A_0 \sqrt{2gR (\rho_A - \rho) / \rho} \quad (1-83)$$

式中 C_V 为文丘里流量计的流量系数，其值一般约为 0.98 或 0.99。

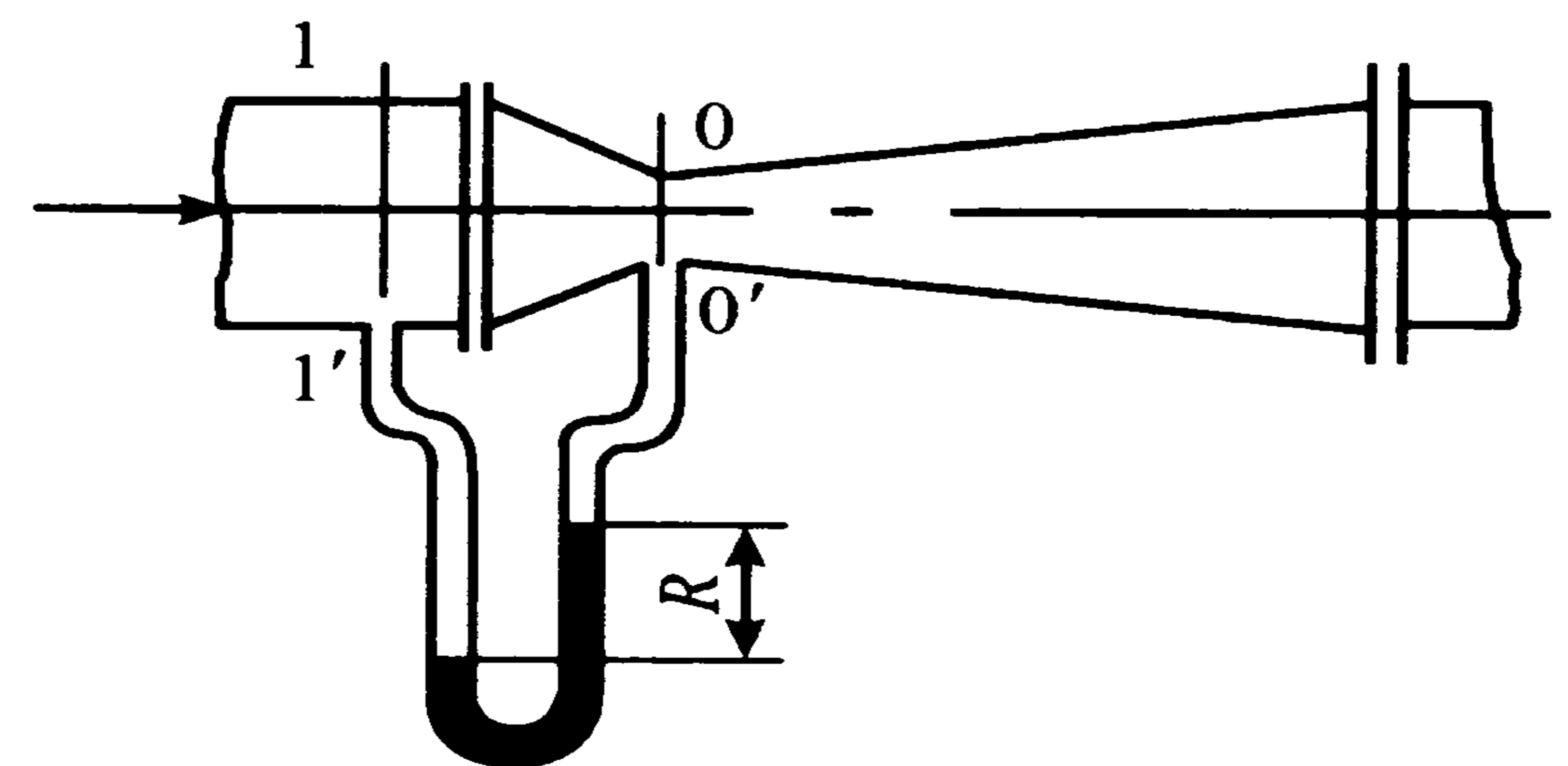
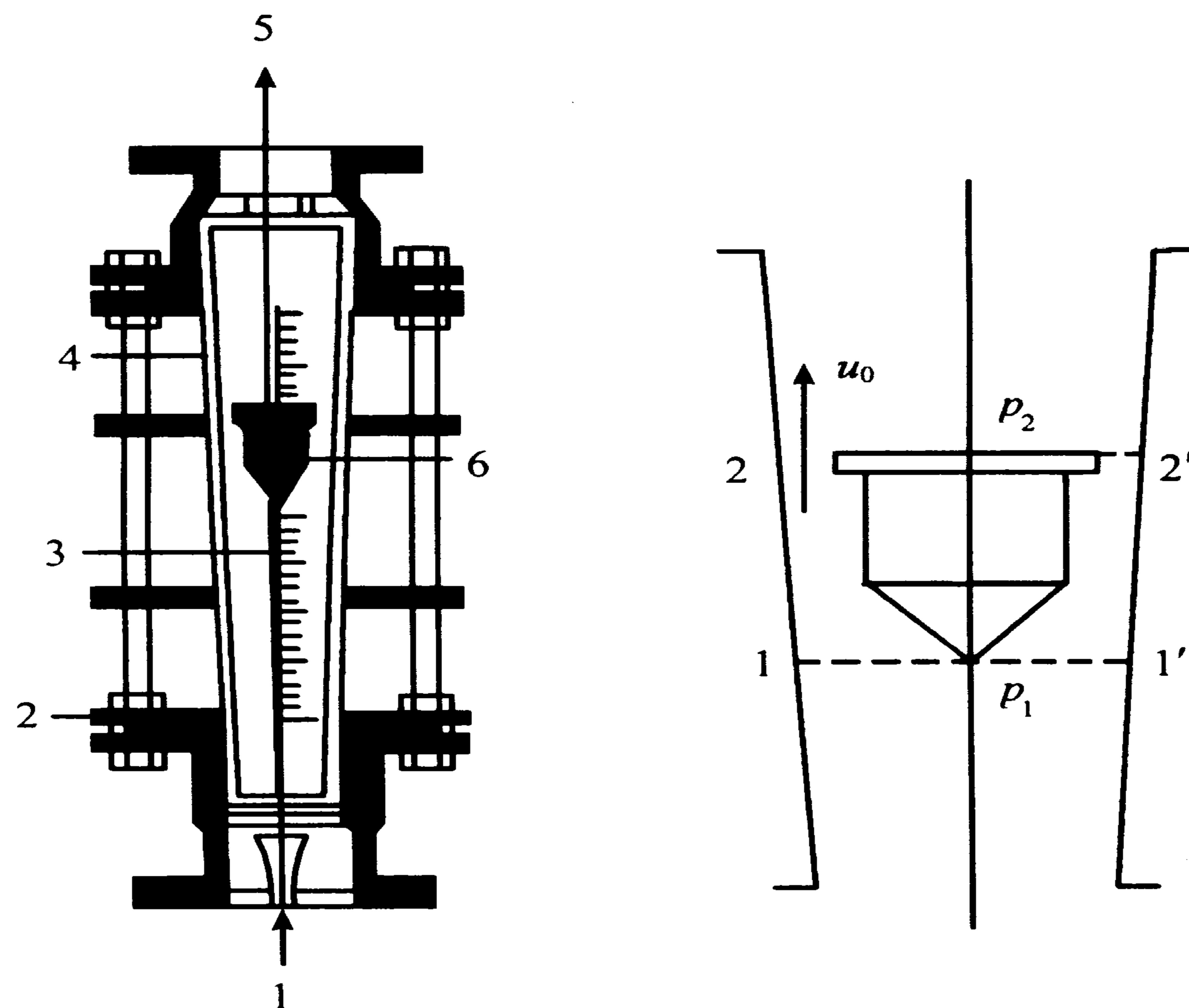


图 1-24 文丘里流量计

5.2.4 转子流量计

转子流量计是一种典型的变截面流量计。转子在受到上、下截面压力差作

用、自身重力作用和浮力作用中处于平衡状态，稳定在锥形管中。其位置标示着流量的大小。如图 1-25 所示。



1. 流体入口 2. 凸缘填函盖板 3. 刻度
4. 锥形玻璃管 5. 流体出口 6. 转子

图 1-25 转子流量计

假设在一定的流量条件下，转子处于平衡位置，截面 2—2' 和截面 1—1' 的静压力分别为 p_1 和 p_2 ，若忽略转子旋转的切向力，其力平衡方程式为

$$(p_1 - p_2)A_f = V_f(\rho_f - \rho)g$$

或
$$(p_1 - p_2) = \frac{V_f}{A_f}(\rho_f - \rho)g$$

式中： A_f 、 V_f 分别为转子的最大截面积和转子体积； ρ_f 和 ρ 分别为转子的密度和流体的密度。当转子稳定于某位置时，环隙面积也是固定值，因此，流体流经环隙流道的流量与压差的关系可以仿照流体通过孔板流量计孔口时的情况加以表达，即

$$Q = C_R A_R \sqrt{\frac{2gV_f(\rho_f - \rho)}{A_f \rho}} \quad (1-84)$$

式中： C_R 为转子流量计的流量系数； A_R 为玻璃管与转子之间的环隙面积。流量系数 C_R 与转子形状和雷诺数有关，其值可由图 1-26 确定。

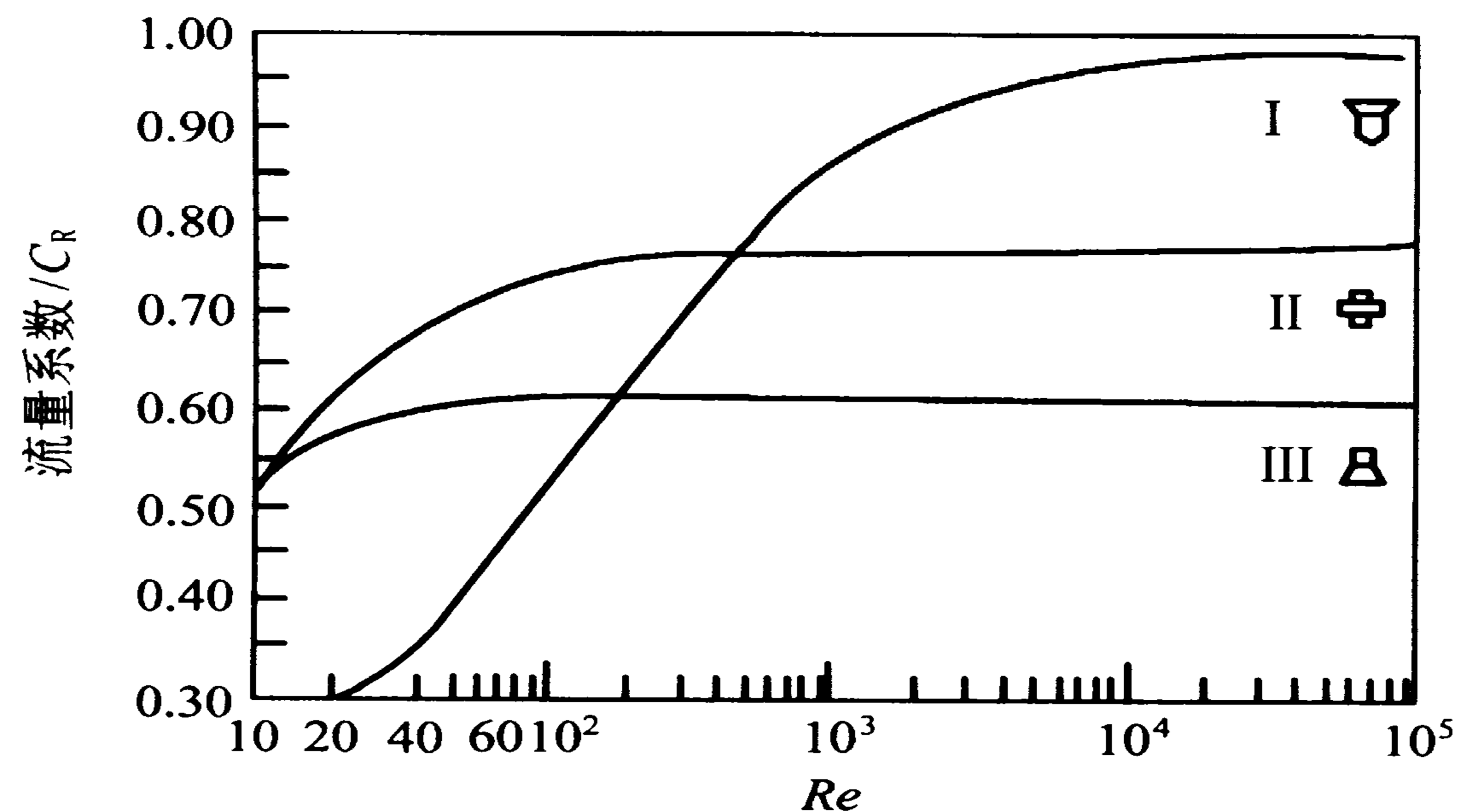


图 1-26 转子流量计的流量系数

6 液体输送设备

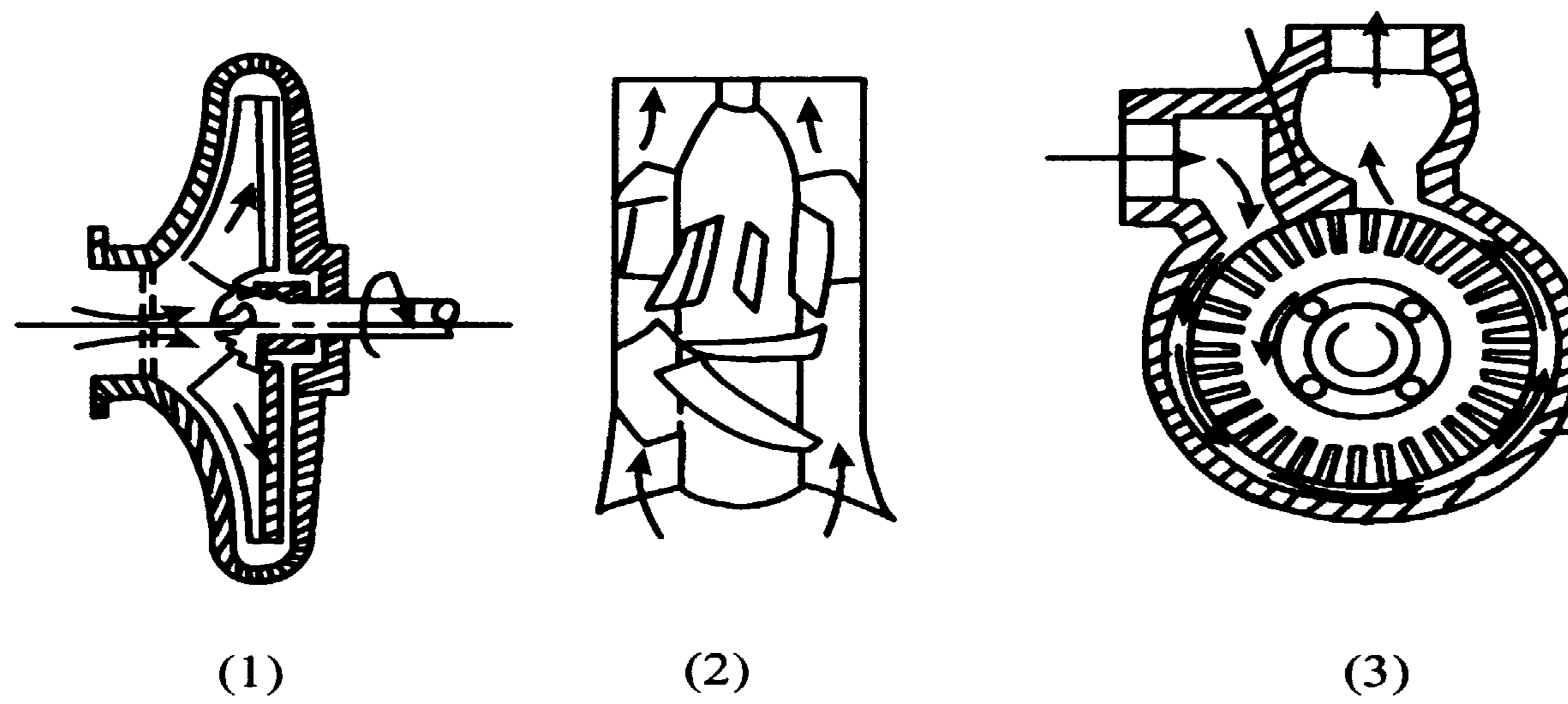
6.1 泵的类型

泵按其工作原理和结构特征可分为以下一些基本类型。

(1) 叶片式泵 包括所有依靠高速旋转叶轮对被输送液体作功的机械。属于这种类型的泵有各种型式的离心泵、轴流泵和旋涡泵等（图 1-27）。

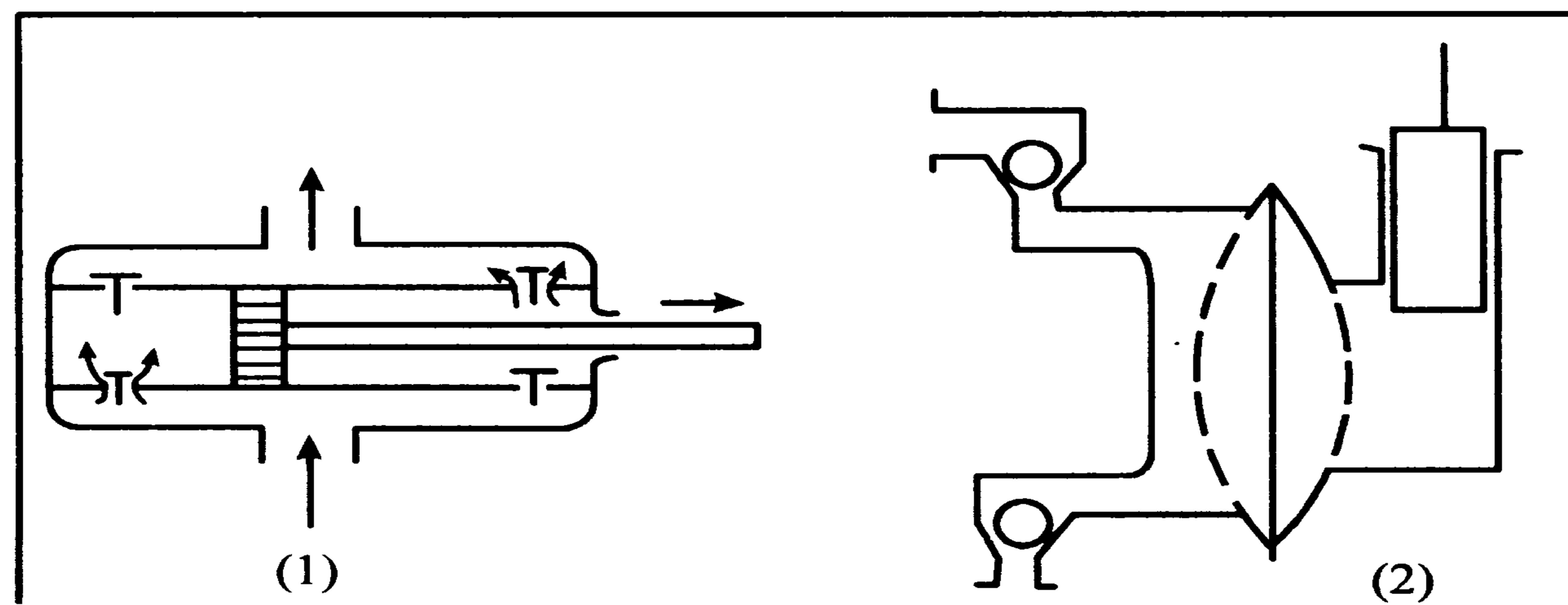
(2) 往复式泵 是依靠作往复运动的活塞的推挤而对液体作功的机械。属于这种类型的有各种型式的活塞泵、柱塞泵和隔膜泵等（图 1-28）。

