

第二章 流体输送机械

化学工程与工艺研究所

2009-4-26

1

流体输送机械根据其作用的对象不同主要分为两大类：

(1) 对液体做功的输送机械——泵

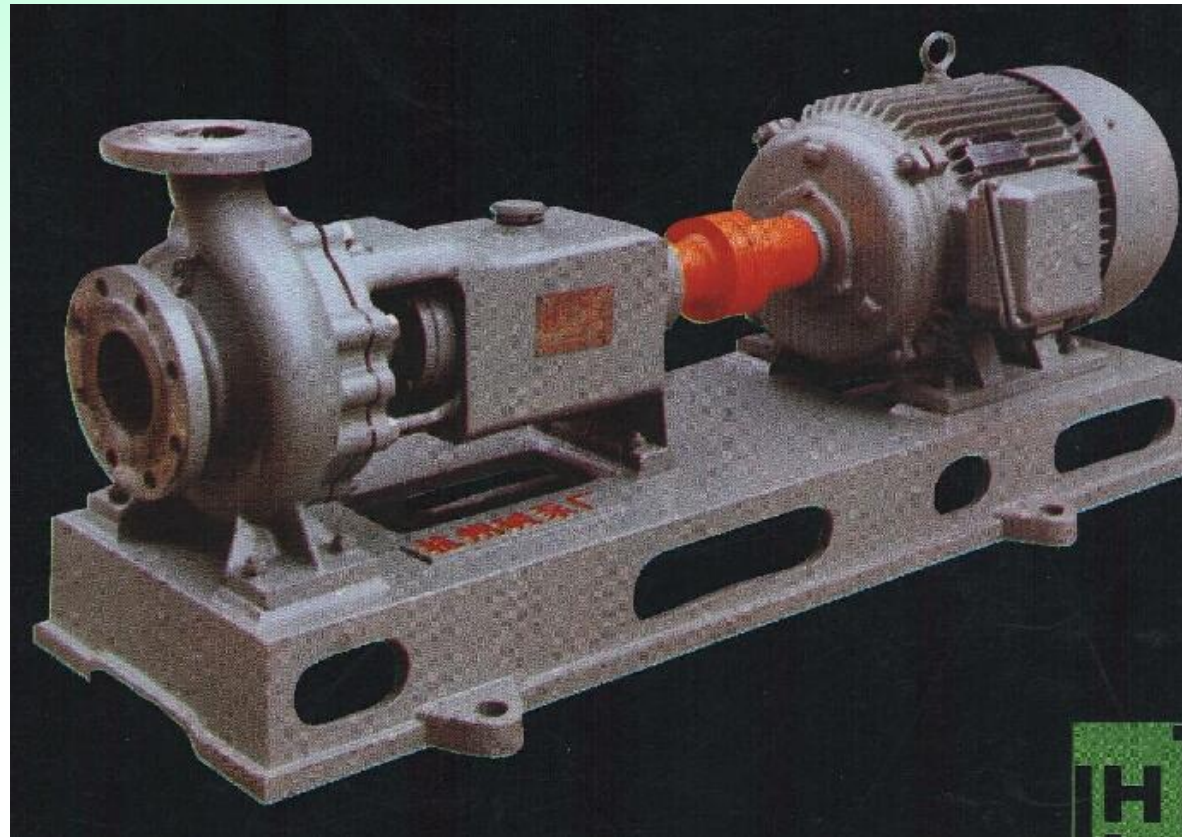
(2) 对气体做功的输送机械——风机、压缩机（通风机、鼓风机、压缩机、真空泵）

由于不同的物料（腐蚀性—酸碱、粘度高—润滑油）不同的输送要求（高压头、大流量）等对输送机械具有不同的性能要求，所以泵、风机、压缩机的种类繁多。本章主要以离心泵为研究对象。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

2.1 离心泵

离心泵的外观



2009-4-26

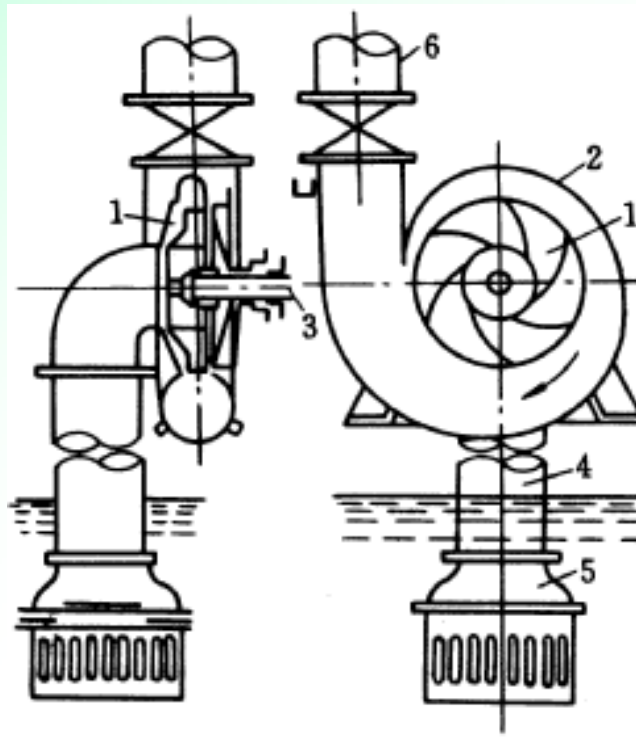
3

2 流体输送机械—2.1 离心泵

2.1 离心泵

2.1.1 离心泵的操作原理、构造及类型

(1) 操作原理



1-叶轮, 2-泵壳, 3-泵轴,
4-吸入管, 5-底阀, 6-压出管

离心泵之所以能输送液体，主要是依靠高速旋转叶轮所产生的离心力，因此称为离心泵。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

离心泵工作过程

- 1 开泵前，先在泵内灌满要输送的液体。
- 1 开泵后，泵轴带动叶轮一起高速旋转产生离心力。液体在此作用下，从叶轮中心被抛向叶轮外周，压力增高，并以很高的速度（15 - 25m/s）流入泵壳。
- 1 在蜗形泵壳中由于流道的不断扩大，液体的流速减慢，使大部分动能转化为压力能。最后液体以较高的静压强从排出口流入排出管道。
- 1 泵内的液体被抛出后，叶轮的中间形成了真空，在液面压强（大气压）与泵内压力（负压）的压差作用下，液体便经吸入管路进入泵内，填补了被排除液体的位置。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

若在泵启动前，泵内没有液体，而是被气体填充，此时启动是否能够吸上液体呢？

此时泵内充满气体（其密度远小于液体），叶轮转动产生的离心力小，即产生的真空度不够大，贮槽液面与泵吸入口间的压力差小，不足以克服流体在吸入管路中的阻力损失以及液体位能的变化而吸上液体，这种现象称为“气缚”现象。因此在离心泵启动之前，我们必须进行**灌泵**操作（使泵内充满被输送的液体）。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

(2) 基本部件及构造

叶轮:离心泵的“心脏”，是流体获得机械能的主要部件，其转速一般可达1200~3600转/min，高速10700~20450转/min。根据其结构可分为：

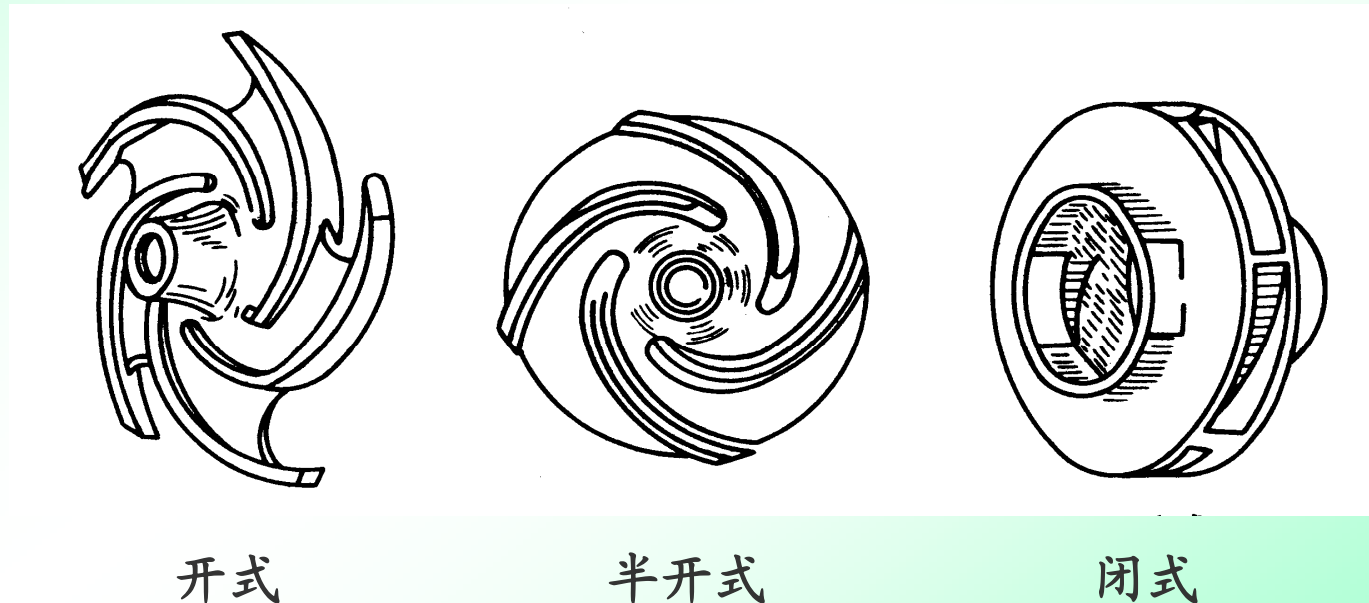


图2-2 离心泵叶轮

2 流体输送机械—2.1 离心泵

泵壳 从叶轮中抛出的流体汇集到泵壳中，泵壳是蜗壳形的故其流道不断地扩大，高速的液体在泵壳中将大部份的动能转化为静压能，从而避免高速流体在泵体及管路内巨大的流动阻力损失。因此泵壳不仅是液体的**汇集器**，而且还是一个**能量转换装置**。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

其它辅助部件:

导轮: 液体经叶轮做功后直接进入泵体, 与泵体产生较大冲击, 并产生噪音。为减少冲击损失, 设置导轮, 导轮是位于叶轮外周的固定的带叶片的环。这此叶片的弯曲方向与叶轮叶片的弯曲方向相反, 其弯曲角度正好与液体从叶轮流出的方向相适应, 引导液体在泵壳通道内平稳地改变方向, 使能量损耗最小, 动压能转换为静压能的效率高。

底阀 (单向阀): 当泵体安装位置高于贮槽液面时, 常装有底阀, 它是一个单向阀, 可防止灌泵后, 泵内液体倒流到贮槽中。

滤网: 防止液体中杂质进入泵体。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

若所要求的压头高，可采用**多级泵**，如教材图2-5所示。

若输送的液体量大，可采用**双吸泵**，如教材图2-6所示。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

(3) 化工生产中常用的几种离心泵

水泵 输送清水和物性与水相近、无腐蚀性且杂质很少的液体的泵，

耐腐蚀泵

接触液体的部件（叶轮、泵体）用耐腐蚀材料制成。要求：结构简单、零件容易更换、维修方便、密封可靠、用于耐腐蚀泵的材料有：铸铁、高硅铁、各种合金钢、塑料、玻璃等。

油泵

输送石油产品的泵，要求密封完善。

杂质泵

输送含有固体颗粒的悬浮液、稠厚的浆液等的泵，又细分为污水泵、砂泵、泥浆泵等。要求不易堵塞、易拆卸、耐磨、在构造上是叶轮流道宽、叶片数目少。

2009-4-26

11

2 流体输送机械—2.1 离心泵

2.1.2 离心泵的理论压头与实际压头

(1) 压头的意义

$$H = h_e$$

泵对单位重量流体提供的机械能

管路系统输送单位重量流体所需的机械能

$$h_e = Dz + \frac{Dp}{rg} + \frac{Du^2}{2g} + \dot{a}h_f$$

(2) 理论压头

假设:

(1) 叶轮内叶片数目无穷多, 叶片没有厚度, 液体完全沿着叶片的弯曲表面流动, 而无任何倒流现象;

(2) 液体为粘度等于零的理想流体, 即没有阻力损失。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + H_{\infty} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} \quad (2-2)$$

即

$$H_{\infty} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (2-2a)$$

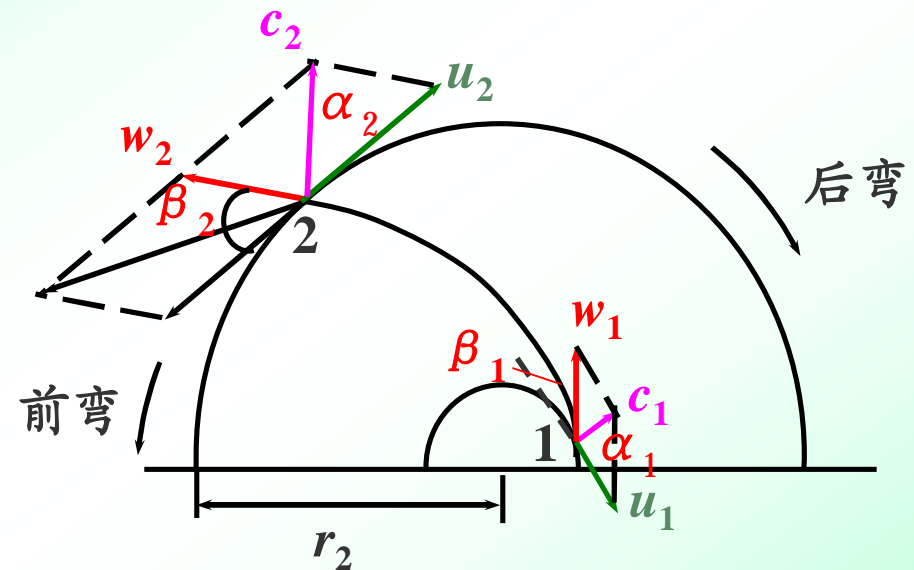


图2-8 液体进入与离开叶轮时的速度

H_{∞} ——叶轮对液体所加的压头，m；

p_1 、 p_2 ——液体在1、2两点处的压力，Pa；

c_1 、 c_2 ——液体在1、2两点处的绝对速度，m/s；

ρ ——液体的密度，kg/m³；

2009-4-26

2 流体输送机械—2.1 离心泵

液体从点1运动到点2，静压头增加 $(p_2 - p_1) / \rho g$ 的原因：

① 质量为1kg的液体因受离心力作用而接受的外功：

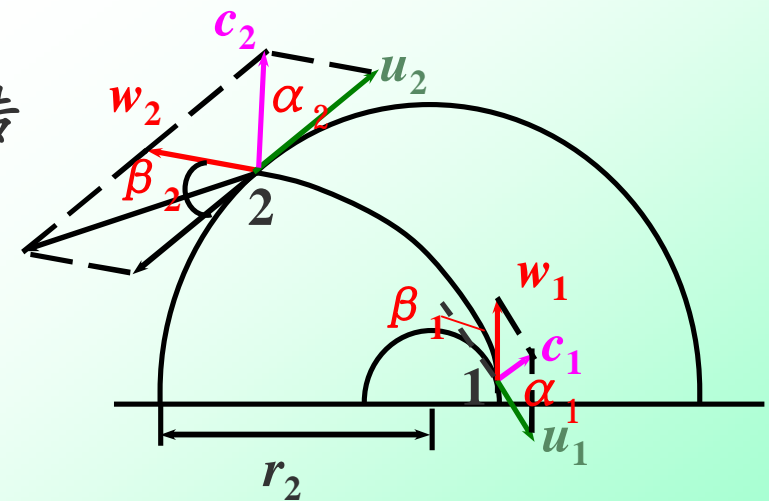
$$\int_{r_1}^{r_2} F_c dr = \int_{r_1}^{r_2} r w^2 dr = \frac{w^2}{2} (r_2^2 - r_1^2) = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

② 质量为1kg的液体从点1运动到点2
由于通道的截面增大，一部分动能转
变为静压能

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

质量为1kg的液体通过叶轮后其静压
能的增量：

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (2-3)$$



2 流体输送机械—2.1 离心泵

$$H_{\text{¥}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (2-4)$$

根据余弦定律

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1 \cos a_1 \quad (2-5)$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2 \cos a_2 \quad (2-6)$$

$$\longrightarrow H_{\text{¥}} = (u_2c_2 \cos a_2 - u_1c_1 \cos a_1) / g$$

在离心泵设计中，一般都使设计流量下的 $a_1 = p/2$

$$\longrightarrow H_{\text{¥}} = u_2c_2 \cos a_2 / g \quad (2-7)$$

离心泵的理论压头

2 流体输送机械—2.1 离心泵

$$H_{\infty} = u_2 c_2 \cos a_2 / g = u_2 (u_2 - c_{2r} \cot b_2) / g \quad (2-9)$$

