



2. 流体输送机械

2.1 概述

2.1.1 概述

输送流体所需的能量 图 2-1 表示包括输送机械在内的某管路系统。为将流体由低能位 1 处向高能位 2 处输送, 单位重量流体需补加的能量为 H , 则:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + H = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + \sum H_f$$

即 $H = \frac{\Delta \mathcal{P}}{\rho g} + \frac{\Delta u^2}{2g} + \sum H_f \quad (2-1)$

在一般情况下, 式 (2-1) 中的动能差 $\frac{\Delta u^2}{2g}$ 一项可以

略去, 阻力损失 $\sum H_f$ 的数值视管路条件及流速大小而定。

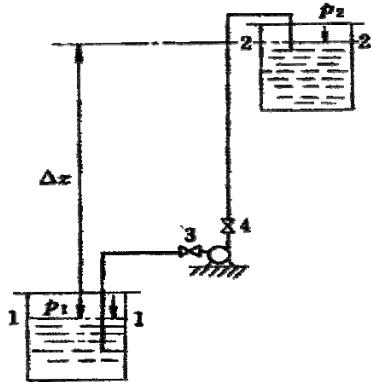


图 2-1 输送系统简图

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

输送管路中的流速为: $u = \frac{q_v}{\frac{\pi}{4} d^2}$

$$\sum H_f = \sum \left[\frac{8 \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta \right)}{\pi^2 d^4 g} q_v^2 \right]$$

或

$$\sum H_f = K q_v^2 \quad (2-3)$$

式中系数 K 其数值由管路特性决定。当管内流动已进入阻力平方区, 系数 K 是一个与管内流量无关的常数。将式 (2-3) 代入式 (2-1) 得

$$H = \frac{\Delta \mathcal{P}}{\rho g} + K q_v^2 \quad (2-4)$$

此式称为管路特性方程式, 它表明管路中流体的流量与所需补加能量的关系。管路特性方程式如图 2-2 中的曲线所示, 图中曲线称为管路特性曲线。

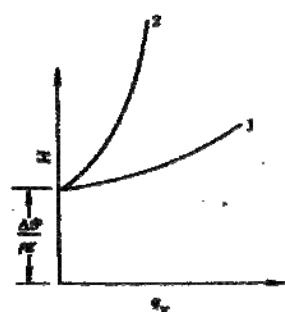


图 2-2 管路特性曲线

需向流体提供的能量用于提高流体的势能和克服管路的阻力损失, 其中阻力损失项与被输送的流体量有关。低阻力管路系统的特性曲线较为平坦 (曲线 1), 高阻管路的特性曲线较为陡峭 (曲线 2)。



压头和流量是流体输送机械的主要技术指标 输送流体，必须达到规定的输送量。为此，需补给单位重量输送流体以足够的能量。通常将输送机械向单位重量流体提供的能量称为该机械的压头或扬程。许多流体输送机械在不同流量下其压头不同，压头和流量的关系由输送机械本身的特性决定。

流体输送机械的分类 依作用原理不同，可将它们作如下分类：

动力式（叶轮式）：包括离心式、轴流式等；

容积式（正位移式）：包括往复式、旋转式等；

其它类型“指不属于上述两类的其它型式，如喷射式等。

气体的密度及压缩性与液体有显著区别，从而导致气体与液体输送机械在结构和特性上有不同之处。

2.2 离心泵

2.2.1 离心泵的工作原理

离心泵的主要构件—叶轮和蜗壳 离心泵的主要工作部件是旋转叶轮和固定的泵壳（图 2-3）。

- 叶轮是离心泵直接对液体做功的部件，由 4~8 片的叶片组成。离心泵在工作时，叶轮由电机驱动作高速旋转运动（1000~3000 转/分），迫使叶片间的液体作近于等角速度的旋转运动，同时因离心力的作用使液体由叶轮中心向外缘作径向运动。在叶轮中心处吸入低势能、低动能的液体，液体在流经叶轮的运动过程中获得能量，在叶轮外缘可获得高势能、高动能的液体。
- 液体进入蜗壳后，由于流道的逐渐扩大而减速，又将部分动能转化为势能，最后沿切向流入压出管道（图 2-4）。在液体受迫由叶轮中心流向外缘的同时，在叶轮中心形成低压。液体在吸液口和叶轮中心处的势能差的作用下源源不断地吸入叶轮。

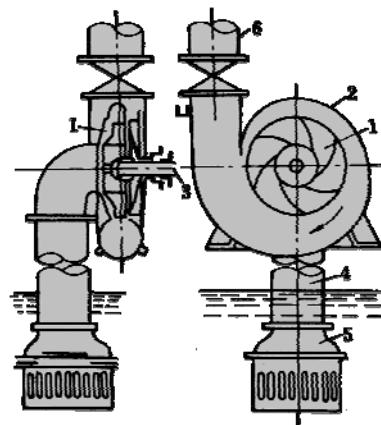


图 2-3 离心泵装置简图

1-叶轮；2-泵壳；3-泵轴；
4-吸入管；5-底阀；6-压出管

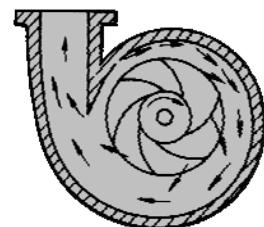


图 2-4 液体在泵内的流动



液体在叶片间的运动 离心泵在输送液体时, 液体在叶轮内部除以切向速度 u 随叶轮旋转外, 还以相对速度 w 沿叶片之间的通道流动。液体在叶片之间任一点的绝对速度 c 等于该点的切向速度 u 和相对速度 w 的向量和。由图 2-5 可以导出液体质点的切向速度 u , 相对速度 w 和绝对速度 c 之间的关系为

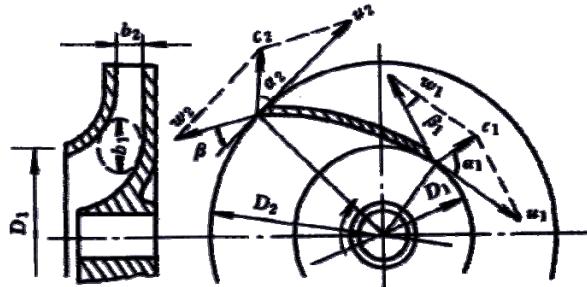


图 2-5 液体在离心泵内流动的速度三角形

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1 \cos \alpha_1 \quad (2-5)$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2 \cos \alpha_2 \quad (2-6)$$

如不计叶片的厚度, 离心泵的流量 q_v 可表示为

$$q_v = 2\pi r_2 b_2 c_2 \sin \alpha_2 = 2\pi r_2 b_2 \omega_2 \sin \beta_2 \quad (2-7)$$

$$q_v = 2\pi r_1 b_1 c_1 \sin \alpha_1 = 2\pi r_1 b_1 \omega_1 \sin \beta_1 \quad (2-8)$$

式中 b_1 、 b_2 —叶轮进、出口的宽度;

r_1 、 r_2 —叶轮进、出口的半径;

β_1 、 β_2 —叶轮进、出口处叶片的倾角;

在同一流量下, 因外缘处叶片间的流道较内缘处为宽, 其相对速度 w_2 将低于内缘 w_1 。

等角速度旋转运动的考察方法 离心泵的输液能力来源于叶轮所造成的液体旋转运动。若假定离心泵叶轮具有无限多、无限薄的叶片, 这种旋转运动将是等角速度的。为了解泵如何向液体提供能量, 必须考察等角速度旋转液体中各点的能量分布。

考察等角速度旋转运动的方法有两种:

- ◆ 以静止坐标为参照系, 若以静止坐标为参照系, 考察结果是流体沿螺旋线由叶轮内缘流向叶轮外缘, 作复杂的二维平面运动。很难搞清液体在叶片通道内各点的能量分布。
- ◆ 以与流体一起作等角速度运动的旋转坐标为参照系。若以旋转坐标为参照系, 则流体在叶轮内部流动与普通管内流动没有什么本质区别。

在考察旋转运动的两种方法中, 以旋转坐标作为参照系更为简便。但必须指出, 这种考察方法只有当流体作等角速度运动时才有效, 故在以上讨论中须假定叶轮具有无限多叶片。