(3) 旋转式泵 是依靠作旋转运动的部件的推挤而对液体作功的机械。属于这种类型的有齿轮泵、螺杆泵、转子泵、滑片泵等（图 1-29）。



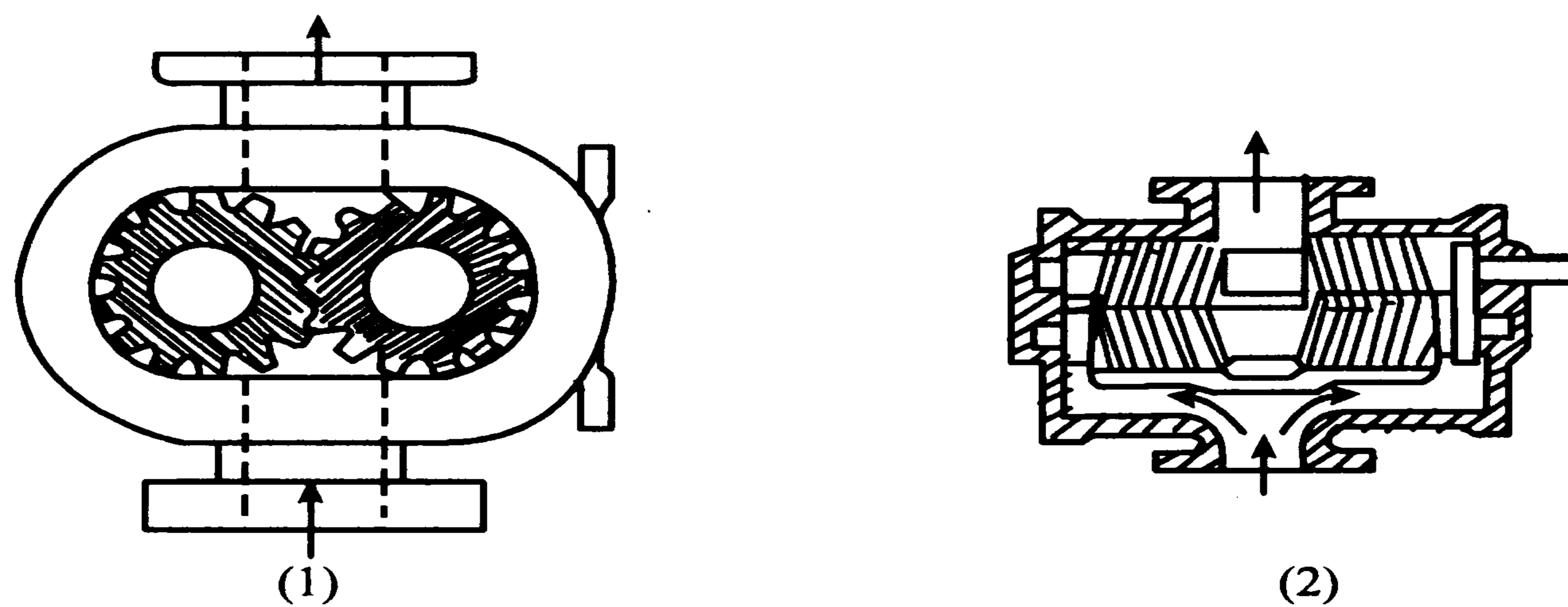
(1) 离心泵 (2) 轴流泵 (3) 旋涡泵

图 1-27 离心泵、轴流泵和旋涡泵结构示意图



(1) 活塞泵 (2) 隔膜泵

图 1-28 活塞泵和隔膜泵结构示意图



(1) 齿轮泵 (2) 螺杆泵

图 1-29 齿轮泵和螺杆泵结构示意图

后两类泵的工作原理是相同的，即均以运动件的强制推挤作用达到液体输送的目的，统称为正位移式泵或容积式泵。

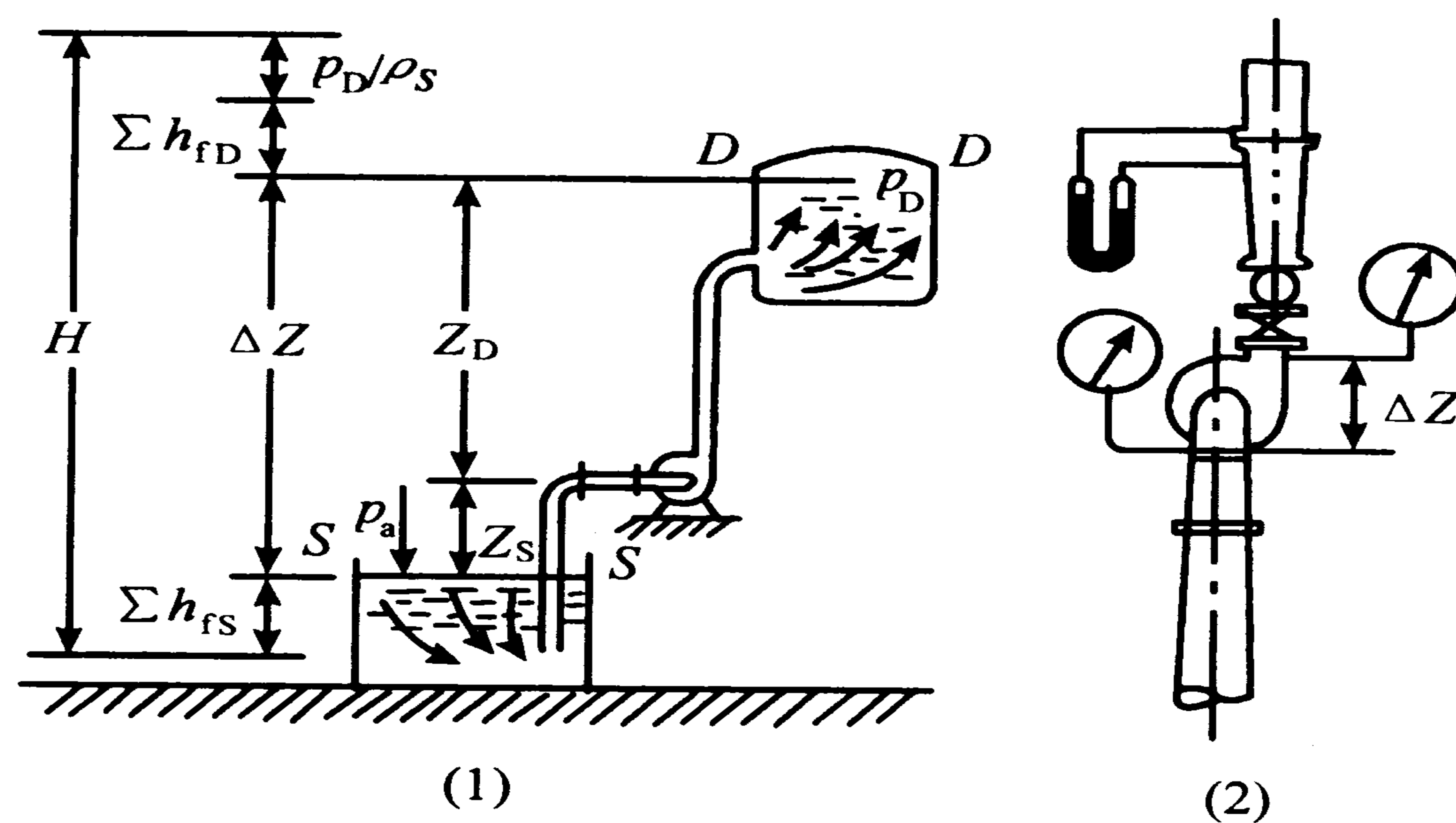
6.2 叶片泵的主要性能和特性

6.2.1 离心泵的主要性能参数

泵的主要性能参数包括压头（扬程）、流量、转速、功率和效率。这些性能参数是表示该泵特性的指标，通常在泵的铭牌上或样本中写明，以供选用。

(1) 泵的压头或称泵的扬程 泵的压头是液体在输送中，泵所给予单位重量（1 N）液体的能量（N·m 或 J），其单位为 J/N 或 m，通常泵的压头用符号 H 表示。

泵的压头，在一定的管路输送系统中，是一定要表现出来的。如 1-30 所示，泵的压头表现为：①将液体的位压头提高 ΔZ ；②将液体的静压头提高 $(p_D - p_a)/\rho g$ ；③抵偿了吸入管路的压头损失 $\sum h_{fs}$ 和排出管路的压头损失 $\sum h_{fD}$ 。当然在一般情况下，还应包括液体动压头的提高 $\Delta(u^2/2g)$ ，但在图 1-30 所示情况下可忽略。



(1) 压头的意义 (2) 压头的测定

图 1-30 泵的压头的意义和测定

若以 $S-S$ 为第一截面， $D-D$ 为第二截面，列出其间流动的柏努利方程，则上述关系就显而易见。由此可得泵的压头

$$H = \Delta Z + \frac{p_D - p_a}{\rho g} + \left(\sum h_{fd} + \sum h_{fs} \right) \quad (\text{m}) \quad (1-85)$$

这里略去了动压头。式中， ΔZ 称为举升高度，它等于吸上高度 Z_s 和排出高度 Z_D 之和。必须指出，泵的扬程不仅在概念上而且在数值上均不等于泵的举升高度。举升高度只是泵扬程的一部分。

测定泵的压头可用简单的办法完成，见图 1-30(2)。在泵的进口、出口附近取两截面，分别装设真空表和压力表以测定其压力，在管路上装孔板流量计以测量流量。由于所选两截面间的管路很短，其间管路压头损失可略去不计。同时，根据进口和出口管径以及测定的流量，可计算出两截面上的平均流速。由此即可计算泵的压头

$$H = \Delta Z + \frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta \frac{u^2}{2g} \quad (\text{m}) \quad (1-86)$$

(2) 泵的流量 泵的流量是指泵在单位时间内排出的液体体积，也有称之为送液能力，用符号 Q 表示，其单位为 m^3/s ，习惯上多以 m^3/h 或 L/min 表示。

(3) 泵的功率和效率 单位时间内液体流经泵后实际所得到的功称为有效功率，以符号 P_e 表示，即

$$P_e = \frac{HQ\rho g}{1\,000} \quad (\text{kW}) \quad (1-87)$$

实际上，泵如果达到这一输送任务，电动机输入到泵轴上的功率必须大于此有效功率。泵轴从电动机得到的实际功率称为泵的轴功率，通常所称泵的功率即指此轴功率，以符号 P 表示。

泵的有效功率与轴功率之比，称为泵的效率，以符号 η 表示。 η 与 P_e 、 P 的关系如下：

$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{HQ\rho g}{1\,000P} \quad (1-88)$$

η 是小于 1 的数，造成有效功率小于轴功率的原因有：

①机械损失：泵运转时，由于泵轴与轴承、填料函，活塞与泵缸等处的摩擦而引起的机械能损失，称为机械损失；

②水力损失：液体流过泵体内时，其流速大小和方向都要改变，并发生冲击，从而又一次将传递过来的机械能损失掉一部分，称为水力损失；

③容积损失：即泄漏造成的损失。由于动件与泵壳之间的间隙以及阀门关闭

不严等原因，造成泵内排液侧的液体反渗到进液口侧，这种泄漏引起的损失称为容积损失。

(4) 泵的转速：泵的转速 n 是指离心泵、旋转泵的泵轴的转速或往复泵曲轴的转速，通常以 r/min 为单位。

6.2.2 正位移泵的主要性能参数

以往复泵为例，正位移泵的主要性能参数有：流量、功率与效率、压头。

(1) 流量 往复泵的流量由泵缸尺寸、活塞冲程及往复频率所决定，理论平均流量可按下式计算：

$$\text{单作用式泵} \quad Q_T = ASn \quad (1-89)$$

式中： Q_T 为往复泵的理论流量， m^3/s ； A 为活塞的截面积， m^2 ； S 为活塞冲程， m ； n 为活塞每秒钟往复次数， $1/\text{s}$ 。

$$\text{对于双作用式泵} \quad Q_T = (2A - a)Sn \quad (1-90)$$

式中 a 为活塞杆的截面积， m^2 。

实际工作中，往复泵的实际流量等于理论流量与容积效率的乘积，即

$$Q = \eta_v Q_T \quad (1-91)$$

式中 η_v 为往复泵的容积效率，其值为 $0.85 \sim 0.99$ 。

(2) 压头 往复泵的压头与泵本身的几何尺寸和流量无关，只决定于管路情况，参考图 1-32 的特性曲线。

(3) 功率与效率 往复泵的功率计算与离心泵相同，即

$$P = \frac{HQ\rho g}{1\,000\eta} \quad (1-92)$$

式中 η 为往复泵的总效率，其值为 $0.65 \sim 0.85$ 。

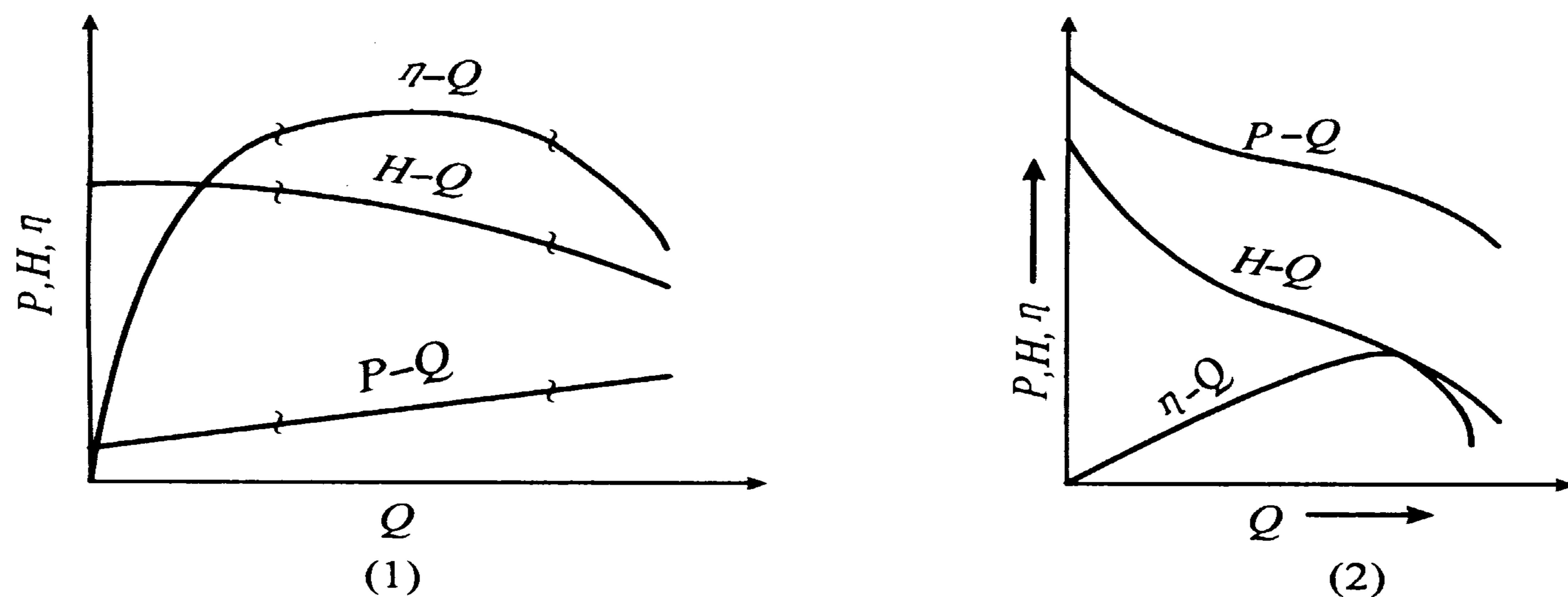
6.2.3 泵的特性曲线

上述泵的各性能参数 H ， Q ， n ， η 以及 P 之间并不是孤立的，而是相互联系，相互制约的。泵的铭牌上所列的数值均指该泵在效率最高点时的性能，还不能全面反映它的性能。要全面反映泵的性能，必须找出这些性能参数之间的关系。

泵的性能参数之间的关系因泵的种类不同而不同。大体上，可分为特性截然不同的两类泵，即叶片式泵和正位移式泵。

所谓泵的特性曲线，是表明泵在一定的转速下，压头、功率、效率与流量之间的关系曲线。上述两类泵的特性曲线是截然不同的。

(1) 叶片式泵的特性 叶片式泵的特性曲线一般由 $H-Q$ ， $P-Q$ 和 $\eta-Q$ 3 条曲线所组成。它是在一定的转速下，用实验方法测出各个不同流量下所对应的压头和功率，而后计算出对应的效率，最后在坐标纸上绘制而成。图 1-31 是叶片式泵的典型泵——离心泵和轴流泵的特性曲线。



(1) 离心泵 (2) 轴流泵

图 1-31 离心泵和轴流泵的特性曲线

离心泵有如下的性能特点：

①当流量为零时，离心泵的压头不超出某一有限值，并且压头随流量增加而缓慢降低。因此有可能利用在排出管路上安装调节阀的方法来调节离心泵的流量。

②功率随流量增加而平稳上升，且流量为零时功率最小，所以离心泵启动时都将出口调节阀关闭，以降低启动功率。

③一般离心泵的效率为 0.6~0.85，大型泵可达 0.9。离心泵效率在最高点附近下降较缓慢，所以泵的有效工作范围较宽。

轴流泵有如下性能特点：

①压头随流量的增加而急剧降低。流量为零时，压头达最大值，最大压头可达到效率最高时压头的 1.5~2 倍。

②功率随流量减小而急剧增加。流量为零时，功率可能超过最高效率时的 20%~40%。所以轴流泵在启动时不要将出口阀关闭，否则将引起电动机的过载。

③轴流泵的效率虽高，可达 90%，但在最高效率点左右效率降低很快。因

此，采用调节阀调节流量是很不经济的。若流量过大，可采用支路阀将液体放掉。

(2) 正位移泵的特性 往复泵、齿轮泵、罗茨泵、螺杆泵和滑板泵等的工作原理都是以其运动元件的位移造成一定的工作容积，并封闭液体后加压将液体送往泵的排液侧。不论动件的运动形式是往复式或旋转式，其正位移特性是共同的。

由此可见，正位移泵的一个极重要特性是：在一定的转速下，泵的理论流量为常数，而与压头没有直接的关系（图 1-32）。泵所发出的压头大小取决于泵外系统的需要，而泵所能供给的最大压头则取决于泵的机械强度和原动机的动力。从这一基本特点出发，正位移泵具有如下特性：

①流量的特性：各种正位移泵的瞬时流量都存在一定的不均匀性，但就平均而言，流量基本是恒定的。正位移泵的实际流量低于理论流量，且随着泵压头的升高，实际流量低于理论流量愈明显。

②流量调节的特点：因为流量基本恒定不变，如果采用出口阀门来调节流量，则在阀门关小的同时，压头随之升高，液体排出压力足以升至泵的结构强度和原动机功率所不能允许的程度，以致最后引起破坏。所以这类泵一般多采用安装支路阀来调节流量。

③压头的特性：压头既然随系统的需要而变化，就带来泵工作的安全问题。为此，生产厂根据泵的结构强度和功率大小，规定了额定的压头值（通常正位移泵多以排出压力来表示），它表示此泵使用时最适宜的压头值。

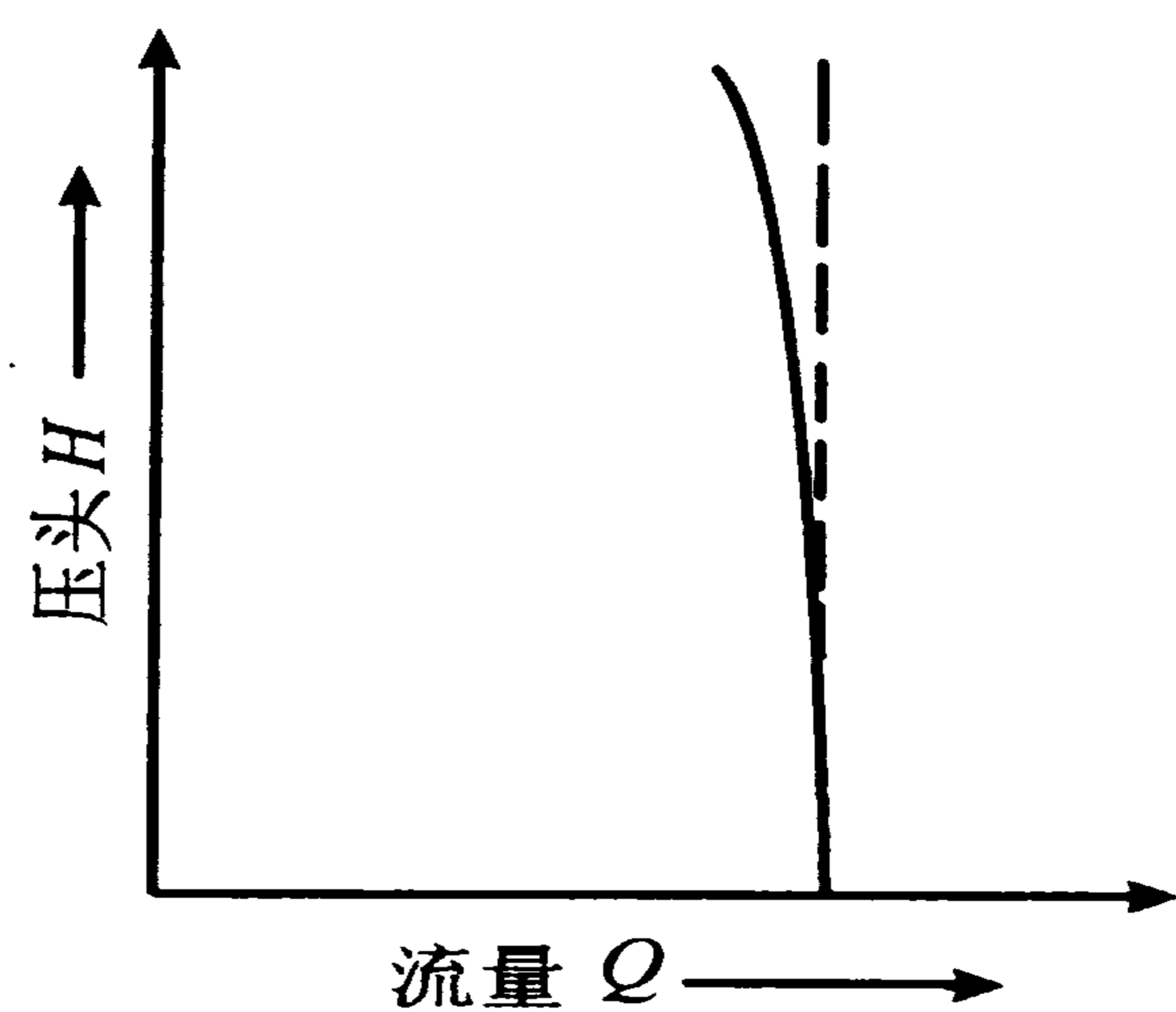


图 1-32 正位移泵的特性曲线

6.3 泵的安装高度

不论何种泵，造成吸液的基本原因是由于动件运动而形成泵进口处的真空，从而靠贮液槽液面（通常开口通大气）与泵进口处的压力差将液体压入泵内，所以吸液实际上也就是压液的作用。

