

1.8 流体输送机械

在化工生产中，常常需要将流体从一个地方输送至另一地方。当从低能位向高能位输送时，必须使用流体输送机械，为流体提供机械能，以克服流动过程中的阻力以及补偿不足的能量。通常，用于输送液体的机械称为泵，用于输送气体的机械称为风机及压缩机。

化工生产涉及的流体种类繁多、性质各异，对输送的要求也相差悬殊。为满足不同输送任务的要求，出现了多种型式的输送机械。依作用原理不同，可分为表 1-5 中的几种类型。

表 1-5 流体输送机械分类

类 型		液体输送机械	气体输送机械
动力式（叶轮式）		离心泵、旋涡泵	离心式通风机、鼓风机、压缩机
容积式 （正位移式）	往复式	往复泵、计量泵、隔膜泵	往复式压缩机
	旋转式	齿轮泵、螺杆泵	罗茨鼓风机、液环压缩机
流体作用式		喷射泵	喷射式真空泵

本节主要讨论各种流体输送机械的基本结构、工作原理、主要性能等，以便合理地选用及操作。

1.8.1 离心泵

离心泵（centrifugal pump）是化工生产中应用最广泛的泵，其特点为结构简单，流量均匀，操作方便，易于控制等。近年来，随着化学工业的迅速发展，离心泵正朝着高效率、高转速、安全可靠方向发展。

1.8.1.1 离心泵的工作原理和主要部件

（1）工作原理 离心泵装置如图 1-61 所示，叶轮 3 安装在泵壳 2 内，并紧固在泵轴 5 上，泵轴由电机直接带动，泵壳中央的吸入口与吸入管路 4 相连，泵壳旁侧的排出口与排出管路 1 相连。

离心泵启动前，应先向泵内充液，使泵壳和吸入管路充满被输送液体。启动后，泵轴带动叶轮高速旋转（1000~3000r/min），叶片间的液体也随之作圆周运动。同时在离心力的作用下，液

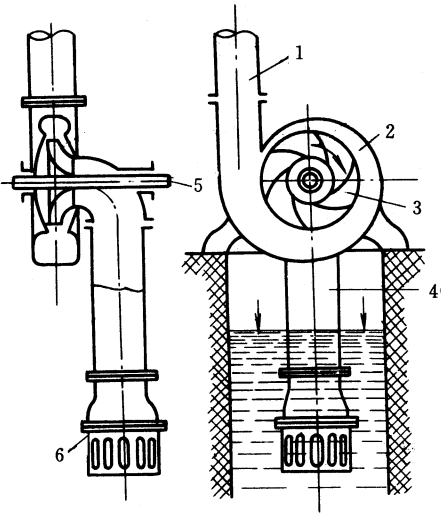


图 1-61 离心泵装置简图

1—排出管； 2—泵壳； 3—叶轮；
4—吸入管； 5—泵轴； 6—底阀

体又由叶轮中心向外缘作径向运动。液体在此运动过程中获得能量，使静压能和动能均有所提高。液体离开叶轮进入泵壳后，由于泵壳中流道逐渐加宽，流速逐渐降低，又将一部分动能转变为静压能，使液体的静压能进一步提高，最后由出口以高压沿切线方向排出。当液体从叶轮中心流向外缘后，叶轮中心呈现低压，贮槽内液体在其液面与叶轮中心压力差的作用下进入泵内，再由叶轮中心流向外缘。叶轮如此连续旋转，液体便会不断地吸入和排出，达到输送的目的。

若离心泵启动前未充液，则泵壳内存有空气，由于空气的密度远小于液体的密度，产生的离心力很小，因而叶轮中心处所形成的低压不足以将贮槽内液体吸入泵内，此时虽启动离心泵，但也不能输送液体，此种现象称为气缚 (air binding)，表明离心泵无自吸能力。因此，在启动前必须灌泵。

若离心泵的吸入口位于贮槽液面的上方，在吸入管路的进口处应安装带滤网的底阀（图 1-61 中的 6），该底阀为止逆阀（单向阀），可防止吸入管路中的液体外流，滤网可以阻拦液体中的固体物质被吸入而堵塞管路或泵壳。若离心泵的吸入口位于贮槽液面的下方，液体借位差自动流入泵内，无须人工灌泵。

（2）主要部件 离心泵的主要部件有三个，即叶轮、泵壳及轴封装置，以下分别介绍其结构与作用。

① 叶轮 叶轮通过高速旋转将原动机的能量传给液体，以提高液体的静压能与动能（主要为静压能）。

叶轮上一般有 4~12 片后弯叶片（叶片弯曲方向与旋转方向相反，其目的是为了提高静压能）。按叶片两侧有无盖板，叶轮可分为开式、半开式和闭式三种，如图 1-62 所示。在 3 种

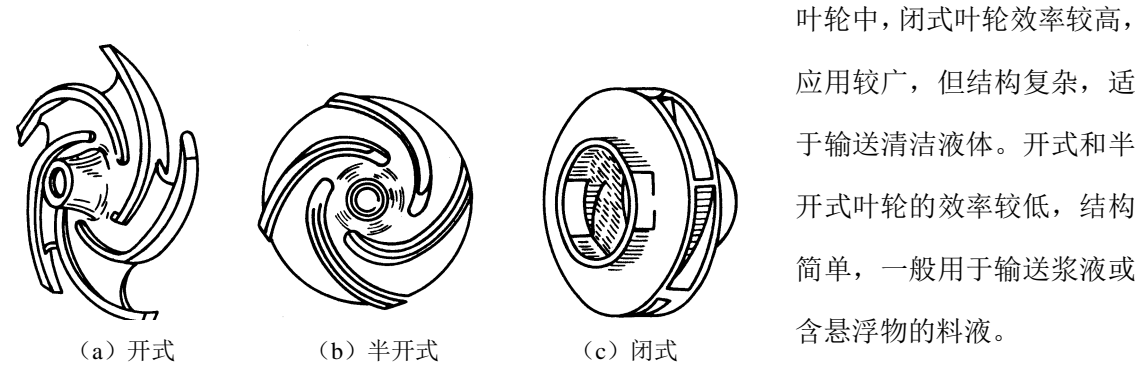


图 1-62 叶轮的类型

叶轮中，闭式叶轮效率较高，应用较广，但结构复杂，适于输送清洁液体。开式和半开式叶轮的效率较低，结构简单，一般用于输送浆液或含悬浮物的料液。

闭式或半开式叶轮在运行时，部分高压液体漏入叶

轮后侧，使叶轮后盖板所受压力高于吸入口侧，从而对叶轮产生轴向推力。该轴向推力会造成叶轮与泵壳间的摩擦，严重时使泵震动。为了减小轴向推力，可在后盖板上钻一些小孔，称为平衡孔[如图 1-63 (a) 中 1 所示]，使部分高压液体漏至低压区，以减小叶轮两侧的压力差。平衡孔可以有效地减小轴向推力，但同时也降低了泵的效率。

按吸液方式的不同，叶轮还分为单吸和双吸两种，如图 1-63 所示。单吸式叶轮构造简单，液体从叶轮一侧吸入；双吸式叶轮可从两侧同时吸入液体，因而吸液量大，并较好地消除轴向推力。

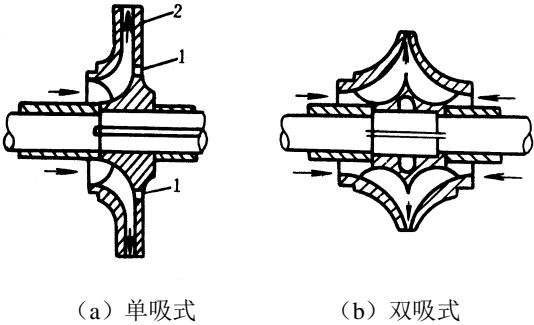


图 1-63 吸液方式
1—平衡孔； 2—后盖板

② 泵壳 离心泵的外壳呈蜗壳形，故又称为蜗壳，壳内通道截面逐渐扩大，如图 1-64 所示。从叶轮外缘高速抛出的液体沿泵壳的蜗壳形通道向排出口流动，其流速逐渐降低，减少了能量损失，且使一部分动能有效地转变为静压能。显然，泵壳具有汇集液体和能量转换双重功能。

在较大的泵中，在叶轮与泵壳之间还装有固定不动的导轮，如图 1-64 所示，其目的是为减缓液体直接进入蜗壳时的冲击作用。由于导轮具有很多逐渐转向的通道，使高速液体流过时均匀而缓和地将动能转变为静压能，从而减少能量损失。

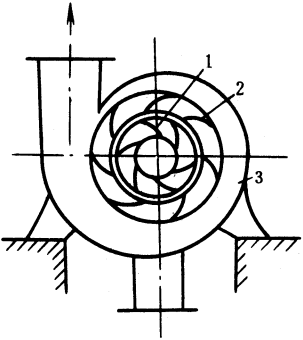


图 1-64 泵壳与导轮
1—叶轮；2—导轮；3—蜗壳

③ 轴封装置 轴封是指泵轴与泵壳之间的密封，其作用是防止泵壳内高压液体沿轴漏出或外界空气吸入泵的低压区。常用的轴封装置有填料密封和机械密封两种。

填料密封结构简单，加工方便，但功率消耗较大，且有一定的泄漏，需定期更换。

与填料密封相比，机械密封具有较好的密封性能，且结构紧凑，功率消耗少，使用寿命长，广泛用于输送高温、高压、有毒或腐蚀性液体的离心泵中。

1.8.1.2 离心泵的性能参数与特性曲线

(1) 性能参数

表征离心泵性能的主要参数有流量、压头、轴功率和效率，这些参数是评价其性能和正确选用离心泵的主要依据。

① 流量 离心泵的流量表示泵输送液体的能力，是指离心泵单位时间内输送到管路系统的液体体积，以 Q 表示，单位为 m^3/s 或 m^3/h ，其大小取决于泵的结构、尺寸（主要为叶轮直径和叶片宽度）、转速以及所输送液体的黏度等。

② 压头 又称为扬程(head)，是指单位重量的液体经离心泵后所获得的有效能量，以 H 表示，单位为 J/N ，或 m 。其值主要取决于泵的结构（叶轮的直径、叶片弯曲程度等）、转速和流量，也与液体的黏度有关。

对于特定的离心泵，在一定转速下，压头与流量之间存在着明确的关系。但由于流体在泵内流动复杂，无法进行理论计算，因此，二者的关系一般由实验测定。

注意：离心泵的扬程与升扬高度是完全不同的概念，升扬高度是指离心泵将流体从低位送至高位时两液面间的高度差，即 Δz ，而扬程表示的则是能量概念。

③ 效率 由于泵内有各种能量损失，泵轴从电机获得的功率并没有全部传给液体，体现在以下 3 个方面。

a. 容积损失 叶轮出口处高压液体由于机械泄漏返回叶轮入口造成泵实际排液量减少。

b. 水力损失 由于实际流体在泵内流动时有摩擦损失，液体与叶片及液体与壳体的冲击也会造成能量损失，从而使泵实际压头减少。

c. 机械损失 泵在运转时，机械部件接触处（如泵轴与轴承之间、泵轴与填料密封中的填料或机械密封中的密封环之间等）由于机械摩擦造成的能量损失。

以上 3 种损失通过离心泵的总效率 η 反映。离心泵的总效率与泵的类型、大小、制造精度及输送液体性质有关。一般小型泵的效率为 50~70%，大型泵可达 90% 左右。