此外, 以旋转坐标为参照系, 所观察到的是流体与叶轮之间的相对运动, 无法考察流体



所具有的总机械能。当需要考察流体的总机械能时，仍须以静止坐标为参照系。

离心力场中的机械能守恒 设有一离心泵叶轮如图 2-6

所示，此叶轮具有无限多叶片并绕轴以角速度 ω 旋转。

当离心泵正常工作时，流体在作等角速度旋转运动的同时，还将沿叶片通道由内缘流向外缘。若以旋转坐标为参照系，并假定：

1. 液体是理想流体，无摩擦阻力损失；
2. 流动是定态的。

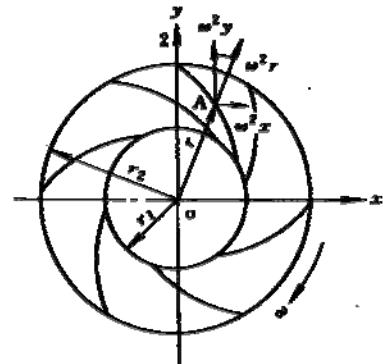


图 2-6 旋转流体所受的惯性离心力

则流体质点在叶片通道内的相对运动速度 w 应满足

$$Xdx + Ydy + Zdz - \frac{dp}{\rho} = d\left(\frac{w^2}{2}\right) \quad (2-9)$$

此时，流体质点除受重力作用外，还受到惯性离心力的作用。为方便分析起见，假设叶轮水平放置，并取旋转中心为坐标原点， Z 轴向上。在叶轮内半径为 r 处取单位质量流体，作用在此单位质量流体上的体积力为：

$$\text{重力} \quad Z = -g$$

$$\text{惯性离心力} \quad F = \omega^2 r$$

此离心力在 x 和 y 方向的投影是

$$X = \omega^2 x; \quad Y = \omega^2 y$$

将 X 、 Y 、 Z 代入式 (2-9) 中，并积分得

$$\left(\frac{p}{\rho g} + z - \frac{u^2}{2g} \right) + \frac{w^2}{2g} = c$$

此式表明，理想流体由无限多叶片构成的叶片通道内作定态流动时，其总机械能守恒。在重

力与离心力的同时作用下，此总机械能由总势能 $\left(\frac{p}{\rho g} + z - \frac{u^2}{2g} \right)$ 与以相对运动速度计的动

能 $\frac{w^2}{2g}$ 构成，两者可以转换但总量不变。这样可对叶轮进、出口截面列出机械能守恒式：

$$\left(\frac{p_1}{\rho g} + z_1 - \frac{u_1^2}{2g} \right) + \frac{w_1^2}{2g} = \left(\frac{p_2}{\rho g} + z_2 - \frac{u_2^2}{2g} \right) + \frac{w_2^2}{2g} \quad (2-10)$$



离心泵的理论压头 若以静止物体为参照系,具有径向运动的旋转流体所具有的机械能应是

势能 $\frac{\mathcal{P}}{\rho g}$ 以绝对速度计的动能 $\frac{c^2}{2g}$ 。离心泵叶轮对单位重量流体所提供的能量等于流体

在进、出口截面的总机械能之差, 即

$$H_T = \frac{\mathcal{P}_2 - \mathcal{P}_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (2-12)$$

将式 (2-11) 代入上式, 可得离心泵的理论压头为

$$H_T = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (2-13)$$

以上两式表明, 离心泵是以势能和动能两种形式向流体提供能量。对于通常的具有后弯叶片的叶轮, $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} < \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$, 而且 $w_1 < w_2$, 其中势能部分将占更大的比例。

将式 (2-5)、(2-6) 代入上式得

$$H_T = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g} \quad (2-14)$$

由上式可以看出, 为得到较大的压头, 在离心泵设计时, 通常使液体不产生预旋, 从径向进入叶轮, 即 $\alpha_1 = 90^\circ$ 。于是, 泵的理论压头

$$H_T = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (2-15)$$

流量对理论压头的影响 由图 2-5 可知:

$$c_2 \cos \alpha_2 = u_2 - w_2 \cos \beta_2 \quad (2-16)$$

$$\text{由式 (2-7) 得 } w_2 = \frac{q_v}{2\pi r_2 b_2 \sin \beta_2} = \frac{q_v}{A_2 \sin \beta_2} \quad (2-17)$$

将上两式代入式 (2-15), 可得泵的理论压头 H_T 和泵的流量之间的关系为

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2}{A_2 g} q_v \operatorname{ctg} \beta_2 \quad (2-18)$$

上式表示不同形状的叶片在叶轮尺寸和转速一定时, 泵的理论压头和流量的关系。这个关系是离心泵的主要特征。



叶片形状对理论压头的影响 根据叶片出口端倾角 β_2 的大小,叶片形状可分为三种:径向叶片($\beta_2=90^\circ$);后弯叶片($\beta_2<90^\circ$)和前弯叶片($\beta_2>90^\circ$)。图2-7表示了三种叶片的形状。

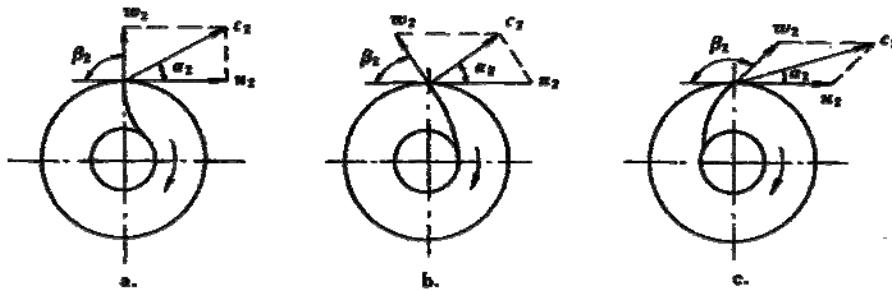


图 2-7 叶片形状对理论压头的影响

叶片形状不同,离心泵的理论压头 H_T 与流量 q_v 的关系也不同(见图2-8)。对径向叶片, $\operatorname{ctg}\beta_2=0$,泵的理论压头 H_T 与流量 q_v 无关;对于前弯叶片, $\operatorname{ctg}\beta_2<0$,泵的理论压头 H_T 随流量 q_v 增加而增大;对于后弯叶片, $\operatorname{ctg}\beta_2>0$,泵的理论压头 H_T 随流量 q_v 增加而减小。

在所有三种形式的叶片中,前弯叶片产生的理论压头最高。但是,理论压头包括势能的提高和动能的提高两部分。由图2-7可见,相同流量下,前弯叶片的动能 $C_2^2/2g$ 较大,而后弯叶片的动能 $C_2^2/2g$ 较小。液体动能虽可经蜗壳部分地转化为势能,但在此转化过程中导致较多的能量损失。因此,为获得较高的能量利用率,离心泵总是采用后弯叶片。

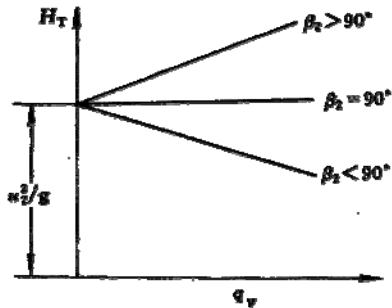


图 2-8 离心泵的 $H_T \sim q_v$ 关系

液体密度的影响 对理论压头有影响的诸因素已清楚地表示于式(2-18)中。液体密度这样一个重要性质却不出现在该式中,表明理论压头与液体密度无关。因此,同一台泵不论输送何种液体,所能提供的理论压头是相同的。

但是,应当注意离心泵的压头是以被输送流体的流体柱高度表示的。在同一压头下,泵进、出口的压差却与流体的密度成正比。如果泵启动时,泵体内是空气,而被输送的是液体,则启动后泵产生的压头虽为定值,但因空气密度太小,造成的压差或泵吸入口的真空度很小而不能将液体吸入泵内。因此,离心泵启动时须先使泵内充满液体,这一操作称为灌泵。