所谓泵的几何安装高度（即吸入高度）是指泵的吸入口轴线与贮液槽液面间的垂直距离，如图 1-33 所示的 Z_s 。泵的安装高度直接影响到泵的吸液性能。因

此,要使泵能安全可靠地运行,就必须正确选定泵的安装高度。

对于叶片式泵,如列出贮液槽液面和泵吸入口处截面间的能量方程,则可将吸入高度表示为:

$$Z_s = \frac{p_a - p_s}{\rho g} - \frac{u_s^2}{2g} - \sum h_{fs} \quad (1-93)$$

由此可见,如果作用在贮液槽液面的压力为大气压,则泵的几何安装高度必以此大气压相当的水柱高度为其最大高度。换言之,泵的几何安装高度与当地当时的大气压有关。在标准大气压下,最大吸入高度也不超过 10.33 m。

其次,在贮液槽液面上的压力 p_a 、吸入管中流速 u_s 和吸入管中压头损失 $\sum h_{fs}$ 的变化都不大的情况下,泵的安装高度还与泵的吸入口处的绝对压力 p_s 有关。 p_s 愈低,吸入压差 ($p_a - p_s$) 愈大,则泵的安装高度 Z_s 也愈高。所以,要提高 Z_s ,势必要降低 p_s 。吸入压差若表示为水柱高度 H_s ,则称为吸上真空高度,即

$$H_s = \frac{p_a - p_s}{\rho g}$$

然而, p_s 的降低是有限度的,当 p_s 降低到与被输送液体在输送温度下的饱和蒸汽压 p_v 相等时,吸上真空高度就达到最大的临界值 $H_{s,max}$,称为最大吸上真空高度,即

$$H_{s,max} = \frac{p_a - p_v}{\rho g}$$

吸上真空高度达最大值时,液体就要沸腾汽化,产生大量气泡,气泡随液流进入叶轮的高压区而被压缩。于是,气泡又迅速凝成液体,体积急剧变小,周围液体就以极高速度冲向凝聚中心,造成几百个大气压甚至几千个大气压的局部应力,致使叶片受到严重损伤。这种现象称为“汽蚀”。汽蚀发生时,泵的性能显著下降,严重时泵不能正常运转。

为了保证泵不产生汽蚀现象,必须使泵内最低压力处的压力大于液体在该温度下的饱和蒸汽压。为此,我国目前生产的离心泵,规定在吸上真空高度上留有一定的余量,所得的吸上真空高度,称为允许吸上真空高度 H_{sp} 。

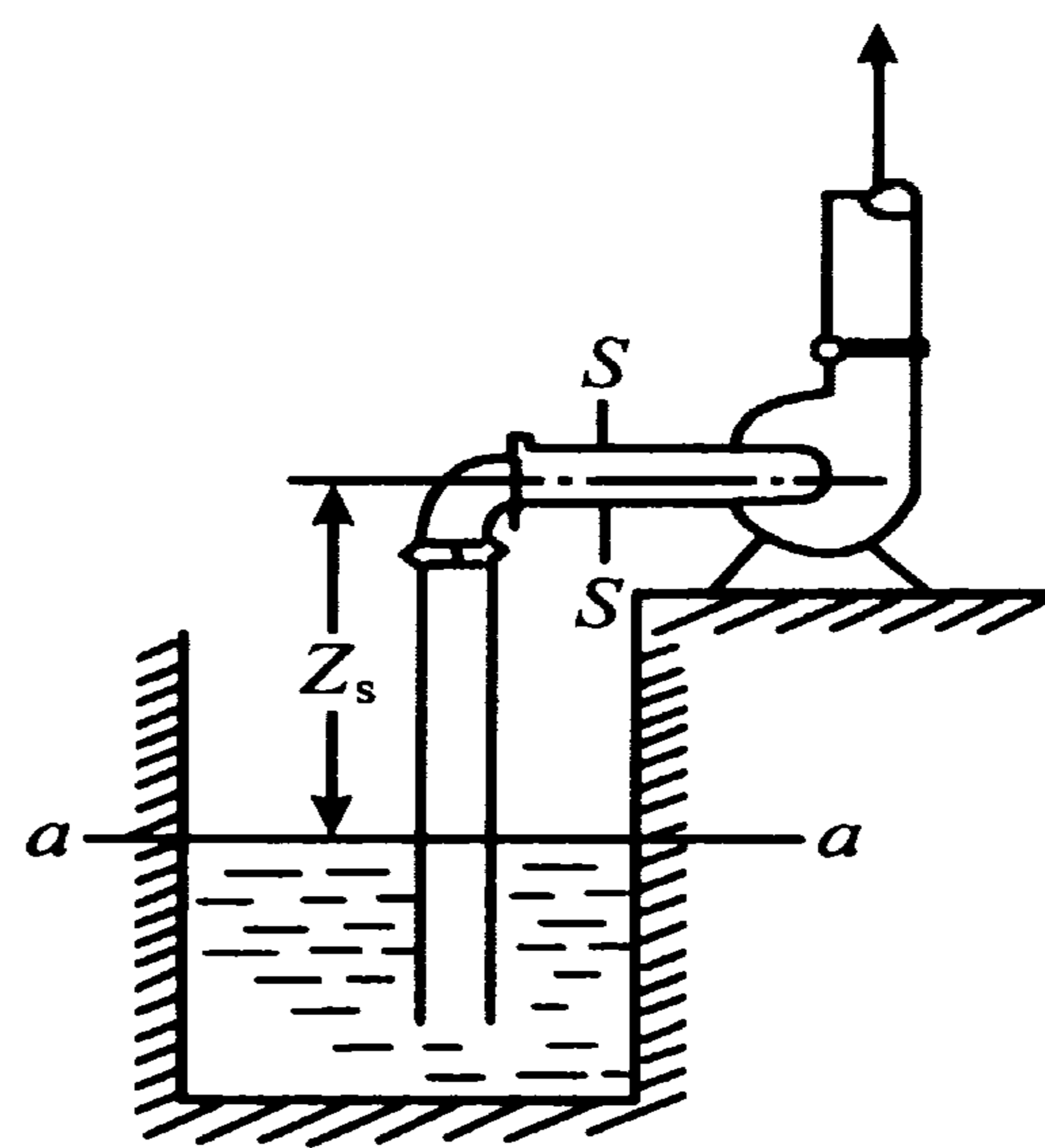


图 1-33 泵的安装高度

$$H_{sp} < H_{s \max}$$

安装泵时，应根据此值来计算它的几何安装高度，这就是泵的允许安装高度 Z_{sp} ，即

$$Z_{sp} = H_{sp} - \frac{u_s^2}{2g} - \sum h_f \quad (1-94)$$

允许吸上真空高度 H_{sp} ，在泵的流量范围内，一般随流量的增加而下降。通常在泵样本中查得的 H_{sp} 是根据绝对压强为 10 mH₂O (1 mH₂O = 9 806.65 Pa)，水温为 20 ℃ 时得出的数值。若操作条件和上述不符，则 H_{sp} 必须按下式进行校正。

$$H'_{sp} = H_{sp} - 10 + H_a + \frac{p_v - p'_v}{\rho g} \quad (1-95)$$

式中： H_a 为泵工作点的大气压，mH₂O； p_v 为 20 ℃ 下水的饱和蒸汽压，Pa； p'_v 为输送温度下水的饱和蒸汽压，Pa。

泵的安装高度除根据上述泵的允许吸上真空高度来计算外，还有用汽蚀余量的方法。实际上，泵入口处绝对压力尚未低至 p_v 时，汽蚀现象也可能发生。这是因为泵入口处并不是泵内压力最低的地方。液体进入叶轮后，由于流道改变和流速变化，压力将进一步降低，同时，在低压下液体虽然尚未汽化，但其中溶解的气体将分离逸出，促使叶轮和泵壳加快侵蚀。为了保证运转时不发生汽蚀，必须使单位液体在入口处所具有的能量有充分的余量，足以克服液体流到泵内压力最低处的能量损失。从这个意义上表示汽蚀性能的参数，称为汽蚀余量 Δh 。

汽蚀余量是指泵吸入口处单位液体所具有的超过汽化压力能的富余能量，即

$$\Delta h = \frac{p_s - p_v}{\rho g} + \frac{u_s^2}{2g} \quad (1-96)$$

将此式代入式 (1-93)，可得以汽蚀余量表示的几何安装高度

$$Z_s = H_{s \max} - \Delta h - \sum h_{fs} \quad (1-97)$$

泵的允许安装高度可用泵样本中的允许汽蚀余量 Δh_p 表示

$$Z_{sp} = H_{s \max} - \Delta h_p - \sum h_{fs} \quad (1-98)$$

为了安全起见，泵的实际安装高度还应比上述两种方法计算的允许值小 0.5~1.0 m。

6.4 管路特性

管路特性曲线是指当管路条件（即系统进出口压力、升扬高度、管长、管径、管件型式、大小、个数、阀门开启度等）一定的情况下，管路系统中被输送液体的流量与流过这一流量所必需的外加能量的关系。如图 1-34 所示，若液体低位槽和高位槽的液面保持恒定，输送管路的直径不变，列 1—1' 和 2—2' 两截面处的能量平衡方程式，得

$$H = \Delta Z + \frac{\Delta p}{\rho g} + \sum h_f \quad (1-99)$$

式中

$$\sum h_f = \lambda \left[\frac{l + \sum l_e}{d} \right] \left(\frac{u^2}{2g} \right) = \left(\frac{8\lambda}{\pi^2 g} \right) \left[\frac{l + \sum l_e}{d^5} \right] Q^2 \quad (1-100)$$

在特定的管路中，上式中除了 λ 和 Q 之外，其余均为固定值。而且 $\lambda = f(Re) = f(Q)$ ，整理得

$$H = \Delta Z + \frac{\Delta p}{\rho g} + f(Q) \quad (1-101)$$

式 (1-101) 即是某特定管路的特性曲线方程。

6.5 泵的工作点

前已述及，泵的特性曲线是泵本身所固有的性能关系曲线，它与外部的管路系统无关。但是，当泵与一定的管路系统相连接并运转时，它工作的性能参数值

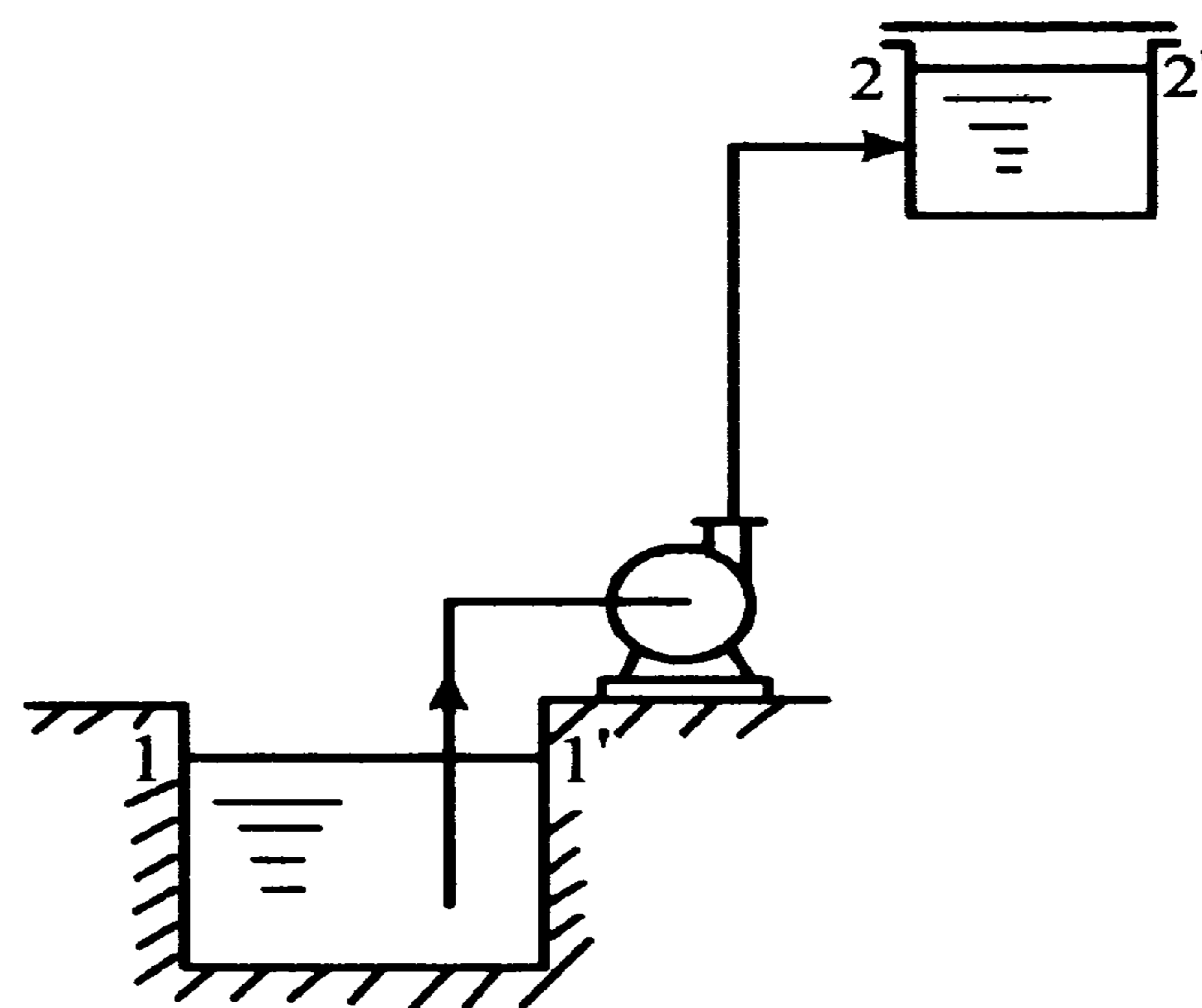


图 1-34 某特定管路系统

(如 H 、 Q) 就不仅要符合泵本身的特性曲线 (泵的 $H-Q$ 曲线), 而且还要满足管路系统的特性曲线。

如果已知泵的特性曲线和管路特性曲线, 则可以通过方程联立求解, 得出的流量和压头即是泵的工作点。

如图 1-35 所示, I 曲线是某特定管路的特性曲线, II 曲线是泵的特性曲线, 两线交点 M 即是泵的工作点。 M 点所对应的流量 Q_e 和压头 H_e , 既满足泵的性能要求, 又满足管路特性要求。实际上, 泵就是在这一流量和压头下稳定运转。

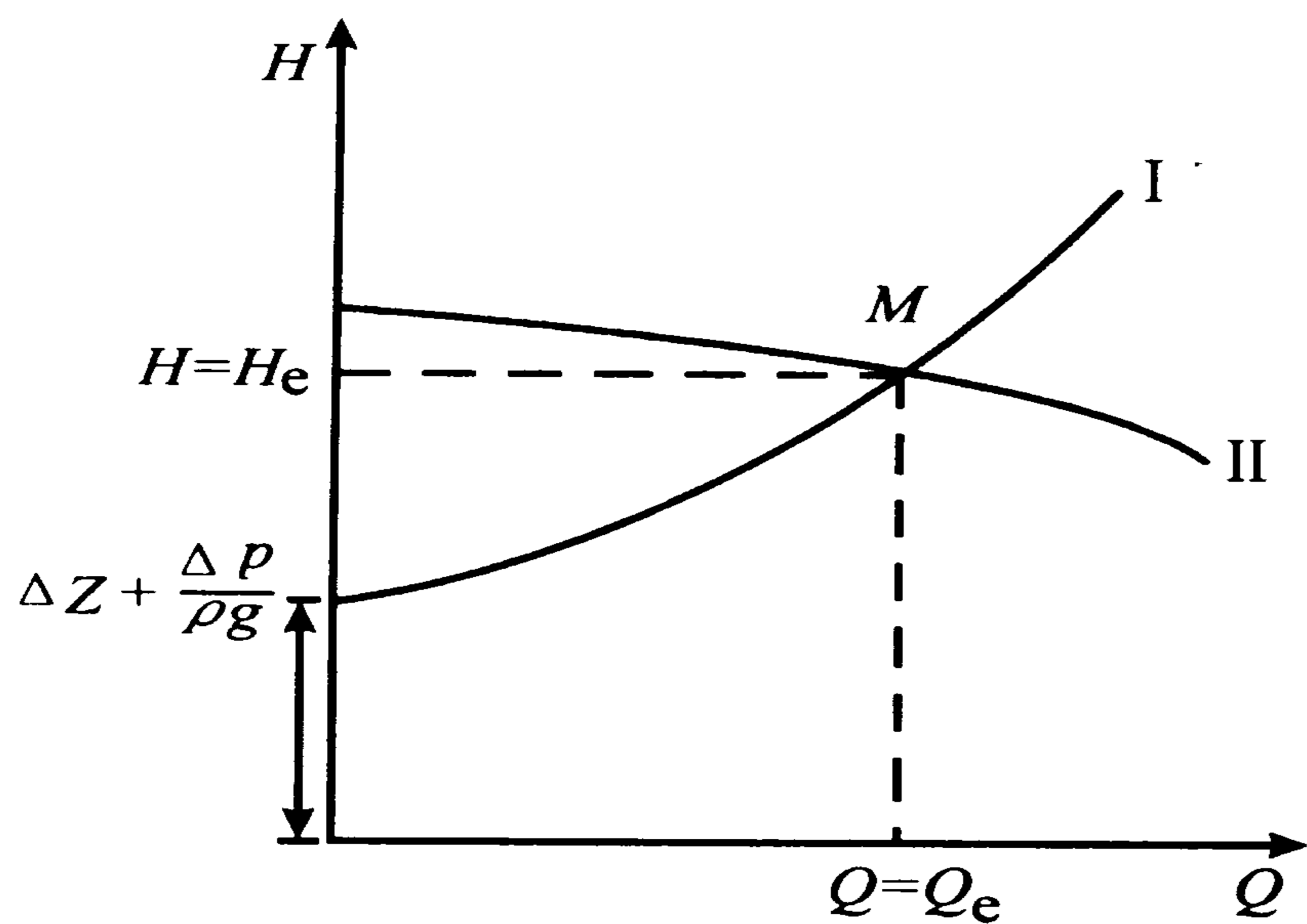


图 1-35 泵的工作点

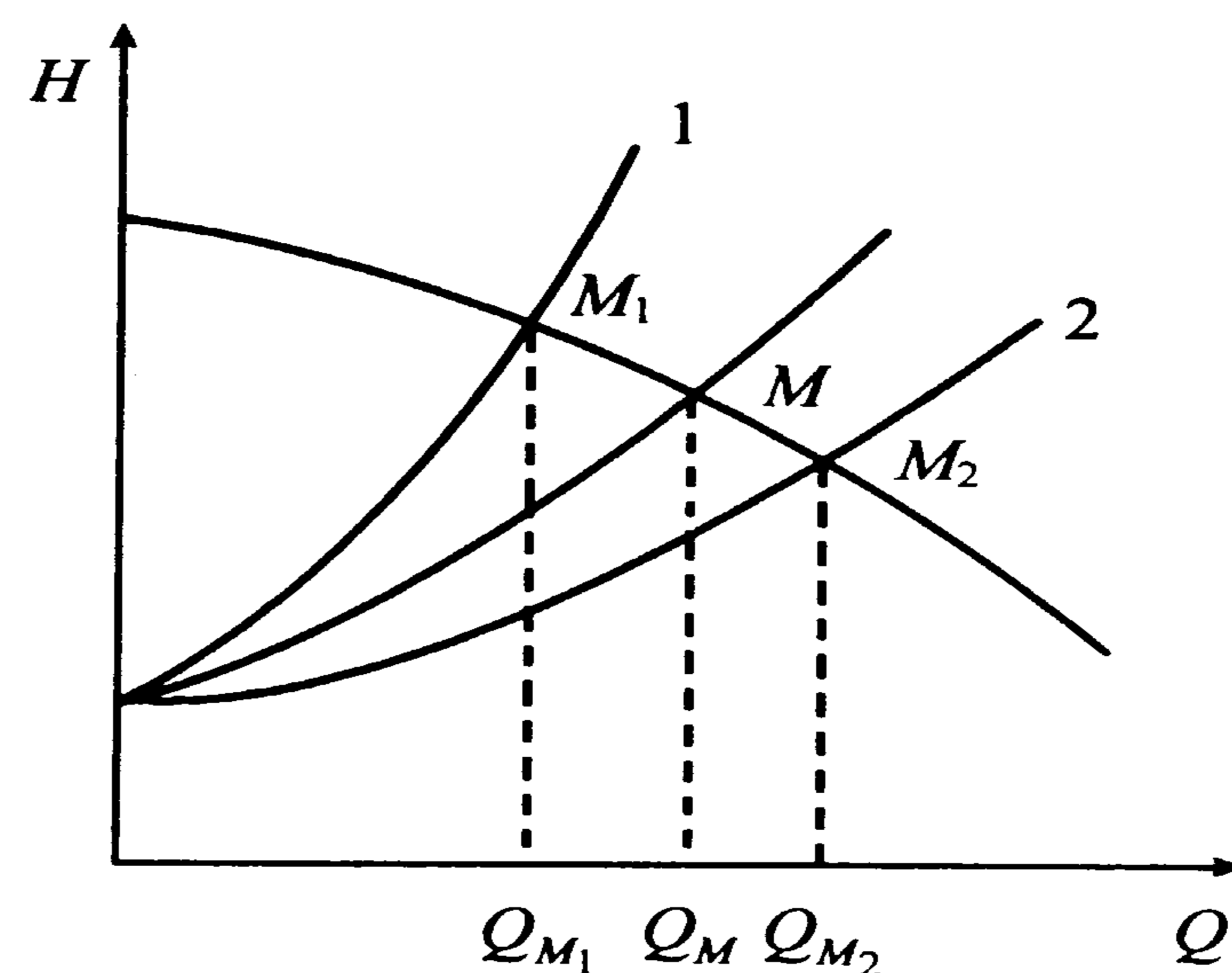


图 1-36 阀门开度对工作点的影响

通过改变管路特性来调整泵的工作点是一种常用的方法。离心泵的出口管路上通常装有调节阀, 改变阀门开度, 即改变了 $f(Q)$ 项, 使管路特性曲线变缓或变陡, 如图 1-36 中的 M_1 和 M_2 所示。当出口阀门关小时, 流量随之减小, 工作点由 M 变为 M_1 ; 反之, 工作点变为 M_2 。