叶片装置角

$$Q = 2pr_2 b_2 c_2 \sin a_2 = pD_2 b_2 c_{2r}$$

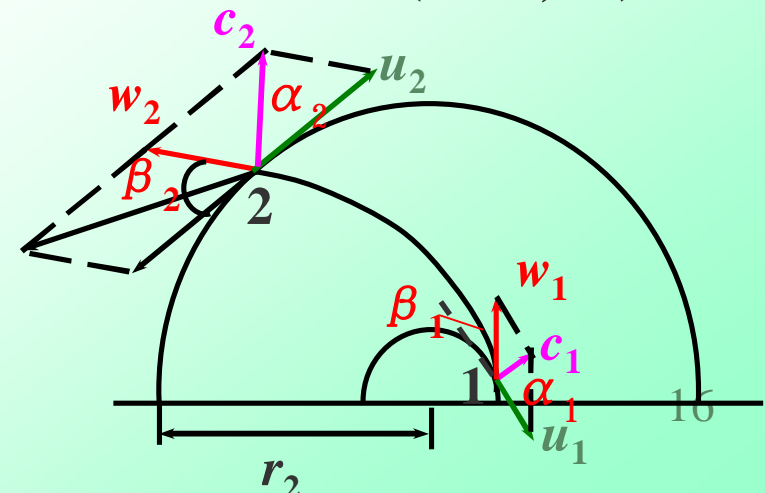
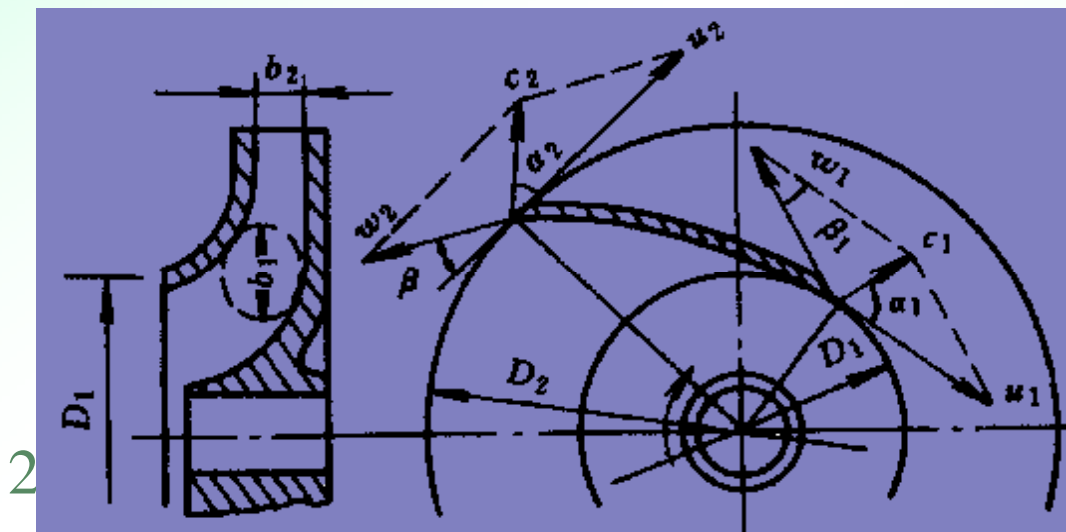
泵的流量, m³/s

叶轮周边的宽度, m

叶轮直径, m

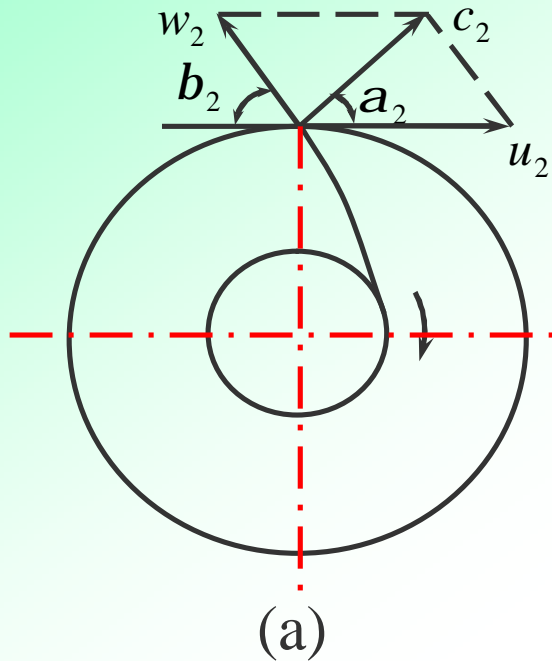
$$H_{\infty} = \frac{1}{g} \left(u_2^2 - \frac{u_2 Q \cot b_2}{2pr_2 b_2} \right) u_2 = r_2 W \frac{1}{g} (r_2 W)^2 - \frac{QW}{2pb_2 g} \cot b_2$$

(2-10,11)



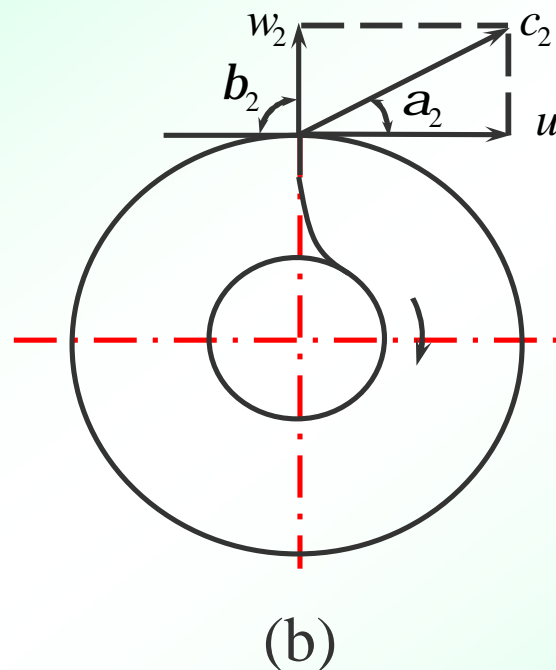
2 流体输送机械—2.1 离心泵

根据装置角 β_2 的大小，叶片形状可分为三种：

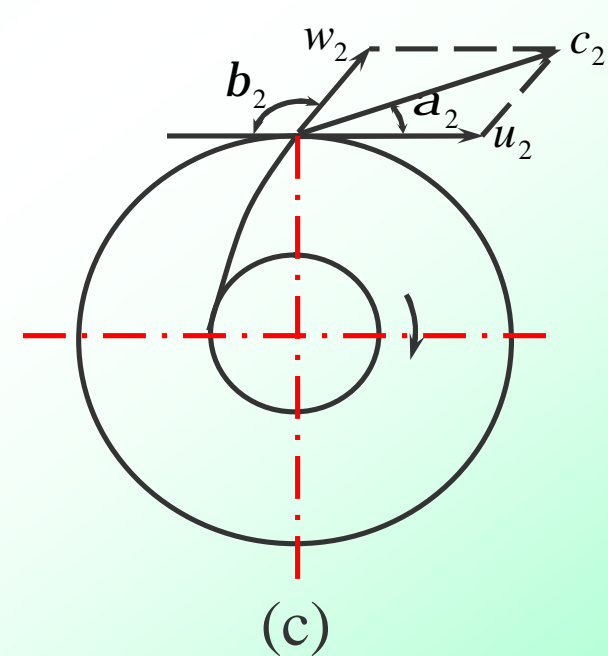


(a) $\beta_2 < 90^\circ$ 为后弯叶片, $\cot \beta_2 > 0$, $Q \uparrow, H_\infty \downarrow$

2009-4-26



(b) $\beta_2 = 90^\circ$ 为径向叶片, $\cot \beta_2 = 0$, H_∞ 不随 Q 变化



(c) $\beta_2 > 90^\circ$ 为前弯叶片, $\cot \beta_2 < 0$, $Q \uparrow, H_\infty \uparrow$

2 流体输送机械—2.1 离心泵

$$H_{\text{¥}} = \frac{1}{g} \left(u_2^2 - \frac{u_2 Q \cot b_2}{2\pi r_2 b_2} \right) u_2 = r_2 \omega \frac{1}{g} (r_2 \omega)^2 - \frac{Q \omega}{2\pi b_2 g} \cot b_2 \quad (2-10,11)$$

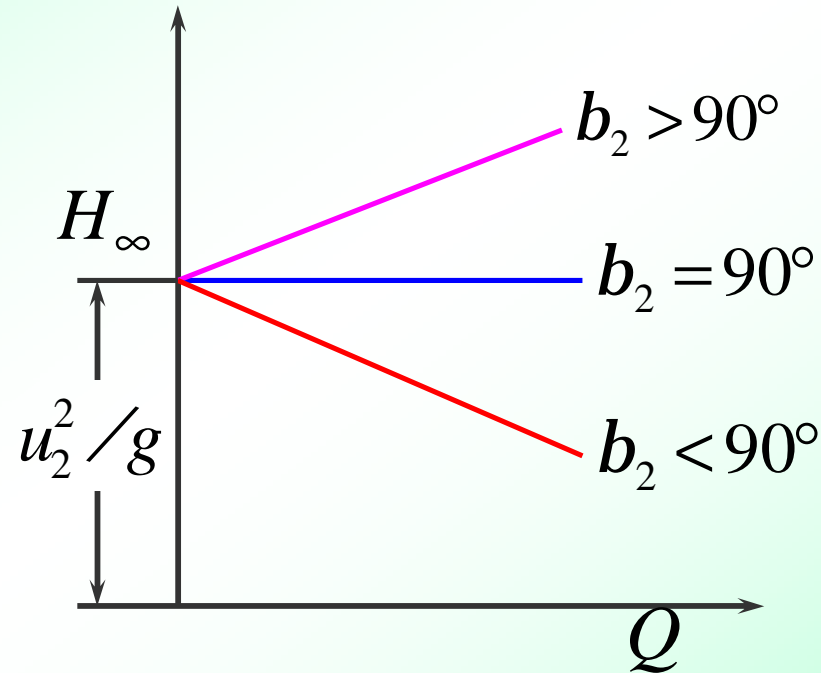


图2-9 离心泵 $H_{\infty} - Q$ 图

2009-4-26

18

2 流体输送机械—2.1 离心泵

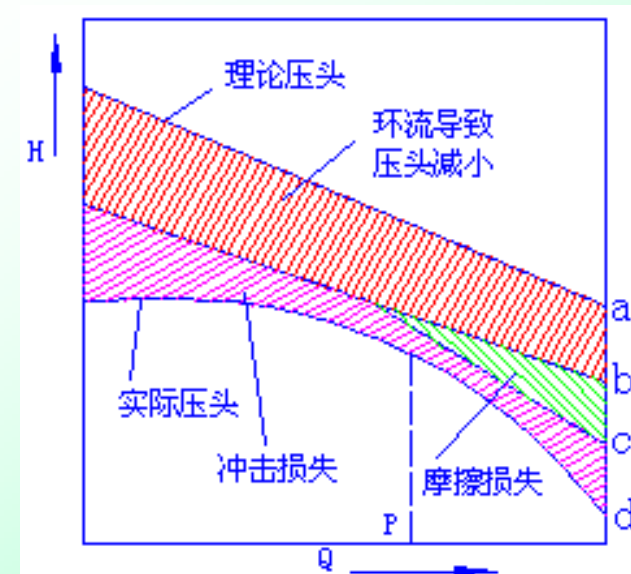
(3) 实际压头

由于前弯叶片的绝对速度 c_2 大，液体在泵壳内产生的冲击剧烈得多，转化时的能量损失大为增加，效率低。故为获得较高的能量利用率，离心泵总是采用后弯叶片（ $\beta_2=25^\circ \sim 30^\circ$ ）。流体通过泵的过程中压头损失的原因：

(1) 叶片间的环流：由于叶片数目并非无限多，液体有环流出现，产生涡流损失。

(2) 阻力损失：实际流体从泵进口到出口有阻力损失。

(3) 冲击损失：液体离开叶轮周边冲入蜗壳四周流动的液体中，产生涡流。



2 流体输送机械—2.1 离心泵

实际压头的意义：泵提供的压头必须满足流体输送的需要，而流体输送伴随着位压头（升扬高度），静压头、动压头的变化和阻力损失（管路阻力损失，不含有泵的流动阻力损失，泵的阻力损失计入泵的效率），因此

$$H = h_e = \frac{Dp}{\rho g} + Dz + \frac{Du^2}{2g} + \dot{a} h_f$$

2 流体输送机械—2.1 离心泵

2.1.3 离心泵的主要性能参数

(1) 压头和流量

压头是泵对单位重量的液体所提供的有效能量，以 H 表示，单位为 m 。又称为泵的扬程。

流量是指离心泵在单位时间里排到管路系统的液体体积，一般用 Q 表示，单位为 m^3/h 。又称为泵的送液能力。

注意：扬程并不等于升举高度 ΔZ ，升举高度只是扬程的一部分。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

离心泵的压头取决于：

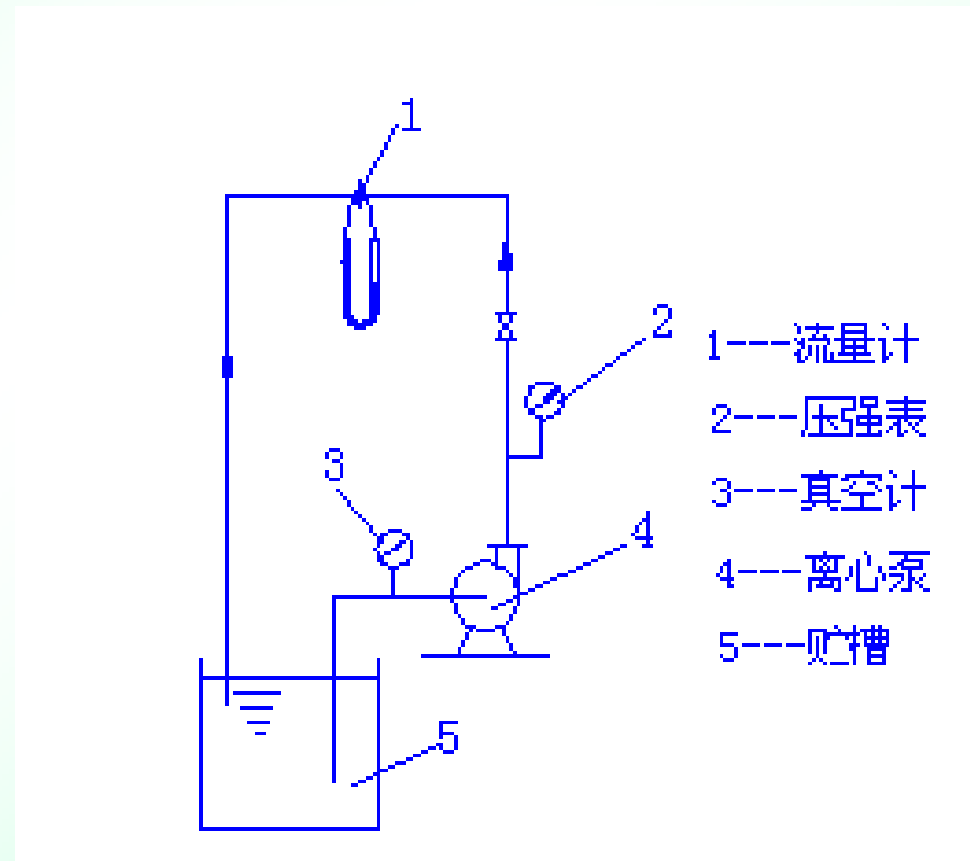
泵的结构（叶轮的直径、叶片的弯曲情况等）

转速 n

流量 Q ，

如何确定转速一定时，
泵的压头与流量之间
的关系呢？

实验测定



2 流体输送机械—2.1 离心泵

H的计算可根据b、c两截面间的柏努利方程:

$$\frac{p_b}{\rho g} + \frac{u_b^2}{2g} + H = h_0 + \frac{p_c}{\rho g} + \frac{u_c^2}{2g} + \dot{a}h_{f,bc}$$

$$\rightarrow H = h_0 + \frac{p_c - p_b}{\rho g} + \frac{u_c^2 - u_b^2}{2g} + \dot{a}h_{f,bc} \quad (2-12)$$

由于两截面间的管长很短,其阻力损失通常可以忽略,两截面间的动压头差一般也可以略去,则可得

$$H = h_0 + \frac{p_c - p_b}{\rho g} \quad (2-12a)$$

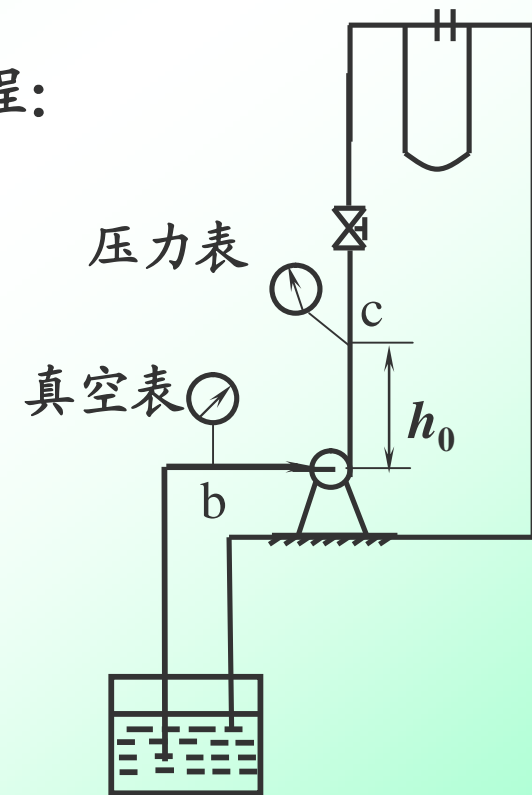


图2-11 测定离心泵性能参数的装置

2 流体输送机械—2.1 离心泵

(2) 有效功率 N_e 、轴功率 N 和效率 η

有效功率 N_e : 离心泵单位时间内对流体做的功 $N_e = HQ \rho g$, W

轴功率 N : 单位时间内由电机输入离心泵的能量, W。 $N_e < N$

泵的效率 η : 泵对外加能量的利用程度, $\eta < 100\%$ 。

泵运转过程中存在以下三种损失:

① **容积损失** 该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量损失。在三种叶轮中, 开式叶轮的容积损失较大, 但在泵送含固体颗粒的悬浮液时, 叶片通道不易堵塞; 闭式叶轮的渗漏量较小, 但在磨损后渗漏便严重。

② **水力损失** 该损失是由于实际流体在泵内有限叶片作用下各种摩擦损失 (即前述环流损失、摩擦损失、冲击损失)。

③ **机械损失** 该损失包括旋转叶轮盖板外表面与液体间的摩擦以及轴承机械摩擦所造成的能量损失。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

泵的效率反应了这三项能量损失的总和，又称为总效率。
与泵的大小、类型、制造精密程度和所输送液体的性质有关。

轴功率、有效功率和效率之间的关系为： $N = N_e / \eta$

离心泵的轴功率 N 可直接用效率来计算：

$$N = H Q \rho g / \eta$$

泵的轴功率, W 泵的压头, m 泵的流量, m^3/s 流体密度, kg/m^3 泵的效率

一般小型离心泵的效率50~70%，大型离心泵效率可达90%。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

