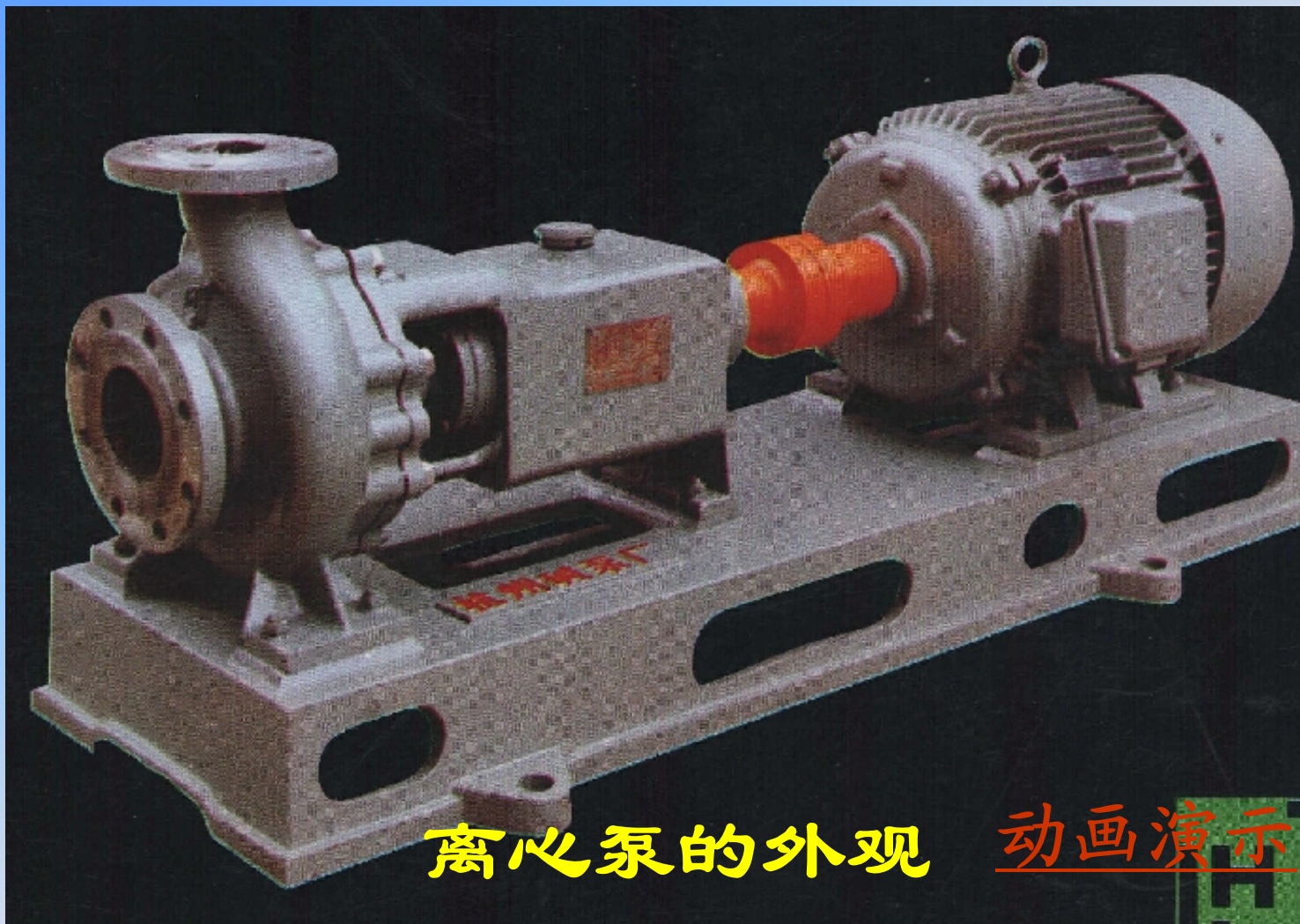


## 第二节 离心泵



# 一、主要部件和工作原理

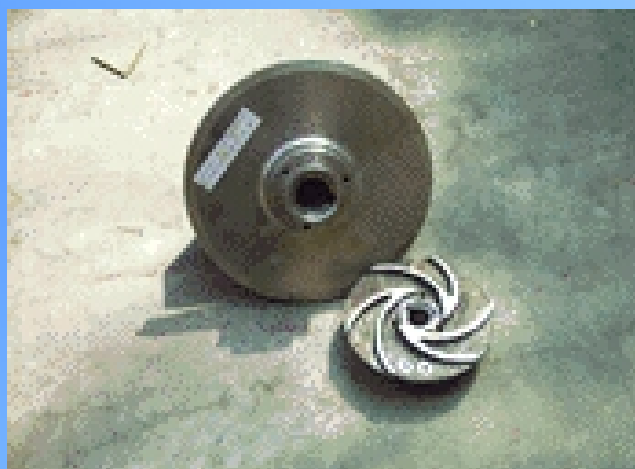
## 1. 主要部件

动画演示

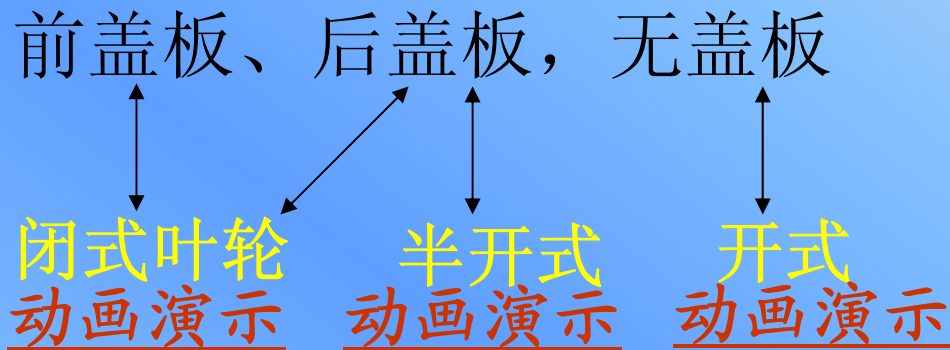
(1) 叶轮

叶片(+盖板)