另一种调整工作点的方法是通过改变泵的自身特性, 如改变泵的转速或泵的叶轮直径大小等方式来实现。如图 1-37 所示。

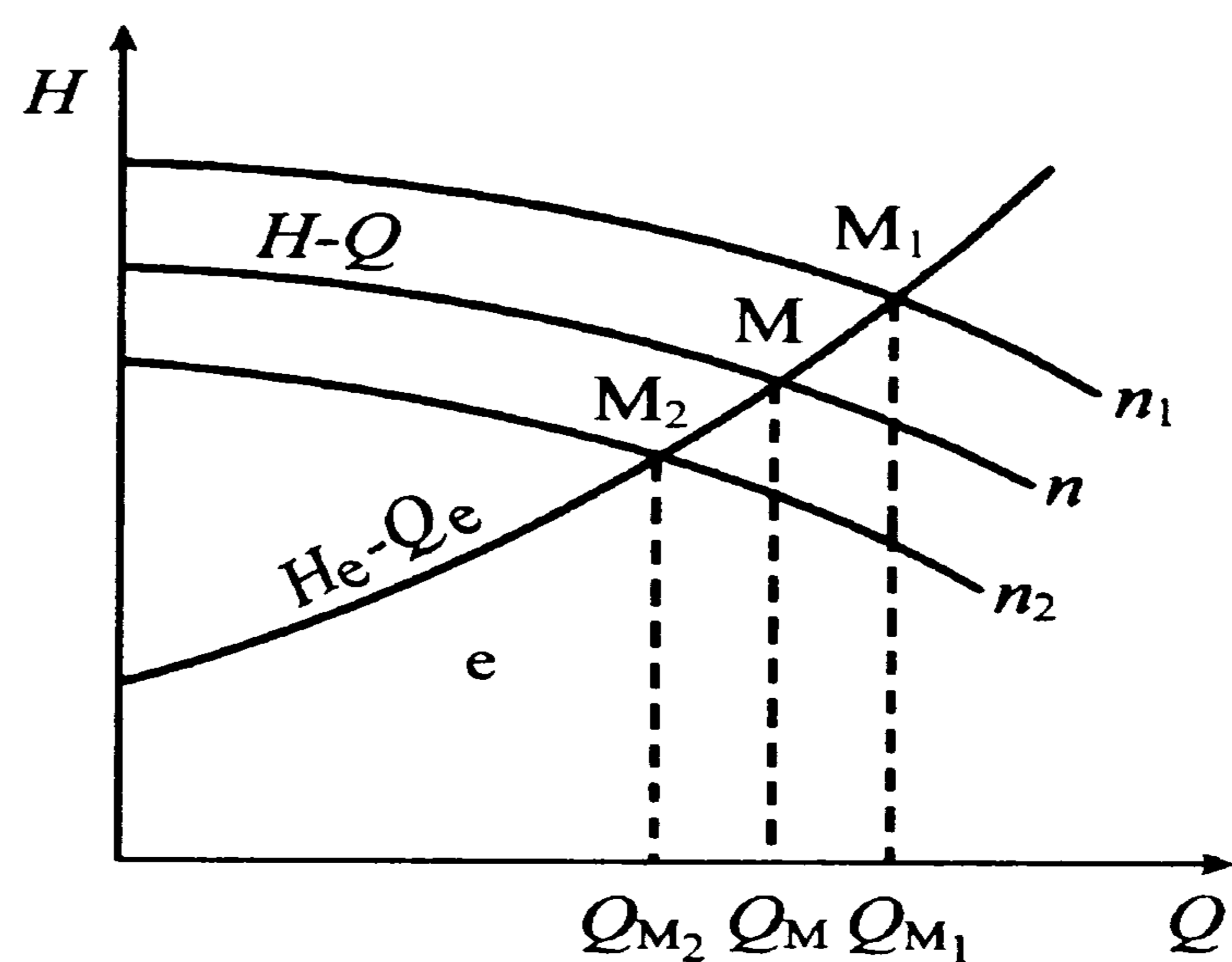
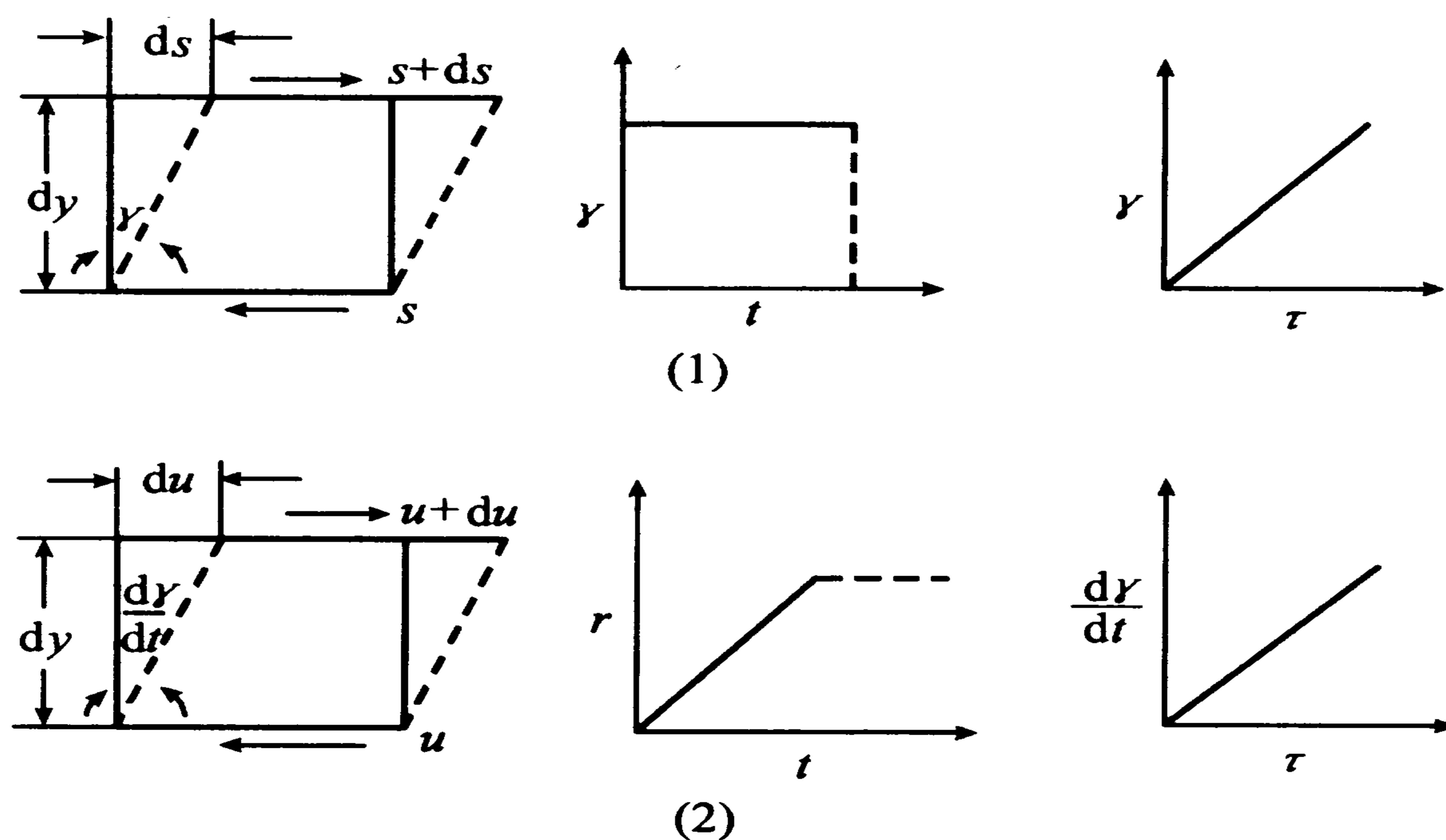


图 1-37 泵转速对工作点的影响

7 非牛顿流体

弹性物体受切应力 τ 作用时就发生切应变 γ 。对理想的弹性体，如果这种切应力不消除，切应变就不随时间而变，而切应力消除后，物体就回复到原来的形状。理想弹性体的切应变与切应力成正比，见图 1-38 (1)。但是，流体就不一样，流体受切应力作用时，就要发生流动层间的相对流动，变形发生在流动之中。换言之，变形要与时间发生关系。如图 1-38 (2) 所示，设距离为 dy 的两流体层，其相对速度为 du ，则从单位时间来考虑，上层流体对下层流体的相对位移为 $du (ds/dt)$ ，而夹角也应以 $d\gamma/dt$ 代替 γ 。如果流体符合牛顿内摩擦定律，则与理想的弹性体类似，切应力与切变速率成正比，即 $\tau = \mu \frac{d\gamma}{dt}$ 。由图可知， $\frac{d\gamma}{dt} = \frac{du}{dy}$ ，即切变速率等于速度梯度，故有

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}$$



(1) 弹性变形 (2) 流体流动

图 1-38 弹性体和流体的受力变化

可见，符合牛顿内摩擦定律的粘性流体受切应力时，切应变是随时间而成正

比增大，并且切应力与切变速率或速度梯度成正比。

然而，正如弹性体有非理想的情形一样，流体流动的切应力与切变速率也有偏离牛顿内摩擦定律的情形。这种流体称为非牛顿流体。一般来讲，分子质量极大的高分子物质的溶液或混合物，以及浓度很高的颗粒悬浮液都带有非牛顿流体的性质。长链状分子的聚合物、胶体悬浮液、含互不相溶物质的液体，如奶油、蛋黄酱、果酱、干酪等液状食品都不服从牛顿内摩擦定律。对于这些物料，在切应力与速度梯度之间没有简单的比例关系，由此没有一个确定的粘度值。或者说其表观粘度决定于流体的流动条件及流体的性质。

总之，凡是源出于生物系统的液体，如蛋白质或多糖类的溶液或悬浮液，大多数属于非牛顿流体。天然形成或人工合成的高分子聚合物，不论是液态或溶解状态，多数也是非牛顿流体。在食品加工中遇到的非牛顿流体较多，本节将简单介绍非牛顿流体的分类及特性，对其深入讨论将在食品物性学中进行。

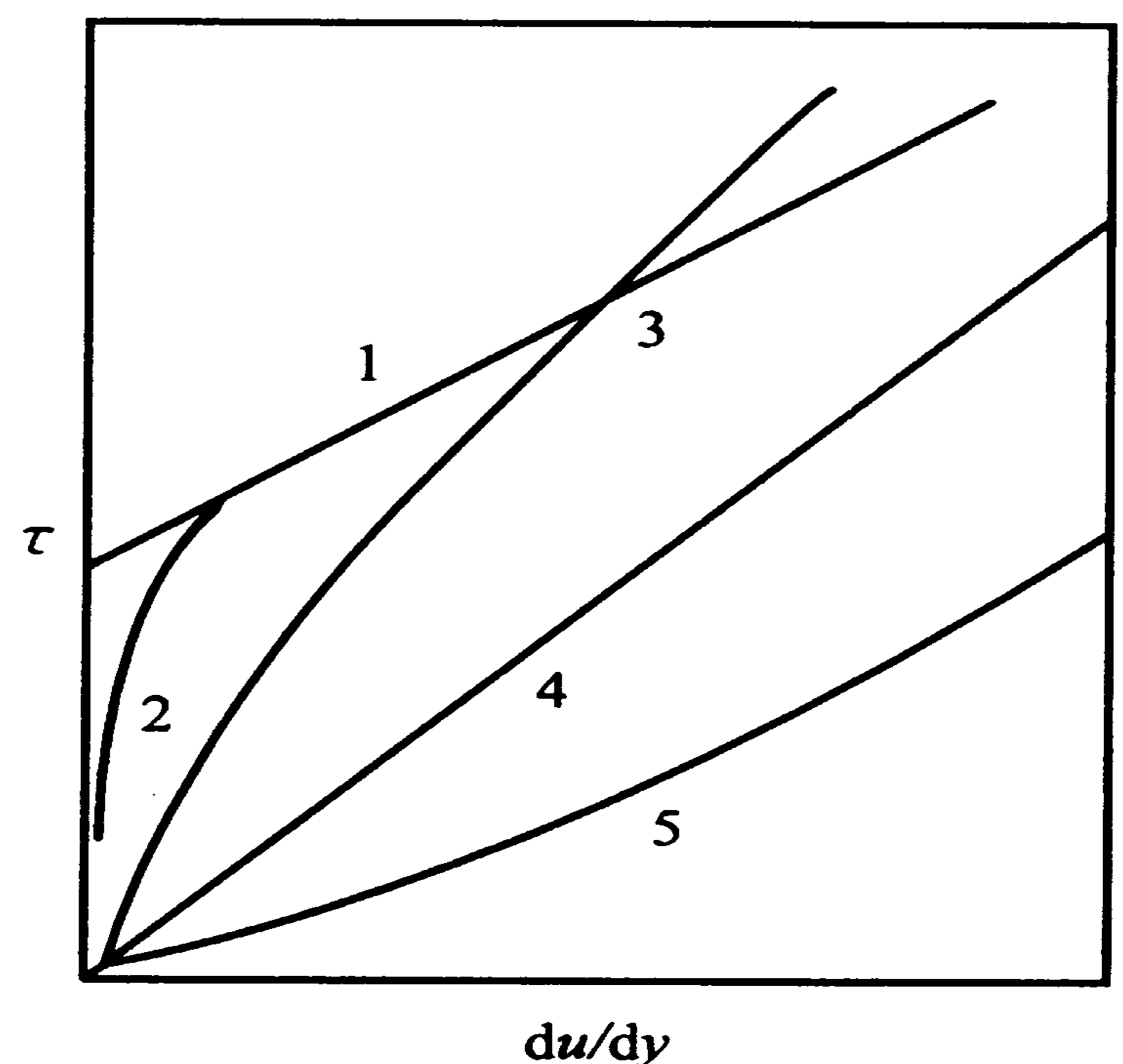
7.1 塑性流体

理想塑性流体称为宾哈姆(Bingham)流体，这种流体实际上是不存在的。实际的塑性流体(plastic fluid)与宾哈姆流体是有区别的，如图1-39所示。但在实践上可以把塑性流体作为宾哈姆流体来处理。

宾哈姆流体与牛顿流体的区别在于，这种流体是在切应力超过某一屈服值 τ_0 时，流体的各层间才开始产生相对运动。塑性流体的这一性质可能是因为在静止状态下，这种流体具有一种三维结构，其坚固性足以耐受一定的屈服值。当应力超过此值后，三维结构被破坏，流体就显示出与牛顿流体相同的性质。

宾哈姆流体的切应力与速度梯度的关系可用下式表示

$$\tau = \tau_0 + \mu_p \frac{du}{dy} \quad (1-102)$$



1. 宾哈姆流体 2. 塑性流体
3. 假塑性流体 4. 牛顿流体
5. 胀塑性流体

图 1-39 非牛顿流体与牛顿流体的比较

式中 μ_p 为塑性粘度, Pa·s。

在食品工业上接近宾哈姆流体的物料有干酪、巧克力浆等。

7.2 假塑性流体

假塑性流体(pseudoplastic fluid)与牛顿流体的共同点是,这种流体运动开始时并不需要克服一个屈服应力。但它们的区别在于其切应力与速度梯度的关系曲线形状上,假塑性流体呈向下凹的曲线,而牛顿流体呈直线。假塑性流体的切应力与速度梯度的关系为

$$\tau = k \left(\frac{du}{dy} \right)^n, \quad n < 1 \quad (1-103)$$

对于牛顿流体,切应力与速度梯度之比称为流体的粘度,按此定义,对于非牛顿流体,这一比值称为非牛顿流体的表观粘度,以 μ_a 表示,即

$$\mu_a = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}} = k \left(\frac{du}{dy} \right)^{n-1} \quad (1-104)$$

由上式可以看出,对于假塑性流体,因 $n < 1$,故表观粘度随速度梯度的增大而降低。这一性质在流体输送和流体传热问题上甚为重要,常发生在具有高度不对称的分子之中,流体静止时,分子彼此纠缠在一起,在切应力作用下,分子或质点又重新排列起来,使其轴线与流动方向平行,从而减小层间的切应力。而且随着速度梯度的增大,这种排列愈完全,切应力就愈小,从而表观粘度也就愈低。然而,当速度梯度大于某值以后,分子排列已完全,表观粘度则保持为常数,此时流体也就显示出牛顿流体的性质。

在食品工业上表现为假塑性流体的物料最多,如蛋黄酱、血液、番茄酱、果酱及其他高分子物质的溶液。一般而言,高分子溶液的浓度愈高或高分子物质的分子愈大,则假塑性也愈显著。

7.3 胀塑性流体

与假塑性流体性质相反,胀塑性流体(dilatant fluid)的表观粘度随速度梯

度增大而增大，或者说，其切应力与速度梯度具有如下关系

$$\tau = k \left(\frac{du}{dy} \right)^n, \quad n > 1 \quad (1-105)$$

食品工业上胀塑性流体的例子有淀粉溶液和多数蜂蜜等。

7.4 时变性流体

流变学是研究物体随时间不可逆过程的应力与应变之间的关系的一门学科。例如研究金属的蠕变、水果蔬菜的强度性质等。对于上述的非牛顿流体，流体的切应力完全取决于切变速率，即取决于速度梯度。时变性流体则不同，切应力取决于切变速率之外，时间也是一个依赖因素。作为第三个变数，可用时间 t ，也可用流体的切应变 γ 来表示， γ 代表自切应力作用开始至时间 t 为止的切应变，故有

$$\gamma = \int_0^t \left(\frac{d\gamma}{dt} \right) dt$$

时变性流体有两种，一种是搅动时粘性随时间而降低的流体，称为摇溶性流体 (thixotropic fluid)。但是，当搅拌停止后，流体粘度将回复到原来的数值。如面包的面团和凝乳就具有这种性质。另一种时变性流体在搅动时，其所产生的现象刚好与上述相反，流体的粘度随搅拌时间而增大，称为震凝性流体 (rheopetic fluid)。

由上述分类可见，牛顿流体、假塑性流体和胀塑性流体的应力与应变关系都可以用统一的幂函数的形式来表示。符合这种模型的流体是大量的，特别是在食品加工工业上，更是囊括大量的物料。对于这类流体，可统一用下式表示

$$\tau = k \left(\frac{du}{dy} \right)^n \quad (1-106)$$

式中： k 为稠度指数； n 为流变指数。

k 和 n 的数值均由实验来确定。这类流体统称为指数律 (power law) 流体。

稠度指数 k 的因次与 n 的数值有关，当 $n=1$ 时，流体为牛顿流体，此时稠度指数的因次均和牛顿流体的粘度相同。对于 $n \neq 1$ 的非牛顿流体，稠度指数不仅因次与粘度的因次不同，而且也不是流体流动真正的粘性。而流体所反映的粘