2.1.4 离心泵特性曲线及应用

(1) 离心泵特性曲线

由于离心泵的各种损失难以定量计算，使得离心泵的特性曲线 $H \sim Q$ 、 $N \sim Q$ 、 $\eta \sim Q$ 的关系只能靠实验测定，在泵出厂时列于产品样本中以供参考。右图所示为4B20型离心泵在转速 $n = 2900\text{r/min}$ 时的特性曲线。若泵的型号或转速不同，则特性曲线将不同。借助离心泵的特性曲线可以较完整地了解一台离心泵的性能，供合理选用和指导操作。

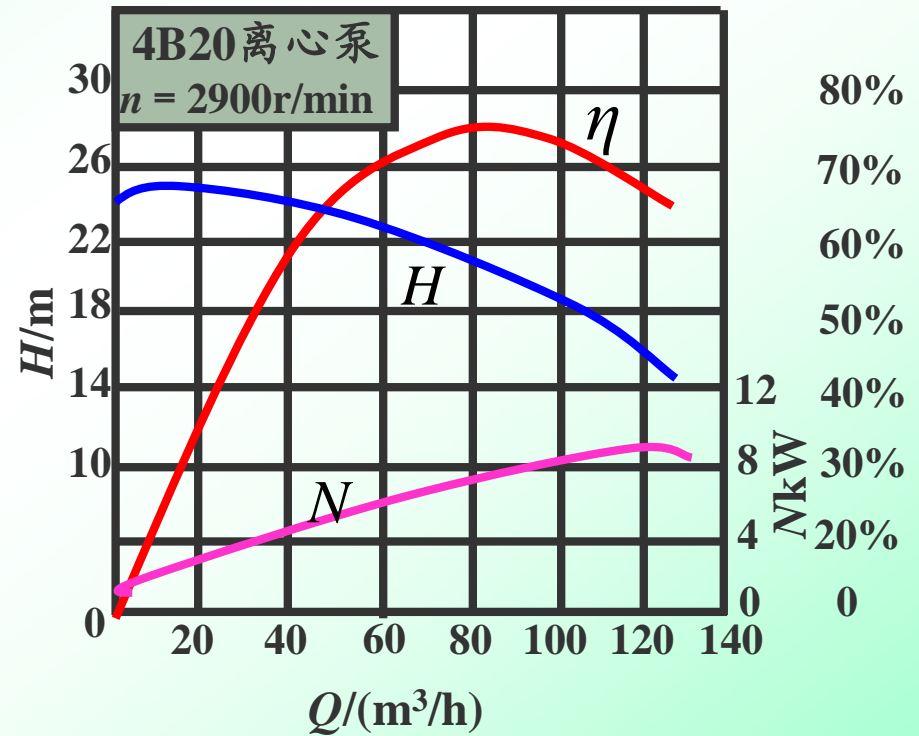


图2-12 4B型离心泵的特性曲线

2 流体输送机械—2.1 离心泵

(1) $H \sim Q$ 曲线: $Q \uparrow$, $H \downarrow$ (Q 很小时可能例外)。当 $Q = 0$ 时, H 也只能达到一定值, 这是离心泵的一个重要特性。

(2) $N \sim Q$ 曲线: $Q \uparrow$, $N \uparrow$ 。当 $Q = 0$ 时, N 最小。这要求离心泵在启动时, 应关闭泵的出口阀门, 以减小启动功率, 保护电动机避免因超载而受损。

(3) $\eta \sim Q$ 曲线: 有极值点(最大值), 于此点下操作效率最高, 能量损失最小。在此点对应的流量称为额定流量。泵的铭牌上即标注额定值, 泵在管路上操作时, 应在此点附近操作, 一般不应低于 $92\% \eta_{\max}$ 。

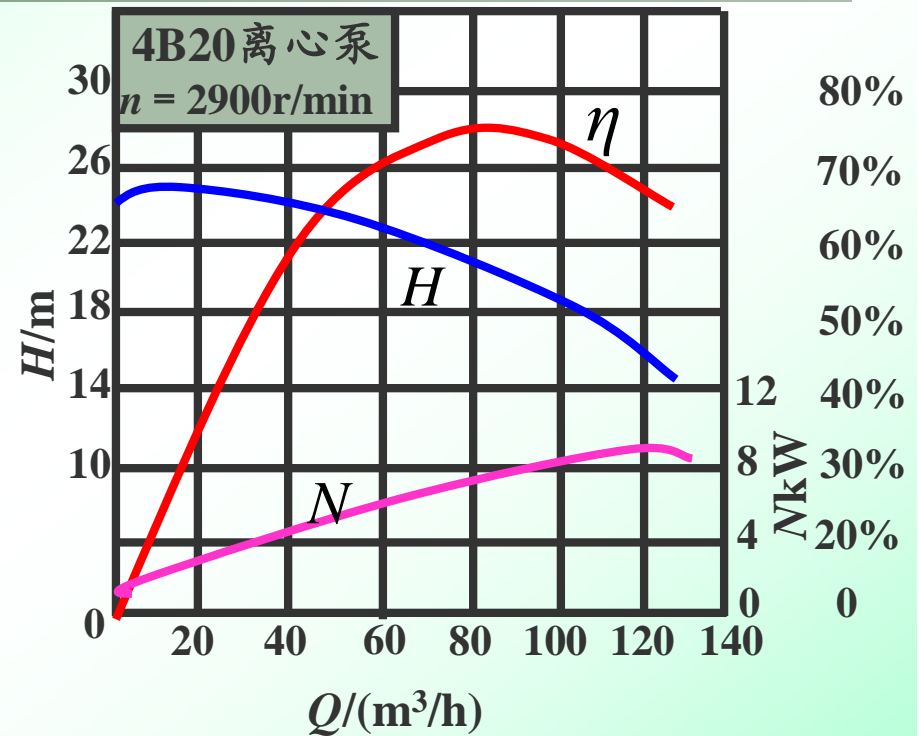


图2-12 4B型离心泵的特性曲线

2 流体输送机械—2.1 离心泵

(2) 液体性质对离心泵特性的影响

①密度的影响

①理论 $Q=2\pi r_2 b_2 c_2 \sin \alpha_2$ 与 ρ 无关，实际 Q 也与 ρ 无关，但 $m_s = \rho Q$ 与 ρ 有关。

②理论 $H_\infty = u_2 c_2 \cos \alpha_2 / g$ 与 ρ 无关，实际 H 也与 ρ 无关。

③ $N = HQ \rho g / \eta$ 。教材附录泵性能表上列出的轴功率是指输送20℃清水时的 N 。所选泵用于输送比水的 ρ 大的液体应先按 $N' = \rho' N / \rho$ 核算轴功率，若 $N' \geq$ 表中的电机功率，应更换功率大的电机，否则电机烧掉。

$$\therefore Q \propto r^0 \quad H \propto r^0 \quad N \propto r$$

2 流体输送机械—2.1 离心泵

②粘度的影响

$\mu \uparrow$ 、 $\Sigma h_f \uparrow$ 、 $Q \downarrow$ 、 $H \downarrow$ 、 $\eta \downarrow$ 、 $N \uparrow$ ($\eta \downarrow$ 的幅度超过 Q 、 $H \downarrow$ 的幅度， $N \uparrow$)。泵厂家提供的特性曲线是用清水测定的，若实际输送流体 μ 比清水 μ 大得较多，特性曲线将有所变化，应校正后再用。校正方法可参阅有关书刊。

若液体的运动粘度小于 $2 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$ ，如汽油、煤油、轻柴油等，则对粘度的影响可不进行修正。

2 流体输送机械

(3) 转速与叶轮尺寸对离心泵特性的影响

① 转速的影响

比例定律

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{2pr_2b_2c_2' \sin a_2}{2pr_2b_2c_2 \sin a_2} = \frac{c_2'}{c_2} = \frac{u_2'}{u_2} = \frac{w\psi}{wr} = \frac{n'}{n} \quad (2-14a)$$

$$\frac{H'}{H} = \frac{u_2'c_2' \cos a_2}{u_2c_2 \cos a_2} = \left(\frac{u_2'}{u_2}\right)^2 = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \quad (2-14b)$$

$$\frac{N'}{N} = \frac{H'Q'rg}{HQrg} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3 \quad (2-14c)$$

2 流体输送机械—2.1 离心泵

② 叶轮尺寸的影响

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D_2'}{D_2}, \quad \frac{H'}{H} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2, \quad \frac{N'}{N} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^3$$

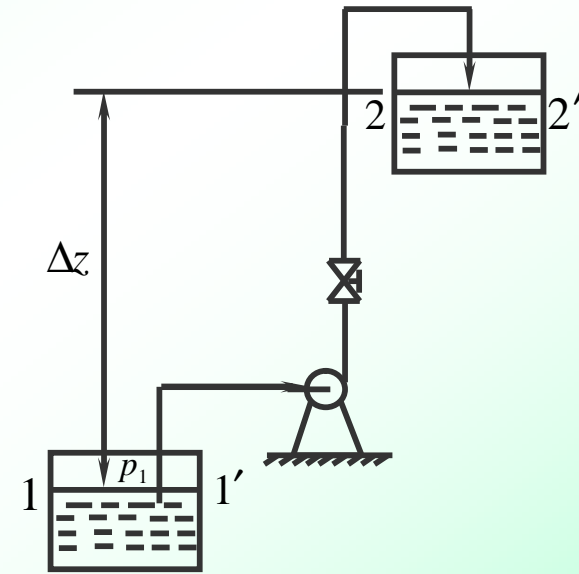
2 流体输送机械—2.1 离心泵

2.1.5 离心泵的工作点与流量调节

(1) 管路特性曲线方程

$$h_e = \frac{Dp}{rg} + Dz + \frac{Du^2}{2g} + \dot{a}h_f$$

$$\text{令 } A = \frac{Dp}{rg} + Dz \quad \text{而 } u = \frac{4Q}{pd^2}$$



$$\dot{a}h_f = l \frac{l + \dot{a}l_e}{d} \left(\frac{4Q}{pd^2} \right)^2 \frac{1}{2g} = \frac{8l}{p^2g} \left(\frac{l + \dot{a}l_e}{d^5} \right) Q^2$$

$$\text{令 } \frac{Du^2}{2g} + \frac{8l}{p^2g} \left(\frac{l + \dot{a}l_e}{d^5} \right) Q^2 = BQ^2 \quad \longrightarrow \quad h_e = A + BQ^2$$

2 流体输送机械—2.1 离心泵

(2) 离心泵的工作点

将泵的 $H\sim Q$ 线和管路的 $h_e\sim Q$ 线画在一张图上，得到交点A如图2-13所示，该点称为泵在管路上的**工作点**，此时 $H = h_e$ 。在工作点处泵的输液量即为管路的流量 Q ，泵提供的压头（扬程） H 必恰等于管路所要求的压头 h_e 。当工作点是在高效区（ η 不低于 $92\% \eta_{\max}$ ），则该工作点是适宜工作点，说明泵选择的较好。

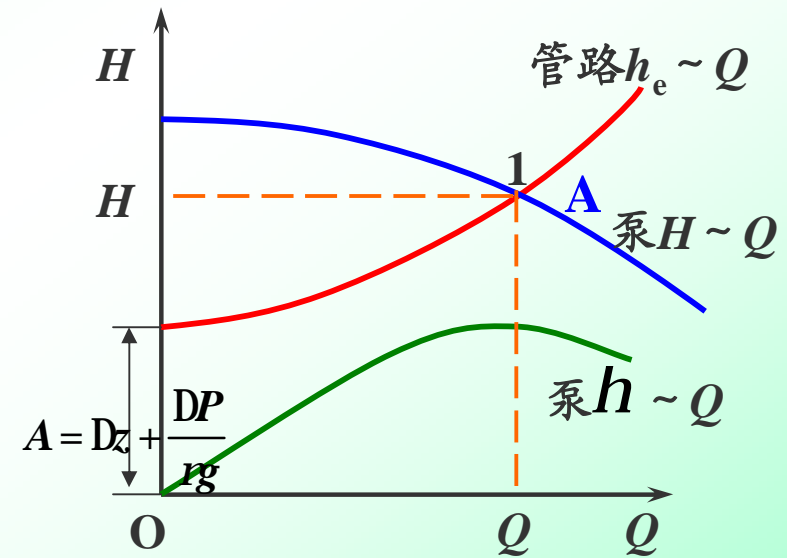


图2-13 离心泵的工作点

2 流体输送机械—2.1 离心泵

注意:

① 管路特性曲线 $h_e = A + BQ^2$ 为开口向上的抛物线，它在纵轴截距反映了管路上下游总势能差； B 反映了管路阻力的大小； $B \uparrow$ ，同样流量下管路的阻力越大， B 较大的管路称为高阻管路，反之则称为低阻管路；

② 泵特性曲线中流量的单位可能是 m^3/s 或 m^3/h ；求工作点时，管路特性曲线的整理应注意保持单位一致；

③ 离心泵工作点的求法：**解析法** 即当泵的特性曲线已知，可与管路特性曲线联立求工作点；若泵特性曲线未知，只有特性曲线图，则用**图解法** 即将管路特性曲线画在泵特性曲线图上，两线的交点即为工作点。

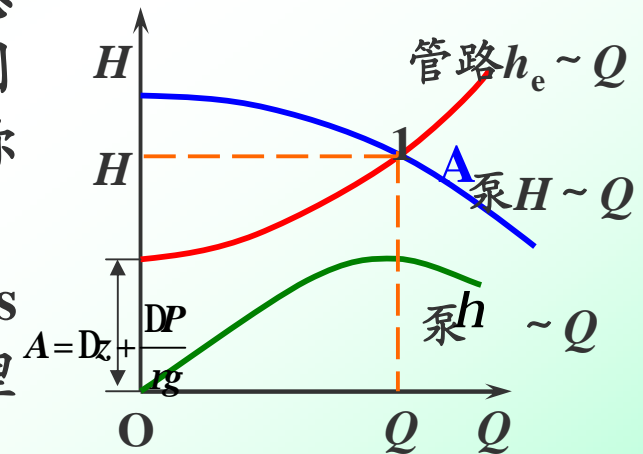


图2-13 离心泵的工作点

2 流体输送机械—2.1 离心泵

(3) 流量调节

流量调节就是设法改变工作点的位置，有以下两种方法：

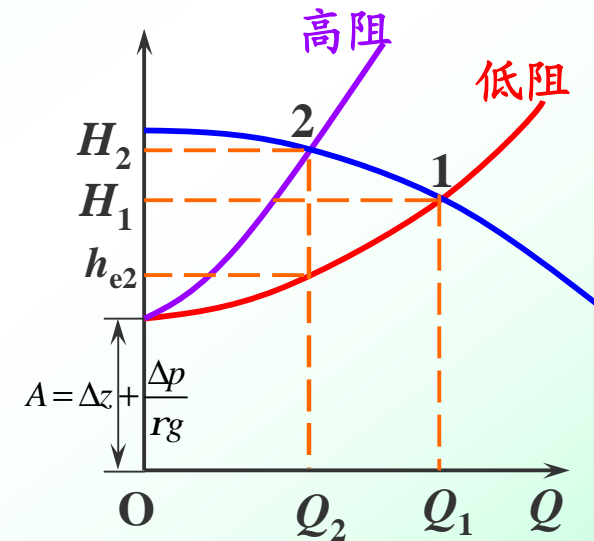
① 改变管路特性曲线

在离心泵出口处的管路上安装调节阀。改变出口阀门的开度即改变管路阻力系数（ K 亦变）可改变管路特性曲线的位置，达到调节流量的目的。

优点：操作简便、灵活，应用范围广。对于调节幅度不大而经常需要改变流量的场合，此法尤为适用。

缺点：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。因阀门关小多消耗的功率为

$$DN = \frac{Q_2 D H r g}{h} = \frac{Q_2 (H_2 - h_{e2}) r g}{h}$$



2 流体输送机械—2.1 离心泵

② 改变泵的特性曲线

由前述比例定律、切削定律可知，改变泵的转速、切削叶轮都可以达到改变泵的特性曲线的目的。如图2-14所示，泵的转速由 n_1 减小至 n_2 时，泵的 $H \sim Q$ 线下移，工作点由点 A_1 移至点 A_2 ，流量由 Q_1 减小至 Q_2 。

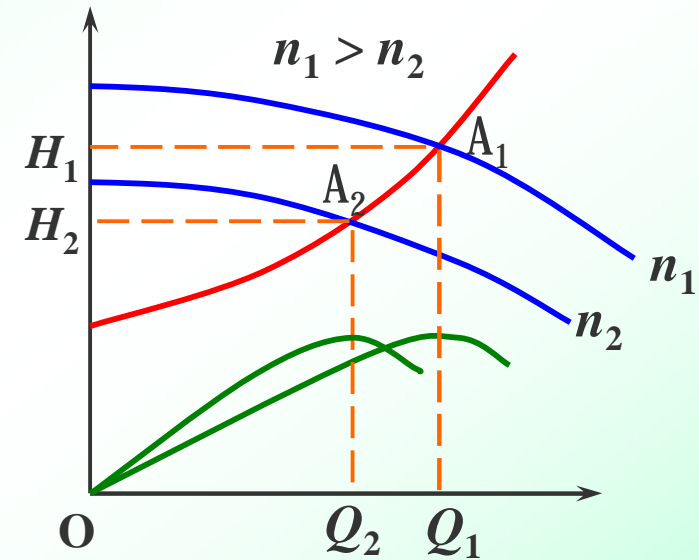


图2-14 改变泵的特性曲线

优点：不额外增加管路阻力，在一定范围内可保持泵在高效率区工作（ n 改变 $<20\%$ 时，可基本保持效率 η 不变，如图中两种转速下的效率曲线所示），能量利用较为经济，这对大功率泵是重要的。

缺点：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。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

2.1.6 离心泵的安装高度

如图2-15所示，液面较低的液体能被吸入泵的进口，是由于叶轮将液体从中央甩向外周，在叶轮中心进口处形成负压（真空），从而在液面与叶轮进口之间形成一定的压差，液体籍此压差被吸入泵内。现在的问题是离心泵的安装高度 z_s （ z_s 即叶轮进口与液面间的垂直距离）是否可以取任意值？