泵在运转时吸入管路和泵的轴心处常处于负压状态,若管路及轴封密封不良,则因漏入空气而使泵内流体的平均密度下降。若平均密度下降严重,泵将无法吸上液体,此称为“气



缚”现象。

2.2.2 离心泵的特性曲线

泵的有效功率和效率 泵在运转过程中由于存在种种损失，使泵的实际（有效）压头和流量均较理论值为低，而输入泵的功率较理论值为高。泵的有效功率可由下式表示

$$P_e = \rho g q_v H_e \quad (2-19)$$

H_e —泵的有效压头，即单位重量流体自泵处净获得的能量，m；

q_v —泵的实际流量， m^3/s ；

ρ —液体密度， kg/m^3 ；

P_e —泵的有效功率，即单位时间内液体从泵处获得的机械能，W。

由电机输入离心泵的功率称为泵的轴功率，以 P_a 表示。有效功率与轴功率之比值定义为泵的（总）效率 η ，即

$$\eta = \frac{P_e}{P_a} \quad (2-20)$$

离心泵内的容积损失、水力损失和机械损失是构成泵的效率的主要因素。容积损失是指叶轮出口处高压液体因机械泄漏返回叶轮入口所造成的能力损失。在图 2-9 所示的三种叶轮中，敞式叶轮的容积损失较大，但在泵送含固体颗粒的悬浮体时，叶片通道不易堵塞。水力损失是由于实际流体在泵内有限叶片作用下各种摩擦阻力损失，包括液体与叶片和壳体的冲击而形成旋涡，由此造成的机械能损失。机械损失则包括旋转叶轮盘面与液体间的摩擦以及轴承机械摩擦所造成的能力损失。



图 2-9 叶轮的类型

离心泵的特性曲线 离心泵的有效压头 H_e （扬程）、效率 η 、轴功率 P_a 均与输液体 q_v 有关，其间关系可用泵的特性曲线表示，其中尤以扬程和流量的关系最为重要。图 2-10 为离心泵的特性曲线。



离心泵出厂前均由泵制造厂测定 $H_e \sim q_v$ 、 $\eta \sim q_v$ 、 $P_a \sim q_v$ 三条曲线，列于产品样本供用户参考。

由离心泵的理论压头（图中直线 1）及前述有关泵内损失的讨论，可定性地判定泵的有效压头（扬程曲线）大致如曲线 2 所示。在额定流量 q_{vA} 下，压头损失最小，效率最高。

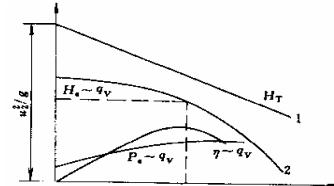


图 2-10 离心泵的特性曲线

液体粘度对特性曲线的影响 泵制造厂所提供的特性曲线是用常温清水进行测定的，若用于输送粘度较大的实际工作介质，特性曲线将有所变化。因此，选泵时应先对原特性曲线进行修正，然后根据修正后的特性曲线进行选择。

转速对特性曲线的影响 同一台离心泵在不同转速运转时其特性曲线不同。如转速相差不大，转速改变后的特性曲线可从已知的特性曲线近似地换算求出，换算的条件是设转速改变前后液体离开叶轮的速度三角形相似，则泵的效率相等。参见图 2-12，由速度三角形相似可得：

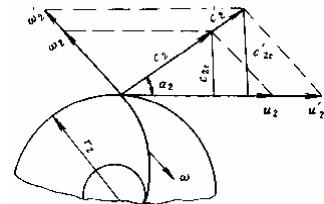


图 2-12 不同转速下的速度三角形

$$\frac{q'_v}{q_v} = \frac{2\pi r_2 b_2 c'_{2r}}{2\pi r_2 b_2 c_{2r}} = \frac{u'_2}{u_2} = \frac{n'}{n} \quad (2-21)$$

式中， c_{2r} 为叶片出口处液体绝对速度的径向分速度，m/s。

$$\frac{H'_e}{H_e} = \frac{u'_2 c'_{2r} \cos \alpha_2}{u_2 c_{2r} \cos \alpha_2} = \left(\frac{n'}{n} \right)^2 \quad (2-22)$$

$$\frac{P'_a}{P_a} = \left(\frac{H'_e}{H_e} \right) \left(\frac{q'_v}{q_v} \right) = \left(\frac{n'}{n} \right)^3 \quad (2-23)$$

据此可从某一转速下的特性曲线换算出另一转速下的特性曲线，但是仅以转速变化 $\pm 20\%$ 以内为限。当转速变化超出此范围，则上述速度三角形相似、效率相等的假设将导致很大误差，此时泵的特性曲线应通过实验重新测定。

2.2.3 离心泵的流量调节和组合操作

离心泵的工作点 若管路内的流动处于阻力平方区，安装在管路中的离心泵其工作点（扬程和流量）必同时满足：



$$\text{管路特性方程} \quad H = f(q_v) \quad (2-27)$$

$$\text{泵的特性方程} \quad H_e = \phi(q_v) \quad (2-28)$$

联立求解此两方程即得管路特性曲线和泵特性曲线的交点，参见图 2-13。此交点为泵的工作点。

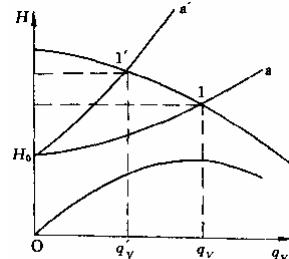


图 2-13 离心泵的工作点

流量调节 如果工作点的流量大于或小于所需要的输送量，应设法改变工作点的位置，即进行流量调节。

最简单的调节方法是在离心泵出口处的管路上安装调节阀。改变阀门的开度即改变管路阻力系数可改变管路特性曲线的位置，使调节后管路特性曲线与泵特性曲线的交点移至适当位置，满足流量调节的要求。如图 2-13 所示，关小阀门，管路特性曲线由 a 移至 a'' ，工作点由 1 移至 $1''$ ，流量由 q_v 减小为 q_v'' 。

这种通过管路特性曲线的变化来改变工作点的调节方法，不仅增加了管路阻力损失（在阀门关小时），且使泵在低效率点工作，在经济上很不合理。但用阀门调节流量的操作简便、灵活，故应用很广。对于调节幅度不大而经常需要改变流量时，此法尤为适用。

另一类调节方法是改变泵的特性曲线，如改变转速等（图 2-14）。用这种方法调节流量不额外增加管路阻力，而且在一定范围内可保持泵在高效率区工作，能量利用较为经济，但调节不方便，一般只有在调节幅度大，时间又长的季节性调节中才使用。

当需较大幅度增加流量或压头时可将几台泵加以组合。离心泵的组合方式原则上两种：并联和串联

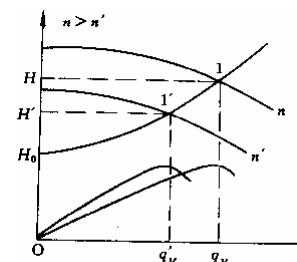


图 2-14 改变泵特性曲线的调节

并联泵的合成特性曲线

设有两台型号相同的离心泵并联工作（图 2-15），而且各自的吸入管路相同，则两泵的流量和压头必相同。因此，在同样的压头下，并联泵的流量为单台泵的两倍。这样，将单台泵特性曲线 A 的横坐标加倍，纵坐标保持不变，便可求得两泵并联后的合成特性曲线 B。

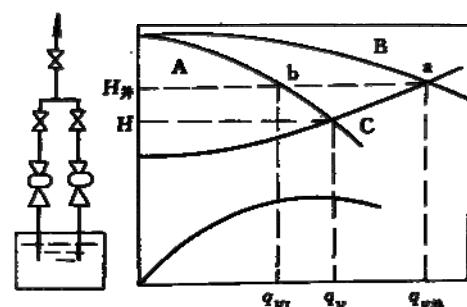


图 2-15 离心泵的并联操作

并联泵的流量 $q_{v\#}$ 和压头 $H_{\#}$ 由合成特性曲线与管路特性曲线的交点 a 决定，并联泵的总效率与每台泵的效率（图中 b 点的单泵效率）相同。由图可见，由于管路阻力损失的增加，两



台泵并联的总输送量 $q_{v\#}$ 必小于原单泵输送量 q_v 的两倍。

串联泵的合成特性曲线 两台相同型号的泵串联工作时，每台泵的压头和流量也是相同的。因此，在同样的流量下，串联泵的压头为单台泵的两倍。将单台泵的特性曲线 A 的纵坐标加倍，横坐标保持不变，可求出两泵串联后的合成特性曲线 B（图 2-16）。