度则为表观粘度。

流变指数 n 表示流体的非牛顿性的程度。以桃浆和杏浆为例，其 k 、 n 值如下表所示。

品 名	k	n
桃浆(38.3 ℃)	28 000	0.35
桃浆(43.3 ℃)	21 000	0.38
杏浆(47.8 ℃)	26 800	0.37
杏浆(76 ℃)	5 360	0.35
浓缩橘汁(15 ℃)	11.9	0.584
番茄酱(固形物 12.8%, 32 ℃)	20.00	0.34
番茄酱(固形物 5.8%, 32 ℃)	2.23	0.59
番茄酱(固形物 16.0%, 32 ℃)	31.60	0.45
苹果沙司(固形物 11.0%, 30 ℃)	116	0.34

[例 1-7] 用转筒式粘度计测得香蕉泥在 340 K 温度下的切应力与切变速率值如下，试确定稠度指数和流变指数。

切变速率/ 10^{-3} (1/s)	切应力/ 10^{-4} Pa	切变速率/ 10^{-3} (1/s)	切应力/ 10^{-4} Pa
1	1.06	4	1.80
1.5	1.22	5	2.01
2	1.37	6	2.10
3	1.62	7	2.21

解：(1) 将上述数据画在普通坐标纸上。可知当切应力等于零时，切变速率也等于零。

(2) 将上述数据画在双对数坐标纸上。得实验曲线的斜率为 0.385，切变速率为 -3 时，切应力（即截距）为 -3.975。

(3) 根据下列表达式

$$\log \tau = \log k + n \log \left(- \frac{du}{dr} \right)$$

得 $-3.975 = \log k + 0.385(-3)$

由此可求出 $k = 1.514 \times 10^{-3} \text{Pa}\cdot\text{s}$, $n = 0.385$

$$\tau = 1.514 \times 10^{-3} \left(\frac{du}{dr} \right)^{0.385}$$

8 气体输送原理与设备

气体输送原理与设备和液体输送基本相同，只是由于气体的密度比液体小，且具有可压缩性，从而使气体的输送具有某些特点。

气体输送设备除按结构及工作原理分为离心式、往复式、回转式及液体作用式外，还可按出口气体的压力（终压）或压缩比（指压送机械出口与入口气体绝对压力的比值）来分类，即

- (1) 通风机 终压不大于 15 kPa（表压），压缩比为 1~1.15。
- (2) 鼓风机 终压为 15~294 kPa（表压），压缩比小于 4。
- (3) 压缩机 终压为 294 kPa（表压）以上，压缩比大于 4。
- (4) 真空泵 用于减压，终压为大气压，压缩比由真空度决定。

通常，通风机用于克服输送过程中的流动阻力，达到输送气体的目的；鼓风机和压缩机用于产生高压气体，以满足化学反应和单元操作（如牛奶、果汁等喷雾干燥、食品冷冻等）所需要的工艺条件；真空泵则用在某些单元操作中（如过滤、真空浓缩、真空干燥等）对于负压的要求。

8.1 离心式通风机和鼓风机

离心式气体输送机械和离心泵的工作原理相似，但在结构上随压缩比的变化而有某些差异。通风机都是单级的，对气体只起输送作用。

8.1.1 离心通风机

风机对单位体积气体所作的有效功称为风压，以 H_T 表示，单位为 J/m^3 或 Pa。根据风压的不同，将离心通风机分为 3 类：

低压离心通风机：出口风压低于 1×10^3 Pa（表压）；

中压离心通风机：出口风压低于 $1 \times 10^3 \sim 3 \times 10^3$ Pa（表压）；

高压离心通风机：出口风压低于 $3 \times 10^3 \sim 15 \times 10^3$ Pa（表压）。

(1) 离心通风机的结构 图 1-40 所示为低压通风机的示意图，它主要由蜗

形机壳和多叶片的叶轮组成,气体流通的断面多为方形(高压风机多为圆形)。低压通风机的叶片数目多、与轴心成辐射状平直安装。中、高压通风机的叶片则是后弯的,所以高压通风机的外形与结构与单级离心泵更相似。

(2) 离心通风机的性能参数 离心通风机的主要性能参数有风量、风压、轴功率和效率。由于气体通过风机时压力变化不大于入口压力的20%,在风机内运动的气体可视为不可压缩流体,因此离心泵的基本方程也可用来分析离心通风机的性能。

①风量:风量是指单位时间内从风机出口排出的气体体积;并以风机进口处的气体状态计,以 Q 表示,单位为 m^3/h 。

②风压:离心通风机的风压习惯上用 mmH_2O 来计量。风压的大小取决于风机的结构、叶轮尺寸、转速,并正比于气体的密度。风压一般由实验测定。设风机进口为截面1—1,风机出口为截面2—2,则由单位体积液体为基准的柏努利方程式可得到离心通风机的风压为

$$H_T = w_p = (Z_2 - Z_1)\rho g + (p_2 - p_1) + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}\rho + \rho \sum L_f \quad (1-107)$$

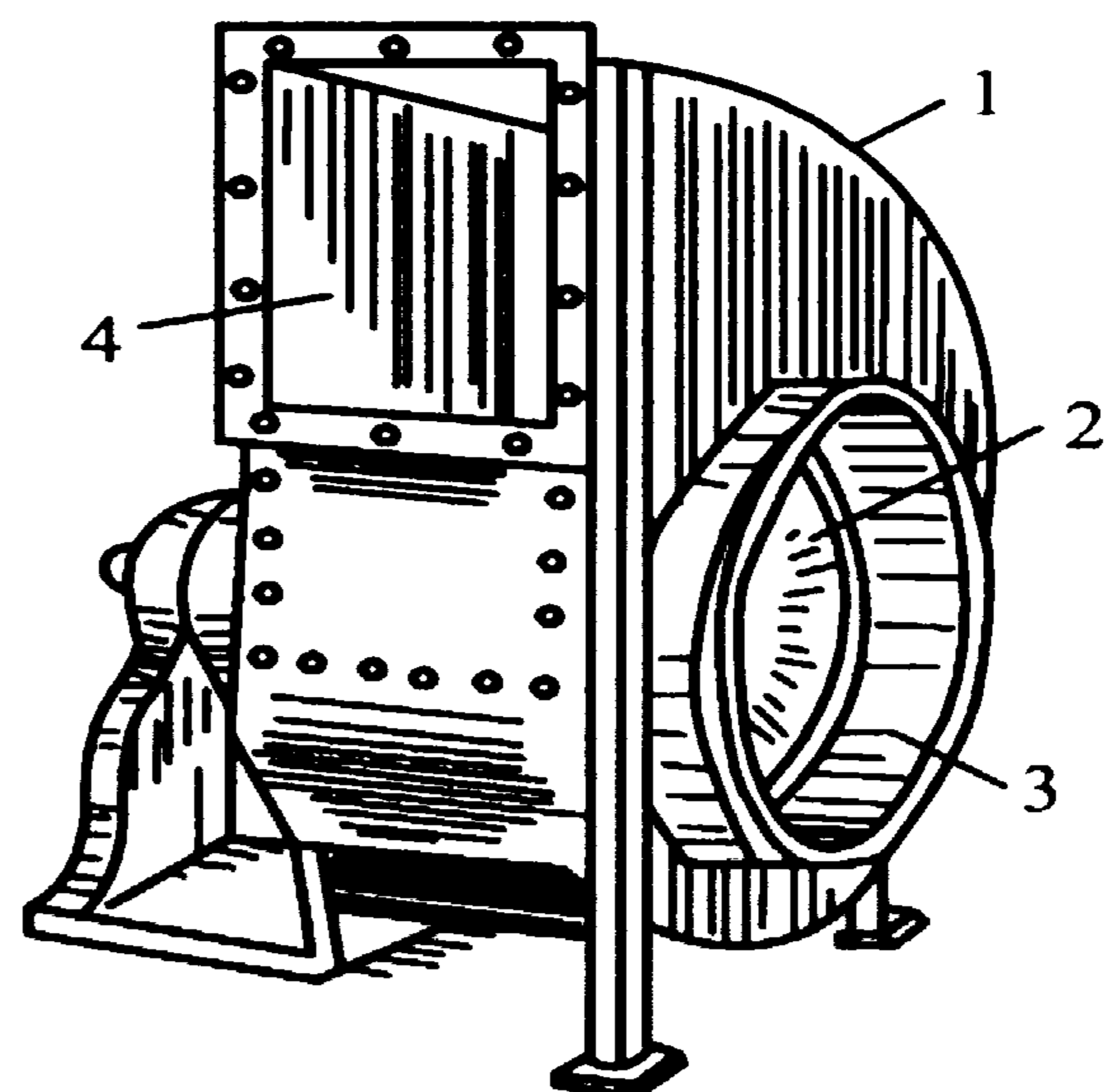
式中各项均为压强的单位,Pa。由于 ρ 及 $(Z_2 - Z_1)$ 值都很小,故 $(Z_2 - Z_1)\rho g$ 一项可忽略;风机进、出口管段很短, $\rho \sum L_f$ 项也可忽略;又由于风机进口处直接与大气相通,且截面1—1取在进口管外侧,则 $u_1 = 0$,于是上式可简化为

$$H_T = (p_2 - p_1) + \frac{u_2^2}{2}\rho \quad (1-108)$$

式中: $(p_2 - p_1)$ 为静风压,以 H_{st} 表示; $\rho u_2^2/2$ 为动风压。离心通风机的风压由静风压与动风压构成,又称全风压。通风机性能表上所列的风压为全风压。

由式(1-108)看出,风机的风压随进入风机的气体密度而变。风机性能表上的风压,一般都是在 $20\text{ }^\circ\text{C}$, 101.3 kPa 的条件下用空气作介质测定的。该条件下空气的密度为 $1.2\text{ kg}/\text{m}^3$ 。若实际的操作条件与上述的实验条件不同,则在选择离心通风机时,应将操作条件下的风压 H'_T 按下式换算为实验条件下的风压 H_T ,即

$$H_T = H'_T \frac{\rho}{\rho'} = H'_T \frac{1.2}{\rho'} \quad (1-109)$$



1. 机壳 2. 叶轮
3. 吸入口 4. 排出口
图 1-40 低压离心通风机

式中 ρ' 为操作条件下空气的密度, kg/m^3 。

③轴功率与效率: 离心通风机的轴功率为

$$N = \frac{H_T Q}{1\,000 \eta} \quad (1-110)$$

式中: N 为轴功率, kW ; H_T 为全风压, Pa ; Q 为风量, m^3/s ; η 为效率, 因按全风压定出, 因而又称全压效率。

应予以注意, 用式 (1-110) 计算功率时, H_T 和 Q 必须是同一状态下的数值。

(3) 离心通风机的特性曲线 和离心泵一样, 通风机在出厂前必须在上述条件下 (即 $20\text{ }^\circ\text{C}$ 和 101.3 kPa) 通过实验测定其特性曲线, 如图 1-41 所示。它表示在一定转速下某型号通风机的风量 Q 与全风压 H_T 、静风压 H_{st} 、轴功率 N 和效率 η 4 者之间的关系。显然, 离心通风机的特性曲线比离心泵的特性曲线多了一条 $H_{st} - Q$ 关系曲线。

(4) 离心通风机的选择 离心通风机选择的步骤如下:

①根据管路布局和工艺条件, 计算输送系统所需的实际风压 H_T' , 并按式 (1-109) 换算为风机实验条件下的风压 H_T 。

②根据所输送气体的性质 (如清洁空气、易燃、易爆或腐蚀性气体及含尘气体) 及所需的风压范围, 确定风机的类型。对于清洁空气或与空气性质相近气体, 可选用一般类型的离心通风机。工业中常用的中、低压通风机为 4-72 型, 高压通风机为 8-18 型和 9-27 型。

③根据以风机进口状态计的实际风量和实验条件下的风压, 从风机样本的性能表或特性曲线中选择适宜的风机型号。选择原则与离心泵的相同。

[例 1-8] 用离心通风机将 $30\text{ }^\circ\text{C}$, 101.3 kPa 的清洁空气, 以 $28\,000\text{ m}^3/\text{h}$ 的流量经加热器升温至 $90\text{ }^\circ\text{C}$ 后进入干燥器。在平均条件下 ($60\text{ }^\circ\text{C}$ 及 101.3 kPa) 输送系统所需的全风压为 $2\,460\text{ Pa}$ 。试选择合适型号的通风机, 并比较将选定的通风机安装到加热器后面是否适宜。

解: 由于输送清洁空气, 可选用一般类型的离心通风机。至于具体型号, 则需根据操作条件下的风量和实验条件下的风压来确定。

根据工艺要求, 将风机安装在空气加热器前较为合理。此时, 风机入口的气体状态为 $30\text{ }^\circ\text{C}$ 和 101.3 kPa , 其流量为 $Q = 28\,000\text{ m}^3/\text{h}$ 。而所需要的风压是在

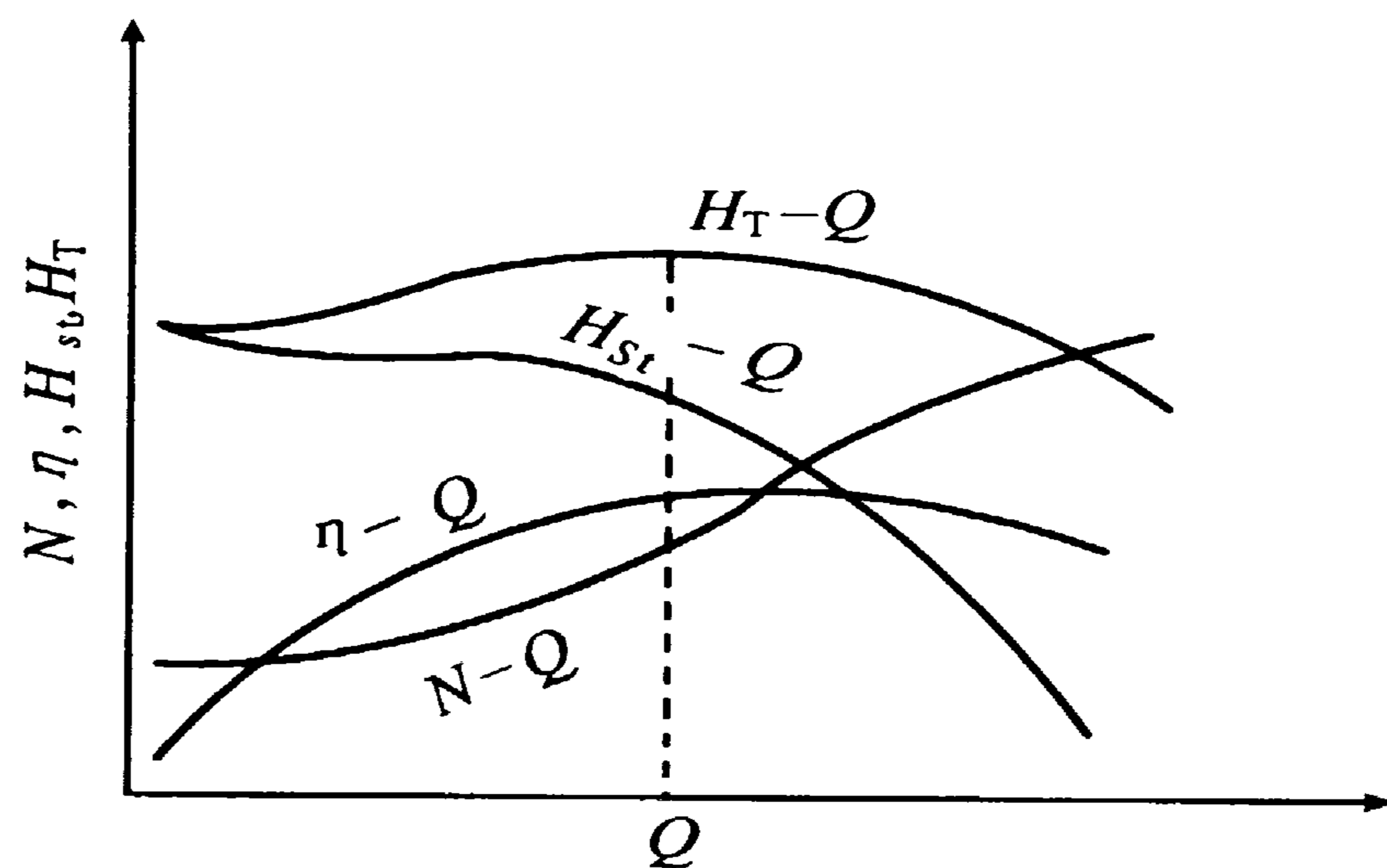


图 1-41 离心通风机特性曲线示意图

60 ℃ 和 101.3 kPa 下的数量，需要用式 (1-109) 换算为实验条件下数值。即

$$\rho' = 1.2 \times \frac{273 + 20}{273 + 60} = 1.06 (\text{kg}/\text{m}^3)$$

$$H_T = H_T' \frac{1.2}{\rho'} = 2\,460 \times \frac{1.2}{1.06} = 2\,785 (\text{Pa})$$

根据风量 $Q = 28\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ 和风压 $H_T = 2\,785 \text{ Pa}$ ，从教材附录中查得 4-72-11NO.8C 型离心通风机可满足要求。在 1 800 r/min 的转速下其相关性能参数为： $H_T = 2\,795 \text{ Pa}$ ， $Q = 29\,900 \text{ m}^3/\text{h}$ ， $N = 30.8 \text{ kW}$ ， $\eta = 91\%$

若将风机安放到空气加热器之后，假定其转速及风压不变，但风机入口的气体状态变为 90 ℃ 及 101.3 kPa，与此对应的空气流量变为：

$$Q = 28\,000 \times \frac{273 + 90}{273 + 30} = 33\,540 (\text{m}^3/\text{h})$$

显然，将离心通风机安装到空气加热器之后，在维持原转速不变的情况下，将不能满足送风量的要求，因而，风机放在加热器之前为较佳流程。

8.1.2 离心鼓风机

离心鼓风机又称透平鼓风机，其结构类似于多级离心泵，每级叶轮之间都有导轮，工作原理和离心风机相同。图 1-42 所示为一台五级离心鼓风机示意图，气体由进气口吸入后，依次经过各级叶轮和导轮，最后由排气口排出。

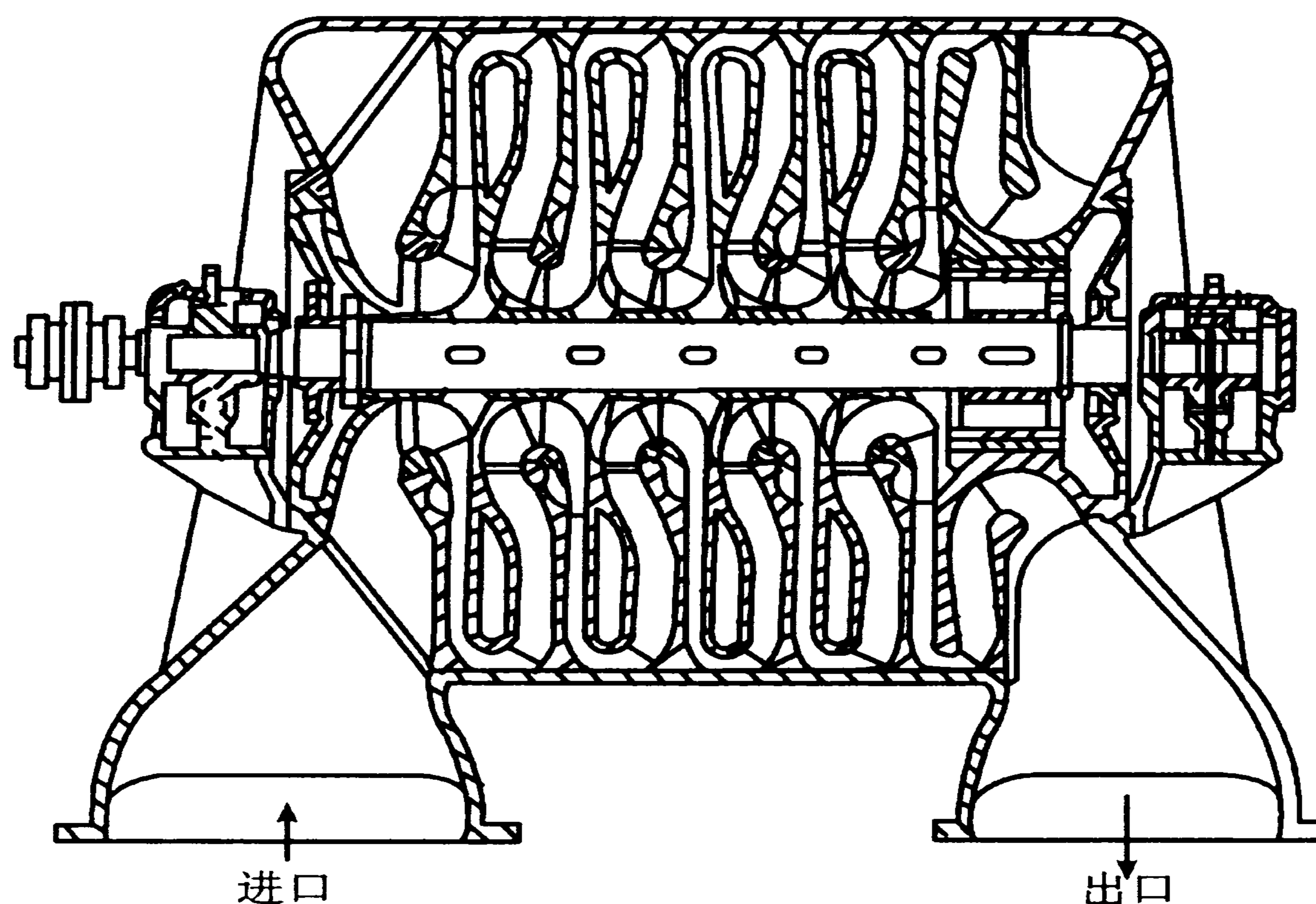


图 1-42 五级离心鼓风机结构示意图

离心鼓风机的送气量大，但出口表压一般不超过 300 kPa。由于气体压缩比不高，所以不必设置冷却装置，各级叶轮直径也大致上相等。

8.2 往复式压缩机

8.2.1 往复式压缩机的基本结构和工作原理

往复压缩机的基本结构和工作原理与往复泵相近。其主要部件有活塞、气缸、吸气阀和排气阀，依靠活塞的往复运动而将气体吸入和排出。但是，由于往复压缩机处理的气体密度小，具有可压缩性，压缩后气体的体积变小、温度升高，因而要求往复压缩机应该附设冷却装置。此外，往复压缩机实际的工作过程也比往复泵工作复杂。