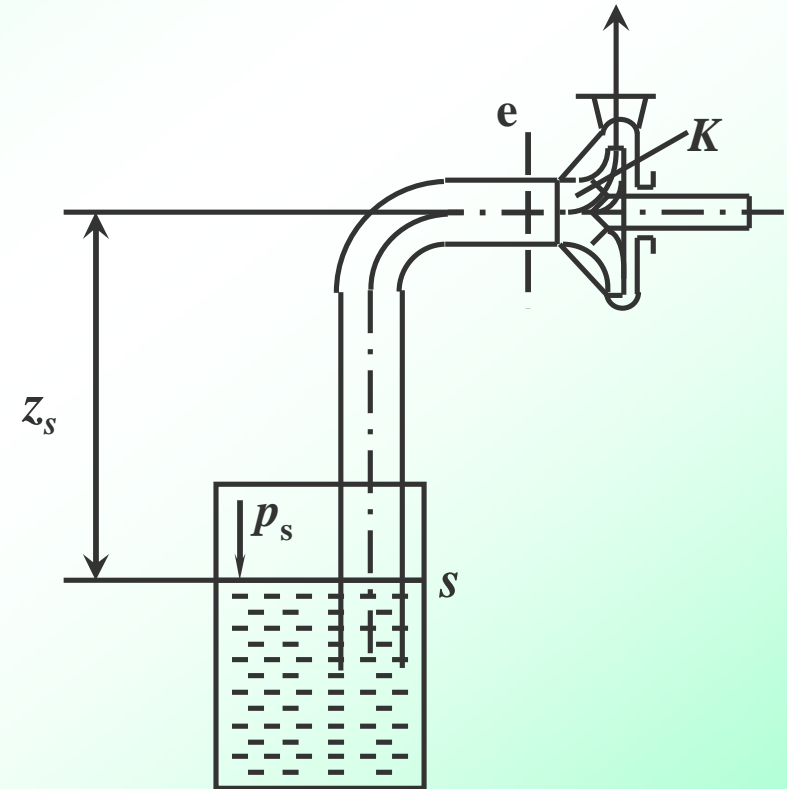


图2-15 离心泵的安装高度

2 流体输送机械—2.1 离心泵

(1) 汽蚀现象

在液面s与泵内压强最低处即叶轮中心进口处K-K面之间列机械能衡算式，得

$$\frac{p_s}{\rho g} - \frac{p_k}{\rho g} = z_s + \frac{u_k^2}{2g} + \sum h_{f(s-k)}$$

若液面压强 p_s 一定，吸入管路流量一定（即 u_k 一定），安装高度 $z_s \uparrow$ ， $\sum h_{f(s-k)} \uparrow$ ， $p_k \downarrow$ ，当 $p_k \downarrow$ 至等于操作温度下被输送液体的饱和蒸汽压 p_v 时（即 $p_k = p_v$ ），液体将发生什么现象？又会使泵产生什么现象？

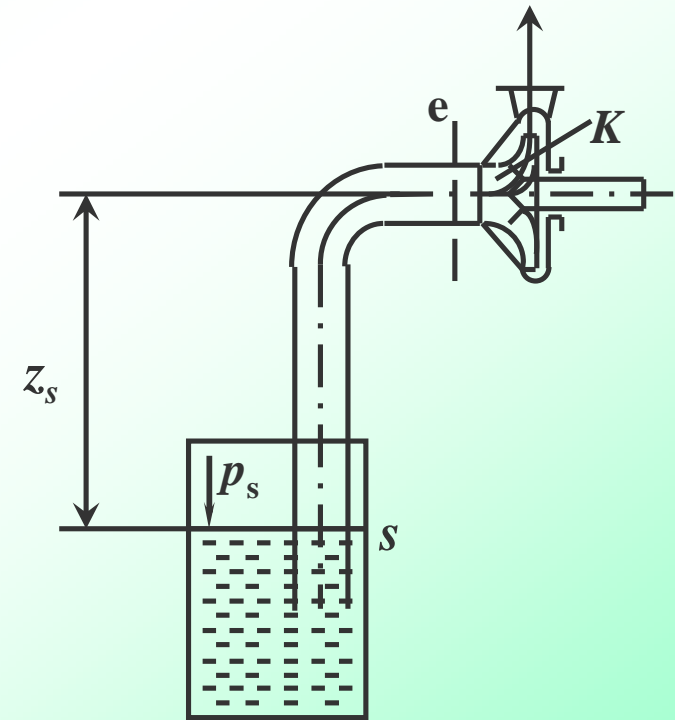
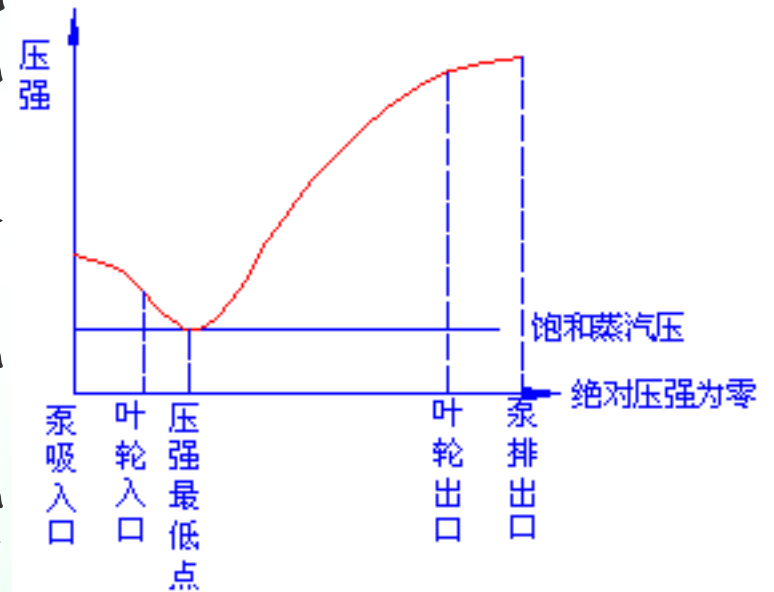


图2-15 离心泵的安装高度

2 流体输送机械—2.1 离心泵

液体将发生**部分汽化现象**，所生成的大量蒸汽泡在随液体从叶轮进口向叶轮外周流动时，又因压强升高，气泡立即凝聚，气泡的消失产生局部真空，周围的液体以极大的速度冲向气泡原来所在的空间，在冲击点处产生很高的局部压强（高达几百个大气压），冲击频率高达每秒几万次之多。尤其当气泡的凝结发生在叶轮表面时，众多的液体质点犹如细小的高频水锤撞击着叶片；另外气泡中还可能带有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，将导致叶片过早损坏。这种现象称为泵的**汽蚀现象**。



2 流体输送机械—2.1 离心泵

汽蚀现象发生时，泵体**振动**并发生**噪音**，**流量** Q 、**扬程**（压头） H 和**效率** η 都**明显下降**，严重时甚至**吸不上液体**。因此汽蚀现象是有害的，必须加以避免。那么，如何避免汽蚀现象的产生呢？

从前面的分析可知，泵的安装高度 z_s 受到汽蚀现象的限制，为壁面汽蚀现象的发生：① 泵的安装位置不能太高，以保证叶轮中各处压强高于被输送液体的饱和蒸汽压 p_v ；② 可采取 $p_s \uparrow$ ；③ $\Sigma h_{f(s-k)} \downarrow$ 。

我国的离心泵规格中采用下述**两种指标**——**允许汽蚀余量**（有的教材给出**必需汽蚀余量**）和**允许吸上高度**来表示泵的吸上性能，下面简述这两种指标的意义，并说明如何利用它们来确定泵的安装高度不至于发生汽蚀现象。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

(2) 汽蚀余量

在s与e之间列柏努利方程得:

$$\frac{p_s}{\rho g} = z_s + \frac{p_e}{\rho g} + \frac{u_e^2}{2g} + \dot{a} h_{f(s-e)}$$

$$\text{或 } z_s = \frac{p_s}{\rho g} - \underbrace{\left(\frac{p_e}{\rho g} + \frac{u_e^2}{2g} \right)}_{\text{泵吸入口的全压头}} - \dot{a} h_{f(s-e)}$$

泵吸入口的全压头

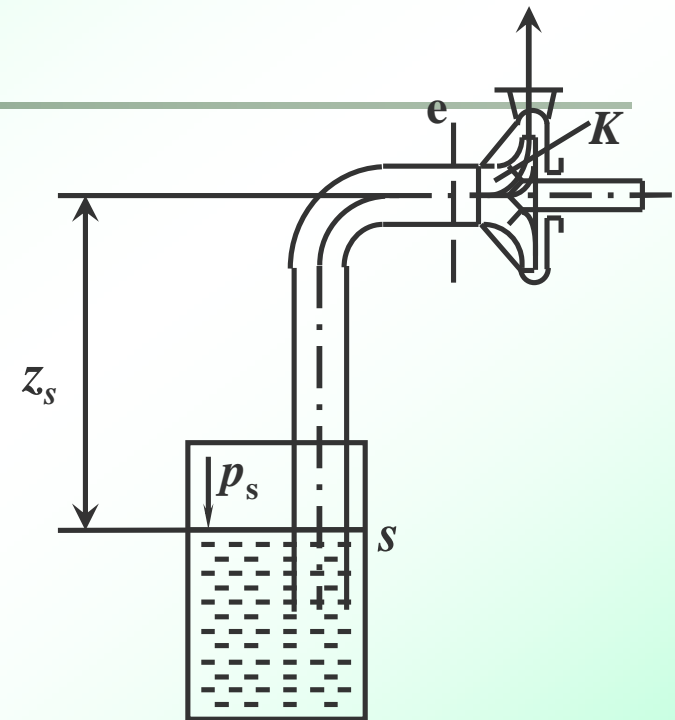


图2-15 离心泵的安装高度

$$\text{汽蚀余量 } \Delta h \quad Dh = \left(\frac{p_e}{\rho g} + \frac{u_e^2}{2g} \right) - \frac{p_v}{\rho g} > 0$$

$$\text{最小汽蚀余量 } \Delta h_{\min} \quad Dh_{\min} = \left(\frac{p_{e\min}}{\rho g} + \frac{u_e^2}{2g} \right) - \frac{p_v}{\rho g} > 0 \quad (2-20)$$

2 流体输送机械—2.1 离心泵

允许汽蚀余量 $\Delta h_{\text{允许}}$ $Dh_{\text{允许}} = Dh_{\text{min}} + 0.3$

允许安装高度 $z_{s\text{允许}}$

$$\begin{aligned} z_{s\text{允许}} &= \frac{p_s}{\rho g} - \left(\frac{p_e}{\rho g} + \frac{u_e^2}{g} \right)_{\text{允许}} - \dot{\Delta} h_{f(s-e)} \\ &= \frac{p_s}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - Dh_{\text{允许}} - \dot{\Delta} h_{f(s-e)} \end{aligned} \quad (2-21)$$

这种求 $z_{s\text{允许}}$ 的方法称为 **允许汽蚀余量法**。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

讨论:

(1) $\Delta h_{\text{允许}}$ 由实验测定, 不同型号的泵其值不同, 由厂家出厂前由实验测定; 测定条件为: 液面压力为标准大气压, 流体为水, 水温 20°C ;

(2) 当进口管路无阻力, 液面压力为标准大气压, $u_e=0$, 不考虑饱和蒸汽压影响时, $z_s=10.33\text{m}$ 是泵安装高度的极限;

(3) 当进口管路阻力增大时, 允许安装高度降低, 故应尽可能减小吸入管路的阻力; 如:

- * 吸入管路尽量短, 少走弯路;
- * 进口管路直径一般大于出口管路直径;
- * 进口管路上避免不必要的管件, 如泵装于液面下可免装止逆阀 (并且启动前不用灌泵), 流量调节阀装于出口管路;

2 流体输送机械—2.1 离心泵

(4) 实际生产过程中，管路的流量有可能发生变化，那么此时吸入管路的阻力也发生变化；若流量增大则允许安装高度减小，所以为避免在实际操作中由于流量的提高或其他参数（如液体温度，液面压力等）的变化而出现汽蚀现象，允许安装高度按可能出现的最大流量计算并且实际安装高度应低于允许安装高度：

$$z_s = z_{s\text{允许}} - (0.5 \sim 1.0)$$

(5) 对油泵通常给出允许汽蚀余量，当实际操作条件与允许汽蚀余量测定条件不同时，应进行校正：

$$Dh_{\text{允许}}^c = j Dh_{\text{允许}}$$

对于油品 $\phi < 1$ ，所以经过校正后的允许安装高度值更大，而未经过校正计算得到的允许安装高度则较小；因此对此类情况将不作校正（作为额外的安全余量）。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

(3) 允许吸上真空度 H_s

定义
$$H_s = \frac{p_s}{\rho g} - \frac{p_e}{\rho g}$$

当 $p_k=p_v$, $p_e=p_{e\min}$ 时刚好发生汽蚀现象, 此时的吸上高度为不会发生汽蚀现象的最大值:

$$H_{s\max} = \frac{p_s}{\rho g} - \frac{p_{e\min}}{\rho g}$$

为了安全, 规定允许吸上真空度为: $H_s = H_{s\max} - 0.3$

所以允许安装高度也可用允许吸上高真空度法计算

$$z_{s\text{允许}} = H_s - \frac{u_e^2}{2g} - \sum h_{fS-e} \quad (2-22)$$

2 流体输送机械—2.1 离心泵

讨论:

(1) H_s 只能由实验测定, 不同型号的泵其允许吸上真空度不同, 由厂家出厂前由实验测定; 测定条件为: 液面压力为1atm, 流体为水, 水温20℃, 饱和蒸汽压为0.24 mH₂O;

(2) 当进口管路阻力增大时, 允许安装高度降低, 故应尽可能减小吸入管路的阻力;

(3) 允许安装高度按可能出现的最大流量计算并且实际安装高度应低于允许安装高度:

$$z_s = z_{s\text{允许}} - (0.5 \sim 1.0)$$

(4) $z_s = 10.33\text{m}$ 是泵安装高度的极限;

(5) 对清水泵通常给出允许吸上真空度的参数, 当操作条件与允许吸上高度测定条件不同时, 应进行校正

$$H_{\xi} - H_s = \frac{p_s^{\xi} - p_e^{\xi}}{rg} - \frac{p_s - p_e}{rg}$$

2 流体输送机械—2.1 离心泵

为操作条件下的液面压力, mH_2O

$$H_{\text{S}} = H_s - (H_0 - H_{\text{f}}) - (H_t^{\text{c}} - H_t) = H_s - (10.33 - H_{\text{f}}) - (H_t^{\text{c}} - 0.24)$$

为操作条件下输送液体时允许吸上高度, m 液柱

为操作温度下被输送液体的饱和蒸汽压, mH_2O

再考虑操作条件下输送流体密度与测定条件下流体密度的差异:

$$H_{\text{S}} = \left[H_s - (10.33 - H_{\text{f}}) - (H_t^{\text{c}} - 0.24) \right] \frac{1000}{r^{\text{c}}}$$

由该式可知, 液面压力越小、饱和蒸汽压越高、密度越大, 则允许的安装高度越低; 经校正后操作条件下的允许安装高度为:

$$z_{\text{S允许}} = H_{\text{S}} - \frac{u_e^2}{2g} - \dot{a} h_{\text{fs-e}}$$

2 流体输送机械—2.1 离心泵

注意:

- 1) 离心泵的允许吸上真空度和允许气蚀余量值是与其流量有关的，大流量下 Δh 较大而 H_s 较小，因此，必须注意使用最大额定流量值进行计算。
- 2) 离心泵安装时，应注意选用较大的吸入管路，减少吸入管路的弯头、阀门等管件，以减少吸入管路的阻力。
- 3) 当液体输送温度较高或液体沸点较低时，可能出现允许安装高度为负值的情况，此时，应将离心泵安装于贮槽液面以下，使液体利用位差自流入泵内。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

2.1.7 离心泵的选用、安装与操作

(1) 离心泵的选用

- ①根据被输送液体的性质确定泵的类型；
- ②根据管路系统的性质和工艺要求确定流量和压头（应以生产中可能出现的最大流量计算）；
- ③根据所需流量和压头确定泵的型号（所选泵的流量与扬程应比工艺要求略高，有一定的余量；但余量又不宜太大，否则回远离高效区，效率低；对多台泵都合适的情况下选择操作条件下效率最高的）；
- ④对泵所配电机的功率进行校核确定是否更换电机。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

(2) 离心泵的安装

①对关键管道用泵或容易损坏的泵应安装备用泵（并联一台工作，一台备用）；

②安装高度不能太高，应小于允许安装高度；

③设法尽量减少吸入管路的阻力，以减少发生汽蚀的可能性。主要考虑：吸入管路应短而直；吸入管路的直径可以稍大；吸入管路减少不必要的管件；调节阀应装于出口管路。

2 流体输送机械—2.1 离心泵

(3) 离心泵运转

①启动前应灌泵（泵装在液面以下则为自然灌泵），并排气，防止出现气缚现象；

②应在出口阀关闭的情况下启动泵，使启动功率、电流最小，避免烧毁电机；

③停泵前先关闭出口阀，避免管道中的液体倒流，带动叶轮倒转，以免损坏叶轮和电机，尤其对没有安装底阀的情况；

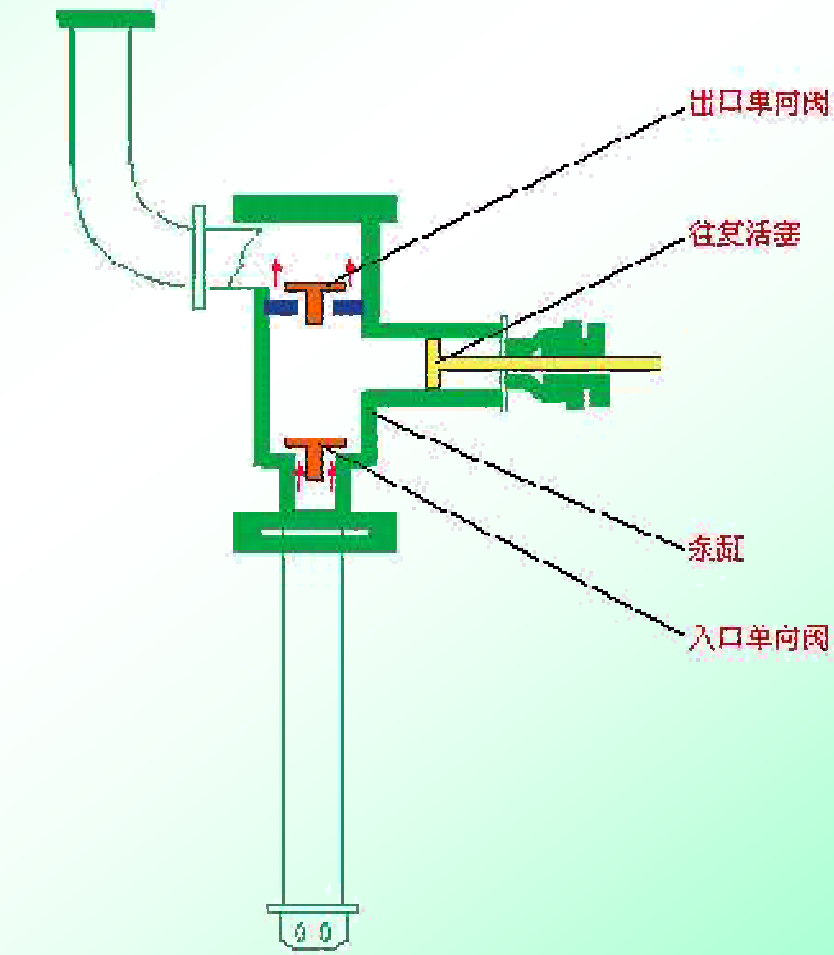
④运转时应定时检查泵的响声、振动、滴露等情况，观察泵出口压力表的读数，以及轴承是否过热等。