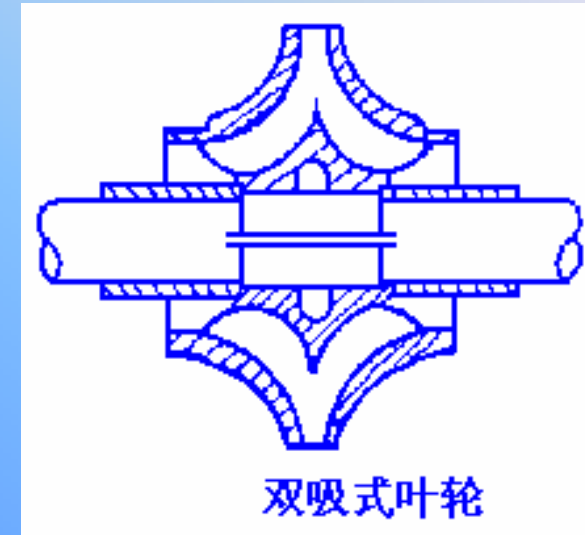
动画演示



4-8个叶片（前弯、后弯，径向）→液体通道



按吸液方式不同，叶轮可以分为单吸式和双吸式叶轮两种。



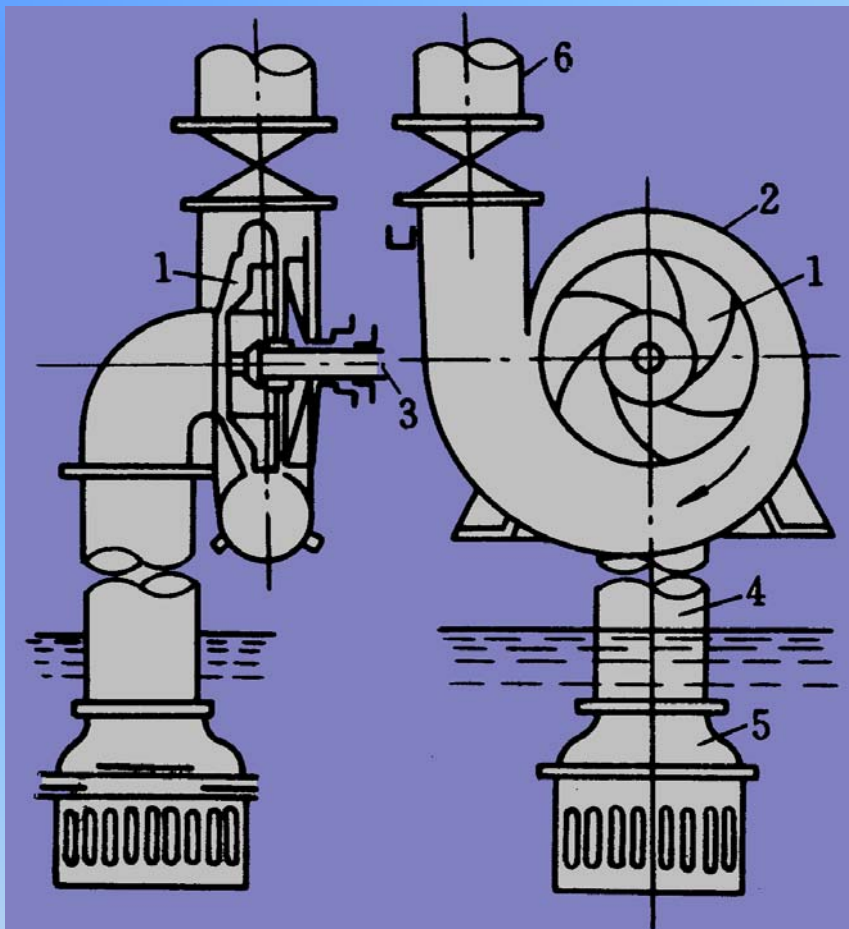
(2) 泵壳： 泵体的外壳，包围叶轮

截面积逐渐扩大的蜗牛壳形通道  
液体入口——中心(轴向)

液体出口——切线(径向)

(3) 泵轴： 垂直叶轮面， →叶轮中心。





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

动画演示



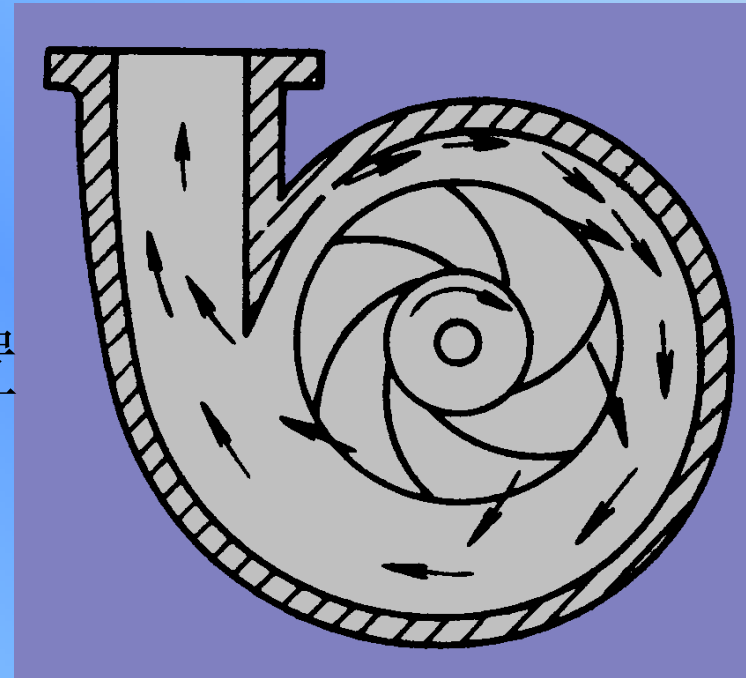
## 2. 离心泵的工作原理

(1) 原动机——轴——叶轮，旋转  
离心力→ 叶片间液体由中心→外围  
——液体被做功 → 动能↑  
→ 高速离开叶轮

(2) 泵壳：

液体的汇集与能量的转换装置  
(动→静)