8.2.2 往复压缩机的理想压缩循环

为了便于分析往复压缩机的工作过程，可作如下简化假设：

- ①被压缩的气体为理想气体。
- ②气体流经吸气阀的流动阻力可忽略不计。这样，在吸气过程中气缸内气体的压力与入口处气体的压力 p_1 相等，排气过程中气体的压力等于出口处的压力 p_2 。
- ③压缩机无泄漏。
- ④排气终了时，活塞与气缸端盖之间没有空隙（即余隙），这样吸入气缸中的气体在排气终了时全部被排净。

单作用往复压缩机的理想循环过程如图 1-43 所示。

①吸气阶段：当活塞自左向右运动时，排气阀关闭，吸气阀打开，气体被吸入，直至活塞移到最右端，缸内气体压力为 p_1 ，体积为 V_1 ，其状态如 $p-V$ 图上的点 1 所示，吸气过程由水平线 4-1 表示。

②压缩阶段：活塞自最右端向左运动，由于吸气阀和排气阀都是关闭的，气体的体积逐渐缩

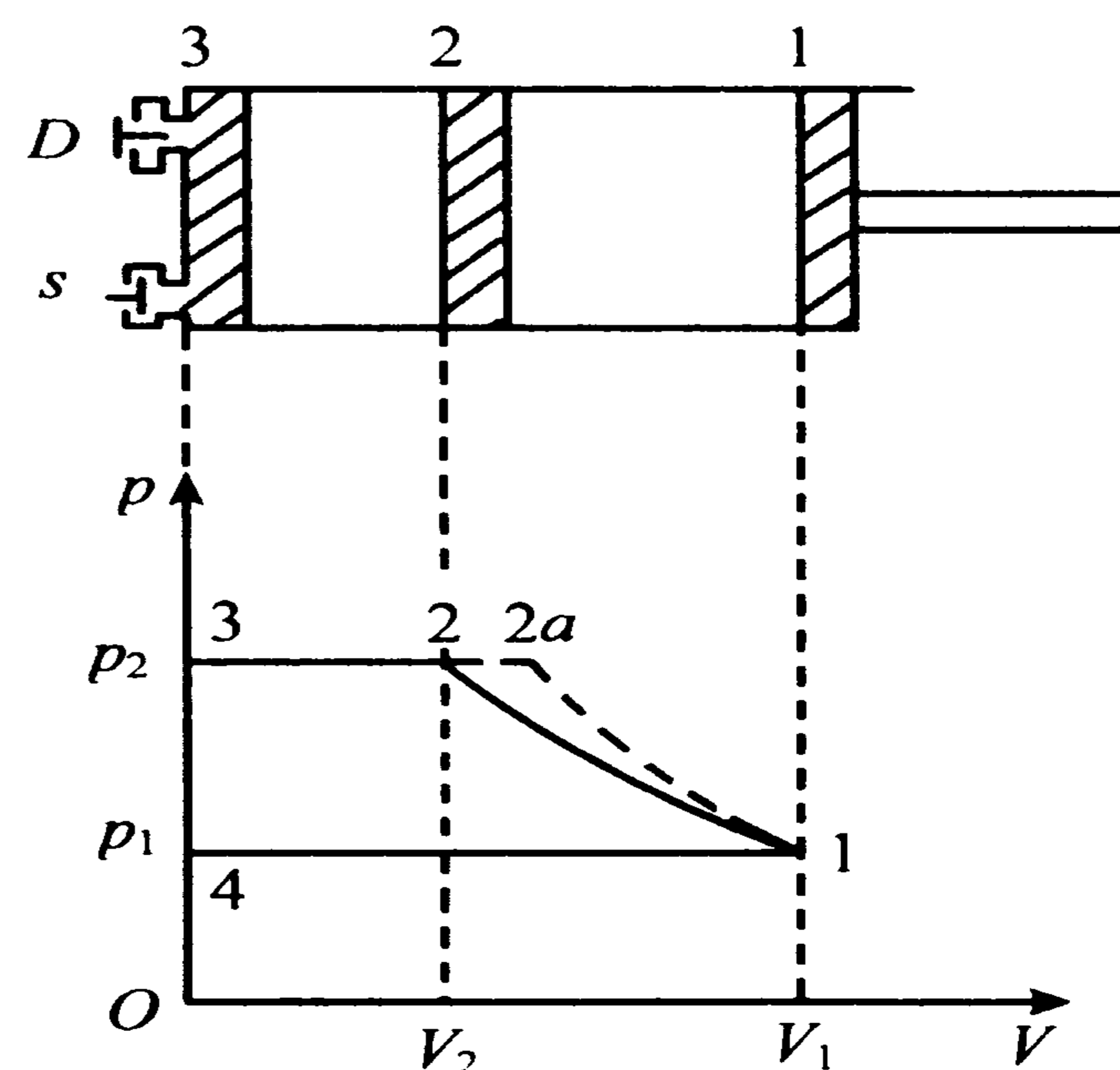


图 1-43 单作用式理想压缩循环

小，压力逐渐升高，直至气缸内气体的压力升高至排气阀外的气体压力 p_2 为止，此时对应的气体体积为 V_2 。若压缩过程为等温过程，则气体状态变化如 p - V 图中曲线 1—2 所示；若压缩过程为绝热过程，则气体状态变化过程如 p - V 图中曲线 1—2 a 所示。

③排气阶段：当气缸内气体压力达到 p_2 时，排气阀被顶开，随着活塞继续向左运动，气体在压力 p_2 下全部被排净。气体状态变化过程如 p - V 图中的水平线 2(2 a)-3 所示。

当活塞再从左端向右开始运动时，因气缸内无气体，缸内压力立即降至 p_1 ，从而开始下一个工作循环。

一个理想压缩循环所需的外功为

$$W = \int_{p_1}^{p_2} V dp \quad (1-111)$$

式中： W 为压缩机理想压缩循环所消耗的理论功，J； p_1 、 p_2 分别为吸入和排出气体的压力，Pa。

理想压缩循环中所需的外功与气体的压缩过程有关。根据压缩过程中气体和外界的换热情况，可分为等温、绝热和多变 3 种压缩过程。

根据理想气体的 p - V 关系，对于等温压缩过程，积分式 (1-111)，得到其循环功为

$$W = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (1-112)$$

式中 V_1 为吸入气体的体积， m^3 。

在图 1-43 中，等温压缩循环功 W 对应于 1-2-3-4-1 所包围的面积。

同理，绝热压缩循环功为：

$$W = p_1 V_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (1-113)$$

式中 k 为绝热压缩指数。

在图 1-43 中，绝热压缩循环功 W 对应于 1-2 a -3-4-1 所包围的面积。

绝热压缩时，排出气体的温度为：

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (1-114)$$

式中 T_1 、 T_2 分别为吸入和排出气体的温度，K。

对于介于等温和绝热过程间的多变压缩过程，其压缩循环功和排出气体温度仍可分别用式 (1-113) 和式 (1-114) 计算，只是式中的绝热压缩指数 k 应以多变压缩指数 m 代替。

显然，等温压缩过程所需的外功最少，而绝热压缩过程消耗的外功最多。工程上，要实现等温压缩过程是不可能的，但常用来衡量压缩机实际工作过程的经济性。实际上，绝热压缩过程也是难以实现的，但它较为接近压缩机的实际工作情况，常常以此作为近似计算的依据。

8.2.3 有余隙存在的压缩循环

实际上，压缩机排气终了时，活塞端面与气缸端盖之间存在余隙，使往复压缩机的实际压缩循环不同于理想压缩循环。有余隙存在的实际压缩循环过程如图 1-44 所示，它与理想压缩循环的区别是由于有余隙的存在，排气终了时使气缸内残留压力为 p_2 ，体积为 V_3 的气体。当活塞向右运动时，存在于余隙内的气体将不断膨胀，直至压力降到与吸入压力 p_1 相等为止，此过程为余隙气体的膨胀段，如图 1-44 中的曲线 3-4 所示。当活塞从截面 4 继续向右移动时，吸气阀被打开，在恒定压力 p_1 下进行吸气过程，气体的状态沿水平线 4-1 而变化。

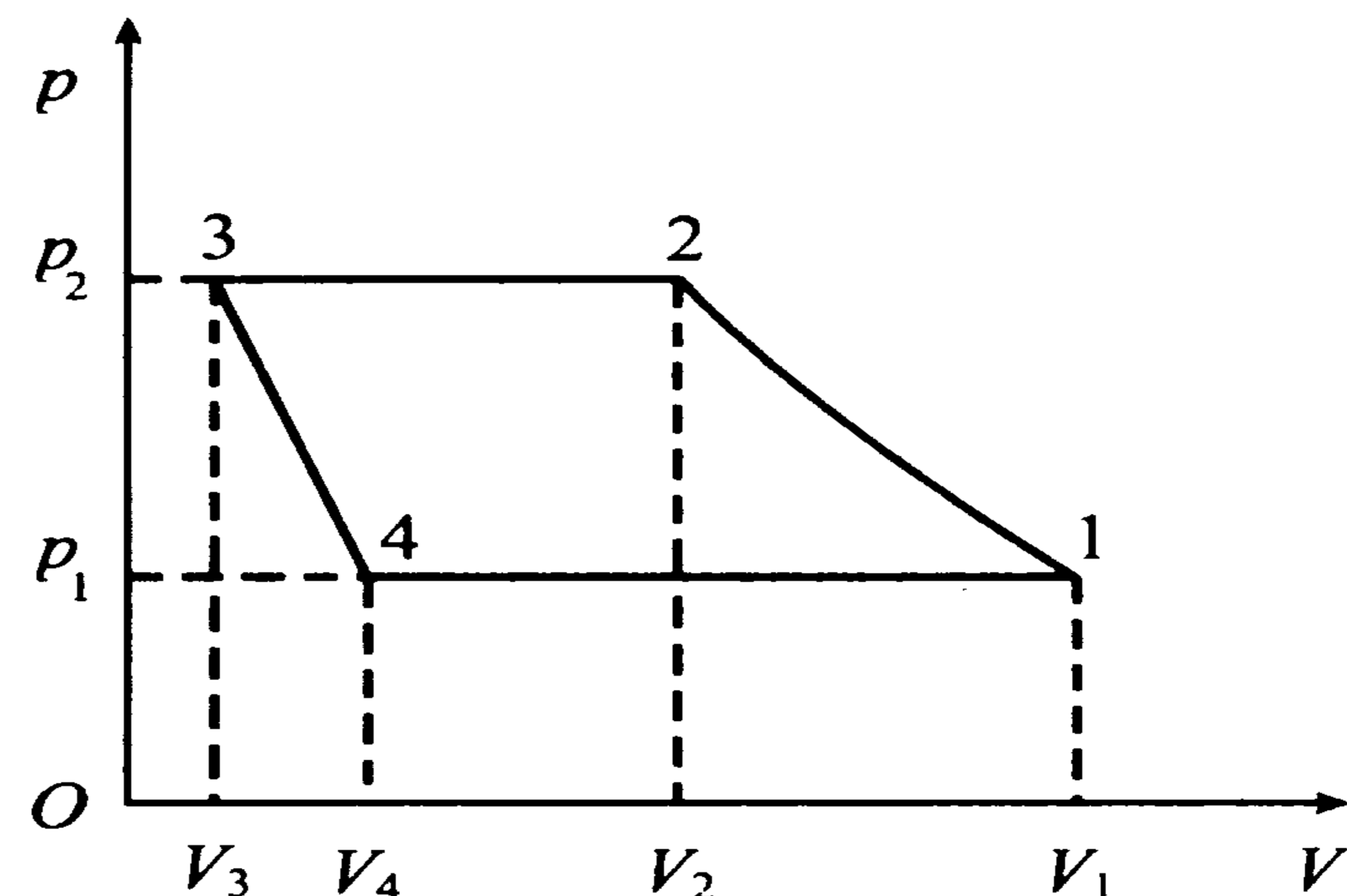


图 1-44 实际压缩循环过程

综上所述，有余隙的理想气体实际循环过程是由吸气、压缩、排气和膨胀 4 个阶段所组成。在一个实际压缩循环中，活塞一次扫过的体积为 $(V_1 - V_3)$ ，但吸入的气体体积只是 $(V_1 - V_4)$ 。余隙的存在减少了每一压缩循环的实际吸气量，同时还增加了动力消耗。因此，应尽量减少压缩机的余隙。

在实际压缩循环中，若按多变压缩过程考虑，活塞对气体所作的理论功为

$$W = p_1(V_1 - V_4) \frac{m}{m-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad (1-115)$$

(1) 余隙系数 ϵ 余隙体积 V_3 与活塞一次扫过的体积 $(V_1 - V_3)$ 之比的百分率称为余隙系数，用 ϵ 表示，即

$$\epsilon = \frac{V_3}{V_1 - V_3} \times 100\% \quad (1-116)$$

通常，大中型压缩机低压气缸的 ϵ 值约在 8% 以下，而高压气缸可达 12%。

(2) 容积系数 λ_0 压缩机在一个循环中，吸入气体的体积 ($V_1 - V_4$) 与活塞一次扫过的体积 ($V_1 - V_3$) 之比，称为容积系数，用 λ_0 表示，即

$$\lambda_0 = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} \quad (1-117)$$

将 $V_4 = V_3 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}$ 代入上式并整理，得到容积系数和余隙系数之间的关系为

$$\lambda_0 = 1 - \epsilon \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \quad (1-118)$$

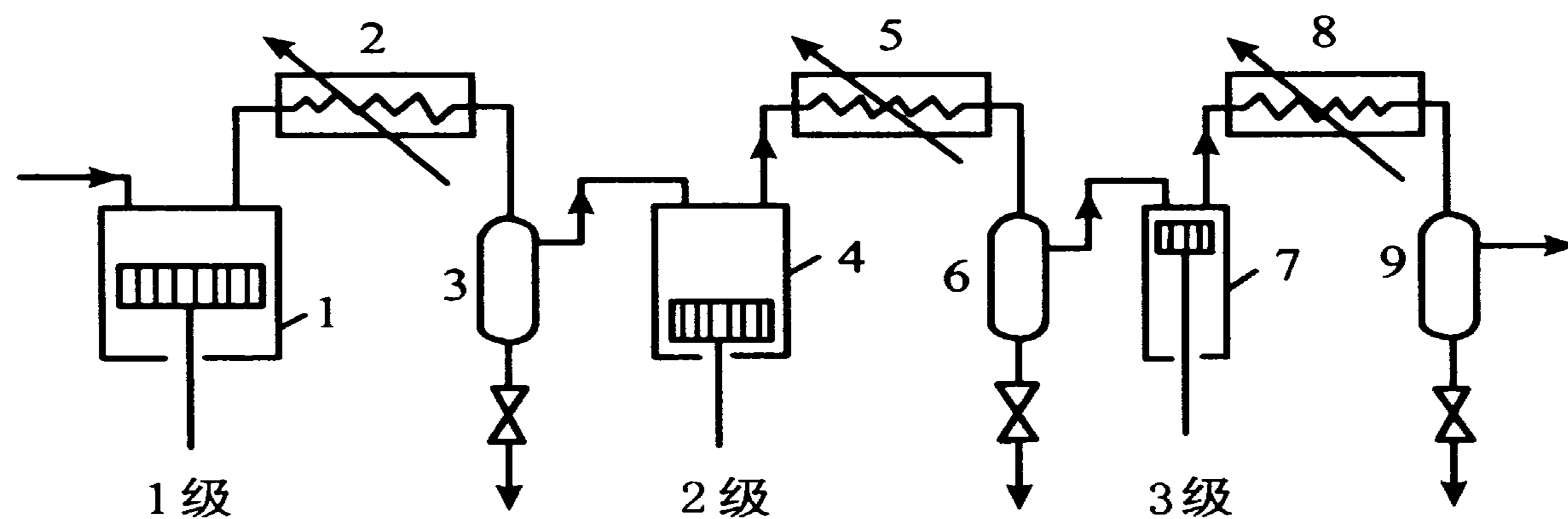
由式 (1-118) 可看出，容积系数与余隙系数和压缩比有关：

①当压缩比一定时，余隙系数加大，容积系数变小，压缩机的吸气量将减少。

②对于一定的余隙系数，气体的压缩比愈高，容积系数则愈小，即每一压缩循环的吸气量愈小，当压缩比高到某极限值时，容积系数可能变为零。例如，对于绝热压缩指数 $k = 1.4$ 的气体，气缸的余隙系数为 8%，单级压缩的压缩比 (p_2/p_1) 达到 38.2 时， λ_0 即为零。它表明残留在余隙中的高压气体膨胀后完全充满气缸，以致不能再吸入新的气体。 $\lambda_0 = 0$ 时的压缩比 p_2/p_1 称为压缩极限。

8.2.4 多级压缩

在单级压缩中，在相同的 ϵ 值下，当压缩比太高时，容积系数 λ_0 严重下降，同时，动力消耗也显著增加，气体温升过大，对压缩过程带来极不利的影响。因此，当生产过程的压缩比大于 8 时，工业上往往采用多级压缩。所谓多级压缩是指气体连续地依次经过若干个气缸的多次压缩，达到所要求的最终压力，如图 1-45 所示。每经过一次压缩称为一级。级间设置冷却器和油水分离器。每级的压缩比只占总压缩比的一个分数。



1, 4, 7. 气缸 2, 5. 中间冷却器
8. 出口气体冷却器 3, 6, 9. 油水分离器

图 1-45 三级压缩示意图

根据理论计算可知，当每级的压缩比相等时，多级压缩所消耗的总理论功为最小。即

$$W = p_1 V_1 \frac{ik}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{ik}} - 1 \right] \quad (1-119)$$

式中 i 为压缩机的级数。当总压缩比为 $\frac{p_2}{p_1}$ 时，每一级的压缩比为：

$$\chi = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{i}} \quad (1-120)$$

采用多级压缩，可提高气缸容积的利用率（提高 λ_0 ），避免气体温度过高，减少功率消耗，并使压缩机的结构更为合理。但压缩机的级数过多，整个压缩机结构复杂，冷却器、油水分离器、以及辅助设备也随之增多，克服系统流动阻力的能耗加大。因此，必须根据具体情况，恰当地确定级数。

【例 1-9】 有一台单级往复压缩机，余隙系数为 0.06，多变压缩指数为 1.25，要求的压缩比为 16。试求：

- ① 压缩机的容积系数；
- ② 若气体的初温为 20℃，则压缩后的温度为多少；
- ③ 改为两级压缩，每级入口温度均为 20℃，再求容积系数和气体的终温。

解：(1) 容积系数 λ_0 容积系数可根据式 (1-118) 求得，即

$$\lambda_0 = 1 - \epsilon \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0.06 \left[(16)^{\frac{1}{1.25}} - 1 \right] = 0.5086$$

(2) 压缩终了气体温度 T_2 可根据式 (1-114) 计算，即

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} = 293(16)^{\frac{1.25-1}{1.25}} = 510.1(\text{K})$$

(3) 双级压缩的计算, 其有关参数用带上标的“'”表示, 则

$$\lambda'_0 = 1 - \epsilon \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{2m}} - 1 \right] = 1 - 0.06 \left[(16)^{\frac{1}{2 \times 1.25}} - 1 \right] = 0.878$$

$$T'_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{2m}} = 293(16)^{\frac{1.25-1}{2 \times 1.25}} = 386.6(\text{K})$$

由上面计算结果看出, 由单级压缩改为两级压缩后, 容积系数 λ_0 提高了 37.4%, 而出口温度 T_2 降低了 123.5 °C。因此, 当压缩比较高时, 多级压缩比较经济合理。