2 流体输送机械—2.2 其它类型泵

2.2.1 往复泵

(1) 往复泵

往复泵是一种容积式泵，它依靠作往复运动的活塞依次开启吸入阀和排出阀从而吸入和排出液体。



2 流体输送机械—2.2 其它类型泵

泵的主要部件有泵缸、活塞、活塞杆、吸入单向阀和排出单向阀。活塞经传动和机械在外力作用下在泵缸内作往复运动。活塞与单向阀之间的空隙称为工作室。

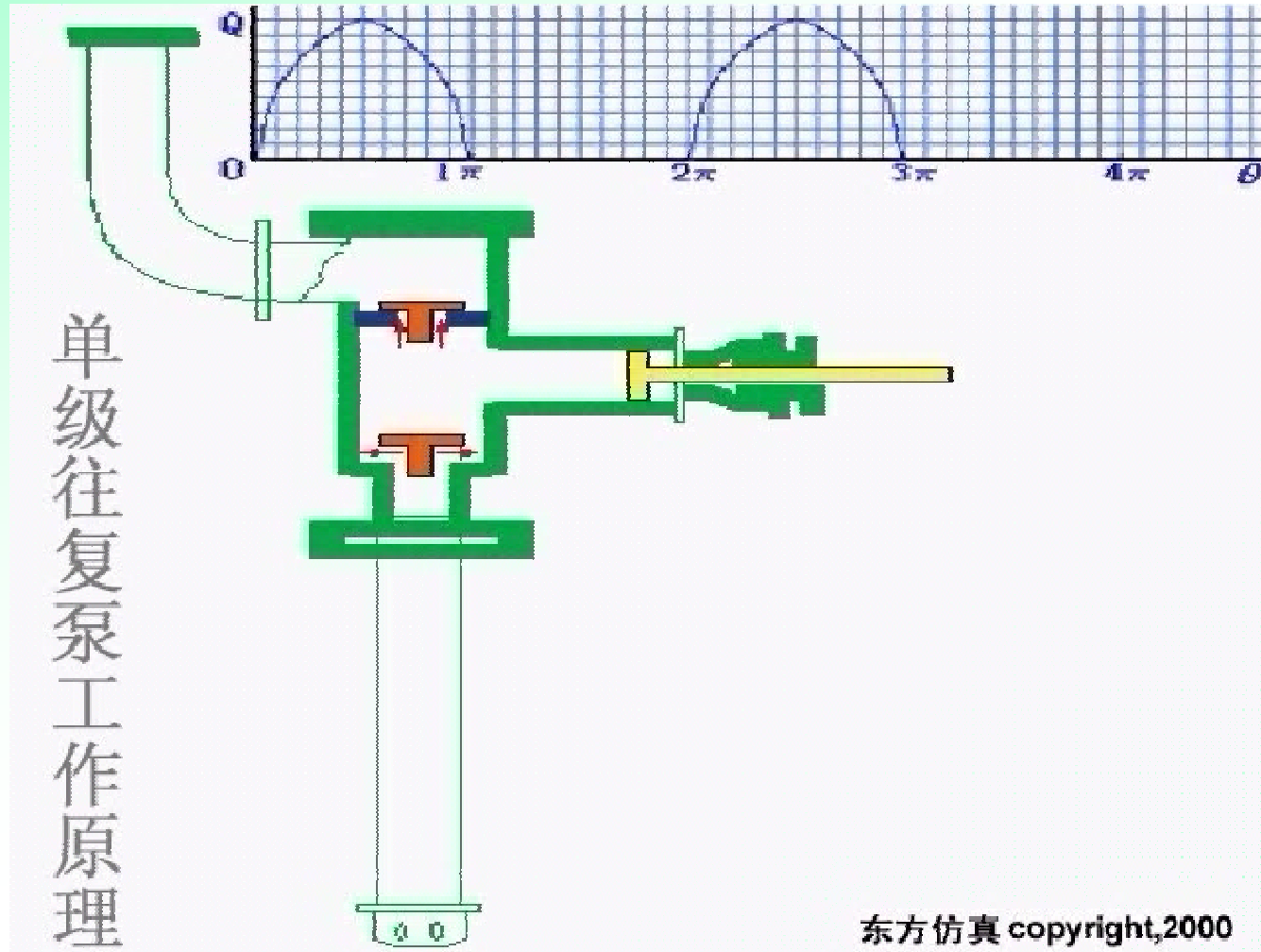
工作原理：

当活塞自左向右移动时，工作室的容积增大，形成低压，贮池内的液体经吸入阀被吸入泵缸内，排出阀受排出管内液体压力作用而关闭。

当活塞移到右端时，工作室的容积最大。

活塞由右向左移动时，泵缸内液体受挤压，压强增大，使吸入阀关闭而推开排出阀将液体排出，活塞移到左端时，排液完毕，完成了一个工作循环，此后开始另一个循环。

2 流体输送机械—2.2 其它类型泵



2009-4-26

54

2 流体输送机械—2.2 其它类型泵

活塞从左端点到右端点的距离叫行程或冲程。

活塞在往复一次中，只吸入和排出液体各一次的泵，称为单动泵。

由于单动泵的吸入阀和排出阀均装在活塞的一侧，吸液时不能排液，因此排液不是连续的。

为了改善单动泵流量的不均匀性，多采用双动泵或三联泵。

往复泵的工作原理与离心泵不同，具有以下特点：

1) 往复泵的流量只与泵本身的几何形状和活塞的往复次数有关，而与泵的压头无关。无论在什么压头下工作，只要往复一次，泵就排出一定的液体。

2 流体输送机械—2.2 其它类型泵

其理论流量:

$$\text{对单动泵 } Q_T = ASn_r$$

$$\text{对双动泵 } Q_T = (2A - a)Sn_r$$

2) 往复泵的压头与泵的几何尺寸无关，只要泵的机械强度及原动机的功率允许，输送系统要求多高的压头，往复泵就能提供多大的压头。

3) 往复泵的吸上真空度也随泵安装地区的大气压强、输送液体的性质和温度而变，所以往复泵的吸上高度也有一定的限制。但往复泵的低压是靠工作室的扩张来造成的，所以在开动之前，泵内无须充满液体，往复泵有自吸作用。

2 流体输送机械—2.2 其它类型泵

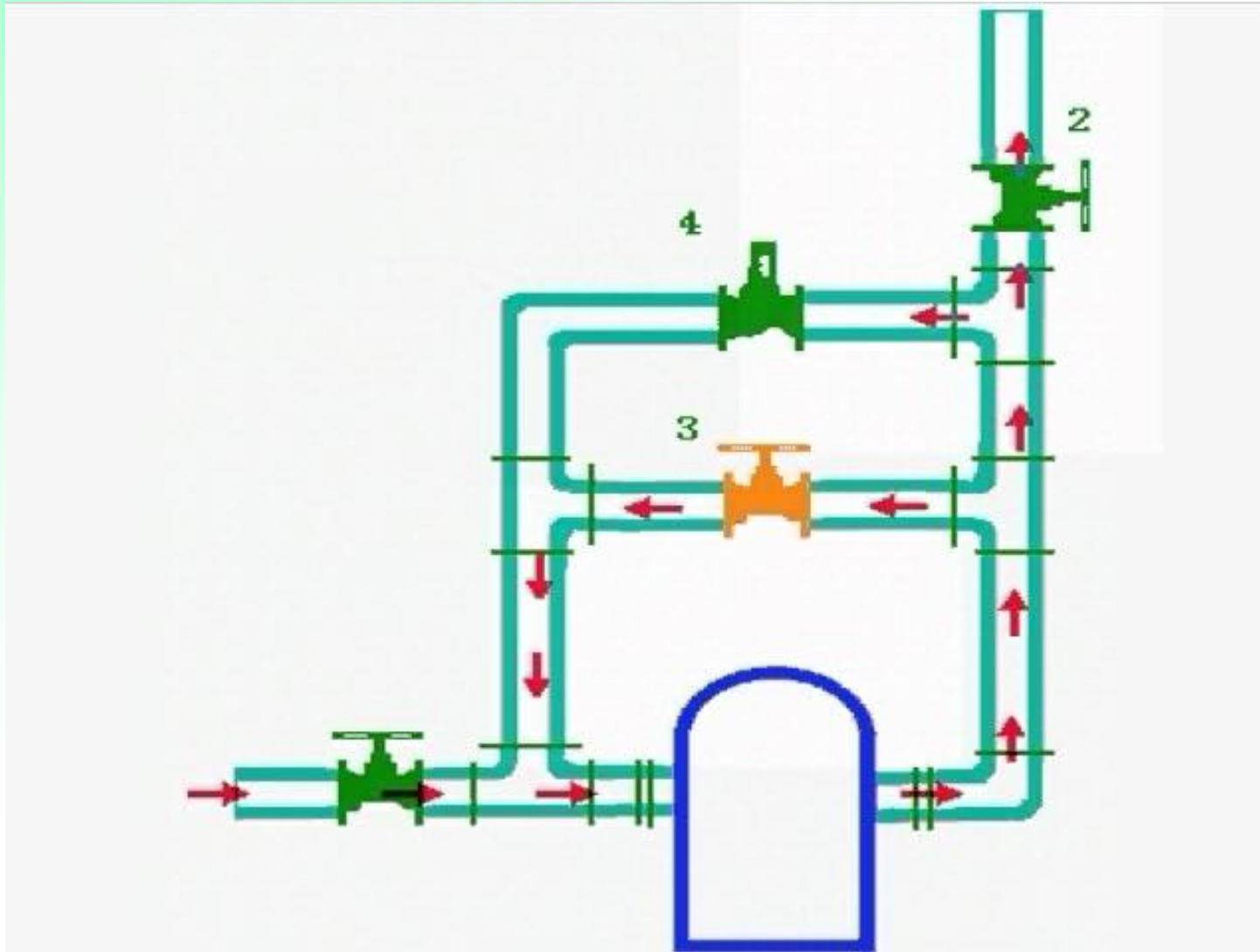
4) 往复泵不能简单地用排出管路阀门来调节流量，一般采用回路调节。

往复泵适用于小流量、高压强的场合，输送高粘度液体时的效果也比离心泵好，但不能输送腐蚀性液体和固体粒子的悬浮液。

(2) 计量泵

计量泵就是往复泵的一种。通过偏心轮把电机的旋转运动变成柱塞的往复运动。偏心轮的偏心距离可以调整，使柱塞的冲程随之改变。这样就达到控制和调节流量的目的

2 流体输送机械—2.2 其它类型泵



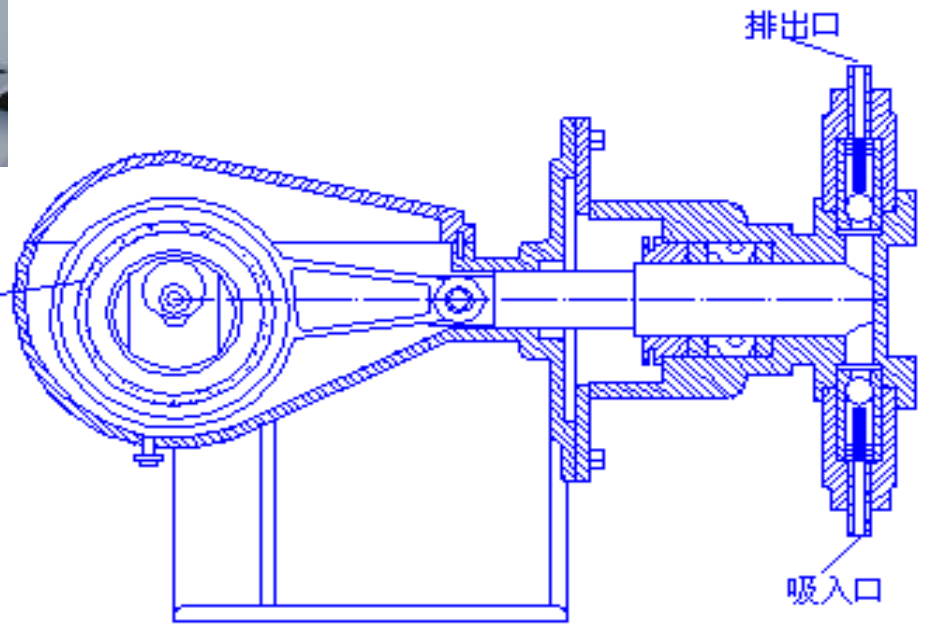
2009-4-26

58

2 流体输送机械—2.2 其它类型泵



可调整的
偏心轮装置



2009-4-26

59

2 流体输送机械—2.2 其它类型泵

(3) 隔膜泵

隔膜泵专用于输送腐蚀性液体或含有悬浮物的液体。如教材图2-19所示。

隔膜泵通过隔膜的往复运动来吸、排液体，故也属于往复泵一类，隔膜可以用活塞或活柱带动，也可以用压缩空气来带动。

2 流体输送机械—2.2 其它类型泵

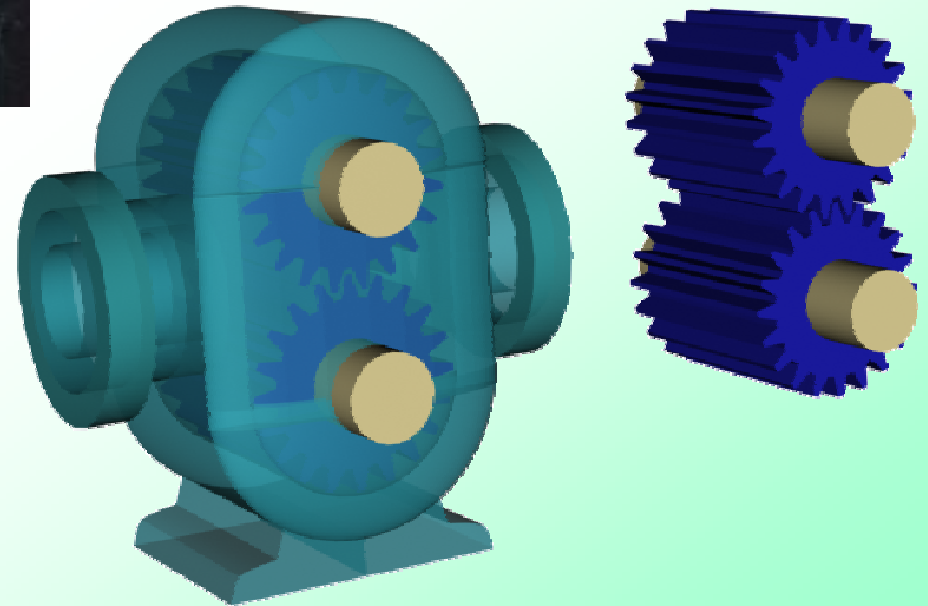
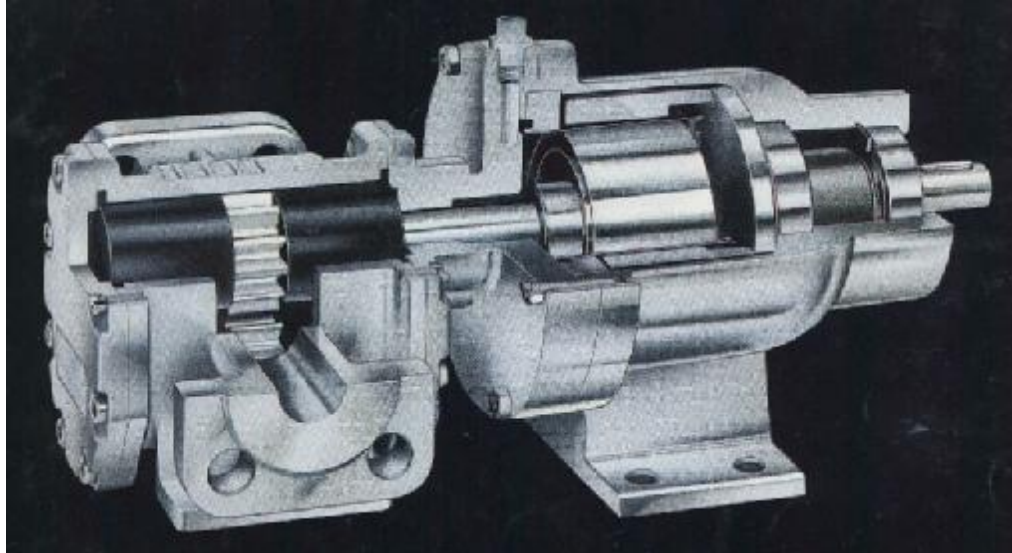
2.2.2 旋转泵