动画演示



### (3) 吸上原理与气缚现象

叶轮中心低压的形成  $\rightarrow$  液体高速离开  $\rightarrow \Delta p \propto \rho$

若泵内有气，则  $\rho \downarrow \rightarrow$  泵入口压力  $\uparrow \therefore$  液体不能吸上

——气缚现象 动画 工作视频

故离心泵在启动前必须灌泵

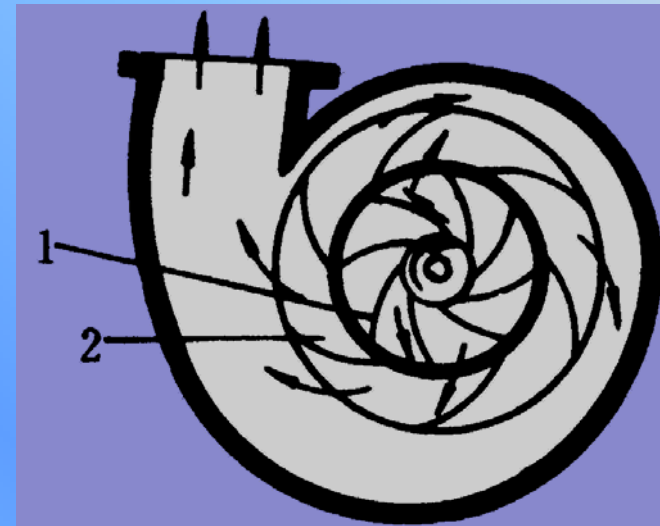
(4) 轴封的作用

(5) 平衡孔的作用

——消除轴向推力

(6) 导轮的作用

——减少能量损失

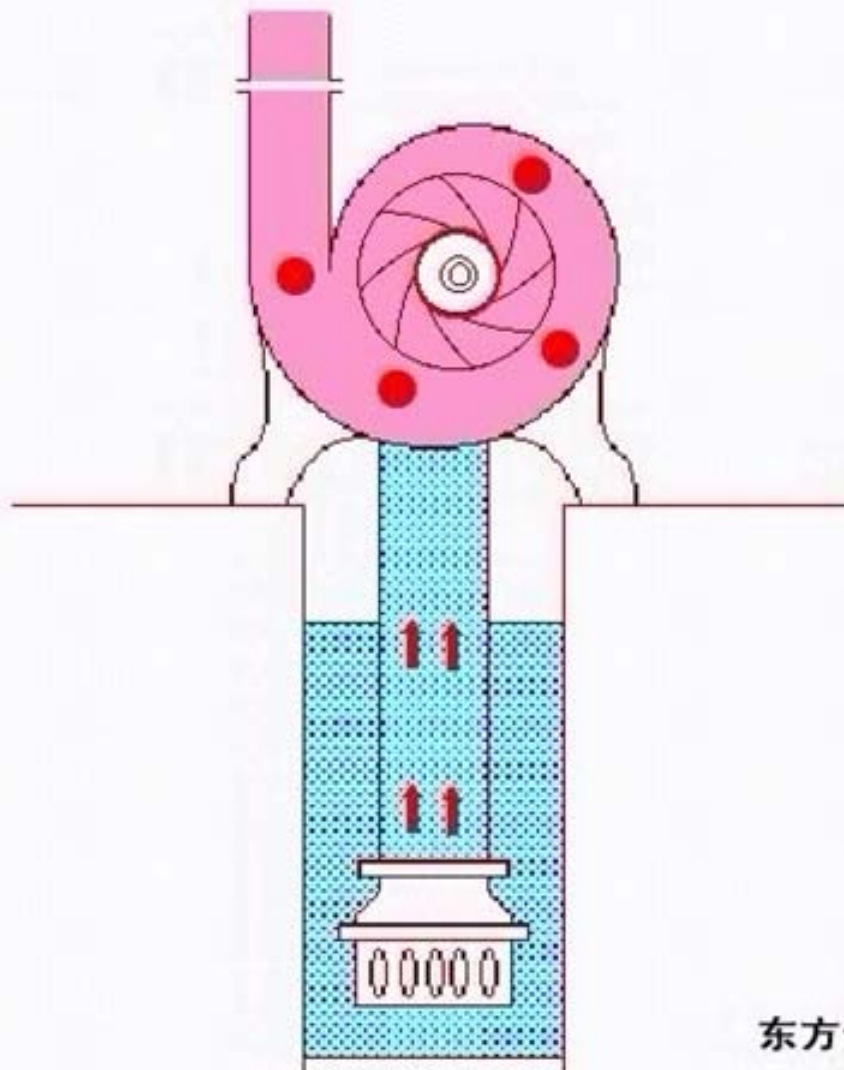


有导轮的离心泵

1—叶轮；2—导轮



离心泵工作原理



东方仿真 copyright,2000



### 3. 等角速旋转运动的考察方法

假设离心泵叶轮有无限多、无限薄的叶片，此时旋转运动是等角速的。考察方法：

- (1) 以静止坐标为参照系；
- (2) 以旋转坐标为参照系。

### 4. 离心力场中的静力学方程

以旋转坐标为参照系，若 $q_v=0$

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz)$$

设：叶轮水平放置，在叶轮内半径为 $r$ 处对单位重量的流体分析受力：

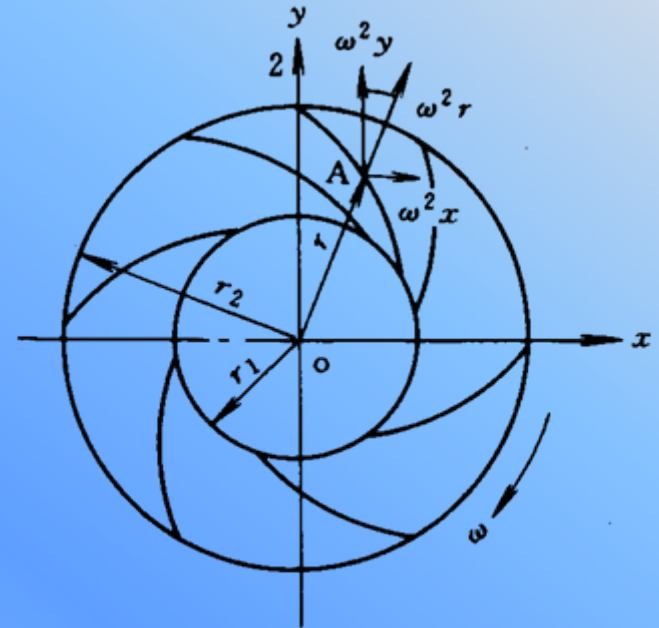


图 2-6 旋转流体所受的惯性离心力





体积力： 重力：  $Z=-g$

惯性离心力：  $F=\omega^2r$  ( $X=\omega^2x$ ,  $Y=\omega^2y$ )

$$dp = \rho (\omega^2x dx + \omega^2y dy - g dz) = \rho \omega^2 r dr - \rho g dz$$

积分得

$$p + \rho g z - \frac{1}{2} \rho \omega^2 r^2 = C$$

$$\left(\frac{p}{\rho g} + z\right) - \frac{u^2}{2g} = C (u = \omega \cdot r)$$

离心力场和重力场共同作用的静力学方程或总势能方程

离心泵外缘处的势能高于内缘，其差值为

$$\left(\frac{p}{\rho g} + z\right)_2 - \left(\frac{p}{\rho g} + z\right)_1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

$$\frac{\rho_2}{\rho g} - \frac{\rho_1}{\rho g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$





## 5. 零流量下离心泵的理论压头

以静止坐标为参照系考察流体总的机械能

内缘处总的机械能  $E_1 = \frac{\rho_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g}$

外缘处总的机械能  $E_2 = \frac{\rho_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g}$