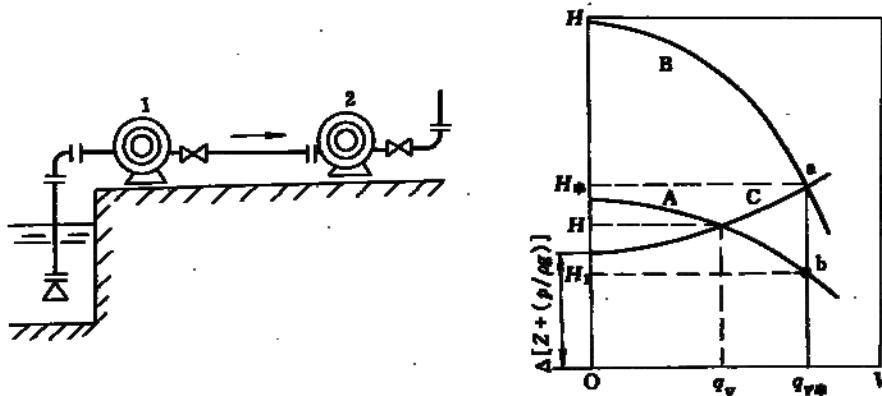


图 2-16 离心泵的串联操作

串联泵的总流量和总压头也是由工作点 a 所决定。由于串联后的总输液量 $q_{v\#}$ 即是组合中的单串泵输液量 q_v ，故总效率也为 q_v 时的单泵效率。

组合方式的选择 如果管路两端的势能差大于单泵所能提供的最大扬程，则必须采用串联操作。但在许多情况下，单泵可以输液，只是流量达不到指定要求。此时可针对管路的特性选择适当的组合方式，以增大流量。

由图 2-17 可见，对于低阻输送管路 a，并联组合输送的流量大于串联组合；而在高阻输送管路 b 中，则串联组合的流量大于并联组合。对于压头也有类似的情况。因此，对于低阻输送管路，**并联**优于**串联**组合；对于高阻输送管路，则采用**串联**组合更为适合。

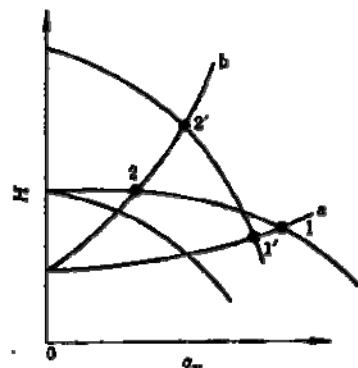


图 2-17 组合方式的选择

2.2.4 离心泵的安装高度

汽蚀现象 在图 2-18 所示的管路中，在液面 0-0 与泵进口附近截面 1-1 之间无外加机械能，液体藉势能差流动。因此，提高泵的安装位置，叶轮进口处的压强可能降至被输送液体的饱和蒸汽压，引起液体部分汽化。



实际上，泵中压强最低处位于叶轮内缘叶片的背面（图中 K-K 面）。泵的安装位置高至一定距离，首先在该处发生汽化现象。含汽泡的液体进入叶轮后，因压强升高，汽泡立即凝聚。汽泡的消失产生局部真空，周围液体以高速涌向汽泡中心，造成冲击和振动。尤其当汽泡的凝聚发生在叶片表面附近时，

众多液体质点尤如细小的高频水锤撞击着叶片；另外汽泡中还可能带有些氧气等对金属材料发生化学腐蚀作用。泵在这种状态下长期运转，将导致叶片的过早损坏。这种现象称为泵的汽蚀。

离心泵在产生汽蚀条件下运转，泵体振动并发生噪音，流量、扬程和效率都明显下降，严重时甚至吸不上液体。为避免汽蚀现象，泵的安装位置不能太高，以保证叶轮中各处压强高于液体的饱和蒸汽压。

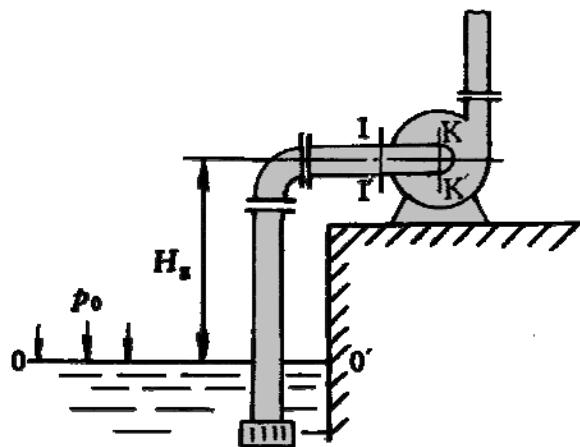


图 2-18 离心泵的安装高度

临界汽蚀余量($NPSH_c$)与**必需汽蚀余量($NPSH_r$)** 在正常运转时，泵入口截面 1-1 的压强 p_1 和叶轮入口截面 K-K 的压强 p_K 密切相关，两者的关系服从截面 1-1 和 K-K 之间的机械能衡算式

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_K}{\rho g} + \frac{u_K^2}{2g} + \sum H_{f(1-K)} \quad (2-29)$$

从此式可以看出，在一定流量下， p_1 降低， p_K 也相应地减小。当泵内刚发生汽蚀时， p_K 等于被输送液体的饱和蒸汽压 p_v ，而 p_1 必等于某确定的最小值 $p_{1,min}$ 。在此条件下，上式可写为

$$\left(\frac{p_{1,min}}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} \right) - \frac{p_v}{\rho g} = \frac{u_K^2}{2g} + \sum H_{f(1-K)} \quad (2-30)$$

在泵内刚发生汽蚀的临界条件下，泵入口处液体的机械能 $\left(\frac{p_{1,min}}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} \right)$ 比液体汽化时的势

能超出 $\left(\frac{u_K^2}{2g} + \sum H_{f(1-K)} \right)$ 。此超出量称为离心泵的临界汽蚀余量，并以符号 $(NPSH)_c$ 表示，

即



$$(NPSH)_c = \frac{p_{1,min}}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g} = \frac{u_K^2}{2g} + \sum H_{f(1-K)} \quad (2-31)$$

为使泵正常运转, 泵入口处的压强 p_1 必须高于 $p_{1,min}$, 即实际汽蚀余量(亦称装置汽蚀余量):

$$NPSH = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g} \quad (2-32)$$

必须大于临界汽蚀余量($NPSH_c$)一定的量。

当流量一定而且流动已进入阻力平方区(在通常情况下此条件可基本得到满足)时, 临界汽蚀余量($NPSH_c$)只与泵的结构尺寸有关, 是泵的一个抗汽蚀性能的参数。临界汽蚀余量作为泵的一个特性, 需由泵制造厂通过实验测定。式(2-31)是实验测定($NPSH_c$)的基础。

为确保离心泵工作正常, 根据有关标准, 将所测定的($NPSH_c$)加上一定的安全量作为必需汽蚀余量($NPSH_r$), 并列入泵产品样本。标准还规定实际汽蚀余量 $NPSH$ 要比($NPSH_r$)大0.5米以上。

最大安装高度 $H_{g,max}$ 与最大允许安装高度 $[H_g]$ 在一定流量下, 泵的安装位置越高, 泵的入口处压强 p_1 越低, 叶轮入口处的压强 p_K 更低。当泵的安装位置达到某一极限高度时, 则 $p_1=p_{1,min}$, $p_K=p_v$, 汽蚀现象遂将发生。此极限高度称为泵的最大安装高度 $H_{g,max}$ 。从吸入液面0-0和叶轮入口截面K-K之间列机械能衡算式, 可求得最大安装高度

$$\begin{aligned} H_{g,max} &= \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - \sum H_{f(0-1)} - \left[\frac{u_K^2}{2g} + \sum H_{f(1-K)} \right] \\ &= \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - \sum H_{f(0-1)} - (NPSH)_c \end{aligned} \quad (2-33)$$

为安全起见, 通常是将最大安装高度 $H_{g,max}$ 减去一定量作为安全高度的上限, 称为最大允许安装高度

$$[H_g] = \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - \sum H_{f(0-1)} - [(NPSH)_r + 0.5] \quad (2-34)$$

式中($NPSH_r$)即是泵产品样本提供的必需汽蚀余量。

必须指出, ($NPSH_r$)与流量有关, 流量大时的($NPSH_r$)较大。因此在计算泵的最大允许安装高度 $[H_g]$ 时, 必须以使用过程中可能达到的最大流量进行计算。