旋转泵靠泵内一个或多个转子的旋转来吸入或排出液体，又称**转子泵**

(1) 齿轮泵

泵壳内有两个齿轮。一个用电机带动旋转，另一个被啮合着向相反方向旋转，吸入腔内两轮的齿互相拨开，形成低压而吸入液体，被吸入的液体被齿嵌住，随齿轮转动而达到排出腔，排出腔内两轮的齿互相合拢，形成高压而排出液体。

2 流体输送机械—2.2 其它类型泵



2009-4-26

62

2 流体输送机械—2.2 其它类型泵

齿轮泵可以产生较高的压头，但流量较小，用于输送粘稠的液体，但不能输送含颗粒的悬浮液。

(2) 螺杆泵

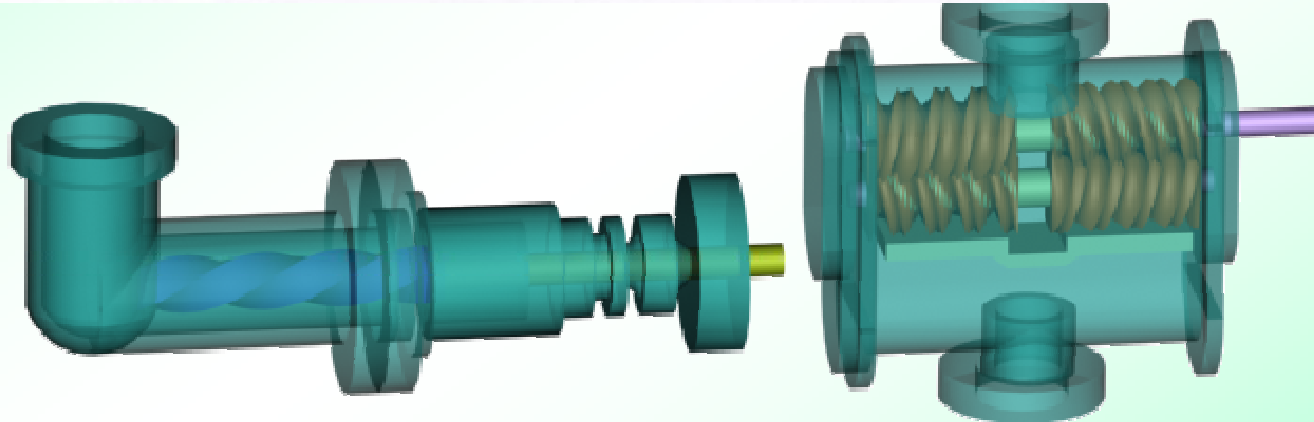
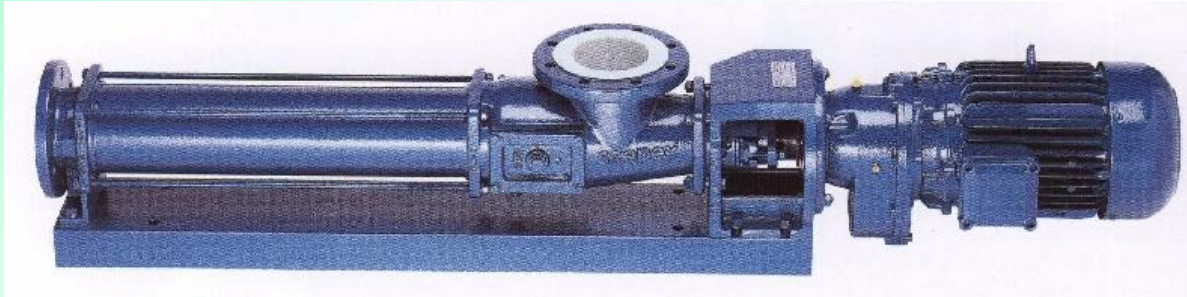
螺杆泵分为单螺杆泵、双螺杆泵、三螺杆泵、五螺杆泵等

图 (a) 为单螺杆泵，螺杆在具有内罗纹的泵壳中偏心转动，将液体沿轴向推进，最终沿排出口排出。(b) 为双螺杆泵，工作原理与齿轮泵十分相似，利用两根相互啮合的螺杆来输送液体。

螺杆泵的压头高，效率高，无噪音，适用于高粘度液体的输送。

往复泵、旋转泵均属于正位移泵。

2 流体输送机械—2.2 其它类型泵



(a) 单螺杆泵

(b) 双螺杆泵

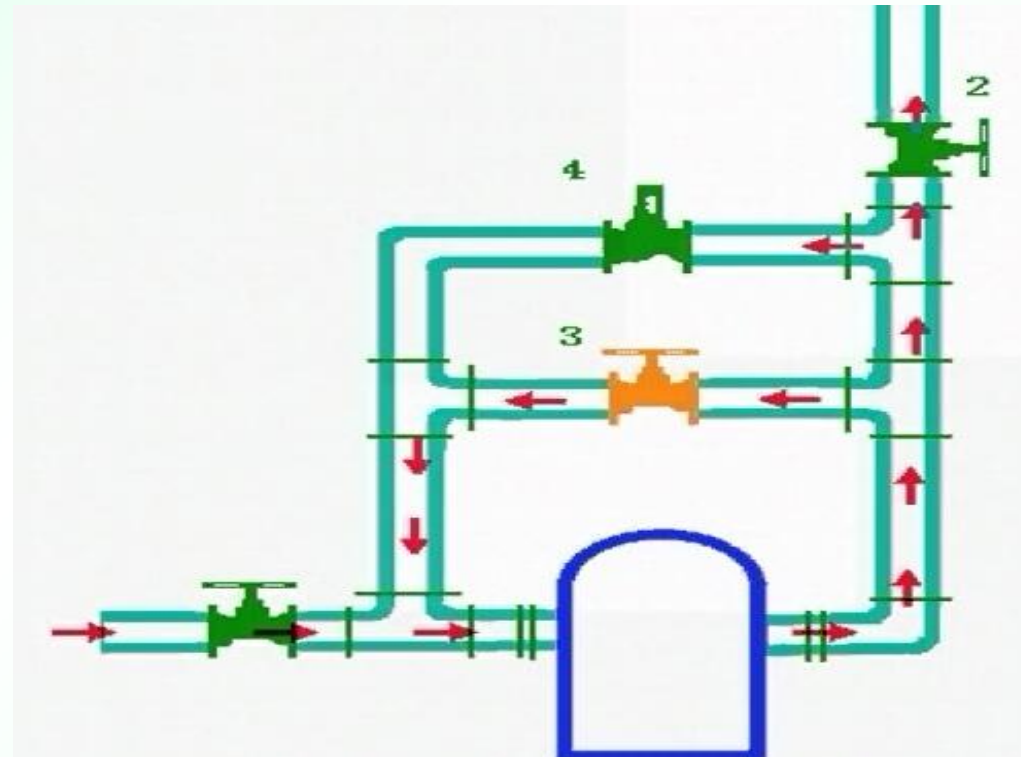
2009-4-26

64

2 流体输送机械—2.2 其它类型泵

(3) 正位移泵的流量调节

往复泵、旋转泵均属于正位移泵。其流量调节必须在排出管路上安装支路，用支路阀配合进行。如下图所示：



2009-4-26

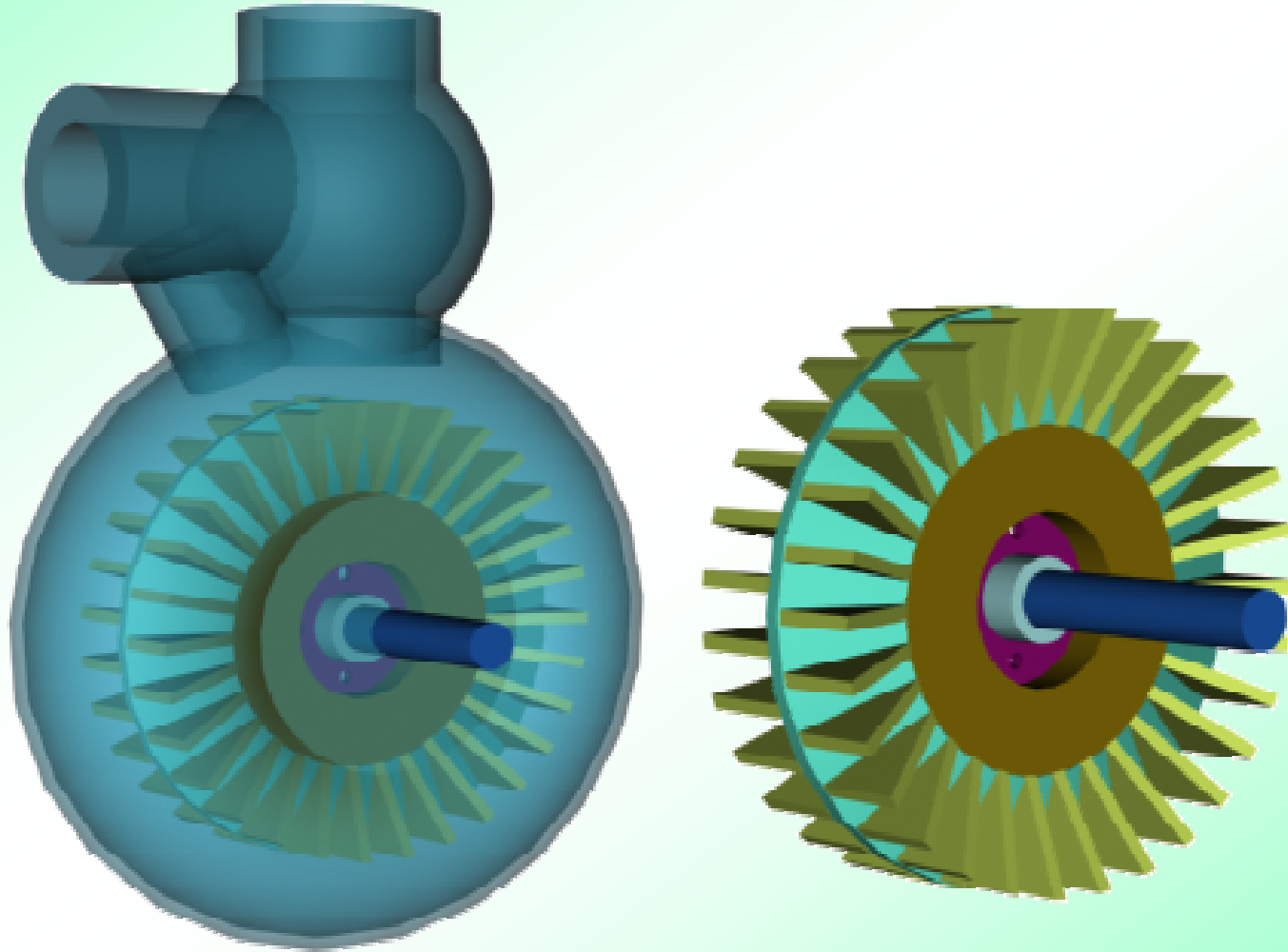
65

2 流体输送机械—2.2 其它类型泵

2.2.3 旋涡泵

旋涡泵是一种特殊类型的离心泵，它是由叶轮和泵体组成。叶轮是一个圆盘，四周由凹槽构成的叶片成辐射状排列。叶轮在泵壳内转动，其间有引水道，吸入管接头和排出管接头之间为间壁，间壁与叶轮只有很小的缝隙，用来分隔吸腔和排出腔。泵内液体在随叶轮旋转的同时，又在引水道与各叶片间作漩涡形运动。因而，被叶片拍击多次，获得较多的能量。液体在叶片与引水道之间的反复迂回是靠离心力的作用。因此，旋涡泵在开动前也要灌满液体。旋涡泵适用于要求输送量小，压头高而粘度不大的液体。

2 流体输送机械—2.2 其它类型泵



2009-4-26

67

2 流体输送机械—2.2 其它类型泵



2009-4-26

68

2 流体输送机械—2.2 其它类型泵

2.2.4 各类泵在化工生产中的应用

(1) 离心泵 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。离心泵适用性广，价格低廉，得到广泛应用。缺点是压头较低，一般没有自吸能力，效率只是在一定流量范围内才较高，一般来说比往复泵低些。

(2) 往复泵 靠往复运动的柱塞挤压排送液体，因而易于获得高压头而难以获得大流量。优点是压头高，送液量固定，有自吸作用，效率较高。但流量较大的往复泵设备庞大，造价昂贵。

(3) 旋转泵（齿轮泵、螺杆泵等） 靠挤压作用产生压头，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用。

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

2.3 气体输送与压缩机械

气体输送与压缩机械的应用:

- (1) 气体输送
- (2) 产生高压气体
- (3) 产生真空

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

气体输送机械的分类:

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: 出口压力 $<15\text{kPa}$ (表压), 压缩比1至1.15;
- (2) 鼓风机: 出口压力 $15\sim 3\text{atm}$ (表压), 压缩比小于4;
- (3) 压缩机: 出口压力 $>3\text{atm}$ (表压), 压缩比大于4;
- (4) 真空泵: 出口压力约为常压, 压缩比由真空度决定。

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

气体输送机械的结构和原理与液体输送机械大体相同，液体输送机械能否用于输送气体呢？**不能**。因为气体与液体的性质有较大区别：

(1) 气体的密度比液体的密度小得多（如空气密度 1.293kg/m^3 ，水的密度为 1000kg/m^3 ）；在同样条件下，气体在输送机械内产生的离心力小，所以气体输送机械的叶轮转速比液体输送机械来得快，且叶片数目多以提高离心力；

(2) 气体的粘度小，液体粘度大（空气粘度 0.0177cp ，水的粘度 1cp ）

(3) 气体的流速比液体的流速大得多，由于气体密度小在同样质量流量下，气体的流速高于液体的流速，一般液体的适宜流速为 $1\sim 3\text{m/s}$ ，气体的适宜流速为 $15\sim 25\text{m/s}$ ；所以气体输送机械需要更大的压头以克服气体流动的阻力损失；也正因为此气体输送需要较大的流速，气体输送机械的叶轮多采用径向叶片或前弯叶片；

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

(4) 气体具有可压缩性，液体压缩性小可视为不可压缩流体；气体经输送机械做功静压提高受压缩，产生热效应，故压缩比大的气体输送机械具有中间冷却装置；

(5) 气体的动压头不可忽略而位压头可忽略，液体则正好相反。

总之，气体输送机械与液体输送机械相比：多采用前弯叶片或径向叶片，叶轮转速高、叶片数目多、设备体积大，对高压压缩比气体输送机械具有中间冷却装置。

2 流体输送机械— 2.3 气体输送与压缩机械

2.3.1 离心式风机

一、离心通风机的结构与类型

通风机主要有轴流式和离心式，轴流式通风机排风量大、压力小，一般只用于通风换气，不用于气体的输送，如冷却塔通风。离心通风机的的工作原理则与离心泵类似；根据通风机的出口压力分为：

低压通风机：出口压力（风压） $<1\text{kPa}$ （表压）

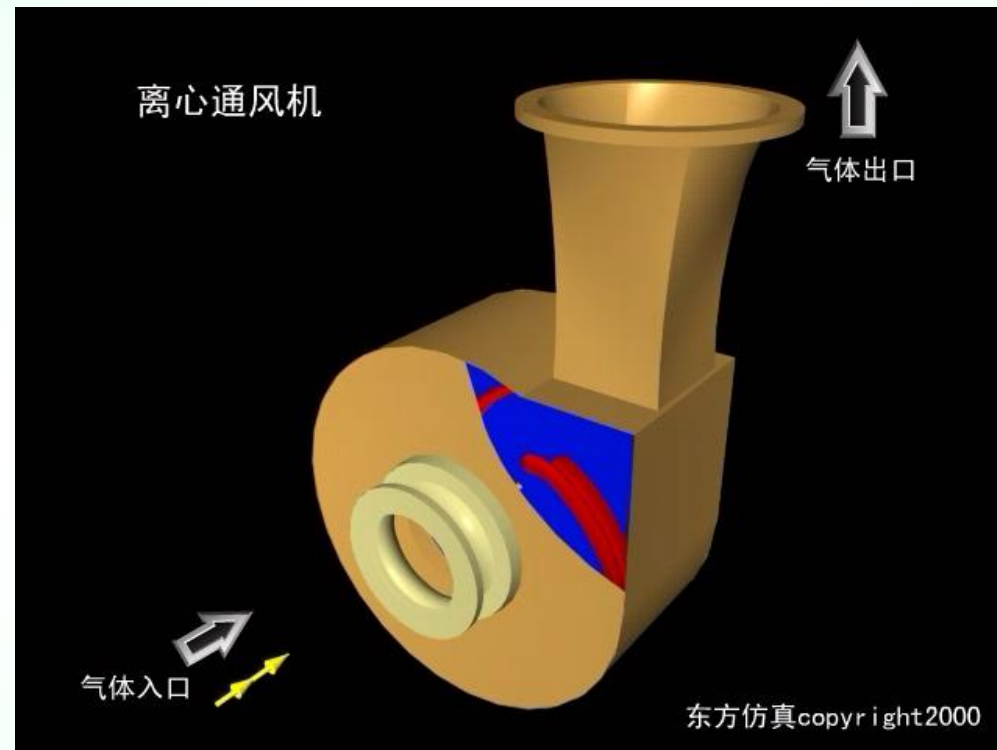
中压通风机：出口压力 $1\text{kPa}\sim 3\text{kPa}$ （表压）

高压通风机：出口压力 $3\text{kPa}\sim 15\text{kPa}$ （表压）

其中低、中压通风机风压较低主要用于通风换气，高压通风机可用于气体输送。

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

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。如图2-38所示它的机壳也是蜗壳形，但壳内逐渐扩大的气体通道及出口截面有方形和圆形两种。一般低、中压通风机多是方形，高压通风机多为圆形。叶片的数目比较多且长度较短。