④ 轴功率 离心泵的轴功率是指由电机输入离心泵泵轴的功率，以 N 表示；有效功率是指液体实际上自泵获得的功率，以 N_e 表示，单位均为 W 或 kW 。二者的关系为

$$\eta = \frac{N_e}{N} \times 100\% \quad (1-77)$$

泵的有效功率可用下式计算

$$N_e = QH\rho g \quad (1-78)$$

式中 N_e ——泵的有效功率， W ；

Q ——泵的流量， m^3/s ；

H ——泵的压头, m;

ρ ——流体的密度, kg/m^3 。

若功率的单位以 kW 表示, 则式 (1-78) 变为

$$N_e = \frac{QH\rho \times 9.81}{1000} = \frac{QH\rho}{102} \quad (1-78a)$$

泵的轴功率为

$$N = \frac{QH\rho g}{\eta} \quad (1-79)$$

或

$$N = \frac{QH\rho}{102\eta} \quad (1-79a)$$

(2) 特性曲线

离心泵的特性曲线 (characteristic curve) 是指离心泵的压头 H 、轴功率 N 和效率 η 与流量 Q 之间的关系曲线, 通常由实验测定 (见例 1-21)。离心泵在出厂前均由生产厂家测定了该泵的特性曲线, 附于泵的样本或说明书中, 供用户参考。

型号为 IS100-80-125 的离心泵在转速为 2900r/min 时的特性曲线如图 1-65 所示, 其中包括 3 条曲线, 即

① $H \sim Q$ 曲线: 离心泵的压头在较大流量范围内随流量的增大而减小。不同型号的离心泵, $H \sim Q$ 曲线的形状有所不同;

② $N \sim Q$ 曲线: 离心泵的轴功率随流量的增大而增大。当流量 $Q=0$ 时, 泵轴消耗的功率最小。因此离心泵启动时应关闭出口阀门, 使启动功率最小, 以保护电机。

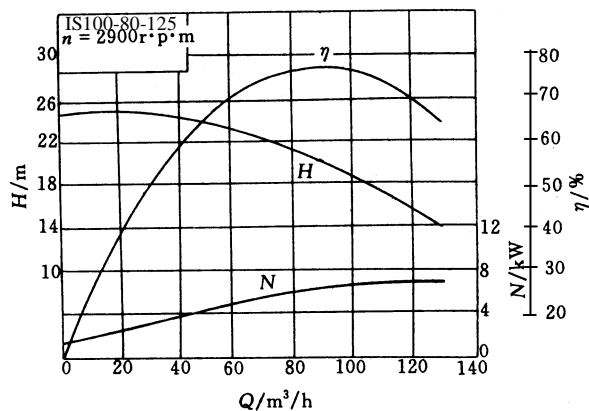


图 1-65 离心泵特性曲线

③ $\eta \sim Q$ 曲线: 开始泵的效率随流量的增大而增大, 达到一最大值后, 又随流量的增加而下降。这说明离心泵在一定转速下有一最高效率点, 该点称为离心泵的**设计点**(design point)。显然, 泵在该点所对应的工况下工作最为经济。一般离心泵出厂时铭牌上标注的性能参数均为最高效率点下之值。离心泵使用时, 应在该点附近工作, 通常为最高效率的 92% 左右, 称为高效率区。

需要指出, 离心泵的特性曲线与转速有关, 因此在特性曲线图上一定要标出泵的转速。

【例 1-21】 离心泵特性曲线测定实验装置如附图所示，现用 20 号水在转速为 2900r/min 下进行实验。已知吸入管路内径为 80mm，压出管路内径为 60mm，两测压点的垂直距离为 0.12m，孔板流量计的孔径为 34mm，流量系数为 0.64。实验中测得一组数据：U 形压差计的读数为 530mmHg，泵进口处真空表读数为 53kPa，出口处压力表读数为 124 kPa，电动机输入功率为 2.38kW。电动机效率为 0.95，泵轴由电机直接带动，其传动效率可视为 1。试计算泵

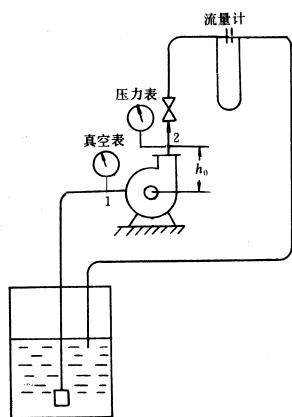


图 1-66 例 1-21 附图

的性能参数。

解：(1) 流量

由孔板流量计流量公式

$$\begin{aligned} Q &= C_0 A_0 \sqrt{\frac{2Rg(\rho_0 - \rho)}{\rho}} \\ &= 0.64 \times 0.785 \times 0.034^2 \times \sqrt{\frac{2 \times 0.53 \times 9.81 \times (13600 - 1000)}{1000}} \\ &= 6.65 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} = 23.9 \text{ m}^3 / \text{h} \end{aligned}$$

(2) 压头

在截面 1 与截面 2 之间列伯努利方程，因两截面之间管路较短，忽略之间的压头损失，则

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

其中 $z_2 - z_1 = 0.12\text{m}$

$$u_1 = \frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{6.65 \times 10^{-3}}{0.785 \times 0.08^2} = 1.32 \text{ m/s}$$

$$u_2 = u_1 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 = 1.32 \times \left(\frac{80}{60} \right)^2 = 2.35 \text{ m/s}$$

将已知数据代入 (a) 式中，则泵的压头

$$H = 0.12 + \frac{(124 + 53) \times 10^3}{1000 \times 9.81} + \frac{2.35^2 - 1.32^2}{2 \times 9.81} = 18.36 \text{ m}$$

(3) 轴功率

由于泵由电动机直接带动，泵轴与电机的传动效率为 1，所以电机的输出功率即为泵的轴功率，即

$$N = 0.95 \times 2.38 = 2.26 \text{ kW}$$

(4) 效率

由式 (1-78), 泵有效功率

$$N_e = \frac{QH\rho}{102} = \frac{6.65 \times 10^{-3} \times 18.36 \times 1000}{102} = 1.2 \text{ kW}$$

则泵的效率 $\eta = \frac{N_e}{N} \times 100\% = \frac{1.2}{2.26} \times 100\% = 53.1\%$

由此获得一组离心泵的性能参数: 流量 $Q=23.9 \text{ m}^3/\text{h}$, 压头 $H=18.36\text{m}$, 轴功率 $N=2.26\text{kW}$, 效率 $\eta=53.1\%$ 。调节出口阀门, 可获得若干组数据, 即可标绘出该泵在转速 $n=2900\text{r/min}$ 下的特性曲线。

(3) 影响离心泵特性曲线的主要因素

泵生产厂所提供的特性曲线, 均是在一定转速和常压下, 以 20℃ 水作为实验介质进行测定的。若所输送液体的性质与水相差较大, 或者泵使用时采用不同的转速或叶轮直径, 则泵的性能将发生变化, 应对离心泵原特性曲线进行修正。

① 密度对特性曲线的影响 离心泵的流量与叶轮的几何尺寸及液体在叶轮周边处的径向速度有关, 这些因素均不受液体密度的影响, 因此, 当输送液体密度变化时, 离心泵的流量不变。

离心泵的压头也与液体的密度无关。这是因为液体在一定转速下产生的离心力与液体的质量 (即密度) 成正比, 故在泵内由离心力作用所增加的压力 $(p_2 - p_1)$ 也与密度成正比, 而由此升高的压头是以 $\frac{p_2 - p_1}{\rho g}$ 的形式表示的, 因此密度对压头的影响可以抵消。由此可知, 当被输送液体密度变化时, 离心泵的 $H \sim Q$ 曲线不变。

离心泵的效率与液体的密度基本无关, 所以 $\eta \sim Q$ 曲线保持不变。但离心泵的轴功率随液体的密度变化, 由式 (1-79) 可知, 轴功率与密度成正比, 因此 $N \sim Q$ 曲线将上下平移。

② 黏度对特性曲线的影响 当被输送液体的黏度较大时, 液体在泵内的能量损失随之增大, 结果导致泵的流量、压头、效率均下降, 而轴功率上升, 从而使泵特性曲线发生变化。通常, 当液体的运动黏度 $\nu > 2 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ 时, 需对泵的特性曲线进行修正。具体修正方法可参阅相关参考书。

③ 离心泵转速对特性曲线的影响 离心泵的特性曲线都是在一定转速下测定的, 当泵的转速改变时, 泵的流量、压头及轴功率也随之改变。当液体的黏度不大, 且转速变化小于 20% 时, 可认为泵的效率不变, 此时泵的流量、压头、轴功率与转速的近似关系为

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (1-80)$$

式中 Q_1 、 H_1 、 N_1 ——转速为 n_1 时的性能参数；

Q_2 、 H_2 、 N_2 ——转速为 n_2 时的性能参数。

式 (1-80) 称为比例定律。据此式可将某一转速下的特性曲线转换为另一转速下的特性曲线。

④ 离心泵叶轮直径对特性曲线的影响 当离心泵的转速一定时，对同一型号的离心泵，切削叶轮直径也会改变泵的特性曲线。当叶轮直径的切削量不超过 5% 时，认为泵的效率不变，泵性能参数变化同样有近似关系

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad (1-81)$$

式 (1-81) 称为切割定律。

1.8.1.3 离心泵的工作点与流量调节

当把一台泵安装在特定的管路中时，实际的压头与流量不仅与离心泵本身的特性有关，还与管路的特性有关，即由泵的特性与管路的特性共同决定。因此，在讨论泵的工作情况之前，应先了解泵所在管路的状况。

(1) 管路特性曲线

如图 1-67 所示管路输送系统，设贮槽与高位槽中液位恒定，二者间为定态流动系统。

在截面 1-1' 与 2-2' 间列伯努利方程，有

$$H_e = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{\Delta u^2}{2g} + \Sigma H_f \quad (1-82)$$

若贮槽与高位槽的截面较大，则 $\frac{\Delta u^2}{2g} \approx 0$ 。对于特定的管

路系统， Δz 、 Δp 为常数，令 $A = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g}$ ，则式 (1-82) 简

化为

$$H_e = A + \Sigma H_f \quad (1-83)$$

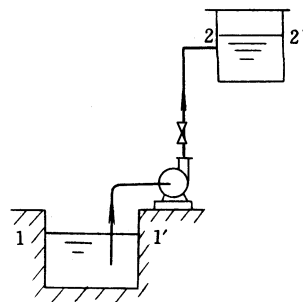


图 1-67 管路输送系统

假定输送管路的直径不变，则管路系统的压头损失

$$\Sigma H_f = \lambda \frac{l + \Sigma l_e}{d} \frac{u^2}{2g} = \lambda \frac{l + \Sigma l_e}{d} \frac{1}{2g} \left(\frac{Q}{\pi/4 d^2} \right)^2 = \lambda \frac{8}{\pi^2 g} \frac{l + \Sigma l_e}{d^5} Q^2$$