8.2.5 往复压缩机的主要性能参数

(1) 排气量 往复压缩机的排气量又称压缩机的生产能力, 它是指压缩机单位时间排出的气体体积, 其值以入口状态计算。

若无余隙存在, 往复压缩机的理论吸气量计算式和往复泵的相类似, 而实际排气量是理论吸气量与排气系数的乘积, 即

$$Q = \lambda_d Q_T \quad (1-121)$$

式中: λ_d 为往复压缩机排气系数, 其值为 0.8~0.95; Q , Q_T 分别为实际排气量和理论吸气量, m^3/s 。

(2) 轴功率和效率 以绝热压缩过程为例, 压缩机的理论功率为

$$N_a = p_1 V_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \times \frac{1}{1000} \quad (1-122)$$

实际所需要的轴功率为

$$N = \frac{N_a}{\eta_a} \quad (1-123)$$

式中: N 、 N_a 分别为按绝热压缩考虑的压缩机轴功率和理论功率, kW; η_a 为绝热总效率, 一般取 0.7~0.9。

绝热总效率考虑了压缩机泄漏、流动阻力、运动部件的摩擦所消耗的功率。

8.3 真空泵

从设备或系统中抽出气体使其中的绝对压力低于大气压，此种抽气机械称为真空泵。从原则上讲，真空泵就是在负压下吸气，一般在大气压下排气的气体输送机械。在真空技术中，通常按系统内的绝对压力划分真空状态，低真空 ($10^5 \sim 10^3$ Pa)、中真空 ($10^3 \sim 10^{-1}$ Pa)、高真空 ($10^{-1} \sim 10^{-6}$ Pa)、超高真空 ($10^{-6} \sim 10^{-10}$ Pa) 及极高真空 ($< 10^{-10}$ Pa) 五个真空区域。食品工业中所用的真空范围一般在低真空和中真空内。下面简要介绍几种用于产生低、中真空的真空泵。

8.3.1 往复真空泵

往复真空泵的构造和工作原理与往复式压缩机基本相同。但是，由于真空泵所抽吸气体的压力很小，且其压缩比又很高（通常大于 20），因而真空泵吸入阀门和排出阀门必须轻巧灵活、余隙容积应该更小。

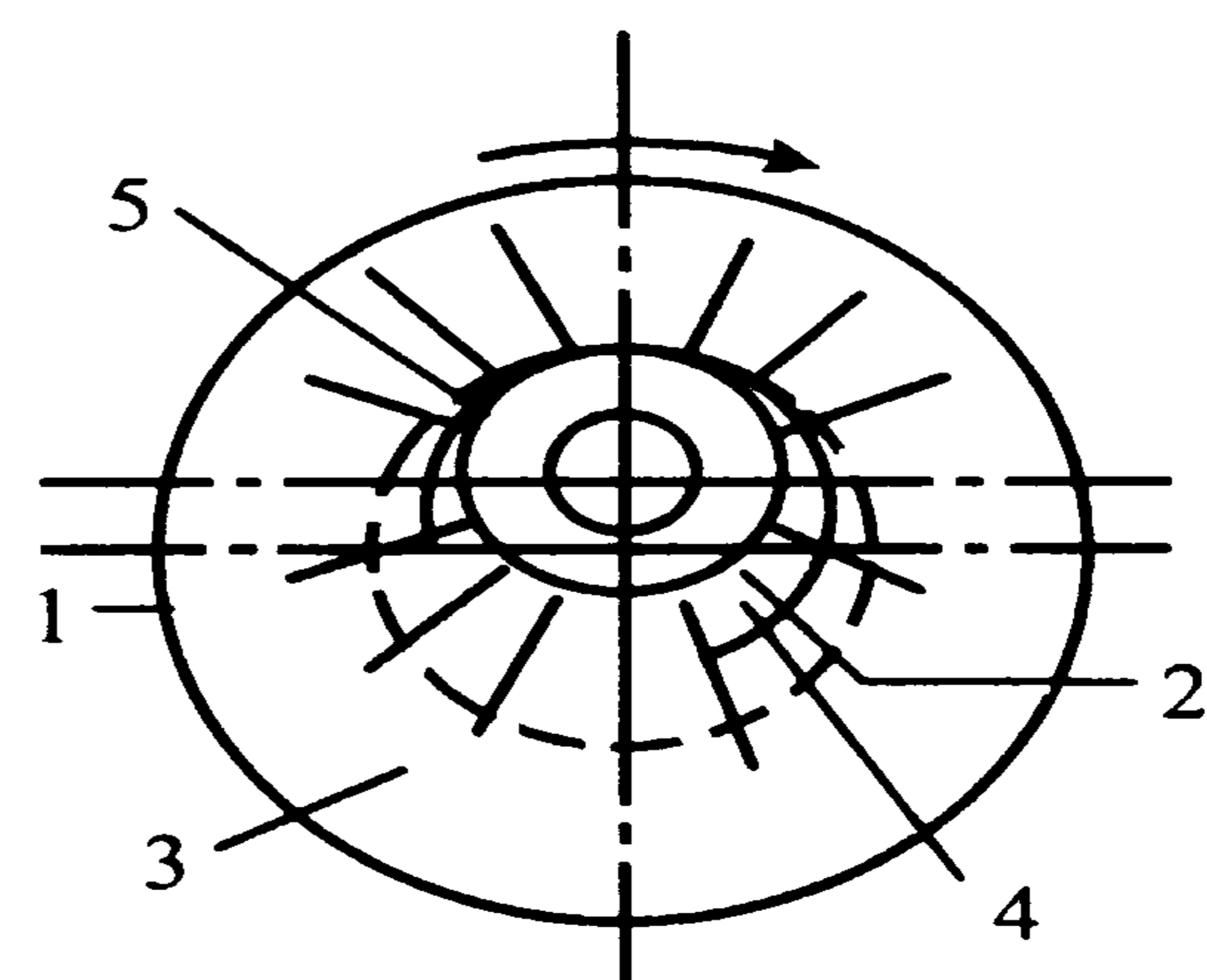
往复真空泵可直接用来获得低真空，其极限压力约 1 kPa。在食品工业上，一般的食品真空浓缩、真空干燥等要求真空度不高的条件下，采用这类泵的优点是具有较大的抽气速率，如 V 型往复真空泵的抽气速率为 $8 \sim 770 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

往复真空泵属于干式真空泵，如果吸入的气体中夹带较多的可凝性成分，应该设法除去。

8.3.2 旋转真空泵

(1) 液环真空泵 用液体作工作介质的粗抽泵称作液环泵。其中，用水作工作介质的叫水环真空泵，其他还可用油、硫酸及醋酸等作工作介质。食品工业上水环泵应用较多。

图 1-46 所示即为水环真空泵的结构示意图。泵壳内偏心地装有叶轮，叶轮上有辐射状叶片 2，并且泵壳内约有 $1/2$ 容积的水。当叶轮旋转时，形成水环 3。水环有液封作用，使叶片间空隙形成大小不等的密封小室。当小室的容积增大时，气体通过吸入口 4 被吸入；当小室变小时，气体由压出口 5 排出。水环真空泵运转



1. 外壳 2. 叶片 3. 水环
4. 吸入口 5. 排出口

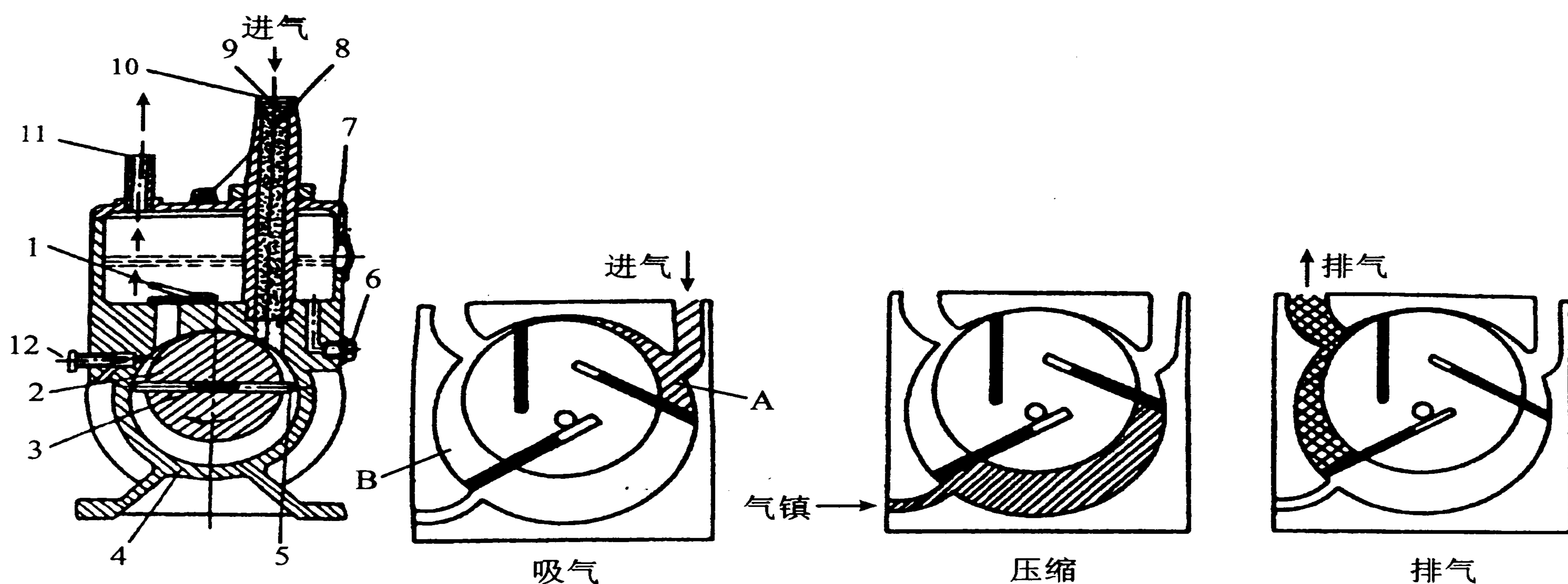
图 1-46 水环真空泵示意图

时，要不断补充水以维持泵内液封。水环真空泵属湿式真空泵，吸气中可允许夹带少量的液体。

水环真空泵可产生的极限压力为 $5 \sim 12$ kPa。其特点是结构简单、紧凑，易于制造和维修，使用寿命长、操作可靠。它适用于抽吸含有液体的气体。但是它的效率很低，为 $30\% \sim 50\%$ ，所产生的真空度受操作温度下泵内液体饱和蒸汽压的限制。食品工业上，常用于真空封罐和真空浓缩等作业。

(2) 旋片真空泵 旋片泵是获得低、中真空的主要泵种之一。它可分为油封泵和干式泵两种。根据所要求的真空度，可采用单级泵（极限压力 4 Pa，通常为 $50 \sim 200$ Pa）和双级泵（极限压力为 $6 \times 10^{-2} \sim 1 \times 10^{-2}$ Pa），其中以双级泵应用更为普遍。

旋片泵的工作原理如图 1-47 所示。当带有 2 个旋片的偏心转子按图中箭头方向旋转时，旋片在弹簧的压力及自身离心力的作用下，紧贴着泵体的内壁滑动，吸气工作室 A 的容积不断扩大，被抽气体流经吸入口和吸气管进入其中，直至旋转到垂直位置时吸气结束，吸入的气体被旋片隔离。转子继续旋转，被隔离气体逐渐被压缩、压力升高。当压力超过排气阀片上的压力时，则气体从排气口排出。泵在工作过程中，旋片始终将泵腔分成吸气 A 和排气 B 两个工作室，转子每旋转一周有两次吸气和两次排气过程。



1. 排气阀 2. 转子 3. 支撑弹簧 4. 定子（泵体） 5. 旋片 6. 放油螺塞
7. 油标观察窗 8. 加油螺塞 9. 滤网 10. 进气管 11. 出气管 12. 气镇阀

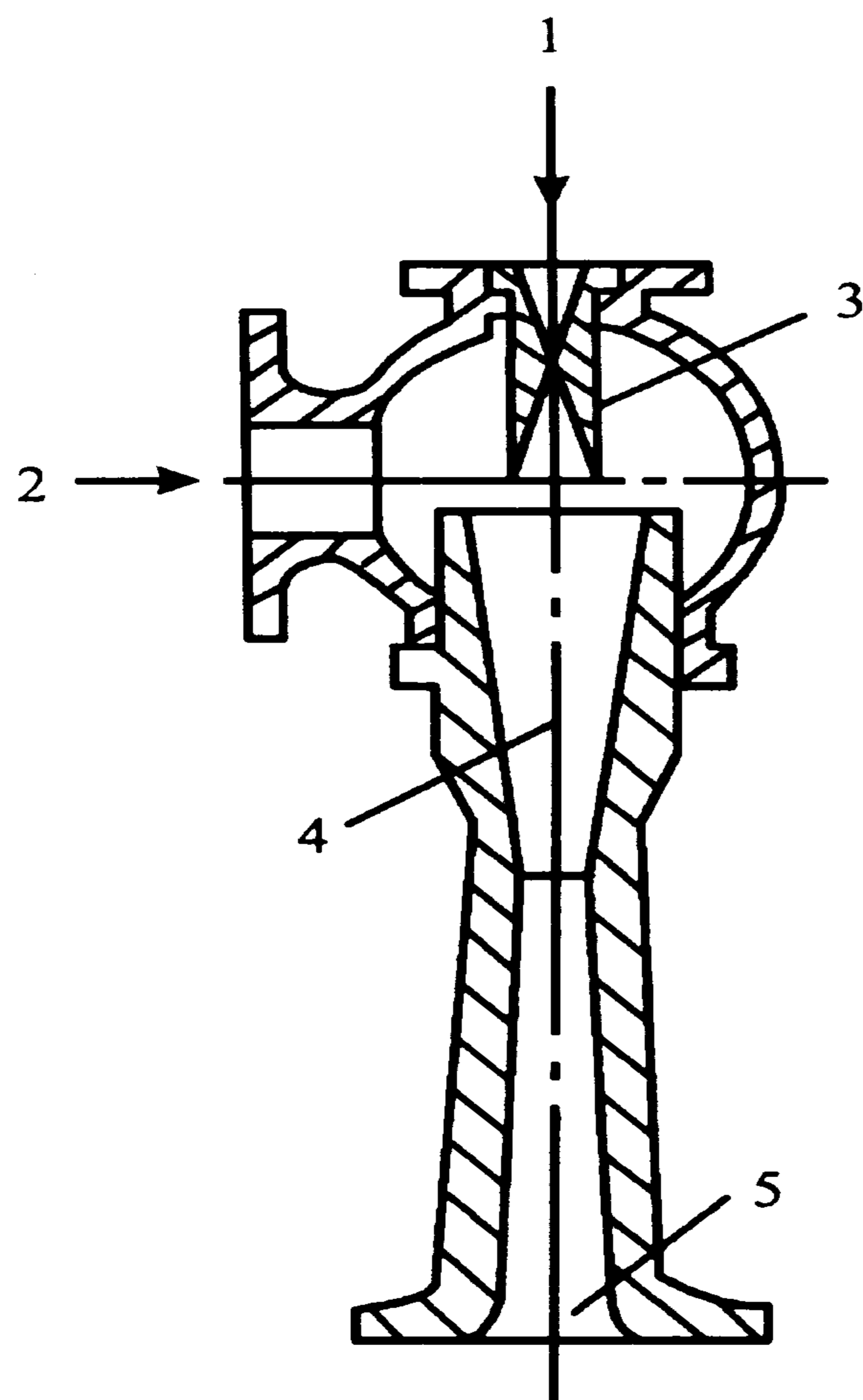
图 1-47 旋片真空泵工作原理

旋片真空泵具有使用方便、结构简单、工作压力范围宽、可在大气压下直接启动等优点，应用比较广泛。但旋片真空泵不适合抽除含氧过高、有爆炸性、有腐蚀性、对油起化学反应、含较多水蒸气、及含颗粒状尘埃的气体。食品真空冷冻干燥设备上，常采用该种泵。

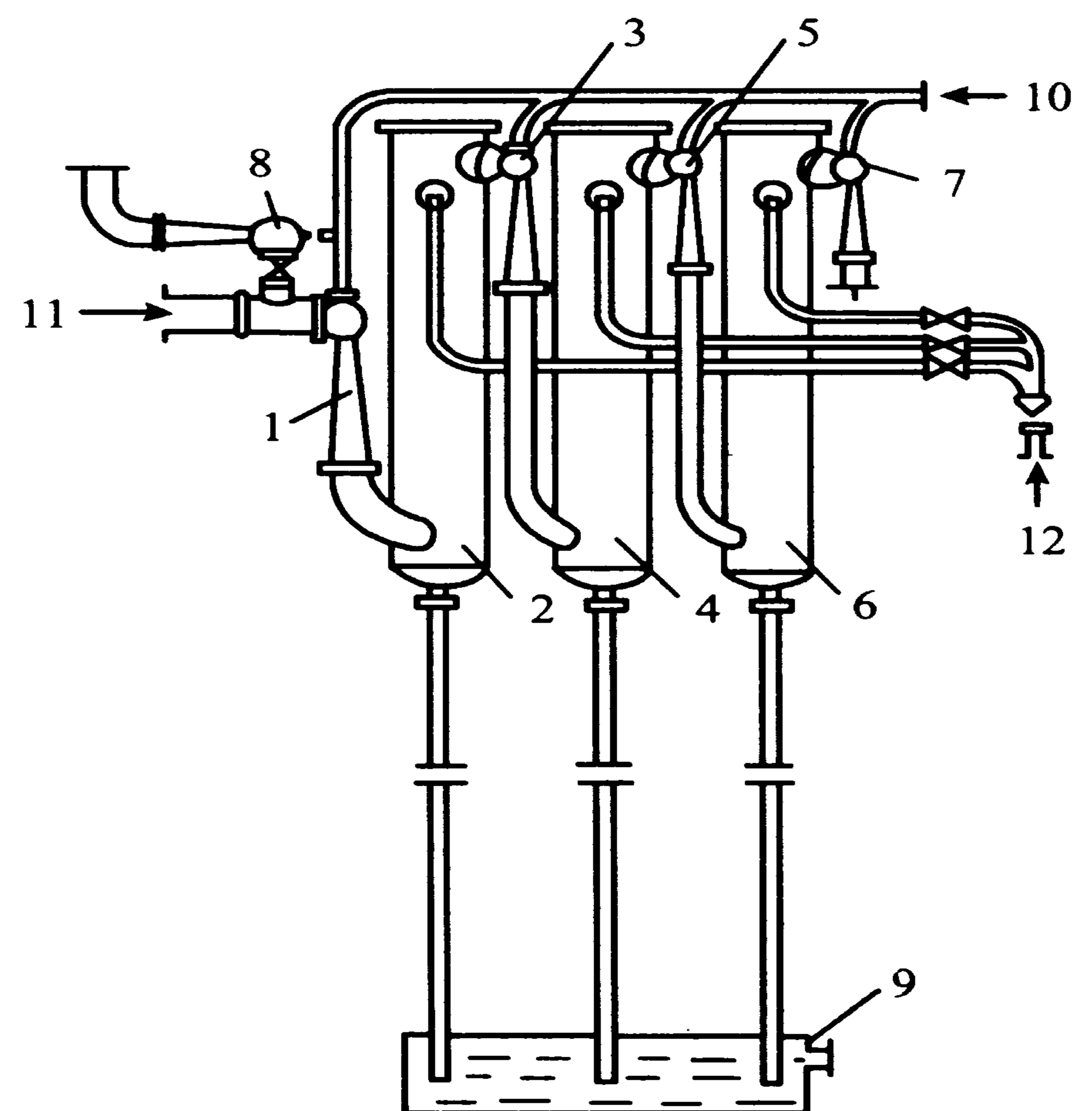
8.3.3 喷射泵

喷射泵是利用液体流动时静压能转换为动能而造成的真空来抽送液体的。它既可用于抽送气体，也可用于抽送液体。在食品工业中，喷射泵常用于抽真空，故它又称为喷射真空泵。

喷射泵的工作流体可以是蒸汽，也可以是液体。图 1-48 所示的是单级蒸汽喷射泵。工作蒸汽以很高的速度从喷嘴 3 喷出，在喷射过程中，蒸汽的静压能转变为动能，产生低压，而将气体吸入。吸入的气体与蒸汽混合后进入扩散管 4，使部分动能转变为静压能，而后从压出口 5 排出。



1. 工作蒸汽入口
2. 气体吸入口 3. 喷嘴
4. 扩散管 5. 压出口
图 1-48 单级蒸汽喷射泵



1, 3, 5. 第一、二、三级喷射泵 2, 4, 6. 冷凝器
7. 排出喷射泵 8. 辅助喷射泵 9. 槽
10. 工作蒸汽 11. 气体入口 12. 水进口
图 1-49 三级蒸汽喷射泵

单级蒸汽喷射泵极限压强为 6.66 kPa，若要获得更高的真空度，可以采用多级蒸汽喷射泵。

图 1-49 所示为三级蒸汽喷射泵。工作蒸汽与被抽吸气体先进入第一级喷射泵，混合气体经冷凝器 2 使蒸汽冷凝，气体则进入第二级喷射泵 3，而后顺序通过冷凝器 4、第三级喷射泵 5 及冷凝器 6，最后由喷射泵 7 排出。辅助喷射泵 8 与主要喷射泵并联，用以增加启动速度。当系统达到指定的真空度时，辅助喷射泵可停止工作。