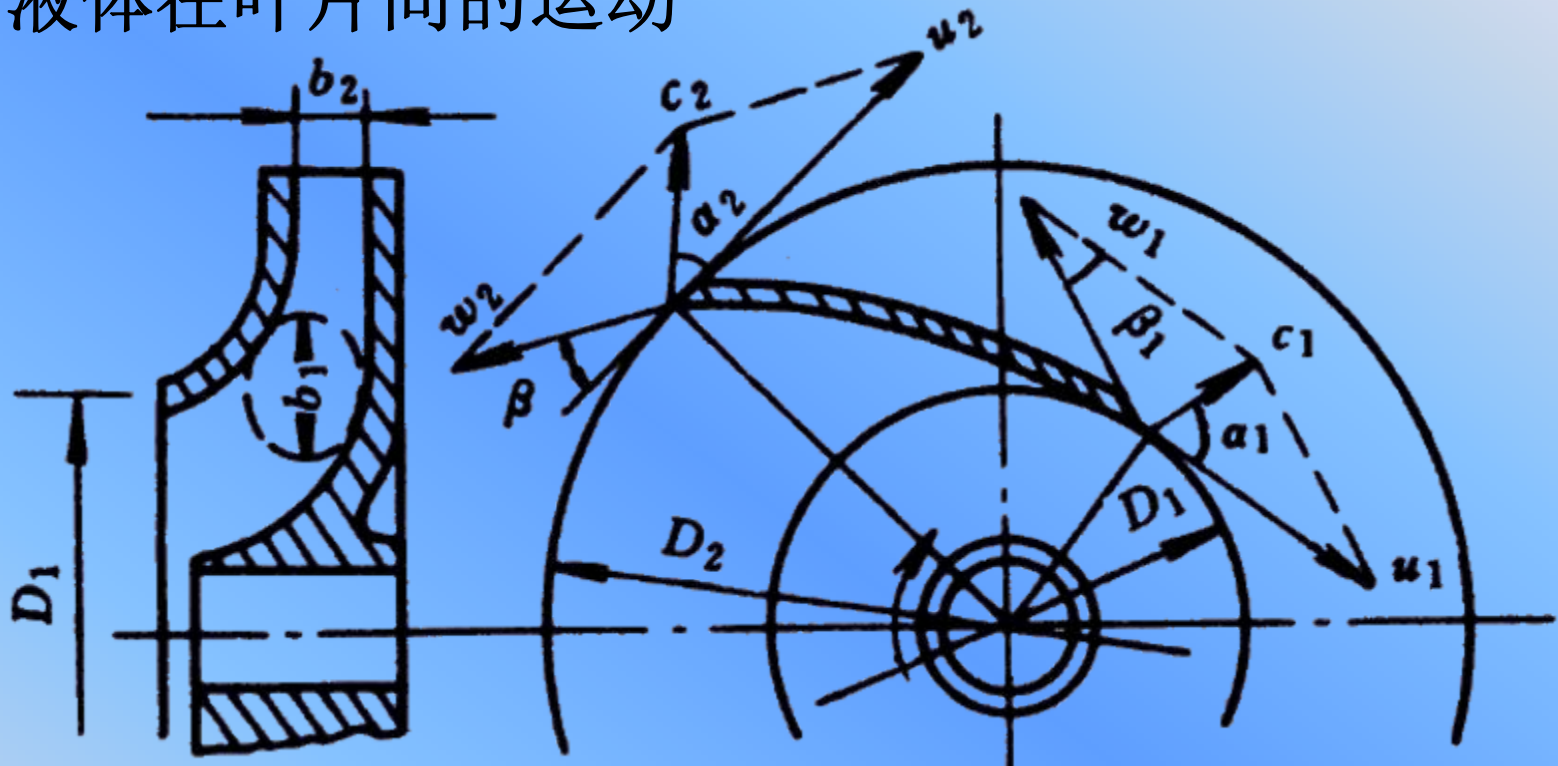
获得的机械能

$$E_2 - E_1 = \frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{g}$$

其中势能和动能各占一半，差值 $E_2 - E_1$ 是由离心泵叶轮提供，即为零流量下的理论压头  $H_{\infty,0} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{g}$



## 6. 液体在叶片间的运动



绝对速度 $c$ 是切向速度 $u$ 和相对速度 $\omega$ 的向量和

$$\omega_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1 \cos \alpha_1$$

$$\omega_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2 \cos \alpha_2$$





若不计叶片的厚度，离心泵的流量为

$$q_v = 2\pi r_2 b_2 c_2 \sin \alpha_2 = 2\pi r_2 b_2 \omega_2 \sin \beta_2$$

$$q_v = 2\pi r_1 b_1 c_1 \sin \alpha_1 = 2\pi r_1 b_1 \omega_1 \sin \beta_1$$

## 7. 离心泵的理论压头

当 $q_v \neq 0$ 时，机械能守恒式为：
$$\left(\frac{p}{\rho g} + z - \frac{u^2}{2g}\right) + \frac{\omega^2}{2g} = C$$

对叶轮进出口截面列机械能守恒式

$$\left(\frac{p_1}{\rho g} + z_1 - \frac{u_1^2}{2g}\right) + \frac{\omega_1^2}{2g} = \left(\frac{p_2}{\rho g} + z_2 - \frac{u_2^2}{2g}\right) + \frac{\omega_2^2}{2g}$$