对于特定的管路系统， $l + \Sigma l_e$ ， d 一定，且认为流体流动进入阻力平方区， λ 变化较小，可视为常数。令

$$B = \lambda \frac{8}{\pi^2 g} \frac{l + \sum l_e}{d^5}$$

则式 (1-83) 可写为

$$H_e = A + BQ^2 \quad (1-84)$$

上式称为**管路特性方程**。若将此关系标绘在坐标图上, 即可得图 1-68 所示的 $H_e \sim Q$ 曲线, 称为**管路特性曲线**, 它表示在特定的管路系统中, 输流量与所需压头的关系, 反映了被输送液体对输送设备的能量要求。

管路特性曲线仅与管路的布局及操作条件有关, 而与泵的性能无关。曲线的截距 A 与两贮槽间液位差 Δz 及操作压力差 Δp 有关, 曲线的陡度 B 与管路的阻力状况有关。高阻力管路系统的特性曲线较陡峭, 低阻力管路系统的特性曲线较平坦。

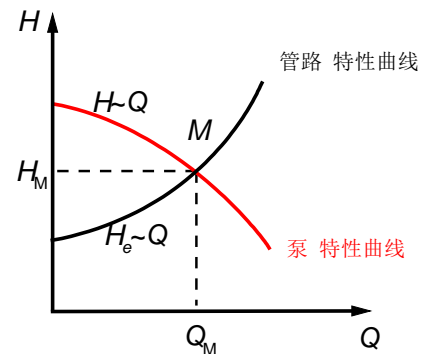


图 1-68 管路特性曲线与工作点

(2) 工作点

输送液体是靠泵和管路系统相互配合完成的, 故当离心泵安装在一定管路中工作时, 泵所提供的压头及流量必然与管路要求供给的压头及流量相一致。若将泵特性曲线 $H \sim Q$ 与管路特性曲线 $H_e \sim Q$ 绘制在同一坐标图上 (图 1-68), 则两条曲线有一个交点 M , 称 M 点为离心泵的工作点 (duty point)。显然, 工作点所对应的流量和压头既能满足输送管路的要求, 又为泵所提供。 M 点反映了离心泵在特定管路中的真实工作状况, 其流量为 Q_M , 压头为 H_M 。若该点所对应的效率在离心泵的高效率区, 则该工作点是适宜的。

工作点所对应的流量与压头, 可利用上述图解法求取, 也可由

$$\begin{cases} \text{管路特性方程:} & H_e = f(Q) \end{cases} \quad (1-85)$$

$$\begin{cases} \text{泵特性方程:} & H = \phi(Q) \end{cases} \quad (1-86)$$

联立求解。

(3) 流量调节

如果工作点的流量大于或小于所需的输送量, 应设法改变工作点的位置, 即进行流量调节。由于工作点是由泵特性和管路特性共同决定, 因此, 改变任一条特性曲线均可实现流量调节。

① 改变管路特性曲线 最简单的调节方法是在离心泵压出管线上安装调节阀。改变阀门的开度, 就是改变管路的阻力状况, 从而使管路特性曲线发生变化。

在图 1-69 中，离心泵原工作点为 M 点，关小出口阀门，管路中局部阻力增大，管路特性曲线变陡（图中曲线 1），泵的工作点由 M 点变为 M_1 点，流量由 Q_M 减为 Q_{M1} 。反之，开大出口阀门，管路特性曲线如图中曲线 2 所示，流量由 Q_M 增至 Q_{M2} 。

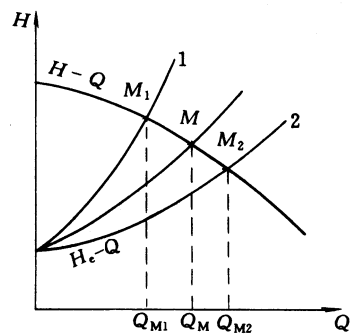


图 1-69 改变阀门开度时工作点的变化

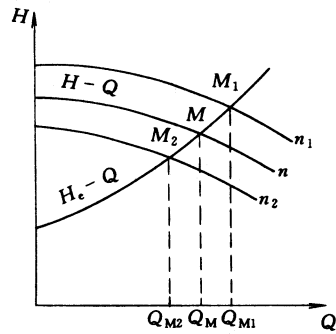


图 1-70 改变泵转速时工作点的变化

采用出口阀门调节流量，操作简便、灵活，流量可以连续变化，故应用较广，尤其适用于调节幅度不大，而经常需要改变流量的场合。但当阀门关小时，不仅增加了管路的阻力，使增大的压头用于消耗阀门的附加阻力上，且使泵在低效率下工作，经济上不合理。

② 改变泵特性曲线 前已指出，改变泵的转速或直径可改变泵的性能。由于切削叶轮为一次性调节，因而通常采用改变泵的转速来实现流量调节。

在图 1-70 中，泵原来的转速为 n ，工作点为 M 点。现将泵的转速提高到 n_1 ，则泵的特性曲线上移，泵的工作点由 M 点变为 M_1 点，流量由 Q_M 增至 Q_{M1} ；若将转速降至 n_2 ，则泵的特性曲线下移，流量由 Q_M 减为 Q_{M2} 。

这种调节方法，不额外增加阻力，且在一定范围内可保持泵在高效率下工作，能量利用率高，经济性好，但需配用可调速的原动机或增加调速器，通常在调节幅度大、时间又长的季节性调节中使用。近年来，随着电子和变频技术的成熟与发展，变频调速技术（通过改变电机输入电源的频率实现电机转速的变化）已广泛应用于各种场合，化工用泵的变频调速现已成为一种调节方便且节能的流量调节方式。

切削离心泵叶轮直径带来的工作点变化与转速的影响相似。

【例 1-22】 如图 1-71 所示，用离心泵将水由贮槽 A 送往高位槽 B，两槽均为敞口，且液位恒定。已知输送管路为 $\phi 45 \times 2.5 \text{mm}$ ，在泵出口阀门全开的情况下，整个输送系统的总长为 20m（包括所有局部阻力的

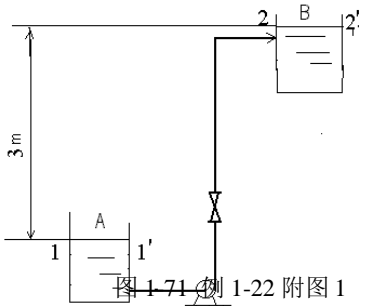


图 1-71 例 1-22 附图 1

当量长度), 摩擦系数可取为 0.02。查该离心泵的样本, 在输送范围内其特性方程为 $H = 18 - 6 \times 10^5 Q^2$ (Q 的单位为 m^3/s , H 的单位为 m)。水的密度可取为 $1000 \text{kg}/\text{m}^3$, 试求:

(1) 阀门全开时离心泵的流量与压头;

(2) 现关小阀门使流量减为原来的 90%, 写出此时的管路特性方程, 并计算多消耗在阀门上的功率 (设此时泵的效率为 62%)。

解: (1) 由式 (1-84), 管路特性方程为

$$H_e = A + BQ^2$$

其中 $A = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g} = 3 \text{m}$

$$B = \lambda \frac{8}{\pi^2 g} \frac{l + \Sigma l_e}{d^5} = 0.02 \times \frac{8}{3.14^2 \times 9.81} \times \frac{20}{0.04^5} = 3.23 \times 10^5$$

管路特性方程 $H_e = 3 + 3.23 \times 10^5 Q^2$

离心泵特性方程 $H = 18 - 6 \times 10^5 Q^2$

二式联立, 可得阀门全开时离心泵的流量与压头

$$Q = 4.03 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}, \quad H = 8.25 \text{m}$$

(2) 在图 1-72 中, 阀门全开时的管路特性曲线为 1 所示, 工作点为 M; 阀门关小后的管路特性曲线为 2 所示, 工作点为 M'。

关小阀门后 M' 流量与压头分别为

$$Q' = 0.9Q = 0.9 \times 4.03 \times 10^{-3} = 3.63 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$$

$$H' = 18 - 6 \times 10^5 Q'^2 = 18 - 6 \times 10^5 \times (3.63 \times 10^{-3})^2 = 10.09 \text{m}$$

设此时的管路特性方程为 $H_e = A' + B'Q'^2$

由于截面状况没有改变, 故 $A' = 3$ 不变, 但 B' 值因关小阀门而增大。此时工作点 M' 应满足管路特性方程, 即

$$10.09 = 3 + B' \times 0.00363^2$$

解得 $B' = 5.38 \times 10^5$

因此关小阀门后的管路特性方程为

$$H_e = 3 + 5.38 \times 10^5 Q'^2$$

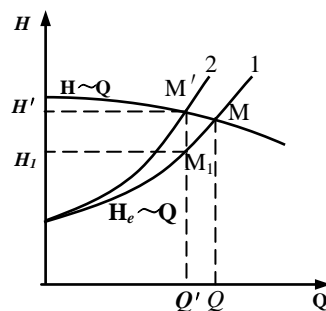


图 1-72 例 1-22 附图 2

当阀门全开，流量 $Q' = 3.63 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 时，管路所需的压头：

$$H_1 = 3 + 3.23 \times 10^5 Q'^2 = 3 + 3.23 \times 10^5 \times (3.63 \times 10^{-3})^2 = 7.26 \text{ m}$$

而离心泵提供的压头 $H' = 10.09 \text{ m}$ 。显然，由于关小阀门而损失的压头为

$$\Delta H = H' - H_1 = 10.09 - 7.26 = 2.83 \text{ m}$$

则多消耗在阀门上的功率

$$\Delta N = \frac{Q' \Delta H \rho g}{\eta} = \frac{3.63 \times 10^{-3} \times 2.83 \times 1000 \times 9.81}{0.62} = 162.5 \text{ W}$$

(4) 离心泵的组合操作

在实际工作中，如果单台离心泵不能满足输送任务的要求，可将几台泵加以组合。组合的方式通常有两种，即并联和串联。

① 并联操作 两台泵并联

操作的流程如图 1-73 (a) 所示。

设两台离心泵型号相同，并且各自的吸入管路也相同，则两台泵的流量和压头必相同。因此，在同一压头下，并联泵的流量为单台泵的两倍。据此可

画出两泵并联后的合成特性曲

线，如图 1-73 (b) 中曲线 2 所示。

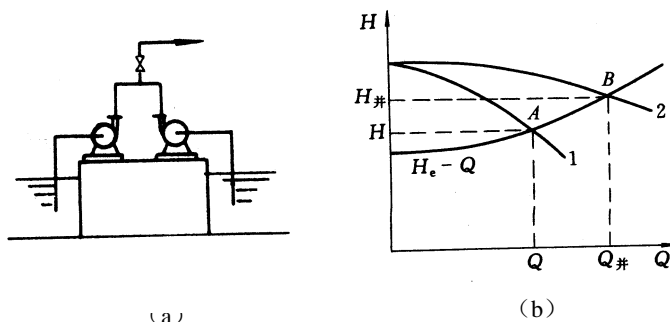


图 1-73 离心泵的并联操作

图中，单台泵的工作点为 A，并联后的工作点为 B。两泵并联后，流量与压头均有所提高，但由于受管路特性曲线制约，管路阻力增大，两台泵并联的总输送量小于原单泵输送量的两倍。