2.2.5 离心泵的类型与选用

离心泵的类型 化工生产中常用的离心泵有：清水泵、耐腐蚀泵、油泵、液下泵、屏蔽泵、杂质泵、管道泵和低温用泵等。

- (1) 清水泵 清水泵是应用推广的离心泵，在化工生产中用来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，其系列代号为“IS”。如果要求的压头较高，可采用多级离心泵，其系列代号为“D”。如要求的流量很大，可采用双吸式离心泵，其系列代号为“Sh”。
- (2) 耐腐蚀泵 输送酸碱和浓氨水等腐蚀性液体时，必须用耐腐蚀泵，耐腐蚀泵中所有与腐蚀性液体接触的各种部件都需用耐腐蚀材料制造，其系列代号为“F”。但是，用玻璃、陶瓷、橡胶等材料制造的耐腐蚀泵，多为小型泵，不属于“F”系列。
- (3) 油泵 输送石油产品的泵称为油泵。因油品易爆易燃，因此要求油泵必须有良好的密封性能。输送高温油品（200°C以上）的热油泵还应具有良好的冷却措施，其轴承和轴封装置都带有冷却水夹套，运转时通冷水冷却。油泵的系列代号为“Y”，双吸式为“YS”。
- (4) 液下泵 液下泵在化工生产中作为一种化工过程泵或流程泵有着广泛的应用，液下泵经常安装在液体贮槽内，对轴封要求不高，适于输送化工过程中各种腐蚀性液体，既节省了空间又改善了操作环境。其缺点是效率不高。液下泵系列代号为“FY”。
- (5) 屏蔽泵 屏蔽泵是一种无泄漏泵，它的叶轮和电机联为一个整体并密封在同一泵壳内，不需要轴封装置，又称无密封泵。近年来屏蔽泵发展很快，在化工生产中常用以输送易燃、易爆、剧毒以及具有放射性的液体。其缺点是效率较低。

离心泵的选用 离心泵的选用原则上可分为两步进行：

- (1) 根据被输送液体的性质和操作条件，确定泵的类型；
- (2) 根据具体管路对泵提出的流量和压头要求确定泵的型号。

在泵样本中，各种类型的离心泵都附有系列特性曲线（又称型谱图），以便于泵的选用。

离心泵的选择是一个设计型问题，有时会有几种型号的泵同时在最佳工作范围内满足H和 q_v 的要求。遇到这种情况，可分别确定各泵的工作点，比较各泵在工作点的效率。一般总是选择其中效率最高的，但也应参考泵的价格。



2.3 往复泵

2.3.1 往复泵的作用原理和类型

作用原理 图 2-24 所示为曲柄连杆机构带动的往复泵，它主要由泵缸、活柱（或活塞）和活门组成。活柱在外力推动下作往复运动，由此改变泵缸内的容积和压强，交替地打开和关闭吸入、压出活门，达到输送液体的目的。由此可见，往复泵是通过活柱的往复运动直接以压强能的形式向液体提供能量的。

往复泵的类型 按照往复泵的动力来源可分为：

- (1) 电动往复泵 电动往复泵由电动机驱动，是往复泵中最常见的一种。电动机通过减速箱和曲柄连杆机构与泵相连，把旋转运动转变为往复运动。
- (2) 汽动往复泵 汽动往复泵直接由蒸汽机驱动，泵的活塞和蒸汽机的活塞共同连在一根活塞杆上，构成一个总的机组。

按照作用方式可将往复泵分为：

- (1) 单动往复泵 活柱往复一次只吸液一次和排液一次。
- (2) 双动往复泵 活柱两边都在工作，每个行程均在吸液和排液。

2.3.2 往复泵的流量调节

往复泵的流量原则上应等于单位时间内活塞在泵缸中扫过的体积。它与往复频率、活塞面积和行程及泵缸数有关。

活塞的往复运动若由等速旋转的曲柄机构变换而得，则其速度变化服从正弦曲线规律。在一个周期内，泵的流量也必经历同样的变化。流量的不均匀是往复泵的严重缺点，它不仅使往复泵不能用于某些对流量均匀性要求较高的场合，而且使整个管路内的液体处于变速运动状态，不但增加了能量损失，且易产生冲击，造成水锤现象，并会降低泵的吸入能力。

提高管路流量均匀性的常用方法有两个：

- (1) 采用多缸往复泵 多缸泵的瞬时流量等于同一瞬间各缸瞬时流量之和。只要各缸曲柄的相对位置适当，就可使流量较为均匀。
- (2) 装置空气室 空气室是利用气体的压缩和膨胀来贮存或放出部分液体，以减小管路中流量的不均匀性。空气室的设置可使流量较为均匀，但不可能完全消除流量的波动。

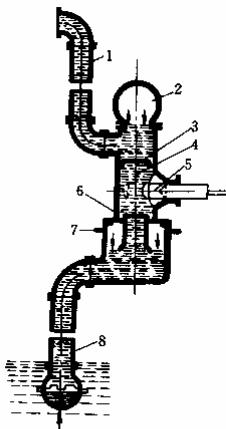


图 2-24 往复泵的作用原理

1—压出管路；2—压出空气室；

3—压出活门；4—缸体；5—活柱；

6—吸入活门；7—吸入空气室；

8—吸入管路



往复泵的流量调节 往复泵的理论流量是由活塞所扫过的体积所决定, 而与管路特性无关。而往复泵提供的压头则只决定于管路情况。这种特性称为正位移特性, 具有这种特性的泵称为正位移泵。实际上, 往复泵的流量随压头升高而略微减小, 这是由于容积损失增大造成的。

往复泵属于正位移泵, 其流量与管路特性无关, 安装调节阀非但不能改变流量, 而且还会造成危险, 一旦出口阀门完全关闭, 泵缸内的压强将急剧上升, 导致机件破损或电机烧毁。

往复泵的流量调节方法是:

(1) 旁路调节 因往复泵的流量一定, 通过阀门调节旁路流量, 使一部分压出流体返回吸入管路, 便可以达到调节主管流量的目的。显然, 这种调节方法很不经济, 只适用于变化幅度较小的经常性调节。

(2) 改变曲柄转速和活塞行程 因电动机是通过减速装置与往复泵相连接的, 所以改变减速装置的传动比可以更方便地改变曲柄转速, 达到流量调节的目的。因此, 改变转速调节法是最常用的经济方法。

对输送易燃、易爆液体由蒸汽推动的往复泵, 可以很方便地调节进入蒸汽缸的蒸汽压强实现流量的调节。

2.4 其他化工用泵

2.4.1 非正位移泵

2.4.1.1 轴流泵

轴流泵的转轴带动轴头转动, 轴头上装有叶片。液体顺箭头方向进入泵壳, 经过叶片, 然后又经过固定于泵壳的导叶流入压出管路。轴流泵叶片形状与离心泵叶片形状不同, 通常把轴流泵叶片制成螺旋桨式。

叶片本身作等角速度旋转运动, 而液体沿半径方向角速度不等, 显然, 两者在圆周方向必存在相对运动。也就是说, 液体以相对速度逆旋转方向对叶片作绕流运动。正是这一绕流运动在叶轮两侧形成压差, 产生输送液体所需要的压头。

轴流泵提供的压头一般较小, 但输液量却很大, 特别适用于大流量、低压头的流体输送。

轴流泵的特性曲线如图 2-31 所示。由图可以看出轴流泵有下列特点:

① $H \sim q_v$ 特性曲线很陡, 最大压头 ($q_v=0$ 时) 可能达到额定

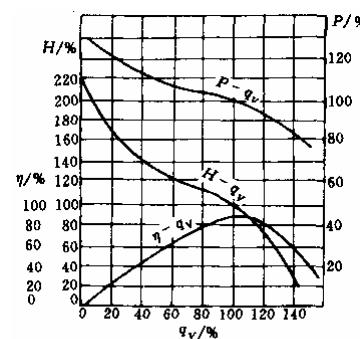


图 2-31 轴流泵的特性曲线



值的 1.5~2 倍;

② 与离心泵不同, 轴流泵流量越小, 所需功率越大。在 $q_v=0$ 时, 其功率可能超过额定点的 20~40%;

③ 高效操作区很小, 在额定点两侧效率急骤下降。

轴流泵一般不设置出口阀, 调节流量是采用改变泵的特性曲线的办法实现的, 包括:

(1) 改变叶轮转速;

(2) 改变叶片安装角度。

2.4.1.2 旋涡泵

旋涡泵的主要工作部分是叶轮及叶轮与泵体组成的流道。流道用隔舌将吸入口和压出口分开。叶轮旋转时, 在边缘区形成高压强, 因而构成一个与叶轮周围垂直的径向环流。在径向环流的作用下, 液体自吸入至排出的过程中可多次进入叶轮并获得能量。旋涡泵的效率相当低, 一般为 20~50%。液体在旋涡泵中所获得的能量, 与液体在流动过程中进入叶轮的次数有关。当流量减小时, 流道内液体的运动速度减小, 液体流入叶轮的平均次数增多, 泵的压头必然增大; 流量增大, 情况则相反。