$$\frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g}$$





离心泵叶轮对单位重量流体所提供的能量为（以静止坐标为参照系）：

$$H_T = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$

$H_T$ 为离心泵的理论压头。可见离心泵以势能和动能两种形式向流体提供能量，把 $c$ 、 $\omega$ 、 $u$ 的关系式带入得：

$$H_T = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g}$$

当  $\alpha_1 = 90^\circ$  时，理论压头最大，

$$H_T = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g}$$





## 8. 流量对理论压头的影响

$$c_2 \cos \alpha_2 = u_2 - \omega_2 \cos \beta_2$$

$$\text{又 } \omega_2 = \frac{q_v}{2\pi r_2 b_2 \sin \beta_2}$$

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



# 9. 叶片形状对理论压头的影响

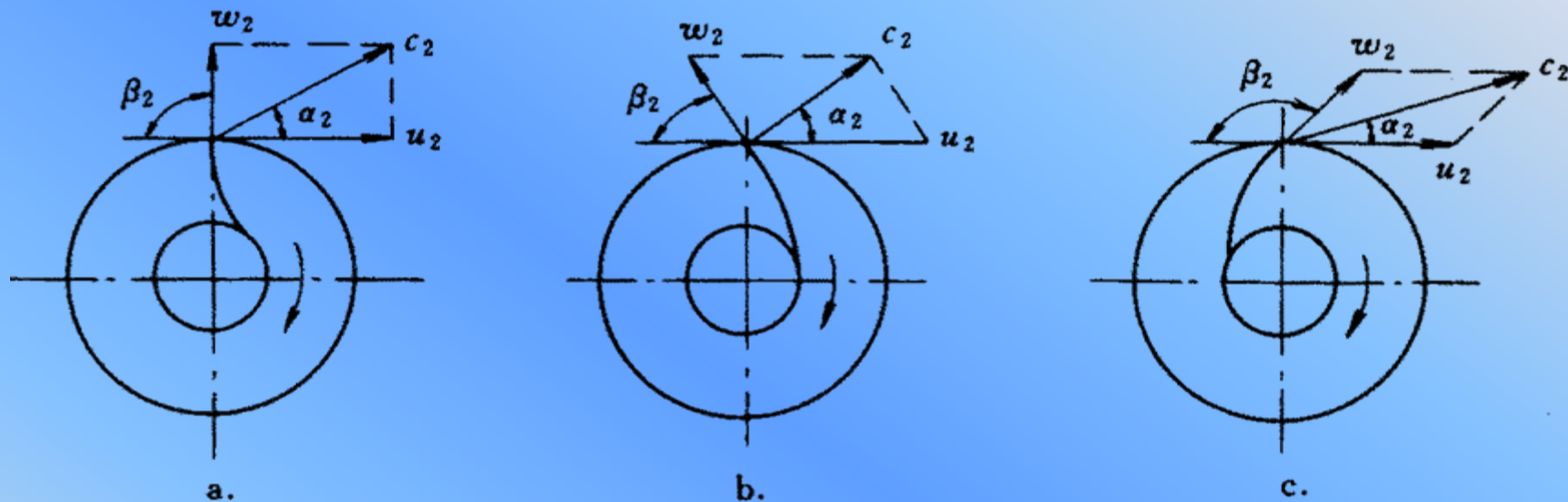
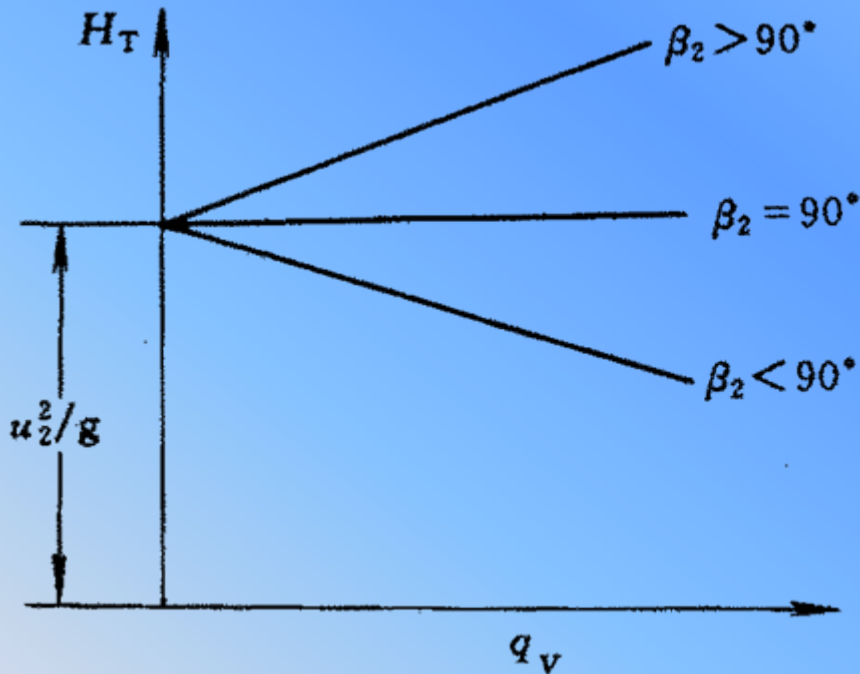