② 串联操作 两台泵串联操作

的流程如图 1-74 (a) 所示。若两台泵型号相同，则在同一流量下，串联泵的压头应为单泵的两倍。据此可画出两泵串联后的合成特性曲线，如图

1-74 (b) 中曲线 2 所示。

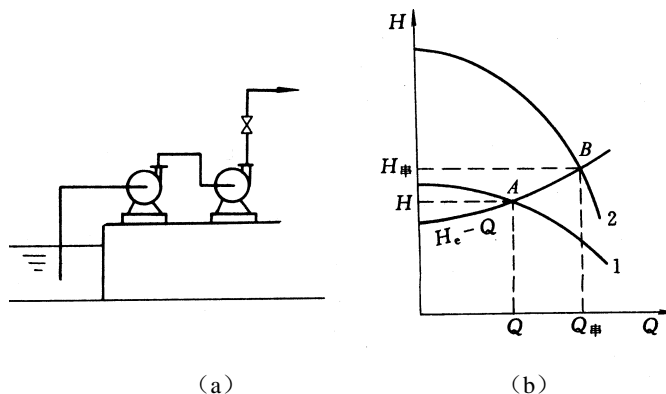


图 1-74 离心泵的串联操作

由图可知，两泵串联后，压头与流量也会提高，但两台泵串联的总压头仍小于原单泵压头的两倍。

③ 组合方式的选择 如果单台泵所提供的最大压头小于管路两端的 $(\Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g})$ ，则只能采用串联操作。

如图 1-75 所示，对于低阻输送管路，其管路特性较平坦，泵并联操作的流量及压头大于泵串联操作的流量及压头；对于高阻输送管路，其管路特性较陡峭，泵串联操作的流量及压头大于泵并联操作的流量及压头。因此，对于低阻输送管路，并联组合优于串联；而对于高阻输送管路，串联组合优于并联。

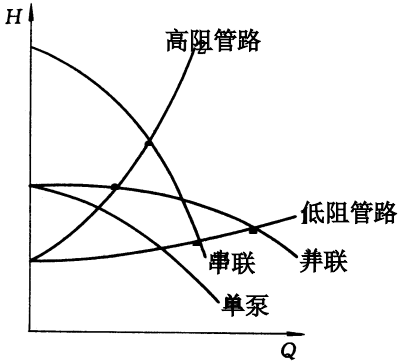


图 1-75 组合方式的选择

必须指出，上述泵的并联与串联操作，虽可以增大流量和压头以适应管路的需求，但一般来说，其操作要比单台泵复杂，所以通常并不随意采用。多台泵串联，相当于一台多级离心泵（见 1.8.1.5），而后者比前者结构要紧凑，安装维修都更方便，故当需要时，应尽可能使用多级泵。双吸泵相当于两台泵的并联，也宜采用双吸泵代替两泵的并联操作。

1.8.1.4 离心泵的汽蚀现象与安装高度

(1) 汽蚀现象

在图 1-76 的 0-0' 与 1-1' 截面间无外加机械能，离心泵是靠贮槽液面与泵入口处之间的压力差 $(p_0 - p_1)$ 吸入液体。若 p_0 一定，则泵安装位置离液面的距离（即安装高度 H_g ）愈高， p_1 愈低。当安装高度达到一定值，使泵内最低压力（位于叶轮内缘叶片的背面，图中 K 截面） p_K 降至输送温度下液体的饱和蒸汽压时，液体在该处汽化或使溶解在液体中的气体析出而形成气泡。

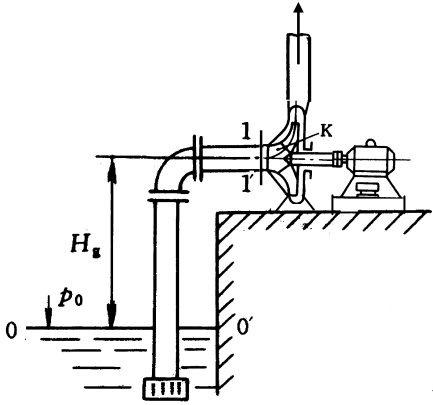


图 1-76 离心泵吸液示意

含气泡的液体进入叶轮的高压区后，气泡迅速凝聚或破裂。气泡的消失产生局部真空，周围液体以高速涌向气泡中心，产生压力极大、频率极高的冲击。尤其当气泡的凝聚发生在叶片表面附近时，液体质点犹如许多细小的高频水锤撞击着叶片，致使叶轮表面损伤。运转一定时间后，叶轮表面出现斑痕及裂缝，甚至呈海绵状脱落，使叶轮损坏。这种现象称为离

心泵的**汽蚀** (cavitation)。离心泵一旦发生汽蚀，泵体强烈振动并发出噪音，液体流量、压头（出口压力）及效率明显下降，严重时甚至吸不上液体。汽蚀是泵损坏的重要原因之一，在设计、选用及安装时必须特别注意。

离心泵发生汽蚀的原因是泵内最低压力等于操作温度下液体的饱和蒸汽压，而导致泵内压力过低的原因是多方面的，如①泵的安装高度过高；②泵吸入管路阻力过大；③所输送液体的温度过高；④密闭贮液槽中的压力下降；⑤泵的运行工况点偏离额定流量过远等。以下重点讨论如何确定泵合适的安装位置，以避免汽蚀现象的发生。

（2）汽蚀余量

为防止发生汽蚀，泵入口处压力不能过低，究竟最低为多少，应留多大余量，每台泵均有各自的标准，这就是**汽蚀余量** (Net positive suction head)。汽蚀余量分为有效汽蚀余量 $(NPSH)_a$ 、临界汽蚀余量 $(NPSH)_c$ 及必需汽蚀余量 $(NPSH)_r$ 。

① 有效汽蚀余量 (*available NPSH*) 为保证不发生汽蚀，离心泵入口处液体的静压头与动压头之和必须大于操作温度下液体的饱和蒸汽压头，其超出部分称为离心泵的有效汽蚀余量，以 $(NPSH)_a$ 表示，即

$$(NPSH)_a = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g} \quad (1-87)$$

式中 $(NPSH)_a$ ——离心泵的有效汽蚀余量，m。

p_1 ——泵入口处的绝对压力，Pa；

u_1 ——泵入口处的液体流速，m/s；

p_v ——输送温度下液体的饱和蒸汽压，Pa。

有效汽蚀余量是指泵吸入装置给予离心泵入口处液体的静压头与动压头之和超出蒸汽压头的那一部分，其值仅与吸入管路有关，而与泵本身无关，故又称为装置汽蚀余量。

② 临界汽蚀余量 (*critical NPSH*) 当叶轮入口处的最低压力 p_K 等于输送温度下液体的饱和蒸汽压 p_v 时，泵将发生汽蚀，相应泵入口处压力 p_1 存在一个最小值 $p_{1,\min}$ ，此条件下的汽蚀余量即为临界汽蚀余量。

$$(NPSH)_c = \frac{p_{1,\min}}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g} \quad (1-88)$$

临界汽蚀余量实际反映了泵入口处 1-1'截面到叶轮入口处 K-K'截面的压头损失，其值与泵的结构尺寸及流量有关。

临界汽蚀余量由泵制造厂通过实验测定。实验时设法在泵流量不变的条件下逐渐降低 p_1 （如关小泵吸入管路中的阀门），当泵内刚好发生汽蚀（以泵的压头较正常值下降 3% 为标志）时测取 $p_{1,\min}$ ，再由式（1-88）计算出该流量下离心泵的临界汽蚀余量。

③ 必需汽蚀余量 (*required NPSH*) 必需汽蚀余量是指泵在给定的转速和流量下所必需的汽蚀余量，一般将所测得的 $(NPSH)_c$ 加上一定的安全量作为必需汽蚀余量 $(NPSH)_r$ ，并作为离心泵的性能列入泵产品样本中。

当离心泵在一定管路中运行时，可根据有效汽蚀余量与必需汽蚀余量的大小，判断泵运行状况。泵选定后，其必需汽蚀余量为已知；根据吸入管路的状况，可计算出有效汽蚀余量。若 $(NPSH)_a > (NPSH)_r$ ，泵可以正常运行，否则泵不应运行。一般要求有效汽蚀余量比必需汽蚀余量大 0.5m 以上，即 $(NPSH)_a \geq (NPSH)_r + 0.5m$ 。

（3）离心泵的允许安装高度

在图 1-76 中，在 0-0'与 1-1'截面间列伯努利方程，可得安装高度

$$H_g = \frac{p_0 - p_1}{\rho g} - \frac{u_1^2}{2g} - \Sigma H_{f0-1} \quad (1-89)$$

式中 H_g ——离心泵安装高度，m；

p_0 ——贮槽液面上方的绝对压力，Pa（贮槽敞口时， $p_0 = p_a$ ）；

ΣH_{f0-1} ——吸入管路的压头损失，m。

将式（1-87）代入式（1-89），并整理得

$$H_g = \frac{p_0 - p_v}{\rho g} - (NPSH)_a - \Sigma H_{f0-1} \quad (1-90)$$

随着安装高度 H_g 增加，有效汽蚀余量 $(NPSH)_a$ 将减少，当其值减少到与必需汽蚀余量 $(NPSH)_r$ 相等时，泵运行接近不正常，此时所对应的安装高度即为离心泵的允许安装高度，它指贮槽液面与泵的吸入口之间所允许的最大垂直距离，以 $H_{g\hat{}}$ 表示。

$$H_{g\hat{}} = \frac{p_0 - p_v}{\rho g} - (NPSH)_r - \Sigma H_{f0-1} \quad (1-91)$$

根据离心泵样本中提供的必需汽蚀余量 $(NPSH)_r$ ，即可确定离心泵的允许安装高度。实际安装时，为安全计，应再降低 0.5~1m。也可以根据现场实际安装高度与允许安装高度比较，

判断安装是否合适：若 $H_{g\text{实}}$ 低于 $H_{g\text{允}}$ ，则说明安装合适，不会发生汽蚀现象，否则，需调整安装高度。

必须指出， $(NPSH)_r$ 与流量有关，且随流量的增加而增大，因此在计算泵的允许安装高度时，应以使用中可能出现的最大流量为依据。

由式（1-91）可见，欲提高泵的允许安装高度，必须设法减小吸入管路的阻力。泵在安装时，应选用较大的吸入管径；管路尽可能地短；减少吸入管路的弯头、阀门等管件，并将调节阀安装在排出管线上。

【例 1-23】 用 IS65-50-160 型离心泵将敞口贮槽中 50℃ 水送出，输水量为 25m³/h。在操作条件下，吸入管路的压头损失估计为 2.3m，当地大气压为 100kPa。试确定该泵的安装高度。

解：由附录五查得，50℃ 水的饱和蒸汽压为 $12.34 \times 10^3 \text{Pa}$ ，密度为 988.1kg/m^3 。

由附录十二查得，当输水量为 25m³/h 时，该泵的 $(NPSH)_r = 2\text{m}$ ，则泵的允许安装高度

$$H_{g\text{允}} = \frac{p_0 - p_v}{\rho g} - (NPSH)_r - \Sigma H_{f0-1} = \frac{100 \times 10^3 - 12.34 \times 10^3}{988.1 \times 9.81} - 2 - 2.3 = 4.74\text{m}$$