旋涡泵的特点:

(1) 压头和功率曲线下降较快, 启动时应打开出口阀。改变流量时, 旁路调节比安装调节阀经济。

(2) 在叶轮直径和转速相同的条件下, 旋涡泵的压头比离心泵高出 2~4 倍, 适用于高压头、小流量的场合。

(3) 结构简单、加工容易, 可采用各种耐腐蚀材料制造。

(4) 输送液体粘度不宜大于 5~6 厘泊, 否则泵的压头和效率都将大幅度降低。

(5) 输送液体不能含有固体颗粒。

2.4.2 正位移泵

2.4.2.1 隔膜泵

隔膜泵实际上就是活柱往复泵, 系借弹性薄膜将活柱与被输送的液体隔开, 这样当输送腐蚀性液体或悬浮液时, 可不使活柱和缸体受到损伤。隔膜系采用耐腐蚀橡皮或弹

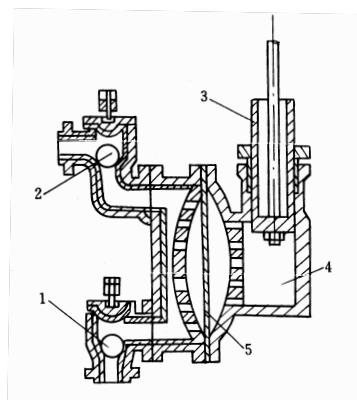


图 2-34 隔膜泵



性金属薄片制成。图 2-34 中隔膜左侧所有和液体接触的部分均由耐腐蚀材料制成或涂有耐腐蚀物质；隔膜右侧则充满油或水。当活柱作往复运动时，迫使隔膜交替地向两边弯曲，将液体吸入和排出。

2.4.2.2 计量泵

在化工生产中，有时要求精确地输送流量恒定的液体或将几种液体按比例输送。计量泵能够很好地满足这些要求。计量泵的基本构造与往复泵相同，但设有一套可以准确而方便地调节活塞行程的机构。隔膜式计量泵可用来定量输送剧毒、易燃、易爆和腐蚀性液体。多缸计量泵每个活塞的行程可单独调节，能实现多种液体按比例输送或混合。

2.4.2.3 齿轮泵

齿轮泵是正位移泵的另一种类型。齿轮旋转时，封闭在齿穴和泵壳间的液体被强行压出。齿轮脱离啮合时形成真空并吸入液体，排出腔则产生管路需要的压强。此种齿轮泵容易制造，工作可靠，有自吸能力，但流量和压头有些波动，且有噪音和振动。为消除后一缺点，近年来已逐步使用内啮合式的齿轮泵。它较一般齿轮泵工作平稳，但制造稍复杂。

齿轮泵的流量较小，但可产生较高的压头。化工厂中大多用来输送涂料等粘稠液体甚至膏糊状物料，但不宜输送含有粗颗粒的悬浮液。

2.4.2.4 螺杆泵

螺杆泵是泵类产品中出现较晚的、较为新型的一种。螺杆泵按螺杆的数目，可分为单螺杆泵、双螺杆泵、三螺杆泵和五螺杆泵。

单螺杆泵的工作原理是靠螺杆在具有内螺纹泵壳中偏心转动，将液体沿轴向推进，最后由排出口排出；多螺杆泵则依靠螺杆间相互啮合的容积变化来输送液体。螺杆泵的效率较齿轮泵高，运转时无噪音、无振动、流量均匀，特别适用于高粘度液体的输送。

2.4.3 各类化工用泵的比较

离心泵由于其适用性广、价格低廉是化工厂中应用最广泛的泵，它依靠高速回转的叶轮完成输送任务，故易于达到大流量，较难产生高压头。往复泵是靠往复运动的柱塞挤压输送液体的，因而易于获得高压头而难以获得大流量。流量较大的往复泵其设备庞大，造价昂贵。旋转泵（齿轮泵、螺杆泵等）也是靠挤压作用产生压头的，但输液腔一般很小，故只适用于



流量小而压头较高的场合，对高粘度料液尤其适宜。

2.5 气体输送机械

气体输送机械在工业生产中的应用：

- (1) 气体输送：为了克服管路的阻力，需要提高气体的压力。纯粹为了输送的目的而对气体加压，压力一般都不高。但气体输送往往输送量很大，需要的动力往往相当大。
- (2) 产生高压气体：化学工业中一些化学反应过程需要在高压下进行，如合成氨反应，乙烯的本体聚合；一些分离过程也需要在高压下进行，如气体的液化与分离。这些高压进行的过程对相关气体的输送机械出口压力提出了相当高的要求。
- (3) 生产真空：相当多的单元操作是在低于常压的情况下进行，这时就需要真空泵从设备中抽出气体以产生真空。

气体输送机械的一般特点：

- (1) 动力消耗大：对一定的质量流量，由于气体的密度小，其体积流量很大。因此气体输送管中的流速比液体要大得多，前经济流速（15~25m/s）约为后者（1~3m/s）的 10 倍。这样，以各自的经济流速输送同样的质量流量，经相同的管长后气体的阻力损失约为液体的 10 倍。因而气体输送机械的动力消耗往往很大。
- (2) 气体输送机械体积一般都很庞大，对出口压力高的机械更是如此。
- (3) 由于气体的可压缩性，故在输送机械内部气体压力变化的同时，体积和温度也将随之发生变化。这些变化对气体输送机械的结构、形状有很大影响。因此，气体输送机械需要根据出口压力来加以分类。

气体输送机械也可以按工作原理分为离心式、旋转式、往复式以及喷射式等。按出口压力和压缩比不同分为如下几类：

- (1) 通风机：出口压强不大于 15kPa（表压），压缩比为 1~1.15；
- (2) 鼓风机：出口压强为 15kPa~0.3MPa（表压），压缩比小于 4；
- (3) 压缩机：出口压强为 0.3MPa（表压）以上，压缩比大于 4；
- (4) 真空泵：用于减压，出口压力为 0.1MPa（表压），其压缩比由真空度决定。

2.5.1 通风机

工业上常用的通风机有轴流式和离心式两类。

(一) 轴流式通风机

轴流式通风机的结构与轴流泵类似。轴流式通风机排送量大，但所产生的风压甚小，一般只用来通风换气，而不用来输送气体。化工生产中，在空冷器和冷却水塔的通风方面，轴流式通风机的应用还是很广的。



(二) 离心式通风机

离心式通风机的工作原理与离心泵完全相同，其构造与离心泵也大同小异。图 2-38 所示为一低压离心式通风机。对于风机，习惯上将压头表示成单位体积气体所获得的能量，其因次为 $[ML^{-1}T^{-2}]$ ，SI 单位为 N/m^2 ，与压强相同。所以风机的压头称为全压（又称风压）。根据所产生的全压大小，离心式通风机又可分为低压、中压、高压离心式通风机。

为适应输送量大和压头高的要求，通风机的叶轮直径一般是比较大的。通风机的叶片形状并不一定是后弯的，为产生较高压头也有径向或前弯叶片。前弯叶片可使结构紧凑，但效率低，功率曲线陡升，易造成原动机过载。因此，所有高效风机则都是后弯叶片。

离心式通风机的主要参数和离心泵相似，主要包括流量（风量）、全压（风压）、功率和效率。通风机的风压与气体密度成正比。如取 $1m^3$ 气体为基准，对风机进、出口截面（分别以下标 1、2 表示）作能量衡算，可得风机的全压：

$$p_T = H\rho g = (z_2 - z_1)\rho g + (p_2 - p_1) + \frac{\rho(u_2^2 - u_1^2)}{2} \quad (2-35)$$

因式中 $(z_2 - z_1)\rho g$ 可以忽略，当空气直接由大气进入风机时， u_1 也可以忽略，则上式简化为：

$$p_T = (p_2 - p_1) + \frac{u_2^2 \rho}{2} = p_s + p_K \quad (2-36)$$

从上式可以看出，风机的压头由两部分组成：其中压差 $(p_2 - p_1)$ 习惯上称为静风压 p_s ；而 $\frac{u_2^2 \rho}{2}$ 称为动风压 p_K 。在离心通风机中，气体出口速度很大，动能差不能忽略。因此，与离心泵相比，风机的性能参数多了一个动风压 p_K 。