2009-4-26

75

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

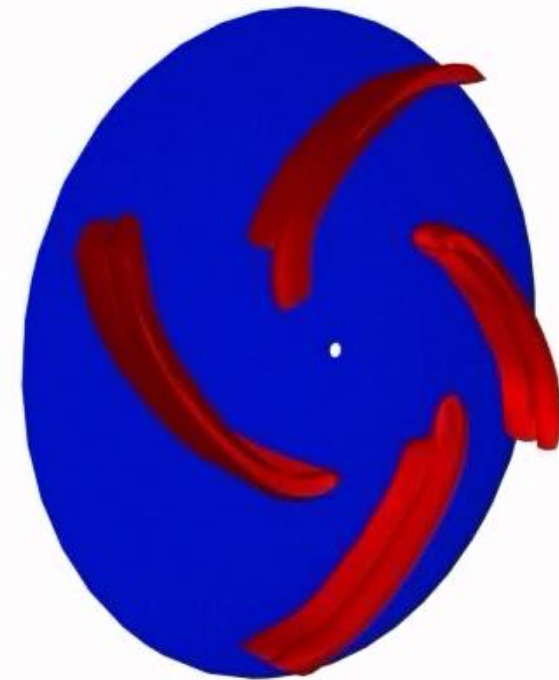
离心式通风机的叶片有以下几种：

①平直（径向）叶片 低压通风机的叶片通常是平直的，与轴心成辐射状安装。

②后弯叶片 静风压大，效率高。高效风机都是后弯叶片。

③前弯叶片 动风压大，效率低。通风机主要要求是送风量大，因此在不追求高效率时常用前弯叶片。

离心通风机叶轮



2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

二、离心式通风机的性能参数与特性曲线

①风量：指气体通过进风口的体积流率，以 Q 表示，单位为 m^3/h 或 m^3/s 。气体的体积按进口状态计。

②风压：指单位体积的气体通过通风机时所获得的能量，单位为 N/m^2 ，与压强单位相同，以 p_t 表示。取决于风机的结构，叶轮尺寸，转速与进入风机的气体的密度。

目前，还不能用理论方法精确计算离心通风机的风压，而是由试验测定。

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

在风机进口截面1、出口截面2之间列以单位体积流体为衡算基准的机械能衡算式，得

$$rgz_1 + p_1 + \frac{ru_1^2}{2} + p_t = rgz_2 + p_2 + \frac{ru_2^2}{2} + \sum \Delta p_{f(1-2)}$$

即
$$p_t = rg(z_2 - z_1) + (p_2 - p_1) + \frac{r(u_2^2 - u_1^2)}{2} + \sum \Delta p_{f(1-2)}$$

a、 $rg(z_2 - z_1)$ 很小可以忽略；

b、进出管段很短， $\sum \Delta p_{f(1-2)} \approx 0$ ，气体在风机内的阻力损失在风机效率中考虑；

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

c、进口直接通大气， $p_1 = 0$ （表压），截面1取进口外侧 $u_1 = 0$ 。

则

$$p_t = p_2 + \frac{\rho u_2^2}{2}$$

全风压
静风压
动风压

即 全风压 = 静风压 + 动风压

③ 轴功率 N 与全压效率

有效功率： $N_e = HQ \rho g = m_s w_e = Q p_t$

轴功率： $N = N_e / \eta$

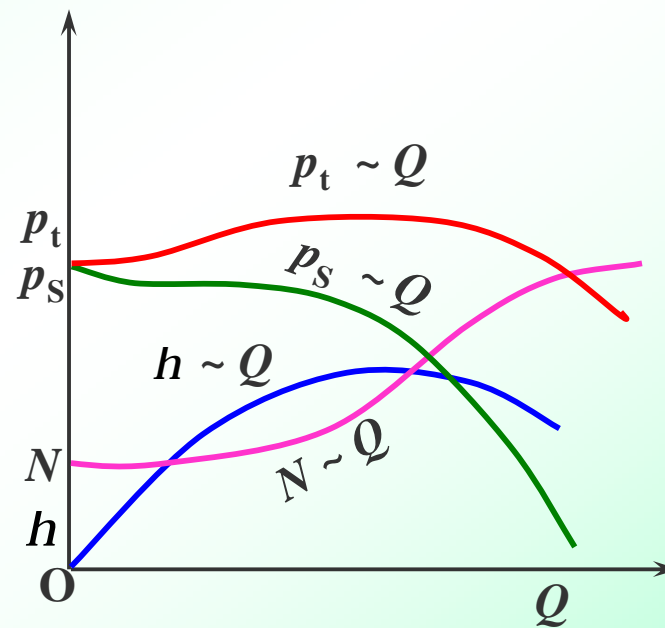
全压效率

离心通风机在设计流量下的效率约位70%-90%。此外还有按静风压定出的静压效率 η_{st} ， $\eta_{st} < \eta$

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

④ 离心通风机的特性曲线

与离心泵一样，通风机在出厂前，必须通过实验测定其特性曲线，如图2-39所示。实验是在一定转速下进行，实验介质是压强为1atm、温度为20℃的空气



离心通风机的特性曲线

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

三、离心通风机的选用

离心通风机的选用步骤与离心泵类似，不再详述。

但应注意：若使用条件与实验条件（1atm、20℃的空气，）不同，应将实际所需全风压 p_t 换算成实验条件下的全风压 p_{t0} ，然后根据 p_{t0} 与 Q 去选型。注意：不能用静风压或动风压去选型。全风压的换算可按下式进行：

$$p_{t0} = p_t \left(\frac{r_0}{r} \right) = p_t \left(\frac{1.2}{r} \right)$$

式中， ρ 为实际输送气体的密度。

比例定律对风机仍适用；

$$\rho \text{ 变, 轴功率 } N \text{ 变} \quad N = N_0 \frac{r}{1.2}$$

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

四、离心鼓风机和压缩机

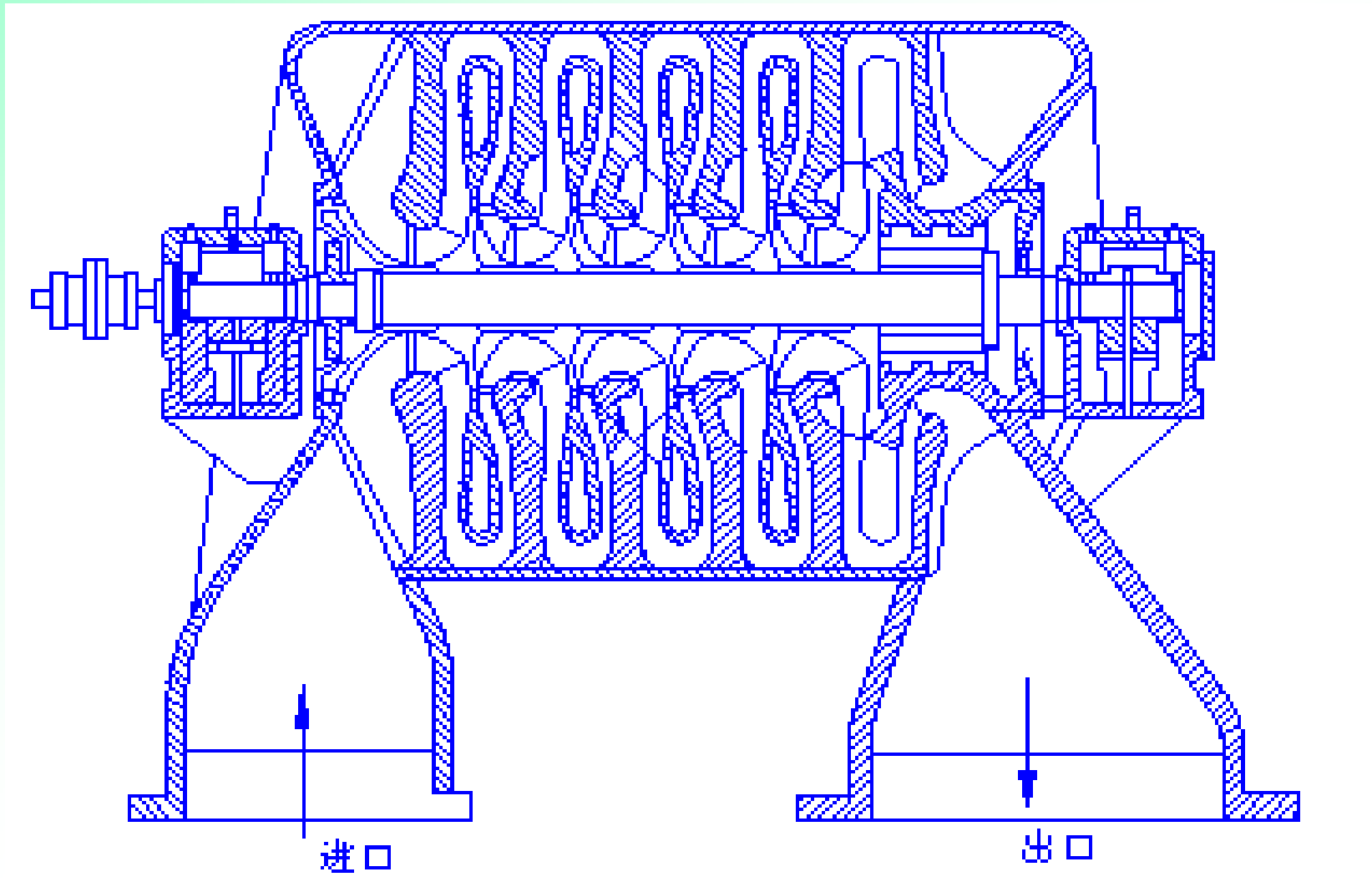
1) 离心鼓风机

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。单级鼓风机的出口压强（表压）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（表压）一般不超过0.3MPa，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 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械



2009-4-26

83

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

离心鼓风机外形与离心泵相象。蜗壳形的通道为圆形，但其外壳直径与宽度之比较大，叶轮上数目较多，转速较高，并且有一固定的导轮。图为一台五级离心鼓风机的示意图。气体由吸入口进入后，经过第一级的叶轮和导轮，然后转入第二级叶轮入口，再依次逐级通过以后的叶轮和导轮，最后由排气口排出。

离心通风机的送气量大，但所产生的风压仍不太高，出口表压强一般不超过 $294 \times 10^3 \text{Pa}$ 。由于在离心鼓风机中，气体的压缩比不高，所以无需设置冷却装置，各级叶轮的直径也大致上相等。

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

2) 离心压缩机

离心压缩机又称透平压缩机。它的主要结构和工作原理与离心鼓风机相似。离心压缩机的特点是叶轮级数多，通常在10级以上，叶轮转速高，一般为5000r/min以上。这样可以产生很多的出口压强，且由于压缩比高，气体体积缩小很多，温度升高大。因此压缩机都分成几段，每段包括若干级。叶轮的直径逐级缩小。叶轮宽度也逐级略有缩小，在各段之间设有中间冷却器。

优点：流量大而均匀，体积小，运转平稳，容易调节，维护方便。

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

2.3.2 旋转鼓风机和压缩机

旋转鼓风机、压缩机与旋转泵相似，机壳内有一个或两个旋转的转子，没有活塞和阀门等装置。

特点：构造简单、紧凑、体积小、排气连续而均匀，适用于所需压强不高且流量大的情况。

一、罗茨鼓风机

罗茨鼓风机的工作原理与齿轮泵相似，机壳内有两个渐开摆线形的转子，两转子之间，转子与机壳之间缝隙

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

很小，使转子能自由运动而无过多的泄漏，两转子的旋转方向相反，可使气体从技巧一侧吸入，从另一侧排出。若改变两转子的旋转方向，则吸入和排出口互换。

罗次鼓风机的特点：

(1) 风量与转速成正比，转速一定时，出口压力提高，风量可保持大体不变。

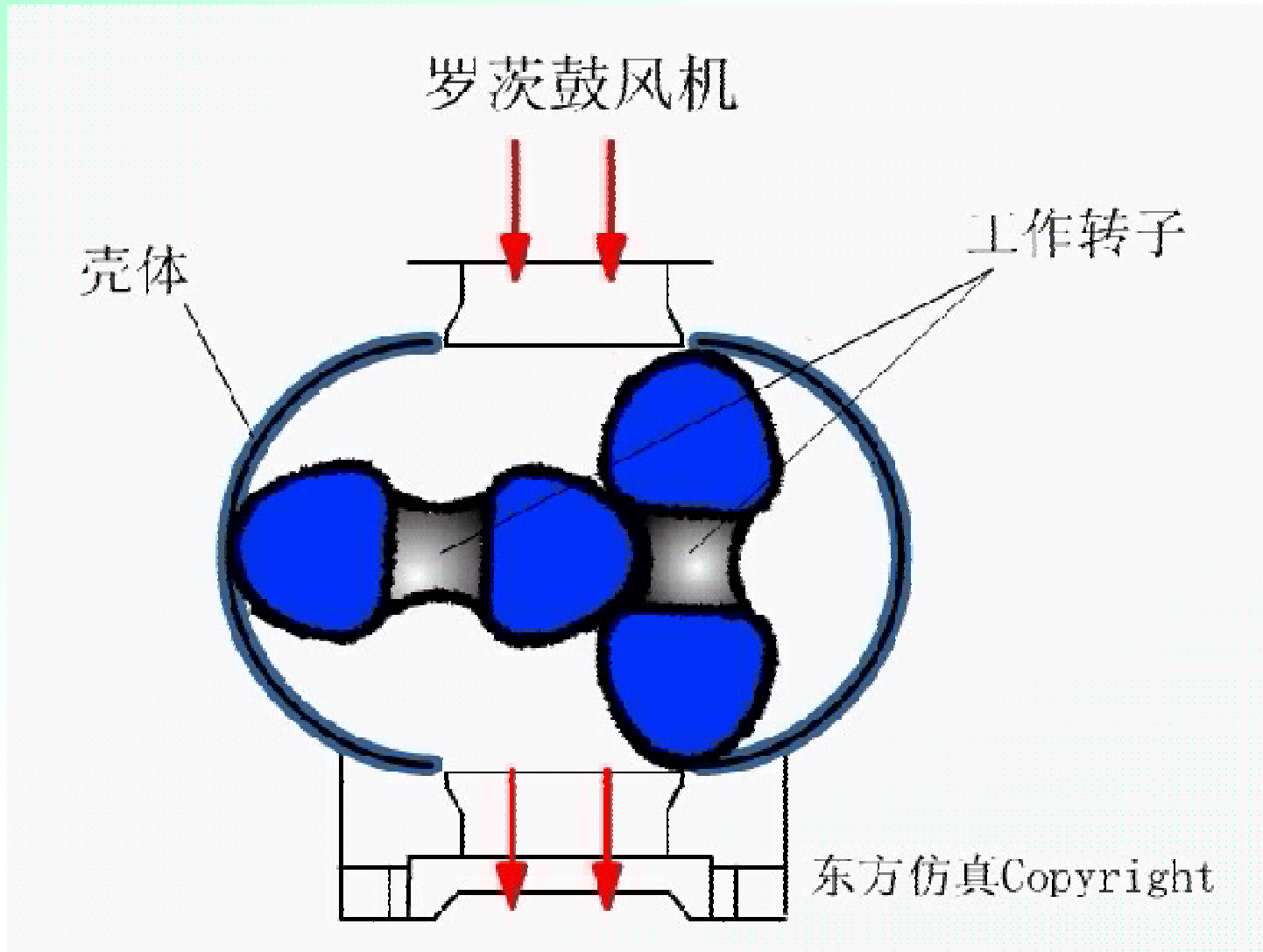
(2) 输气量范围：2~500m³/min。出口表压在80kPa以内且在40kPa附近效率较高。

(3) 流量调节一般用支路调节，出口阀不能完全关闭，且操作温度 $\geq 80-85^{\circ}\text{C}$

2009-4-26

87

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械



2009-4-26

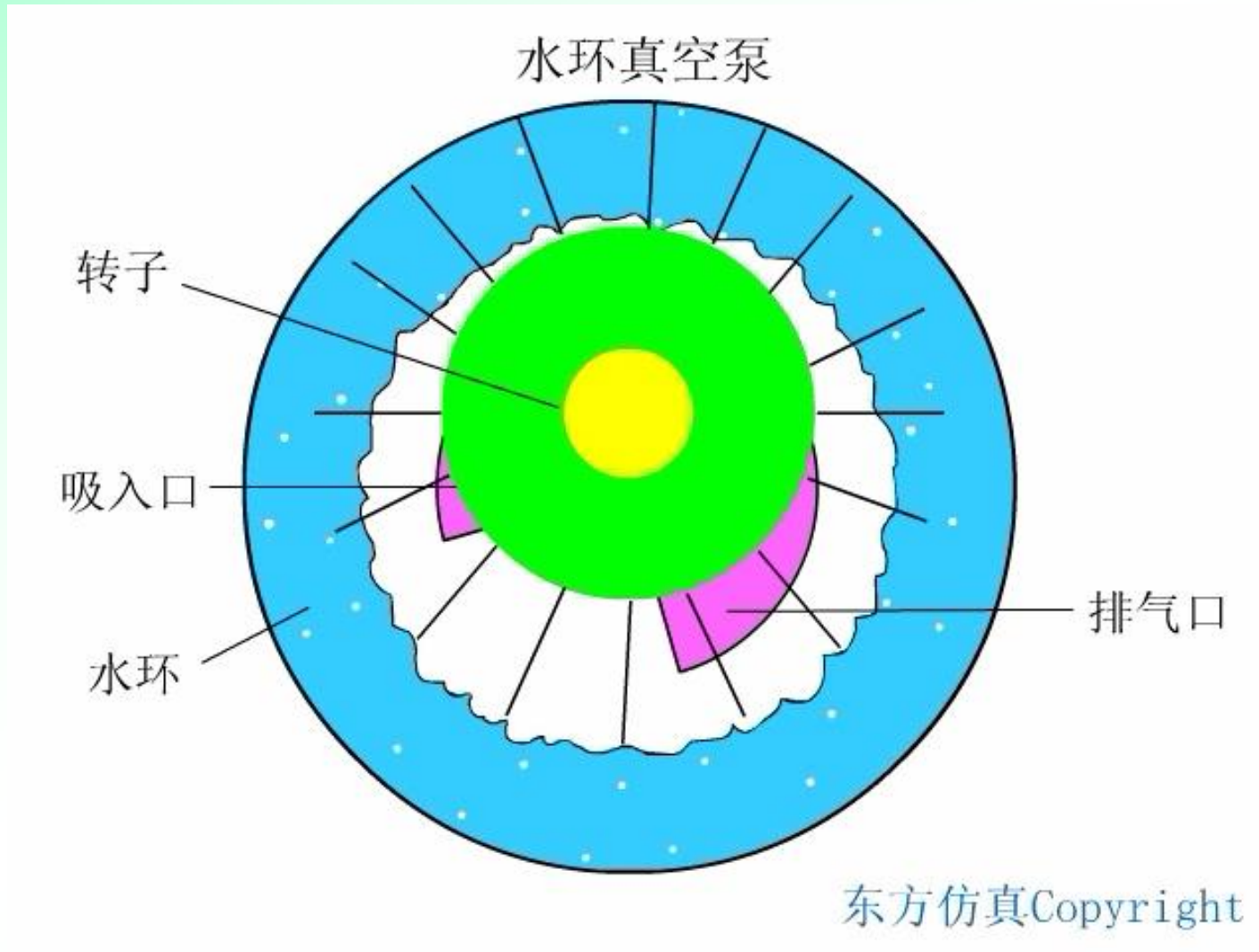
88

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

二、液环压缩机

液环压缩机也称纳氏泵，由略呈椭圆性的外壳和旋转叶轮所组成，叶轮在存有适量液体的壳体内旋转，由叶片带动，液体在离心力作用下抛向壳体周边形成椭圆形液环。椭圆形长轴处则形成两个月牙形空隙，供气体吸入和排出。当叶轮旋转一周时，在液环和叶片间所形成的密闭空间逐渐变大和变小各两次，气体从两个吸气口进入机内，从两个排气口排出。液环压缩机使气体只与叶轮接触而不与壳体接触，可用于输送腐蚀性气体。