为安全计，再降低 0.5m，故实际安装高度应低于 $(4.74 - 0.5) = 4.24\text{m}$

【例 1-24】 用离心油泵将密闭容器中 30℃ 丁烷送出，要求输送量为 9m³/h，容器液面上方的绝对压力为 340 kPa。液面降到最低时，在泵入口处中心线以下 2.5m。已知 30℃ 丁烷的密度为 580kg/m^3 ，饱和蒸汽压为 304 kPa。吸入管路为 $\phi 50 \times 3\text{mm}$ ，估计吸入管路的总长为 15m（包括所有局部阻力的当量长度），摩擦系数取为 0.03。所选油泵的必需汽蚀余量为 2.8m，问此泵能否正常工作？

解：判断泵能否正常操作即比较实际安装高度与允许安装高度的相对大小。

$$\text{流速} \quad u = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{9/3600}{0.785 \times 0.044^2} = 1.64\text{m/s}$$

$$\text{吸入管路阻力} \quad \Sigma H_{f0-1} = \lambda \frac{l + \Sigma l_e}{d} \frac{u^2}{2g} = 0.03 \times \frac{15}{0.044} \times \frac{1.64^2}{2 \times 9.81} = 1.4\text{m}$$

则允许安装高度为

$$H_{g\text{允}} = \frac{p_0 - p_v}{\rho g} - (NPSH)_r - \Sigma H_{f0-1} = \frac{(340 - 304) \times 10^3}{580 \times 9.81} - 2.8 - 1.4 = 2.13\text{m}$$

题中已知容器内的液面降到最低时，安装高度为 2.5m，比允许安装高度大，说明实际安装位置太高，不能保证整个输送过程中不发生汽蚀现象。所以应将泵的位置至少下降

(2.5-2.13) = 0.37m; 或提升容器的位置。

1.8.1.5 离心泵的类型与选用

(1) 离心泵的类型

离心泵的种类很多,按输送液体的性质及使用条件不同,可分为清水泵、耐腐蚀泵、油泵、液下泵、屏蔽泵、杂质泵等。以下介绍几种主要类型的离心泵。

① 清水泵 (IS 型、D 型、Sh 型) 清水泵应用最广泛,适用于输送各种工业用水以及物理、化学性质类似于水的其它液体。

最普通的清水泵是单级单吸式,系列代号为 IS,其结构如图 1-77 所示。全系列流量范围为 $4.5 \sim 360 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程范围为 $8 \sim 98 \text{ m}$ 。以 IS100-80-125 说明泵型号中各项意义: IS——国际标准单级单吸清水离心泵; 100——吸入管内径, mm; 80——排出管内径, mm; 125——叶轮直径, mm。

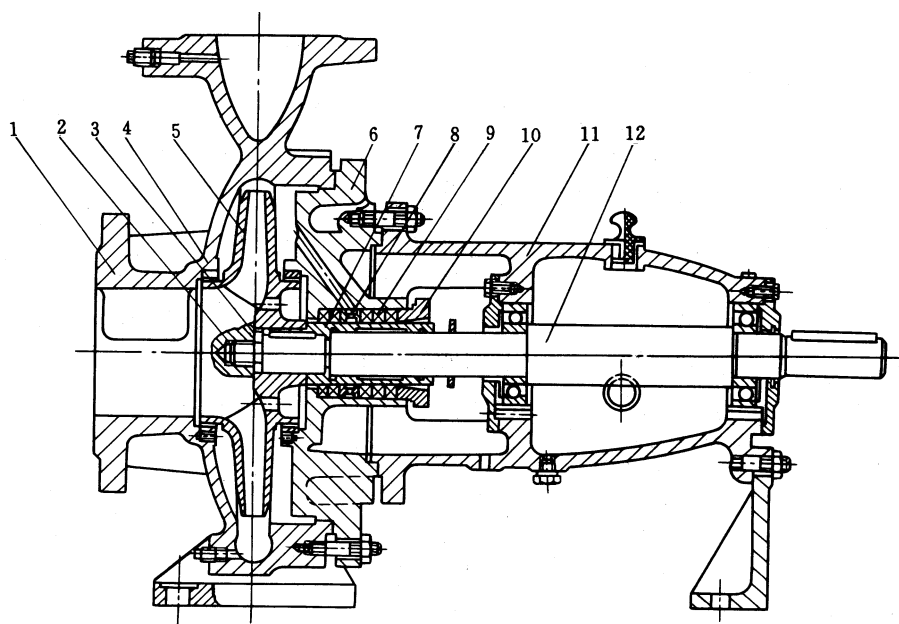


图 1-77 IS 型离心泵结构简图

1—泵体; 2—叶轮螺母; 3—止动垫圈; 4—密封环; 5—叶轮; 6—泵盖;
7—轴盖; 8—填料环; 9—填料; 10—填料压盖; 11—悬架轴承部件; 12—泵轴

若要求的压头较高时,可采用多级离心泵,系列代号为 D,其结构如图 1-78 所示。叶轮的级数通常为 2~9 级,最多可达 12 级。全系列流量范围为 $10.8 \sim$

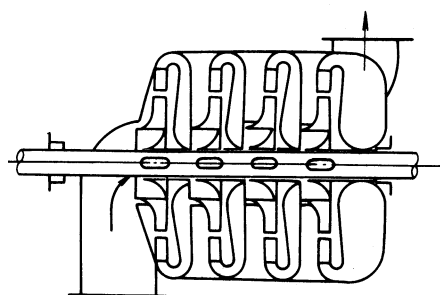


图 1-78 多级离心泵示意

850m³/h, 扬程范围为 14~351m。若要求的流量较大时, 可采用双吸泵, 系列代号为 Sh, 其结构如图 1-63 (b) 所示。全系列流量范围为 120~12500m³/h, 扬程范围为 9~140m。

② 耐腐蚀泵 (F 型) 输送酸、碱、浓氨水等腐蚀性液体时, 必须用耐腐蚀泵。泵内与腐蚀性液体接触的部件, 都用各种耐腐蚀材料制造, 如灰口铸铁、镍铬合金钢等, 系列代号为 F。全系列流量范围为 2~400m³/h, 扬程范围为 15~195m。

③ 油泵 (Y 型、YS 型) 输送石油产品的泵称为油泵。因为油品易燃易爆, 故要求油泵具有良好的密封性能。当输送 200℃ 以上的热油时, 还需有冷却装置, 一般在热油泵的轴封装置和轴承处均装有冷却水夹套, 运转时通冷水冷却。

油泵分单吸和双吸两种, 系列号分别为 Y、YS。全系列流量范围为 6.25~500m³/h, 扬程范围为 60~600m。

④ 液下泵 (FY 型) 液下泵为立式离心泵, 通常安装在液体贮槽内, 因此对轴封要求不高, 可用于输送化工过程中各种腐蚀性液体。

⑤ 屏蔽泵 (PB 型) 屏蔽泵又称为无密封泵, 是将叶轮与电机连为一体, 密封在同一壳体内, 不需要轴封装置, 可用于输送易燃、易爆或剧毒的液体。

⑥ 管道泵 (GD 型) 管道泵为立式离心泵, 其吸入口、排出口中心线及叶轮在同一平面内, 且与泵轴中心线垂直, 可以不用弯头直接连接在管路上。该泵占地面积小、拆卸方便, 主要用于直接安装在设备上或管路上液体物料的输送泵、增压泵、循环泵等。

⑦ 磁力泵 (CQ 型)

磁力泵是近年来出现的无泄漏离心式泵, 泵轴与电机轴靠磁力传递动力, 因而较容易实现泵轴的动密封。该泵适用于输送易燃、易爆或剧毒的液体。由于其价格低廉, 性能优良, 因此在一定场合有替代屏蔽泵的趋势。

(2) 离心泵的选用

离心泵的选用是以能满足液体输送的工艺要求为前提, 基本步骤如下。

① 确定输送系统的流量和压头 一般液体的输送量由生产任务决定。如果流量在一定范围内变化, 应根据最大流量选泵, 并根据情况, 计算最大流量下的管路所需的压头。

② 选择离心泵的类型与型号 根据被输送液体的性质及操作条件确定泵的类型, 如清水泵、油泵等; 再按已确定的流量和压头从泵样本中选出合适的型号。若没有完全合适的型号, 则应选择压头和流量都稍大的型号; 若同时有几个型号的泵均能满足要求, 则应选择其中效率最高的泵。

③ 核算泵的轴功率 若输送液体的密度大于水的密度, 则要核算泵的轴功率, 以选择合适的电机。

【例 1-25】 如图 1-79 所示, 需用离心泵将水池中水送

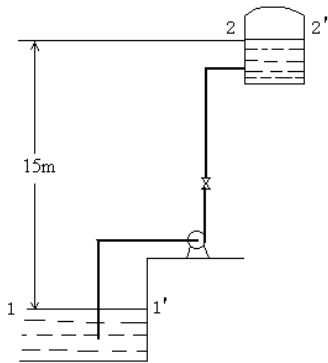


图 1-79 例 1-26 附图

至密闭高位槽中，高位槽液面与水池液面高度差为 15m，高位槽中的气相表压为 49.1kPa。要求水的流量为 15~25m³/h，吸入管长 24m，压出管长 60m（均包括局部阻力的当量长度），管子均为 φ68×4mm，摩擦系数为 0.021。试选用一台离心泵，并确定安装高度。（设水温为 20℃，密度以 1000kg/m³ 计，当地大气压为 101.3kPa。）

解：以最大流量 $Q=25\text{m}^3/\text{h}$ 计算。

如图 1-79 所示，在 1-1'与 2-2'间列伯努利方程

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

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

$z_2=15\text{m}$; $p_2=49.1\text{kPa}$ （表压）; $u_2 \approx 0$

管中流速
$$u = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{25/3600}{0.785 \times 0.06^2} = 2.46 \text{ m/s}$$

总阻力
$$\Sigma H_f = \lambda \frac{l + \Sigma l_e}{d} \frac{u^2}{2g} = 0.021 \times \frac{24 + 60}{0.06} \times \frac{2.46^2}{2 \times 9.81} = 9.07 \text{ m}$$

压头
$$H_e = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \Sigma h_f = 15 + \frac{49.1 \times 10^3}{1000 \times 9.81} + 9.07 = 29.07 \text{ m}$$

根据流量 $Q=25\text{m}^3/\text{h}$ 及压头 $H_e=29.07\text{m}$ ，查附录十二离心泵样本，选型号为 IS65-50-160 的离心泵，其性能为：流量 Q 为 25m³/h，压头 H 为 32m，转速 n 为 2900r/min，必需汽蚀余量 $(NPSH)_r$ 为 2.0m，效率 η 为 65%，轴功率 N 为 3.35kW。

20℃ 水的饱和蒸汽压 $p_v = 2.335 \text{ kPa}$ ，吸入管路阻力

$$\Sigma H_{f\text{吸入}} = \lambda \frac{(l + \Sigma l_e)_{\text{吸入}}}{d} \frac{u^2}{2g} = 0.021 \times \frac{24}{0.06} \times \frac{2.46^2}{2 \times 9.81} = 2.59 \text{ m}$$