喷射泵结构简单，无运动部件，抽气量大，可抽吸有灰尘及腐蚀性、易燃、易爆的气体。其缺点是效率很低（一般只有 10%~25%），工作液体消耗量很大。同时，由于抽送液体与工作液体混合，其应用范围受到一定的限制。

8.3.4 罗茨真空泵

罗茨真空泵的工作原理如图 1-50 所示，机壳内有两个特殊形状的转子（通常为腰形或三角形），转子之间、转子与机壳之间的缝隙很小，转子可自由旋转。罗茨真空泵工作原理和齿轮泵相似，两个转子的旋转方向相反，气体从机壳一侧吸入，从另一侧排出。

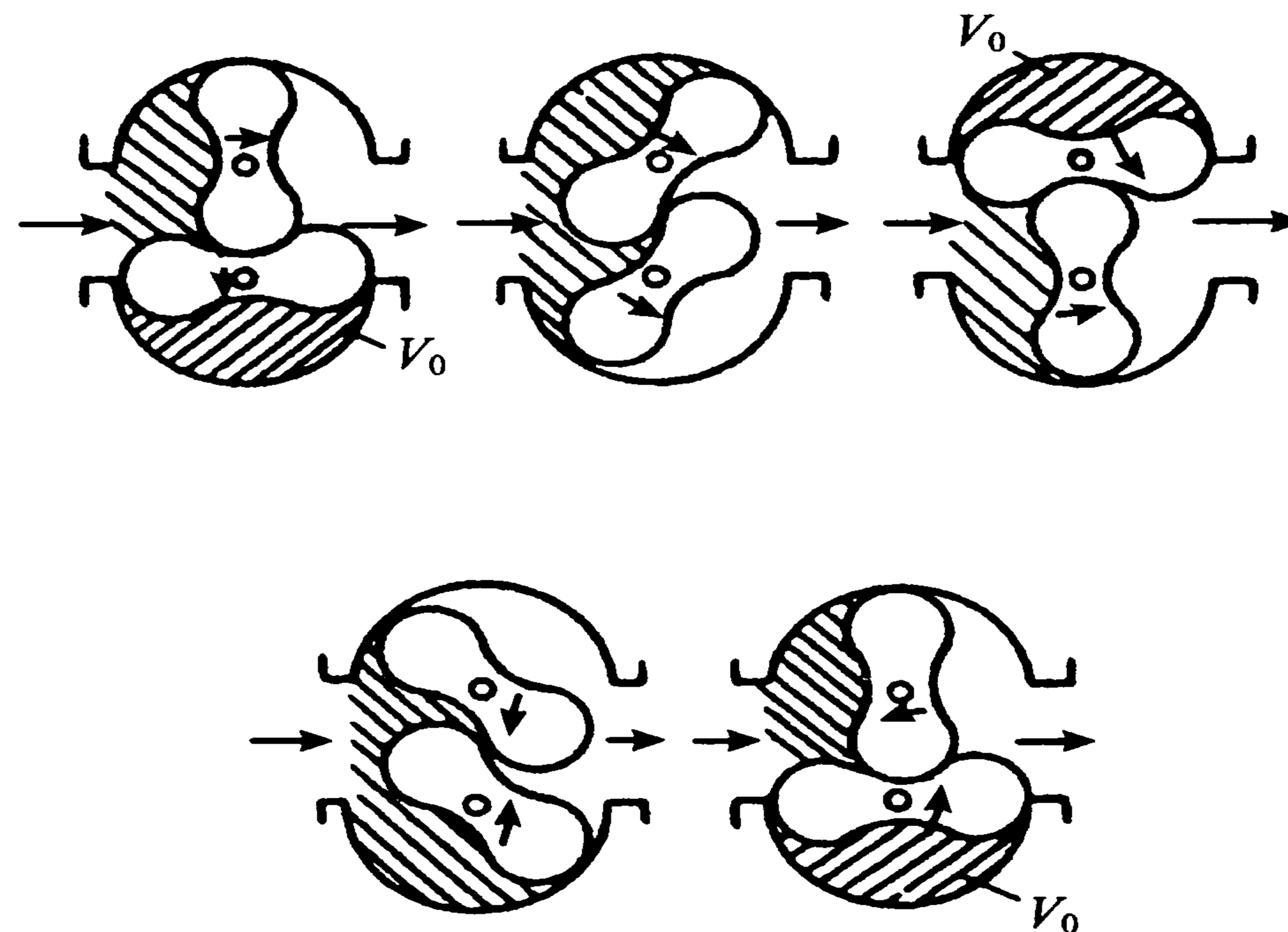


图 1-50 罗茨真空泵工作原理

罗茨真空泵的特点是，由于无摩擦接触，因此，转子的转速可以很高，泵的抽速也很大。但由于转子之间，以及转子与机壳之间的间隙，使罗茨真空泵的压缩效率远低于旋片真空泵。此外，罗茨真空泵的最大排气压力约在 4×10^3 Pa 以

下,也就是说,罗茨泵不能将气体直接排向大气,而需要配置一台前级泵,使罗茨泵出口处的压力低于其最大排气压强。

习题

1. 椰子油流过一内径为 20 mm 的水平管道,其上装有一收缩管,将管径逐渐收缩至 12 mm,如果从未收缩管段和收缩至最小处之间测得的压力差为 800 Pa,试求椰子油的流量。

2. 牛奶以 $2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 的流量流过内径等于 27 mm 的不锈钢管,牛奶的粘度为 $2.12 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$,密度为 $1\ 030 \text{ kg}/\text{m}^3$,试确定管内流动是层流还是紊流。

3. 用泵输送大豆油,流量为 $1.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$,管道内径为 10 mm,已知大豆油的粘度为 $40 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$,密度为 $940 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。试求从管道一端至相距 27 m 的另一端之间的压力降。

4. 试求稀奶油以 6 m/s 的速度流过管道时,因摩擦而引起的压力降。管道直径 $\Phi 38 \text{ mm} \times 2.5 \text{ mm}$,长 100 m,为水力光滑的不锈钢管。已知稀奶油的密度为 $1\ 000 \text{ kg}/\text{m}^3$,粘度为 $12 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。

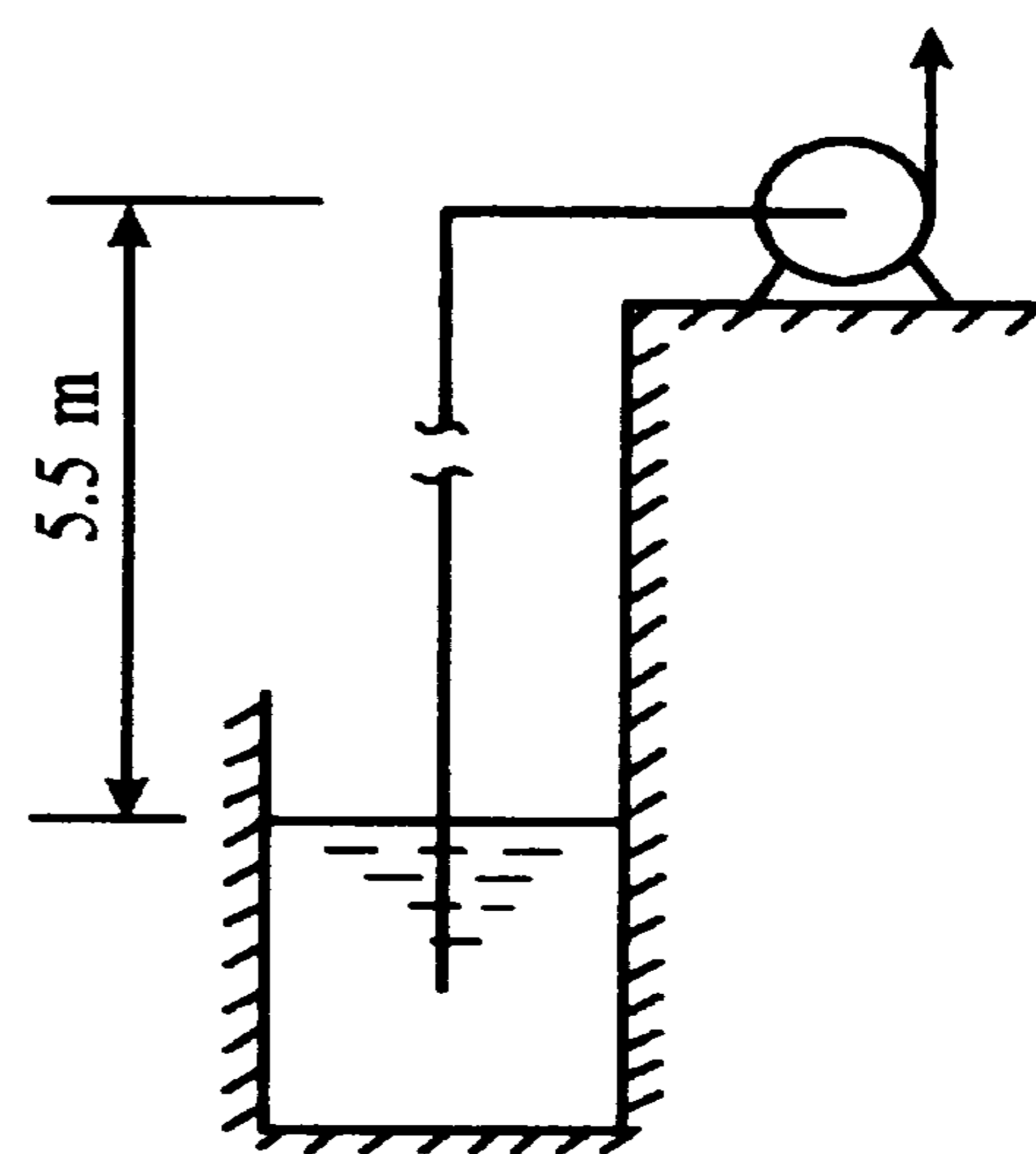
5. 液体在圆形直管内作层流流动,若流量、管长和液体的物性参数保持不变,而将管径减至原有的 1/2,问因流动阻力而产生的能量损失为原来的多少倍。

6. 液体在光滑圆形直管内作紊流流动,若管长和管径均不变,而流量增为原来的两倍,问因流动阻力而产生的能量损失为原来的多少倍。摩擦系数可用布拉休斯公式计算。

7. 某离心泵安装在高于井内水面 5.5 m 的地面上,吸水量为 $40 \text{ m}^3/\text{h}$ 。吸水管尺寸为 $\Phi 114 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$,包括管路入口阻力的吸水管路上的总能量损失为 $4.5 \text{ J}/\text{kg}$ 。试求泵入口处的真空度(当地大气压为 $1.013\ 3 \times 10^5 \text{ Pa}$)。

8. 用离心泵将密度为 $1\ 200 \text{ kg}/\text{m}^3$ 的水溶液由敞开贮槽 A 送至高位槽 B。已知离心泵吸入管路上各种流动阻力之和 $\sum L_{\text{IS}} = 10 \text{ J}/\text{kg}$ 、压出管路的 $\sum L_{\text{ID}} = 30 \text{ J}/\text{kg}$ 。两槽液面维持恒定,其间垂直距离为 20 m。每小时溶液的输送量为 30 m^3 。若离心泵效率为 0.65,求泵的轴功率。

9. 每小时将 10 m^3 常温的水用泵从开口贮槽送至开口高位槽。管路直径为 $\Phi 57 \text{ mm} \times 3 \text{ mm}$,全系统直管长度为 100 m,其上装有一个全开闸阀、一个全



习题 7 附图

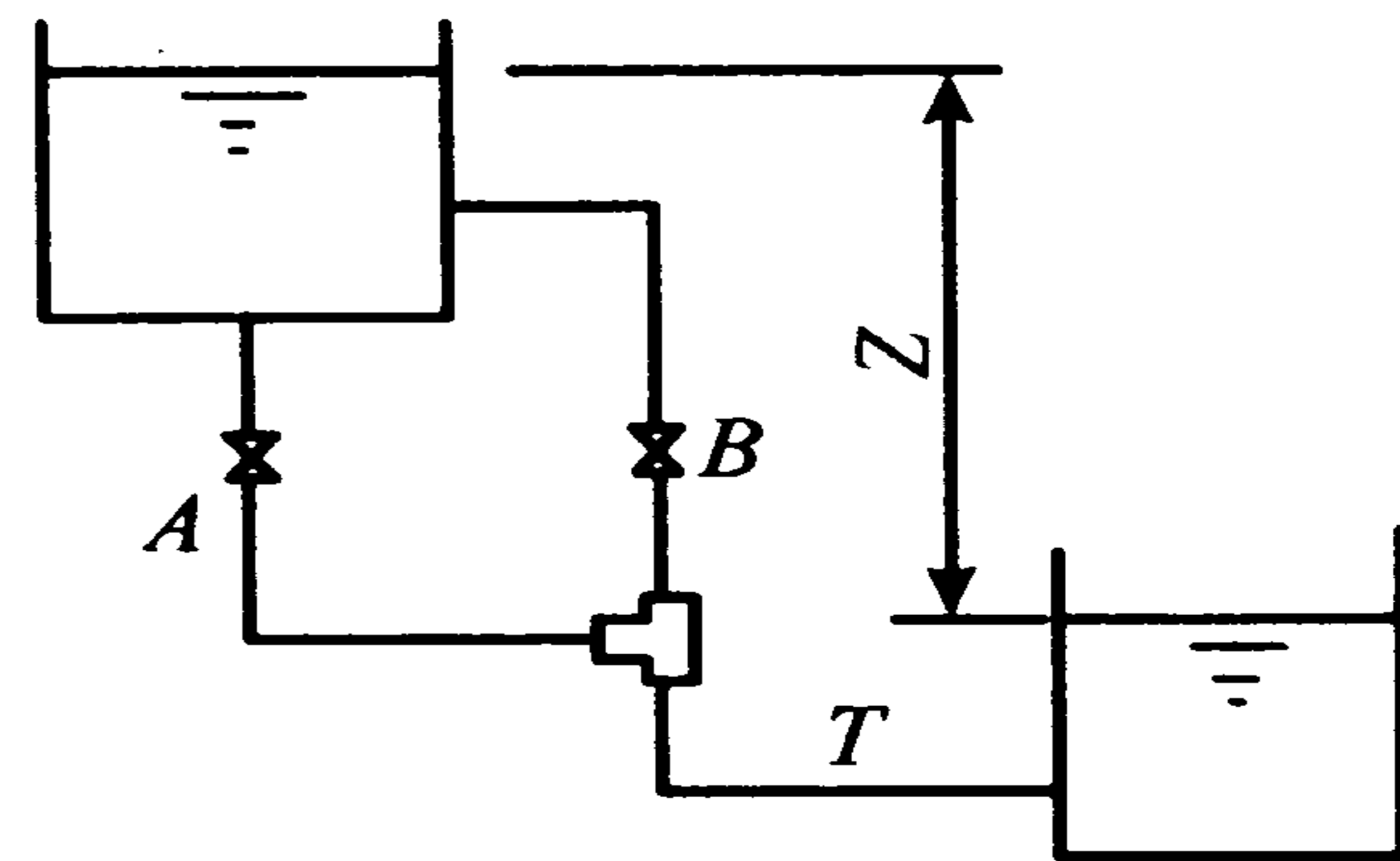
开截止阀、3个标准弯头、2个阻力可以不计的活接头。两槽液面恒定，其间垂直距离为20 m。取管壁粗糙度为0.25 mm、水的密度为 $1\,000\text{ kg/m}^3$ 、粘度为 $1 \times 10^{-3}\text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。试求泵的效率为70%时的轴功率。

10. 用泵将开口贮槽内密度为 $1\,060\text{ kg/m}^3$ 、粘度为 $1.1 \times 10^{-3}\text{ Pa}\cdot\text{s}$ 的溶液在稳定流动状态下送到蒸发器内，蒸发空间真空表读数为40 kPa。溶液输送量为 $18\text{ m}^3/\text{h}$ 。进蒸发器水平管中心线高于贮槽液面20 m，管路直径 $\Phi 57\text{ mm} \times 3\text{ mm}$ ，不包括管路进、出口的能量损失，直管和管件当量长度之和为50 m。取管壁粗糙度为0.02 mm。试求泵的轴功率（泵的效率为65%）。

11. 将温度为263 K的冷冻盐水（25% CaCl_2 溶液，密度为 $1\,240\text{ kg/m}^3$ ，粘度为 $7 \times 10^{-3}\text{ Pa}\cdot\text{s}$ ）从开口贮槽送入冷却设备。已知贮槽盐水液面低于管路出口2 m。整个输送管道直径 $\Phi 25.4\text{ mm}$ ，长50 m，其中有6个标准弯头，1个截止阀，2个闸阀，均为全开。如果要求流量为 $6\text{ m}^3/\text{h}$ ，试求所需泵的扬程。

12. 某罐头厂需用泵将水池中的 $20\text{ }^\circ\text{C}$ 清水泵送到距水池20 m远、高4 m的设备上去喷淋洗涤原料。水量要求为 $20\text{ m}^3/\text{h}$ 。估计管件有： 90° 弯头4只，带滤水网的底阀1只，标准截止阀2只，闸阀1只，试选择合适的离心泵。

13. 某溶液由开口高位槽经附图所示的管路流到开口低位槽，两槽液面恒定，其间垂直距离为 Z 。两条并联管路与总管的长度（包括一切局部阻力的当量长度）、以及管径均相等，即 $\sum l_a = \sum l_b = \sum l_T = l$ ； $d_a = d_b = d_T = d$ ；。下标a, b及T分别表示并联管路A, B及总管路。求阀门A和B全开时总流量与关闭任一阀门时总流量间的关系。已知两种流动情况时的流态均为层流。



习题13附图

14. 拟用一台3B57型离心泵以 $60\text{ m}^3/\text{h}$ 的流量输送常温的清水，已查得在此流量下的允许吸上真空 $H_s = 5.6\text{ m}$ ，已知吸入管内径为75 mm，吸入管段的压头损失估计为0.5 m。试求：

(1) 若泵的安装高度为5.0 m，该泵能否正常工作？该地区大气压为 $9.81 \times 10^4\text{ Pa}$ ；

(2) 若该泵在海拔高度1 000 m的地区输送 $40\text{ }^\circ\text{C}$ 的清水，允许的几何安装高度为若干米？当地大气压为 $9.02 \times 10^4\text{ Pa}$ 。

15. 某罐头厂为了降低车间内温度，改善劳动条件，拟于墙外安装一台通风机，向车间送风。已知通风管道的长度为20 m，直径为250 mm，其上有局部阻力当量长度为5 m的闸阀1只，局部阻力系数为0.2的弯头2只。今要求送风量

$Q = 3\ 000\ \text{m}^3/\text{h}$ ，求所需要的风压。

思考题

1. 粘性流体在静止时有无剪应力，理想流体在运动时有无剪应力？若流体在静止时无剪应力，是否意味着它们没有粘性？
2. 粘性的物理本质是什么？为什么温度升高，气体粘度上升，而液体粘度下降。
3. 雷诺数的物理意义是什么？
4. 什么是水力光滑管？
5. 是否在任何管路中，流量增大则阻力损失就增大；流量减小则阻力损失就减小？为什么？
6. 刚安装好的一台离心泵，启动后出口阀门已经开至最大，但不见水流出，试分析原因并采取措施使泵正常运行。

本章重点符号说明

符号	含义	计量单位
β_T	体积膨胀系数	1/K
β_p	体积压缩系数	m^2/N
V	体积	m^3
m	质量、质量流量、多变指数	kg 或 kg/s
p	压力	Pa
T	温度	℃ 或 K
A	面积	m^2
F	力	N
τ	切应力	N/m^2
μ	动力粘度	Pa·s
ν	运动粘度	m^2/s
v	比体积	m^3/kg
ρ	密度	kg/m^3
流体平均速度	内能	J/kgu

续表

符号	含义	计量单位
Q	热量或流量	J, m ³ /s
W	功	J
h	焓	J/kg
P	功率	kW
t	时间	s, h
Z	高度	m
l	特征尺寸	m
Re	雷诺数	
d	管路直径	m
δ	间隙	m
L_f	阻力损失	J/kg
h_f	阻力损失	m
λ	沿程阻力系数	
Δ	管道绝对粗糙度	m
ξ	局部阻力系数	
C	流量系数	
n	转速或指数	1/s
η	效率	
a	活塞杆截面积	m ²
H	扬程或压头	m
ϵ	余隙系数	
λ_0	容积系数	
k	绝热指数	
i	压缩机的级数	

参考文献

[1] 无锡轻工业学院, 天津轻工业学院合编. 食品工程原理. 北京: 中国轻工业出版社, 1985

[2] 张也影. 流体力学. 北京: 高等教育出版社, 1986

[3] 柴诚敬, 张国亮主编. 化工流体流动与传热学. 北京: 化学工业出版社, 2000

[4] 陈敏恒, 丛德滋, 方图南等. 化工原理. 北京: 化学工业出版社, 1999

[5] 蒋维钧, 戴猷元, 顾惠君. 化工原理. 北京: 清华大学出版社, 1992

[6] Pedro Fito. Food Engineering 2000. International Thomson Publishing. In: New York, 1997