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械



2009-4-26

90

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

水环具有密封作用，使叶片间的空隙形成大小不同的密封室。当小室增大时，气体从吸入口吸入，当小室从大变小时，气体由压出口排出。

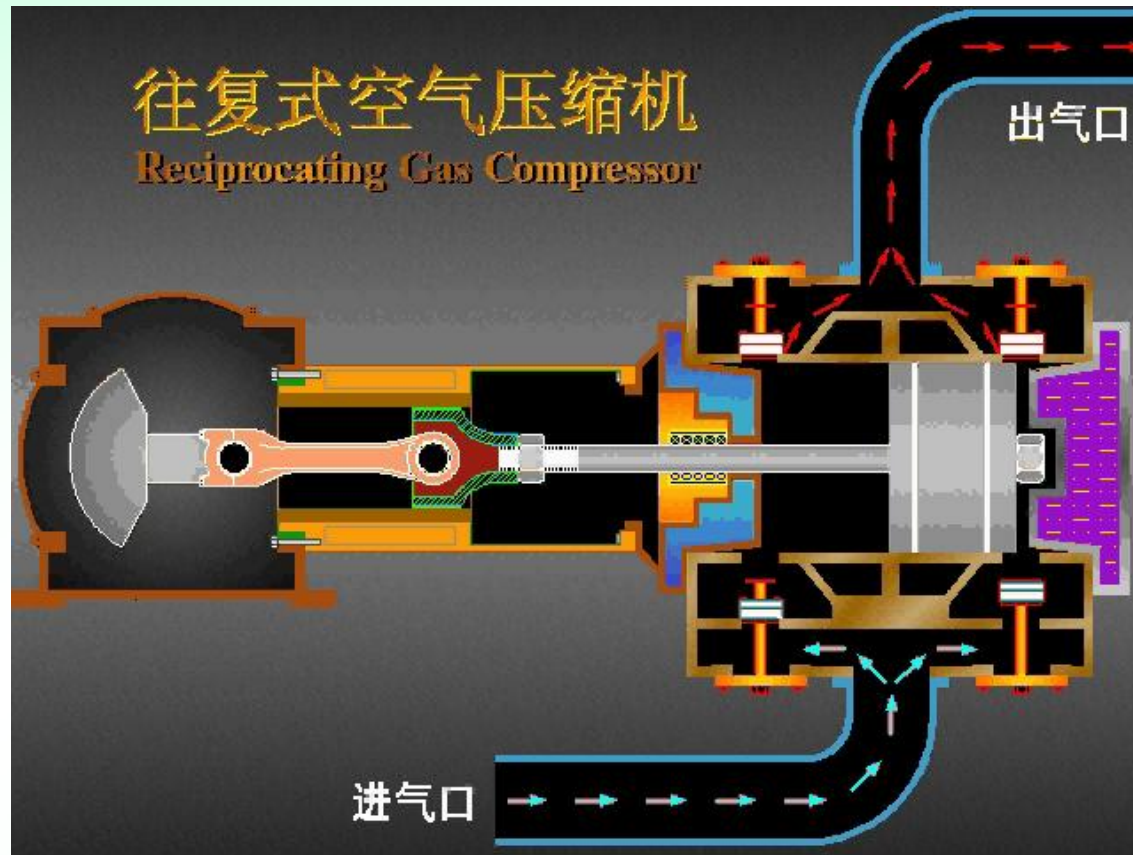
水环真空泵可以造成的最高真空度为 $83.4 \times 10^3 \text{Pa}$ 左右，它也可作鼓风机用，但所产生的表压强不超过 $98.07 \times 10^3 \text{Pa}$ 当被抽吸的气体不宜与水接触时，泵内可充以其它液体。

此类泵结构简单、紧凑，易于制造和维修。但泵的效率较低，一般为30%~50%。另外，该泵产生的真空度受泵内水温的限制。

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

2.3.3 往复压缩机

往复式压缩机的基本结构和工作原理与往复泵相似。

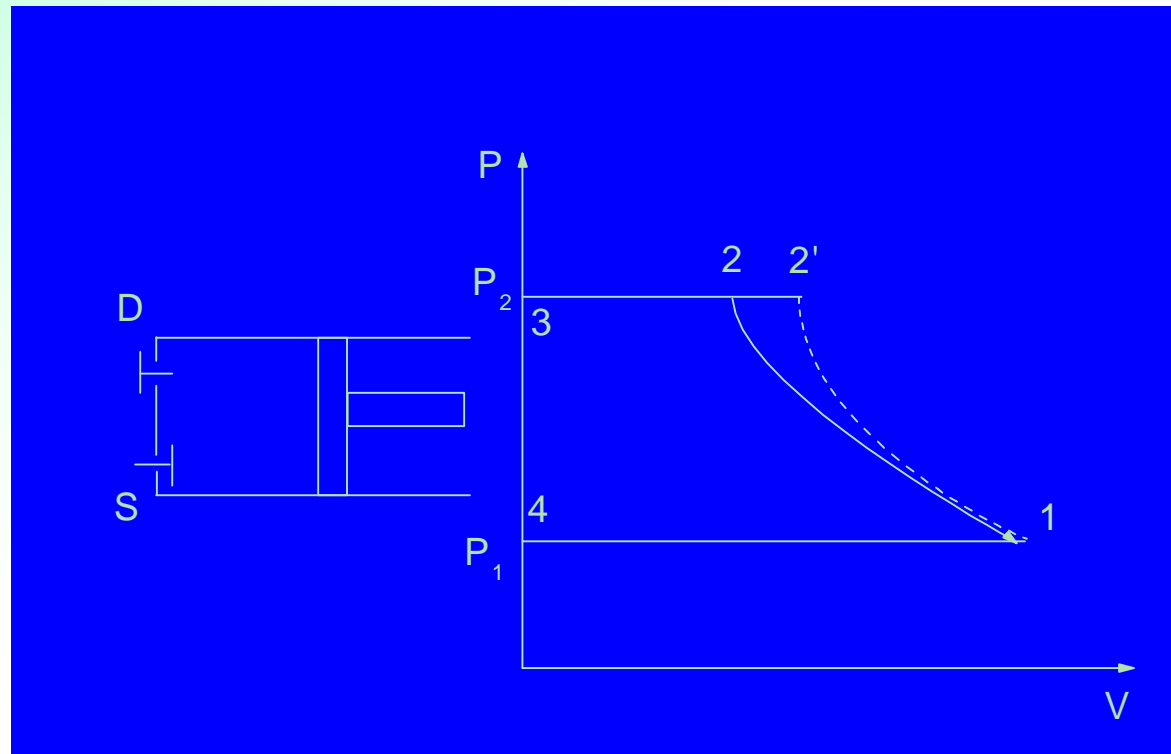


2009-4-26

92

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

一、操作原理与理想压缩循环



2009-4-26

93

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

- ① 开始时刻 ， 活塞位于最右端， 点1 $P_1, V_1,$
- ② 压缩阶段 向左运动 S关D关
直至2点， D被顶开之前 $P_2, V_2,$ 点2
- ③ 排气阶段 继续向左 D开排气 P_2 不变
直至最左端， $V=0$ 点3
- ④ 吸气阶段 向右运动 $P=P_1$ $0 \rightarrow V_1$ 点1

二、压缩类型

等温压缩； 绝热压缩； 多变压缩

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

三、压缩功

多变压缩，每一循环(J)

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

m——多变指数 ——1-2-3-4所围成的面积

相对大小：等温 < 多变 < 绝热

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

四、有余隙的压缩循环

余隙——排气结束活塞左侧留有一定空隙

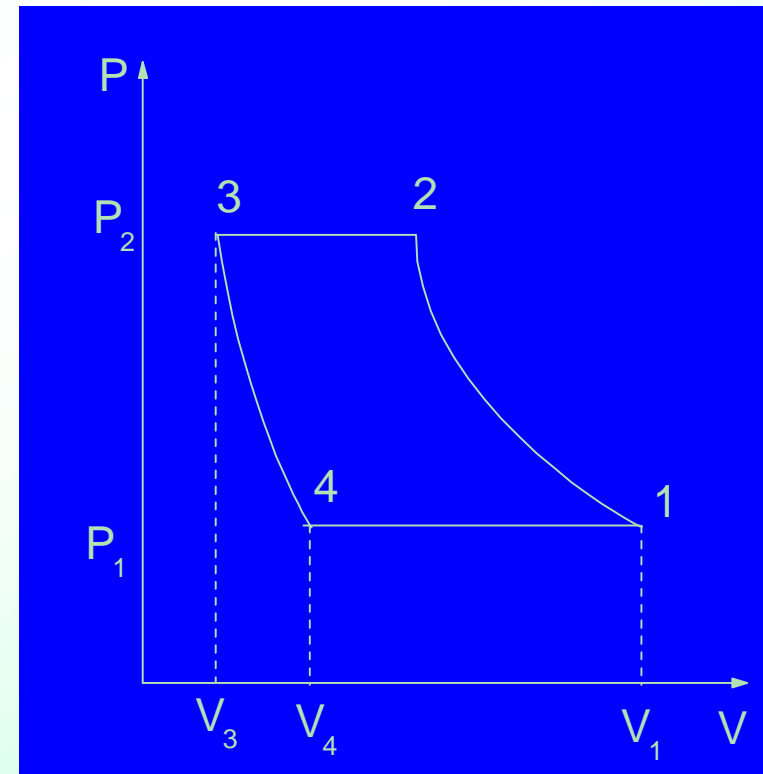
余隙膨胀阶段——3→4

$$\text{余隙系数} = \frac{\text{余隙体积}}{\text{活塞推进一次扫过体积}}$$

$$e = \frac{V_3}{V_1 - V_3}$$

$$\text{余隙系数} = \frac{\text{实际吸气体积}}{\text{活塞推进一次扫过体积}}$$

$$I_0 = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3}$$



2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

$$l_0 = 1 - e \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/m} - 1 \right]$$

说明：余隙的存在使吸、排气量减小

且 $\varepsilon \uparrow$ ，则 $\lambda \downarrow$ ，吸、排气量 \downarrow

压缩比 \uparrow ，则 $\lambda \downarrow$ ，吸、排气量 \downarrow

五、多级压缩——级间冷却

原因：压缩比大时，则 $\lambda \downarrow$ ，吸、排气量 \downarrow

气体温度过高

机械结构不合理

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

级数越多，越接近等温压缩，结构越复杂

常用2-6级，级压缩比3~5

各级压缩比相等，则总压缩功最小

六、往复式压缩机的流量调节

- (1) 调节原动机转速
- (2) 旁路调节
- (3) 改变气缸余隙体积

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

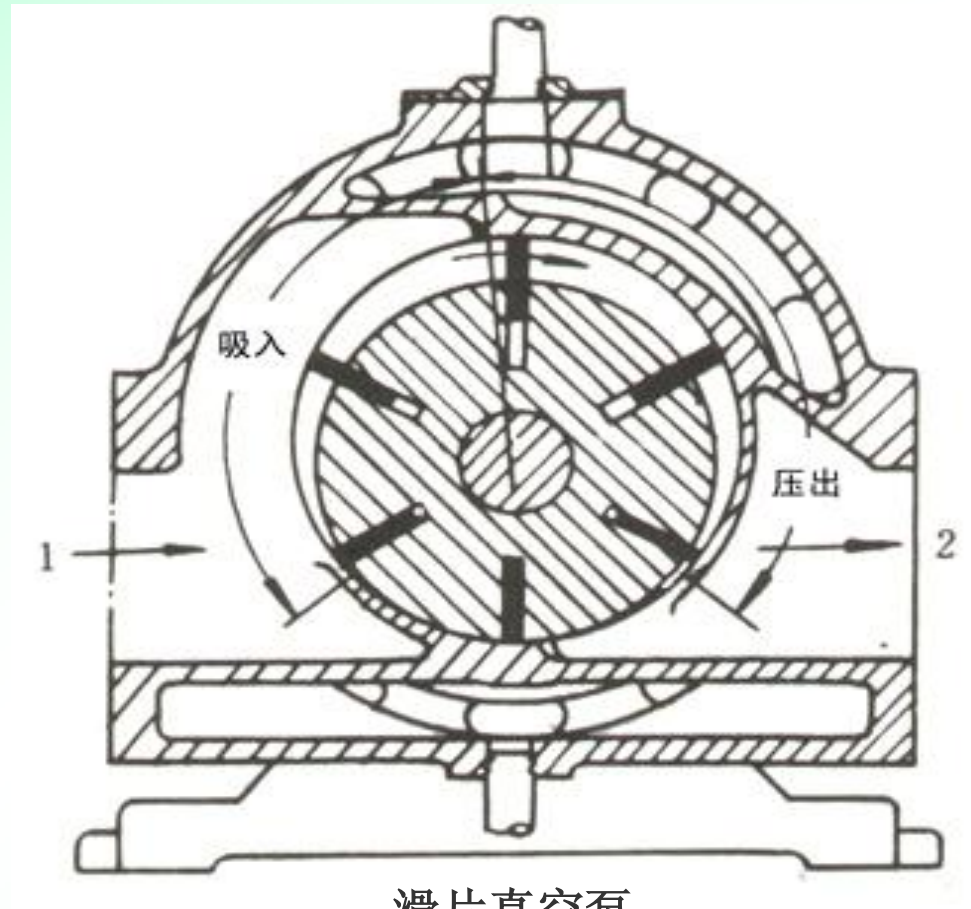
2.3.4 真空泵

(1) 往复式真空泵

往复式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。排出和吸入活门必须更加轻巧灵活。

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

(2) 旋转真空泵：滑片真空泵，真空度可达1Pa（绝压）。



滑片真空泵
1吸入口，2排出口

2009-4-26

100

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

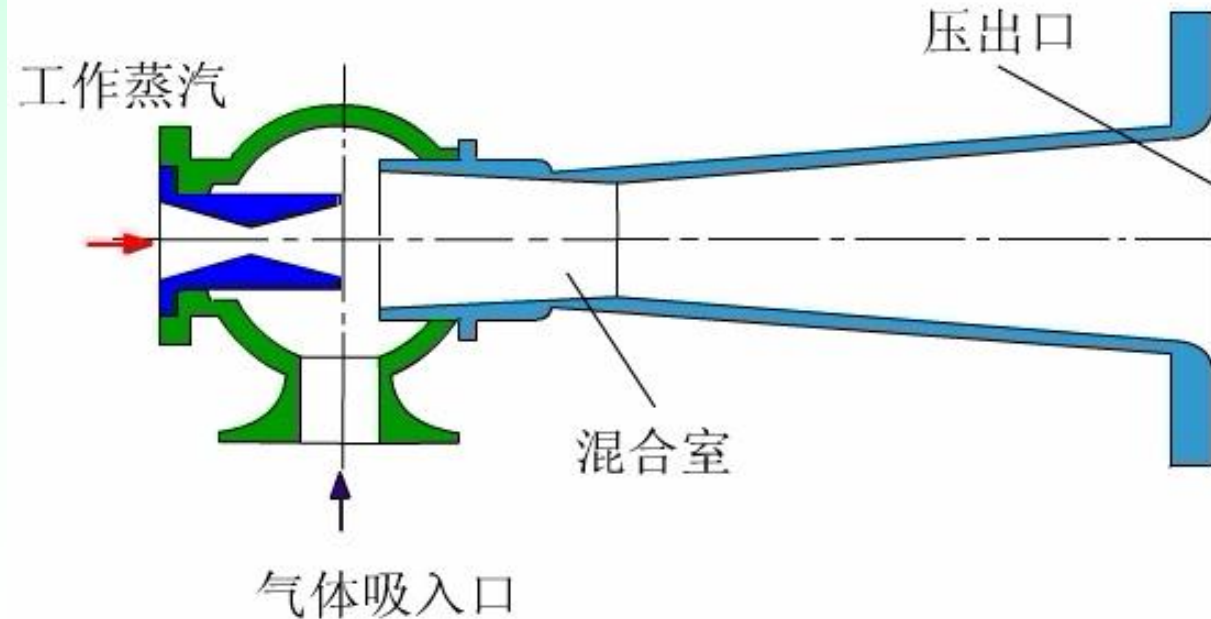
(3) 喷射泵

喷射泵是利用高速流体射流时静压能转换为动能而造成的真空将气体吸入泵体，在泵内与射流流体混合，气体及工作流体一并排出泵体。

喷射泵的工作流体可以是水，也可以是蒸汽。单级蒸汽喷射泵可以达到90%的真空度，为要获得更高的真空度，可以采用多级蒸汽喷射泵。喷射泵结构简单，无运动部件，但效率很低，工作流体消耗很大。

2 流体输送机械—2.3 气体输送与压缩机械

单级蒸汽喷射泵



东方仿真Copyright 2000

谢 谢!

2009-4-26

103