则泵允许安装高度为

$$H_{g\text{允}} = \frac{p_0 - p_v}{\rho g} - (NPSH)_r - \Sigma H_{f\text{吸入}} = \frac{(101.3 - 2.335) \times 10^3}{1000 \times 9.81} - 2.0 - 2.59 = 5.5 \text{ m}$$

泵的实际安装高度应低于 5.5m，可取 4.5~5.0m。

1.8.2 其它类型化工用泵

1.8.2.1 往复式泵

往复式泵是往复工作的容积式泵，它是依靠活塞的往复运动，周期性地改变泵腔容积的变化，将液体吸入与压

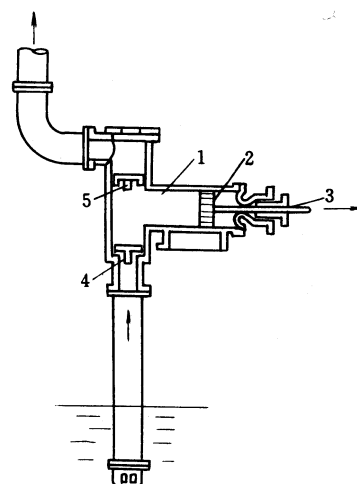


图 1-80 往复式泵装置简图

1—泵缸；2—活塞；3—活塞杆；

4—吸入阀；5—排出阀

出。

(1) 往复泵

① 结构与工作原理 往复泵(reciprocating pump)装置如图 1-80 所示,由泵缸、活塞、活塞杆、吸入阀、排出阀以及传动机构等组成,其中吸入阀和排出阀均为单向阀。

活塞由曲柄连杆机构带动作往复运动。当活塞自左向右移动时,泵缸内容积增大而形成低压,吸入阀受泵外液体压力作用而推开,将液体吸入泵缸,排出阀则受排出管内液体压力而关闭;当活塞自右向左移动时,因活塞的挤压使泵缸内的液体压力升高,吸入阀受压而关闭,排出阀受压而开启,从而将液体排出泵外。往复泵正是依靠活塞的往复运动吸入并排出液体,达到输送液体的目的。由此可见,往复泵给液体提供能量是靠活塞直接对液体做功,使液体的静压力提高。

活塞在泵缸内两端点移动的距离称为冲程。活塞往复一次只吸液一次和排液一次的泵称为单动泵。由于单动泵的吸入阀与排出阀装在泵缸的同一端,故吸液和排液不能同时进行;又由于活塞的往复运动是不等速的,其瞬时流量不均匀,形成了图 1-81 (a) 所示的流量曲线。

为了改善单动泵流量的不均匀性,可采用双动泵或三联轴泵。图 1-82 为双动泵的工作原理图,活塞往复一次,吸液、排液各两次。双动泵和三联轴泵的流量曲线分别如图 1-81 (b) 和 (c) 所示。

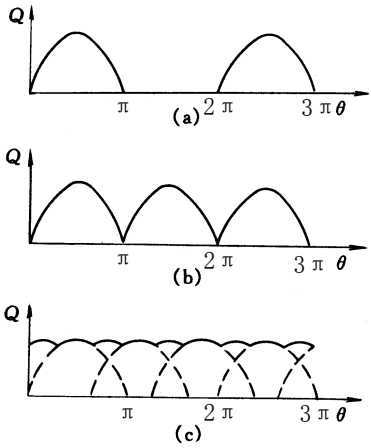


图 1-81 往复泵的流量曲线

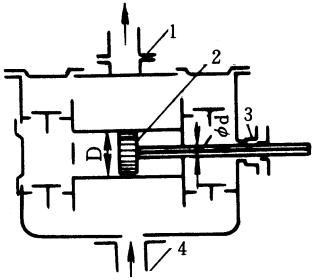


图 1-82 双动泵的工作原理

1—压出管路; 2—活塞;
3—填料函; 4—吸入管路

② 往复泵的流量与压头

a. 流量(输液量) 往复泵的流量取决于活塞扫过的体积,理论平均流量可按式(1-92)计算:

$$\text{单动泵} \quad Q_T = ASn \quad (1-92)$$

式中 Q_T ——往复泵的理论流量, m^3/min ;

A ——活塞截面积, m^2 ;

S ——活塞冲程, m ;

n ——活塞的往复次数, $1/\text{min}$ 。

$$\text{双动泵} \quad Q_T = (2A - a)Sn \quad (1-93)$$

式中 a ——活塞杆的截面积, m^2 。

由式 (1-92) 及式 (1-93) 可知, 当活塞直径、冲程及往复次数一定时, 往复泵的理论流量为一定值。但实际上, 由于活门启闭有滞后, 活门、活塞、填料函等存在泄漏, 实际流量 Q 比理论流量 Q_T 小, 但也为常数, 只有在压头较高的情况下才随压头的升高而略有下降, 如图 1-83 所示。

b. 压头 往复泵的压头与泵的几何尺寸无关, 与流量也无关。只要泵的机械强度和原动机的功率允许, 管路系统要求多高的压头, 往复泵就能提供多大的压头。

c. 往复泵的特性曲线与工作点 往复泵的压头与流量无关, 因此往复泵的特性曲线即为 Q 等于常数的直线, 其工作点也是泵特性曲线与管路特性曲线的交点, 如图

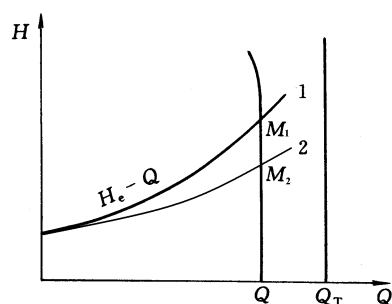


图 1-83 往复泵的特性曲线及工作点

1-83 所示。由此可见, 往复泵的工作点随管路特性曲线的变化而变化。

往复泵的流量仅与泵特性有关, 而提供的压头只取决于管路状况, 这种特性称为**正位移特性**, 具有这种特性的泵称为正位移式泵或容积式泵。

③ 往复泵的流量调节

与离心泵不同, 往复泵不能采用出口阀门调节流量。这是因为往复泵的流量与管路特性无关, 一旦出口阀门完全关闭, 会造成泵缸内压力急剧上升, 导致泵缸损坏或电机烧毁。

往复泵的流量调节可采用以下方法。

a. 旁路调节 如图 1-84 所示, 它是通过改变旁路阀的开度即通过调节旁路的流量, 达到调节主管路系统流量的目的。为保护泵和电机, 旁路上还设有安全阀, 当泵出口处的压力超过规定值时, 安全阀会被高压液体顶开, 液体流回进口处, 使

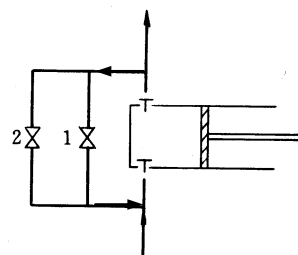


图 1-84 往复泵的旁路调节

1—旁路阀; 2—安全阀

泵出口处减压。旁路调节方法简单，但不经济，适用于流量变化幅度小且需经常调节的场合。

b. 改变活塞冲程或往复次数 由式 (1-92) 和 (1-93) 可知，调节活塞的冲程 S 或往复次数 n ，均可达到流量调节目的。当由电动机驱动活塞运动时，可改变电动机减速装置的传动比或直接采用可调速的电机（变频电机）方便地改变活塞的往复次数；对输送易燃、易爆液体由蒸汽推动的往复泵，则可通过调节蒸汽的压力改变活塞的往复次数，从而实现流量调节。

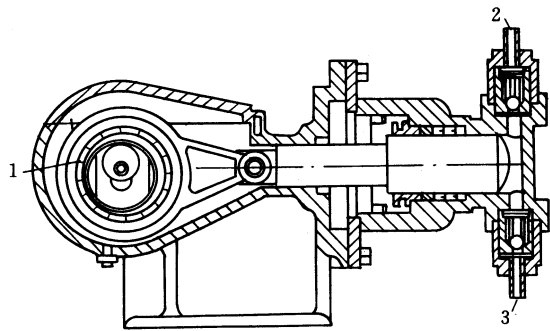


图 1-85 计量泵

1—偏心轮；2—排出口；3—吸入口

偏心轮将电机的旋转运动变成柱塞的往复运动。偏心轮的偏心距可以调整，以改变柱塞的冲程，从而控制和调节流量。若用一台电动机同时带动几台计量泵，可使每台泵的液体按一定比例输出，故这种泵又称为比例泵。

计量泵适用于要求输送量十分准确的液体或几种液体按比例输送的场合。

(3) 隔膜泵

当输送腐蚀性液体或悬浮液时，可采用隔膜泵，如图 1-86 所示。隔膜泵(diaphragm pump)系用一弹性薄膜将活柱与被输送的液体隔开，使泵缸、活柱等不受腐蚀。隔膜左侧为输送液体，与其接触部件均用耐腐蚀材料制成或涂有耐腐蚀物质。隔膜右侧则充满水或油。当活柱做往复运动时，迫使隔膜交替地向两边弯曲，使液体经球形活门吸入和排出。

1.8.2.2 旋转式泵

往复泵的效率一般在 70% 以上，适用于输送小流量、高压头、高黏度的液体，但不适于输送腐蚀性液体及有固体颗粒的悬浮液。

(2) 计量泵

计量泵(*metering pump*)是往复泵的一种，其结构如图 1-85 所示，它是通过

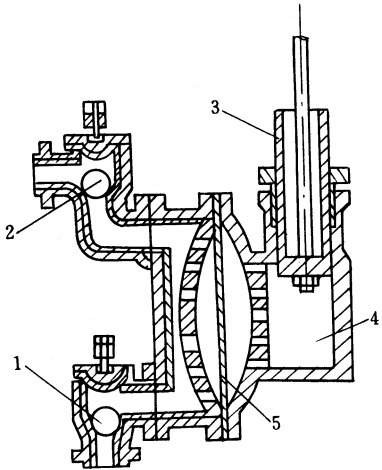


图 1-86 隔膜泵

1—吸入活门；2—压出活门；3—活柱；
4—水（或油）缸；5—隔膜

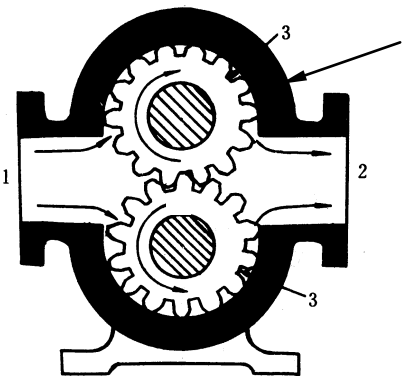


图 1-87 齿轮泵

1—吸入口；2—排出口；3—齿轮

旋转式泵是旋转工作的正位移式泵，是依靠泵内一个或多个转子的旋转来吸入和排出液体，故又称为转子泵。

(1) 齿轮泵

齿轮泵(gear pump)的结构如图 1-87 所示，泵壳为椭圆形，其内有两个齿轮，一个是主动轮，由电动机带动旋转，另一个为从动轮，与主动轮相啮合向相反的方向旋转。吸入腔内两轮的齿互相拨开，于是形成低压而吸入液体。吸入的液体封闭于齿穴和壳体之间，随齿轮旋转而达到排出腔。排出腔内两轮的齿互相合拢，形成高压而排出液体。