和离心泵一样，风机在出厂前，必须通过试验测定其特性曲线（图 2-39），试验介质是压强 $0.1MPa$ 、温度为 $20^\circ C$ 的空气 ($\rho' = 1.2kg/m^3$)。因此，在选用风机时，如所输送气体的密度与试验介质相差较大，应先将实际所需全压 p_T 换算成试验状况下的全压 p_T' ，然后根据产品样本中的数据确定风机的型号。由式 (2-35) 可知，全压换算可按下式进行：

$$p_T' = p_T \left(\frac{\rho'}{\rho} \right) = p_T \left(\frac{1.2}{\rho'} \right) \quad (2-37)$$

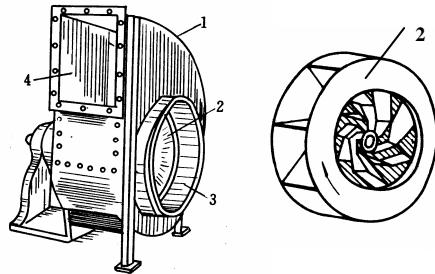


图 2-38 离心通风机

1-机壳; 2-叶轮; 3-吸入口; 4-排出口



式中, ρ 为实际输送气体的密度。

2.5.2 鼓风机

在工厂中常用的鼓风机有旋转式和离心式两种类型。

(一) 罗茨鼓风机

旋转式鼓风机类型很多, 罗茨鼓风机是

其中应用最广的一种。罗茨鼓风机的工

作原理与齿轮泵极为相似。因转子端部与机壳、转子与转子之间缝隙很小, 当转子作旋转运动时, 可将机壳与转子之间的气体强行排出, 两转子的旋转方向相反, 可将气体从一侧吸入, 从另一侧排出。如改变转子的旋转方向, 可使吸入口与排出口互换。罗茨鼓风机属于正位移型, 其风量与转速成正比, 而与出口压强无关。罗茨鼓风机的风量为 $0.03\sim 9\text{m}^3/\text{h}$, 出口压强不超过 80kPa 。出口压强太高, 泄漏量增加, 效率降低。

罗茨鼓风机的出口应安装稳压气柜与安全阀, 流量用旁路调节。出口阀不可完全关闭。罗茨鼓风机工作时, 温度不能超过 85°C , 否则因转子受热膨胀易发生卡住现象。

(二) 离心鼓风机

离心鼓风机又称透平鼓风机, 其工作原理与离心通风机相同, 但由于单级通风机不可能产生很高风压 (一般不超过 50kPa), 故压头较高的离心鼓风机都是多级的。其结构和多级离心泵类似。离心鼓风机的出口压强一般不超过 0.3MPa (表压), 因压缩比不大, 不需要冷却装置, 各级叶轮尺寸基本相等。离心鼓风机的选用方法与离心通风机相同。

2.5.3 压缩机

化工厂所用的压缩机主要有往复式和离心式两大类。

2.5.3.1 往复式压缩机

往复式压缩机的基本结构和工作原理与往复泵相似。但因为气体的密度小、可压缩, 故压缩机的吸入和排出活门必须更加灵巧精密; 为移除压缩放出的热量以降低气体的温度, 必须附设冷却装置。

图 2-42 为单作用往复式压缩机的工作过程。当活塞运动至气缸的最左端 (图中A点), 压出行程结束。但因为机械结构上的原因, 虽则活塞已达行程的最左端, 气缸左侧还有一些

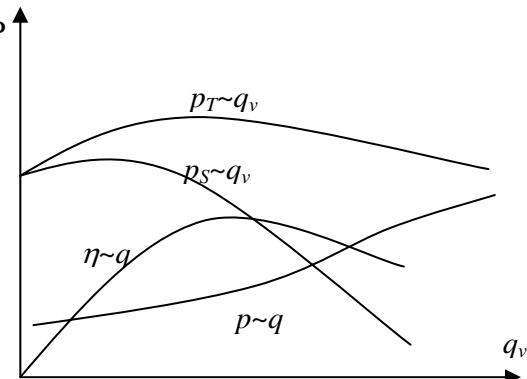


图 2-39 离心通风机的特性曲线



容积，称为余隙容积。由于余隙的存在，吸入行程开始阶段为余隙内压强为 p_2 的高压气体膨胀过程，直至气压降至吸入气压 p_1 （图中B点）吸入活门才开启，压强为 p_1 的气体被吸入缸内。在整个吸气过程中，压强 p_1 基本保持不变，直至活塞移至最右端（图中C点），吸入行程结束。当压缩行程开始，吸入活门关闭，缸内气体被压缩。当缸内气体的压强增大至稍高于 p_2 （图中D点），排出活门开启，气体从缸体排出，直至活塞移至最左端，排出过程结束。由此可见，压缩机的一个工作循环是由膨胀、吸入、压缩和排出四个阶段组成的。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做的功。

根据气体和外界的换热情况，压缩过程可分为等温(CD'')、绝热(CD')和多变(CD)三种情况。由图可见，等温压缩消耗的功最小，因此压缩过程中希望能较好冷却，使其接近等温压缩。实际上，等温和绝热条件都很难做到，所以压缩过程都是介于两者之间的多变过程。如不考虑余隙的影响，则多变压缩后的气体温度 T_2 和一个工作循环所消耗的外功 W 分别为：

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2-38)$$

$$W = p_1 V_C \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (2-39)$$

式中 k 称为多变指数，为一实验常数； V_C 为吸入容积。

式(2-38)和式(2-39)说明，影响排气温度 T_2 和压缩功 W 的主要因素是：

- (1) 压缩比愈大， T_2 和 W 也愈大；
- (2) 压缩功 W 与吸入气体量（即式中的 $p_1 V_C$ ）成正比；
- (3) 多变指数 k 愈大则 T_2 和 W 也愈大。压缩过程的换热情况影响 k 值，热量及时全部移除，则为等温过程，相当于 $k=1$ ；完全没有热交换，则为绝热过程， $k=\gamma$ ；部分换热则 $1 < k < \gamma$ 。

值得注意的是 γ 大的气体 k 也较大。空气、氢气等 $\gamma=1.4$ ，而石油气则 $\gamma=1.2$ 左右，因此在石油气压缩机用空气试车或用氮气置换石油气时，就必须注意超负荷及超温问题。

压缩机在工作时，余隙内气体无益地进行着压缩膨胀循环，陡然消耗动力，且使吸入气量减少。余隙的这一影响在压缩比 p_2/p_1 大时更为显著。当压缩比增大至某一极限值时，活塞扫过的全部容积恰好使余隙内的气体由 p_2 膨胀至 p_1 ，此时压缩机已不能吸入气体，即流量为

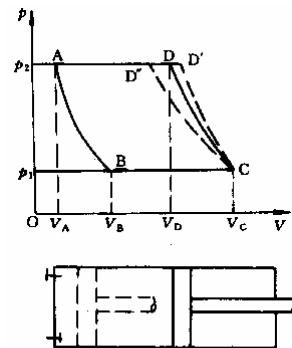


图 2-42 往复压缩机的工作过程



零。这是压缩机的极限压缩比。此外，压缩比增高，气体温升很高，甚至可能导致润滑油变质，机件损坏。因此，当生产过程的压缩比大于 8 时，尽管离压缩极限尚远，也应采用多级压缩。

图 2-43 为两级压缩机示意图。在第一级中气体沿多变线 ab 被压缩至中间压强 p ，以后进入中间冷却器等压冷却到原始温度，体积缩小，图中以 bc 线表示。在第二级压缩中，从中间压强开始，图中以 cd 线表示。这样，由一级压缩变为两级压缩后，其总的压缩过程较接近于等温压缩，所节省的功为阴影面积 $bcdd'$ 所代表。

在多级压缩中，每级压缩比减小，余隙的不良影响减弱。

往复压缩机的产品有多种，除空气压缩机外，还有氨气压缩机、氢气压缩机、石油气压缩机等，以适应各种特殊需要。

往复式压缩机的选用主要依据生产能力和排出压强（或压缩比）两个指标。生产能力用 m^3/min 表示，以吸入常压空气来测定。在实际选用时，首先根据所输送气体的特殊性质，决定压缩机的类型，然后再根据生产能力和排出压强，从产品样本中选用适用的压缩机。

与往复泵一样，往复式压缩机的排气量也是脉动的。为使管路内流量稳定，压缩机出口应连接气柜。气柜兼起沉降机作用，气体中夹带的油沫和水沫在气柜中沉降，定期排放。为安全起见，气柜要安装压力表和安全阀。压缩机的吸入口需装过滤器，以免吸入灰尘杂物，造成机件的磨损。