齿轮泵的流量小但压头高，适于输送黏稠液体甚至膏状物料，但不宜输送含有固体颗粒的悬浮液。

(2) 螺杆泵

螺杆泵(screw pump)由泵壳和一个或多个螺杆构成。图 1-88 所示为单螺杆泵，其工作原理是靠螺杆在具有内螺旋的泵壳中偏心转动，将液体沿轴向推进，最后挤压到排出口而排出。此外，还有双螺杆泵、三螺杆泵等，多螺杆泵的工作原理与齿轮泵相似，依靠螺杆间互相啮合的容积变化来输送液体。当所需的压头较高时，可采用较长的螺杆。

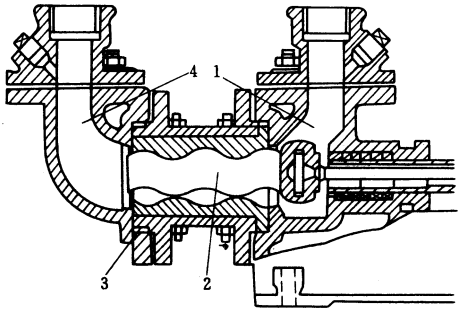


图 1-88 螺杆泵
1—吸入口；2—螺杆；3—泵壳；
4—压出口

螺杆泵的压头高、效率高、无噪音、流量均匀，尤其适用于高黏度液体的输送。

旋转式泵与往复式泵一样，具有正位移特性，因此也采用旁路调节或改变旋转泵的转速，达到调节流量的目的。

1.8.2.3 旋涡泵

旋涡泵是一种特殊类型的离心泵，其结构如图 1-89 所示，也是由叶轮与泵壳组成。其泵壳呈圆形，叶轮为一圆盘，四周铣有凹槽，成辐射状排列。泵的吸入口与排出口由与叶轮间隙极小的间壁隔开。与离心泵的工作原理相同，旋涡泵也是借离心力的作用给液体提供能量。当叶轮在泵壳内旋转时，泵内液体在随叶轮旋转的同时，又在引水道与各叶片之间作反复的迂回运动，因而被叶片拍击多次，获得较高能量，压头较高。

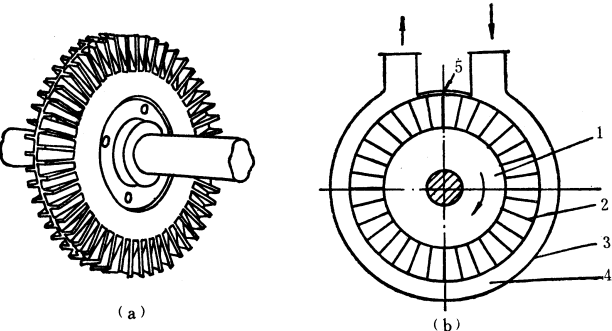


图 1-89 旋涡泵

(a) 叶轮形状；(b) 内部示意图

1—叶轮；2—叶片；3—泵壳；4—引水道；5—吸入口与排出口的间壁

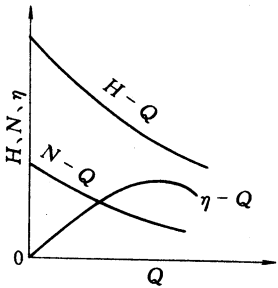


图 1-90 旋涡泵特性曲线

旋涡泵的特性曲线如图 1-90 所示，其压头与功率随流量的增加而减少，因而启动旋涡泵时应全开出口阀，并采用旁路调节流量。由于泵内液体剧烈旋涡运动造成较大的能量损失，故旋涡泵的效率较低，一般为 20%~50%。

旋涡泵适用于输送流量小、压头高且黏度不高的清洁液体。

1.8.3 气体输送机械

气体输送机械的结构和原理与液体输送机械大体相同，但由于气体密度比液体密度小得多，同时气体又具有可压缩性，因而气体输送机械又具有某些不同于液体输送机械的特点。气体输送机械可按结构和原理分为离心式、旋转式、往复式等，也可根据其出口压力或压缩比（指出口与进口的绝对压力之比）进行分类，即

- ① 通风机 (*fan*): 出口表压不大于 15kPa，压缩比不大于 1.15;
- ② 鼓风机 (*blower*): 出口表压为 15~300kPa，压缩比为 1.15~4;
- ③ 压缩机 (*compressor*): 出口表压大于 300kPa，压缩比大于 4;
- ④ 真空泵 (*vacuum pump*): 在容器或设备内造成真空，出口压力为大气压或略高于大气压力，其压缩比由真空度决定。

下面介绍几种最典型的气体输送机械。

1.8.3.1 离心式通风机

(1) 工作原理与结构

离心式通风机的工作原理与离心泵完全相同，气体被吸入通风机后，借叶轮旋转时所产生的离心力将其压力提高而排出。根据所产生的风压不同，离心式通风机又可分为低压、中压和高压离心式通风机。

离心式通风机的结构和单级离心泵相似，机壳也是蜗壳形，但壳内逐渐扩大的气体通道及出口截面有矩形和圆形两种，一般低、中压通风机多用矩形(如图 1-91 所示)，

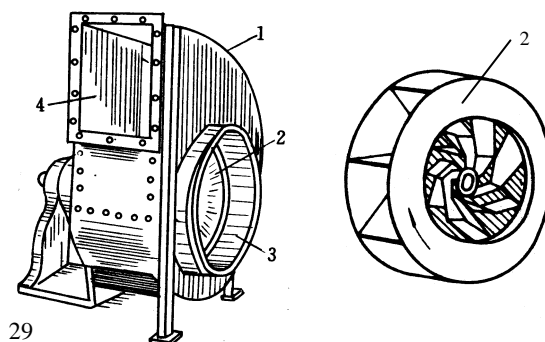


图 1-91 离心通风机及叶轮

1—机壳; 2—叶轮; 3—吸入口; 4—排出口

高压通风机多用圆形。通风机叶轮直径较大，叶片数目多且长度短，其形状有前弯、径向及后弯三种。在不追求高效率、仅要求大风量时，常采用前弯叶片。若要求高效率和高风压，则采用后弯叶片。

(2) 性能参数与特性曲线

① 性能参数

a. 流量（风量） 是指单位时间内通风机输送的气体体积，以通风机进口处气体的状态计，以 Q 表示，单位为 m^3/s 或 m^3/h 。

b. 风压 是指单位体积的气体流经通风机后获得的能量，以 p_T 表示，单位为 J/m^3 或 Pa 。

离心式通风机的风压通常由实验测定。

以单位质量的气体为基准，在风机进、出口截面 1-1'、2-2' 间列伯努利方程，且气体密度取平均值，可得

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

式中各项的单位为 J/kg 。将上式各项同乘以 ρ ，并整理可得

$$p_T = \rho W_e = (z_2 - z_1) \rho g + (p_2 - p_1) + \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) + \rho \Sigma W_f \quad (1-94)$$

式中各项的单位为 $\text{J}/\text{m}^3 = \text{N} \cdot \text{m}/\text{m}^3 = \text{N}/\text{m}^2 = \text{Pa}$ ，各项意义为单位体积气体所具有的机械能。

由于 $(z_2 - z_1)$ 较小，气体 ρ 也较小，故 $(z_2 - z_1) \rho g$ 项可忽略；又因进、出口管段很短， $\rho \Sigma W_f$ 项可忽略；当空气直接由大气进入通风机时， u_1 亦可忽略，则上式简化为

$$p_T = (p_2 - p_1) + \frac{\rho}{2} u_2^2 = p_s + p_k \quad (1-95)$$

上式中 $(p_2 - p_1)$ 称为静风压，以 p_s 表示； $\frac{\rho}{2} u_2^2$ 称为动风压，以 p_k 表示。在离心泵中，泵进、出口处的动能差很小，可以忽略，但在离心通风机中，气体出口速度很大，故动风压不能忽略。离心式通风机的风压 p_T 为静风压 p_s 与动风压 p_k 之和，又称全风压。

c. 轴功率与效率 离心式通风机的轴功率可由下式计算：

$$N = \frac{p_T Q}{1000 \eta}$$

(1-96)

式中 N ——轴功率， kW ；

Q ——风量， m^3/s ；

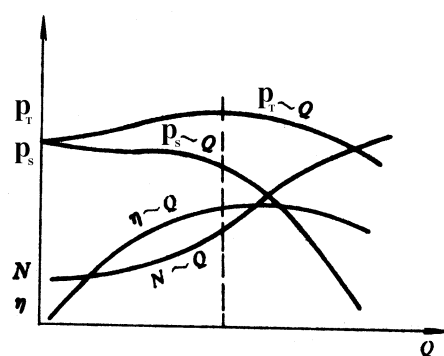


图 1-92 离心式通风机特性曲线

p_T ——全风压, Pa;

η ——效率。

② **特性曲线** 与离心泵一样,一定型号的离心式通风机在出厂前也必须通过实验测定其特性曲线(如图 1-92 所示),通常是以 101.3kPa、20℃ 空气($\rho_0=1.2\text{kg/m}^3$)作为工作介质进行测定。离心式通风机的特性曲线包括全风压与流量 $p_T \sim Q$ 、静风压与流量 $p_s \sim Q$ 、轴功率与流量 $N \sim Q$ 和效率与流量 $\eta \sim Q$ 四条线。由图可见,动风压在全风压中占有相当大的比例。

(3) 离心式通风机的选用

离心式通风机的选用与离心泵相仿,即根据输送气体的风量与风压,由通风机的产品样本来选择合适的型号。但应注意,通风机的风压与密度成正比,当使用条件与通风机标定条件不符时,需将使用条件下的风压换算为标定条件下的风压,才能选择风机。换算关系为

$$p_{T0} = p_T \frac{\rho_0}{\rho} = p_T \frac{1.2}{\rho} \quad (1-97)$$

式中 p_T ——使用条件下的风压, Pa;

p_{T0} ——标定条件下的风压, Pa;

ρ ——使用条件下空气的密度, kg/m^3 。

在选用通风机时,应首先根据所输送气体的性质与风压范围,确定风机类型;再根据输送系统的风量和换算为标定条件下的风压,从产品样本中选择合适的型号。

【例 1-26】 欲用一台离心式通风机向流化床反应器输送 30℃ 的空气,要求输送量为 $20000\text{m}^3/\text{h}$ 。已知风机出口至反应器入口的压力损失为 0.38kPa,流化床反应器的操作压力为 0.65 kPa (表压),大气压力为 98.6.3 kPa。试选择一台合适的通风机。

解: 在风机入口与反应器入口之间列伯努利方程

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

其中: $(z_2 - z_1)\rho g \approx 0$; $u_1 = u_2 \approx 0$; $\rho \Sigma W_f = \Delta p_f = 0.38\text{kPa}$

$$p_T = p_2 - p_1 + \rho \Sigma W_f = 0.65 \times 10^3 + 0.38 \times 10^3 = 1.03 \times 10^3 \text{ Pa}$$

操作条件下空气的密度

$$\rho = \frac{pM}{RT} = \frac{98.6 \times 10^3 \times 0.029}{8.31 \times (273 + 30)} = 1.14 \text{ kg/m}^3$$