2.5.3.2 离心式压缩机

离心式压缩机又称为透平压缩机，其工作原理与离心鼓风机完全相同，离心式压缩机之所以能产生高压强，除级数较多外，更主要的是采用高转速。为获得更高的压强，叶轮的转速必须更高。与往复式压缩机相比，离心式压缩机具有体积小、重量轻、运转平稳、操作可靠、调节容易、维修方便、流量大而均匀、压缩气可不受油污染等一系列优点。因此，近年来在化工生产中，往复式压缩机已越来越多地为离心式压缩机所代替。离心式压缩机的缺点是：制造精度要求高，当流量偏离额定值时效率较低。

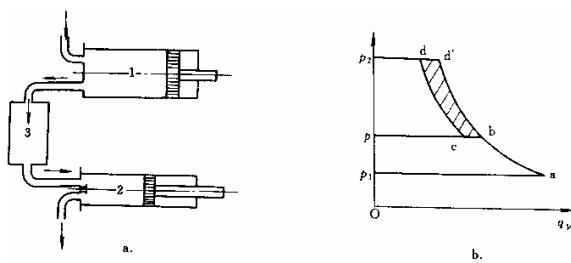


图 2-43 两级压缩机



2.5.4 真空泵

2.5.4.1 往复式真空泵

往复真空泵的构造和原理与往复式压缩机基本相同。但是，真空泵的压缩比很高，所抽吸气体的压强很小，故真空泵的余隙容积必须更小。排出和吸入阀门必须更加轻巧灵活。为减少余隙的不利影响，真空泵汽缸设有连通活塞左、右两端的平衡气道。在排出行程终了时，让平衡气道连通一个很短的时间，使余隙中的残留气体从活塞的一侧流至另一侧，从而减小余隙的影响。往复式真空泵所排放的气体不应含有液体，如气体中含有大量蒸汽，必须把可凝性气体设法除掉之后再进入泵内，即它属于干式真空泵。

2.5.4.2 水环真空泵

水环真空泵的外壳呈圆形，其中有一叶轮偏心安装。水环泵工作时，泵内注入一定量成许多大小不同的密封室。由于叶轮的旋转运动，密封室由小变大形成真空，将气体从吸入口吸入；继而密封室由大变小，气体由压出口排出。水环真空泵在吸气中可允许夹带少量液体，属于湿式真空泵，结构简单紧凑，最高真空度可达 85%。水环泵运转时，要不断地充水以维持泵内液封，同时也起冷却的作用。水环式真空泵可作为鼓风机用，所产生的风压不超过 0.1MPa (表压)。

2.5.4.3 液环真空泵

液环泵又称纳氏泵，在化工生产中应用很广。液环泵外壳呈椭圆形，其中装有叶轮，叶轮带有很多爪形叶片。当叶轮旋转时，液体在离心力作用下被甩向四周，沿壁成一椭圆形液环。壳内充液量应使液环在椭圆短轴处充满泵壳与叶轮的间隙，而在长轴方向上形成两月牙形的工作腔。和水环泵一样，工作腔也是由一些大小不同的密封室组成的。但是，水环泵的工作腔只有一个，系由于叶轮的偏心所造成，而液环泵的工作腔有两个，是由于泵壳的椭圆形状所形成。由于叶轮的旋转运动，每个工作腔内的密封室逐渐由小变大，从吸入口吸进气体。然后由大变小，将气体强行排出。液环泵除用作真空泵外，也可用作压缩机，产生的压强可高达 0.5~0.6MPa (表压)。尤须指出，液环泵在工作时，所输送的气体不与泵壳直接接触。因此，只要叶轮采用耐腐蚀材料制造，液环泵便可输送腐蚀性气体。当然，泵内所充液体，必须不与气体起化学反应。



2.5.4.4 旋片真空泵

旋片真空泵是旋转式真空泵的一种。当带有两个旋片的偏心转子按箭头方向旋转时，旋片在弹簧的压力及自身离心力的作用下，紧贴泵体内壁滑动，吸气工作室不断扩大，被抽气体通过吸气口经吸气管进入吸气工作室，当旋片转至垂直位置时，吸气完毕，此时吸入的气体被隔离。转子继续旋转，被隔离的气体逐渐被压缩，压强升高。当压强超过排气阀片上的压强时，则气体经排气管顶开阀片，通过油液从泵排气口排出。泵在工作过程中，旋片始终将泵腔分成吸气、排气两个工作室，转子每旋转一周，有两次吸气、排气过程。旋片泵的主要部分浸没于真空油中，为的是密封各部件间隙，充填有害的余隙和得到润滑。此泵属于干式真空泵。如需抽吸含有少量可凝性气体的混合气时，泵上设有专门设计的镇气阀，把经控制的气流引到泵的压缩腔内，以提高混合气的压强，使其中的可凝性气体在分压尚未达到泵腔温度下的饱和值时，即被排出泵外。旋片泵可达较高的真空度（绝对压强约为 0.67Pa），抽气速率比较小，适用于抽除干燥或含有少量可凝性蒸汽的气体。不适宜用于抽除含尘和对润滑油起化学作用的气体。

2.5.4.5 喷射真空泵

喷射泵是利用高速流体射流时压强能向动能转换所造成的真空，将气体吸入泵内，并在混合室通过碰撞、混合以提高吸入气体的机械能，气体和工作流体一并排出泵外。喷射泵的工作流体可以是水蒸气也可以是水，前者称为蒸汽喷射泵，后者称为水喷射泵。单级蒸汽喷射泵仅能达到 90%的真空度。为获得更高的真空度可采用多级蒸汽喷射泵，工程上最多采用五级蒸汽喷射泵，其极限真空可达 1.3Pa（绝压）。喷射泵的优点是工作压强范围广，抽气量大，结构简单，适应性强（可抽吸含有灰尘以及腐蚀性、易燃、易爆的气体等）、其缺点是效率很低，一般只有 10~25%。因此，喷射泵多用于抽真空，很少用于输送目的。

真空泵的主要特性 真空泵的最主要特性是极限真空和抽气速率。

- (1) 极限真空（残余压强）是真空泵所能达到的稳定最低压强，习惯上以绝对压强表示，单位为 Pa；
- (2) 抽气速率（简称抽率）是单位时间内真空泵吸入口吸进的气体体积。注意，这是在吸入口的温度和压强（极限真空）条件下的体积流量，常以 m^3/h 或 L/s 表示。



真空泵所需抽率的决定 真空设备中要排除的可凝性气体,只要真空度不是太高而能较方便地冷凝(大多用水冷),则应将其尽可能冷成凝液而排除,若因真空度太高,冷凝困难,而另用制冷系统则更不经济时,则往往先用蒸汽喷射泵抽除,使混合气压强提高到蒸汽可以冷凝的压强先将可凝气体冷凝排除,然后用其它真空泵进一步抽除不凝性气体。所以一般机械真空泵仅用来抽除那些漏入设备的和系统产生的少量干气体及泵操作温度下的饱和蒸汽,以维持系统的真空。

需用真空泵连续抽除的气体量一般较难确定,它包括:

G_1 —单位时间内从外界漏入真空系统的空气量, kg/h;

G_2 —与过程液体的饱和蒸汽压相当的蒸汽量, kg/h;

G_3 —用冷却水直接冷却时,冷却水释放出的溶解空气量, kg/h;

G_4 —工艺过程产生的不凝性气体量, kg/h。

实际上, G_3 和 G_4 很小,可以忽略,所以真空泵的抽气量

$$G = G_1 + G_2 \quad (2-40)$$

造成空气漏入的因素很多,无法严格计算。估算漏入量的方法很多,其中之一是先算出真空设备、管路及其它附件所有接缝长度,按每米漏入量为0.05~0.07kg/h计算总漏入量,然后乘以2作为 G_1 。设真空系统的工作压力为 p ,真空泵的排出量为 q_v ,则干气体的分压 p_n 为:

$$p_n = p - p_v \quad (2-41)$$

式中 p_v —在系统温度下的可凝汽的饱和蒸汽压。

可凝性蒸汽量 G_2 可按下式求得

$$G_2 = \frac{G_1 M_v p_v}{M_n p_n} \quad (2-42)$$

式中 M_n 和 M_v 分别表示干气体及可凝性蒸汽的分子量。

抽气速率则可方便地由下式求得

$$q_v = \frac{GRT}{pM_m} \quad (2-43)$$

式中 T 为系统的绝对温度, K; M_m 为排出气体的平均分子量。