将使用条件下的风压换算为标定条件下的风压

$$p_{T0} = p_T \frac{1.2}{\rho} = 1.03 \times 10^3 \times \frac{1.2}{1.14} = 1.08 \times 10^3 \text{ Pa}$$

根据风量 $Q=20000 \text{ m}^3/\text{h}$ ，风压 $p_{T0}=1.08 \times 10^3 \text{ Pa}$ ，查离心式通风机的样本，选型号为 4-72-11NO8C 的离心通风机。

1.8.3.2 旋转式鼓风机

旋转式鼓风机型式较多，最常用的是罗茨鼓风机(Roots blower)，其工作原理与齿轮泵相似，如图 1-93 所示。机壳内有两个特殊形状的转子，常为腰形或三星形，两转子之间、转子与机壳之间的缝隙很小，使转子能自由转动而无过多泄漏。两转子的旋转方向相反，使气体从机壳一侧吸入，另一侧排出。如改变转子的旋转方向，可使吸入口与排出口互换。

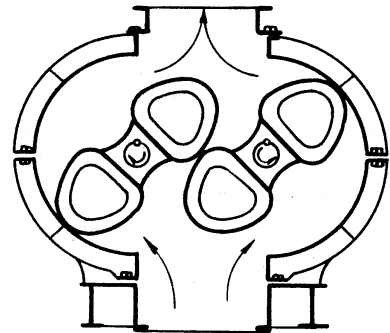


图 1-93 罗茨鼓风机

罗茨鼓风机为容积式鼓风机，具有正位移特性，其风量与转速成正比，而与出口压力无关，一般采用旁路调节流量。罗茨鼓风机的出口应安装气体稳压罐和安全阀，操作温度不能超过 $85 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 以免转子受热膨胀而卡住。

1.8.3.3 往复式压缩机

往复式压缩机 (reciprocating compressor) 的构造、工作原理与往复泵相似，也是依靠活塞的往复作用将气体吸入与压出。但由于气体的密度小、可压缩，因此往复压缩机的吸入阀和排出阀应更加轻巧灵活；为移出气体压缩放出的热量，必须附设冷却装置；此外，往复压缩机中气体压缩比较高，压缩机的排气温度、轴功率等，需用热力学知识解决。

(1) 往复压缩机的工作过程

图 1-94 所示的是单动往复压缩机的工作过程。在排气阶段，排气终了时，活塞与气缸盖

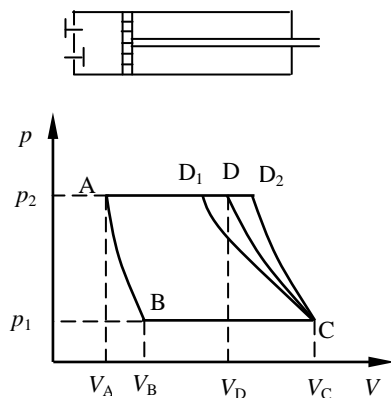


图 1-94 往复式压缩机的工作过程

之间留有很小的空隙，称为余隙 (clearance)，其目的是防止活塞受热膨胀后与气缸相撞。由于余隙的存在，在气体排出之后，气缸内仍残存一部分压力为 p_2 的高压气体，其状态为图中 A 点。当活塞向右运动时，余隙内的高压气体不断膨胀，直至气缸内的压力降至 p_1 ，气体状态为图中 B 点，此阶段为余隙气体的膨胀阶段。活塞再向右运动，使气缸内的压力下降至稍低于 p_1 时，吸入活

门开启，压力为 p_1 的气体被吸入缸内，直至活塞移至最右端，气体状态为图中 C 点，此阶段为吸气阶段。此后，活塞改为向左运动，缸内气体被压缩而升压，吸入活门关闭，直至压力增大到稍高于 p_2 ，气体状态为图中 D 点，此阶段为压缩阶段。此时，排出活门开启，在恒定压力 p_2 下气体从气缸中排出，直至活塞回复到原余隙位置，此阶段为排气过程。

由此可见，压缩机的一个工作过程是由膨胀、吸气、压缩和排出 4 个阶段组成。在每一个循环中，活塞在气缸内扫过的体积为 $(V_C - V_A)$ ，而实际吸入气体的体积仅为 $(V_C - V_B)$ 。显然，由于余隙的存在，减少了气体的吸入量，使气缸的利用率降低。

在图 1-94 中，四边形 ABCD 所包围的面积，为活塞在一个工作循环中对气体所作的功，其大小与压缩过程有关。由热力学可知，气体的压缩有等温压缩（图中的 CD_1 线）和绝热压缩（ CD_2 线），而在实际操作中，很难做到较好的冷却维持等温压缩，也很难避免没有一点热损失维持绝热压缩，因此实际的压缩过程应介于二者之间，称为多变压缩（CD 线）。显然，等温压缩消耗的外功为最小。对于多变压缩过程，压缩后气体的温度与所消耗的外功分别为

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (1-98)$$

$$W = p_1 (V_C - V_B) \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (1-99)$$

式中 k 为多变指数，由实验测定。

余隙体积 V_A 与一个行程活塞扫过的体积 $(V_C - V_A)$ 之比，称为**余隙系数**，以 ε 表示，即

$$\varepsilon = \frac{V_A}{V_C - V_A} \quad (1-100)$$

通常大、中型压缩机低压气缸的 ε 值在 0.08 以下，高压气缸的 ε 值可达 0.12 左右。

在一个压缩循环中，气体吸入的体积 $(V_C - V_B)$ 与活塞扫过的体积 $(V_C - V_A)$ 之比，称为**容积系数**，以 λ_0 表示，即

$$\lambda_0 = \frac{V_C - V_B}{V_C - V_A} \quad (1-101)$$

对于多变压缩过程，可以推导出容积系数与余隙系数的关系为

$$\lambda_0 = 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \quad (1-102)$$

由此可知，容积系数 λ_0 与压缩机的余隙系数 ε 及压缩比 (p_2/p_1) 有关。当压缩比一定时，余隙系数愈大，则容积系数愈小，压缩机的吸气量就愈少；当余隙系数一定时，气体压缩比愈高，容积系数愈小，而当压缩比高到某一程度时，容积系数可能为零，即当活塞向右运动时，残留在余隙中的高压气体膨胀后充满气缸，以致不能再吸入新的气体，此为压缩机的极限压缩比。

为提高气缸容积利用率及避免高压压缩比时因排气温度过高而导致润滑油变质，使机件磨损，一般压缩比大于 8 时，宜采用多级压缩。

(2) 多级压缩

多级压缩是将两个或多个气缸串联使用，气体经多次压缩后，可达到所需的最终压力。

图 1-95 为三级压缩的流程，各级间设有冷却器和油水分离器。油水分离器的作用是从气体中分离出润滑油和冷凝水，避免带入下一级气缸及其它设备。设置冷却器的目的主要是降低气体温度，使每一级气缸进气温度接近于第一级气缸的进气温度。这样，既可避免最后一级排出气体的温度过高，又可使实际压缩过程接近于等温压缩，从而减少了外功的消耗。

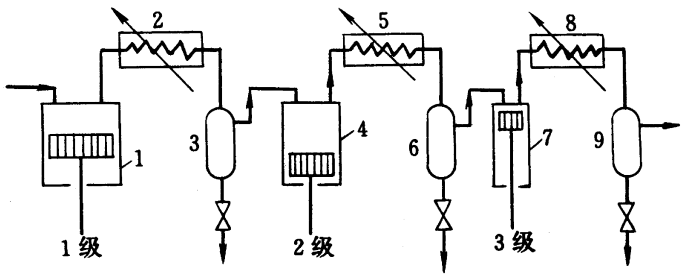


图 1-95 三级压缩流程示意

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

往复压缩机的种类较多，有空气压缩机、氨气压缩机、氢气压缩机、石油气压缩机等，实际选用时，可根据输送气体的性质，选用相应的类型，再根据排气量和排气压力（压缩比）确定合适的型号。

1.8.3.4 真空泵

真空泵是从容器或系统中抽出气体使其处于低于大气压状态的设备。其结构型式较多，现介绍常见的几种。

(1) 水环真空泵

如图 1-96 所示，水环真空泵的外壳呈圆形，其内有一偏心安装的叶轮，叶轮上有辐射状叶片。泵壳内注入一定量的水，当叶轮旋转时，借离心力的作用将水甩至壳壁形成水环。水环

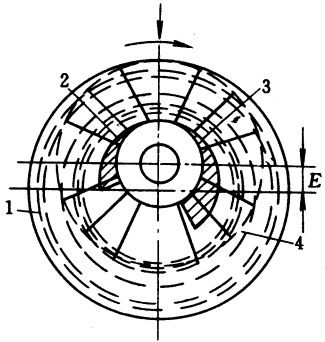


图 1-96 水环真空泵

1—水环； 2—排出口；
3—吸入口； 4—叶轮

具有密封作用，使叶片间的空隙形成许多大小不同的密封室。随叶轮的旋转，在右半部，密封室体积由小变大形成真空，将气体从吸入口吸入；旋转到左半部，密封室体积由大变小，将气体从排出口压出。

水环真空泵属湿式真空泵，吸气时允许夹带少量的液体，真空度一般可达 83kPa 。若将吸入口通大气，排出口与设备或系统相连时，可产生低于 98kPa （表压）的压缩空气，故又可作低压压缩机使用。真空泵在运转时要不断充水，以维持泵内的水环液封，同时冷却泵体。

水环真空泵的结构简单、紧凑，制造容易，维修方便，但效率低，一般为 $30\sim 50\%$ ，适用于抽吸有腐蚀性、易爆炸的气体。

（2）喷射泵

喷射泵（jet pump）属于流体作用式输送设备，是利用流体流动过程中动能与静压能的相互转换来吸送流体。它既可用于吸送液体，也可用于吸送气体。在化工生产中，喷射泵用于抽真空时，称为喷射式真空泵。

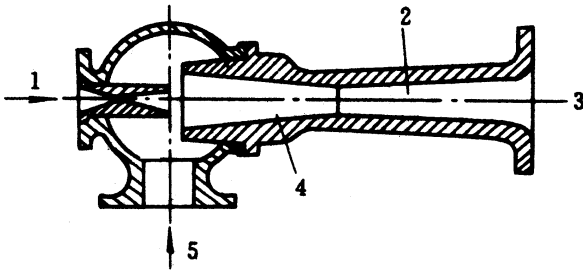


图 1-97 单级蒸汽喷射泵

1— 工作蒸汽入口； 2— 扩散管； 3— 压出口；
4— 混合室； 5— 气体吸入口

喷射泵的工作流体可以是蒸汽，也可以是水，前者称为蒸汽喷射泵，后者称为水喷射泵。图 1-97 所示为一单级蒸汽喷射泵，当工作蒸汽在高压下以高速从喷嘴喷出时，在喷嘴口处形成低压而将气体由吸入口吸入。吸入的气体与工作蒸汽混合后进入扩散管，速度逐渐降低，压力随之升

高，最后从压出口排出。

单级蒸汽喷射泵仅能达到 90% 的真空，为了达到更高的真空度，需采用多级蒸汽喷射泵。

喷射泵的优点是结构简单，制造方便，无运动部件，抽吸量大。缺点为效率低，一般只有 $10\sim 25\%$ ，且工作流体消耗量大。