图2-7 叶片形状对理论压头的影响

叶片形状分三种	}	径向叶片	$\beta_2 = 90^\circ$	$ctg\beta_2 = 0$	$H_T = \frac{u_2^2}{g}$
		后弯叶片	$\beta_2 < 90^\circ$	$ctg\beta_2 > 0$	$H_T < \frac{u_2^2}{g}$
		前弯叶片	$\beta_2 > 90^\circ$	$ctg\beta_2 < 0$	$H_T > \frac{u_2^2}{g}$



前弯叶片所产生的理论压头最大，但实际中使用的都是后弯叶片。



$$H_T = H_p + H_c$$

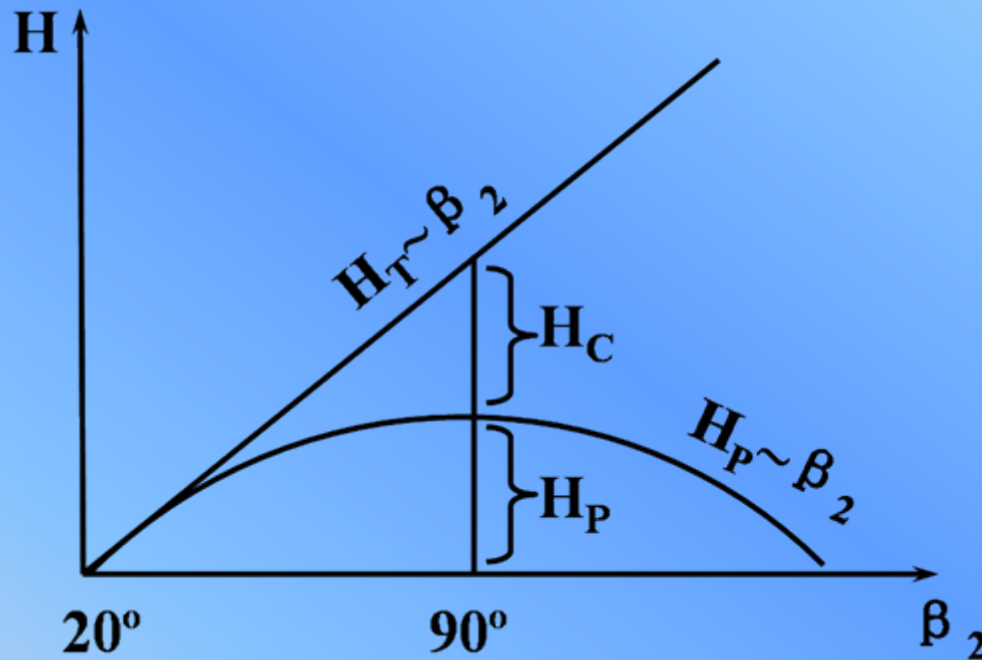
静压头  $H_p = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g}$

动压头  $H_c = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$

图2-8 离心泵的 $H_T \sim q_v$ 关系



希望得到的是静压头,不是动压头。液体从叶轮获得的静压头与动压头的比例随  $\beta_2$  变化。



结论: 为提高泵的运转经济指标, 采用后弯叶片有利。





## 10. 液体密度的影响

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2}{A_2 g} q_v c t g \beta_2 \quad \therefore \text{理论压头与密度无关}$$

结论：同一台泵不论输出何种液体，所提供的理论压头不变。

$$H_T = \frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad H_T \text{是以流体的液柱高度表示的 } \Delta \rho, \text{ 正比于 } \rho。$$

$\Delta p \propto \rho$  若泵内有气，则  $\rho \downarrow$  泵入口压力  $\uparrow$

液体不能吸上，“气缚”现象，故启动前需灌泵 [动画](#)





## 二、离心泵的特性曲线

### 1. 泵的有效功率和效率

$$P_e = \rho g q_v H_e \text{ (单位 } W \text{)}$$

$$\eta = \frac{P_e}{P_a} = \eta_v \eta_h \eta_M$$

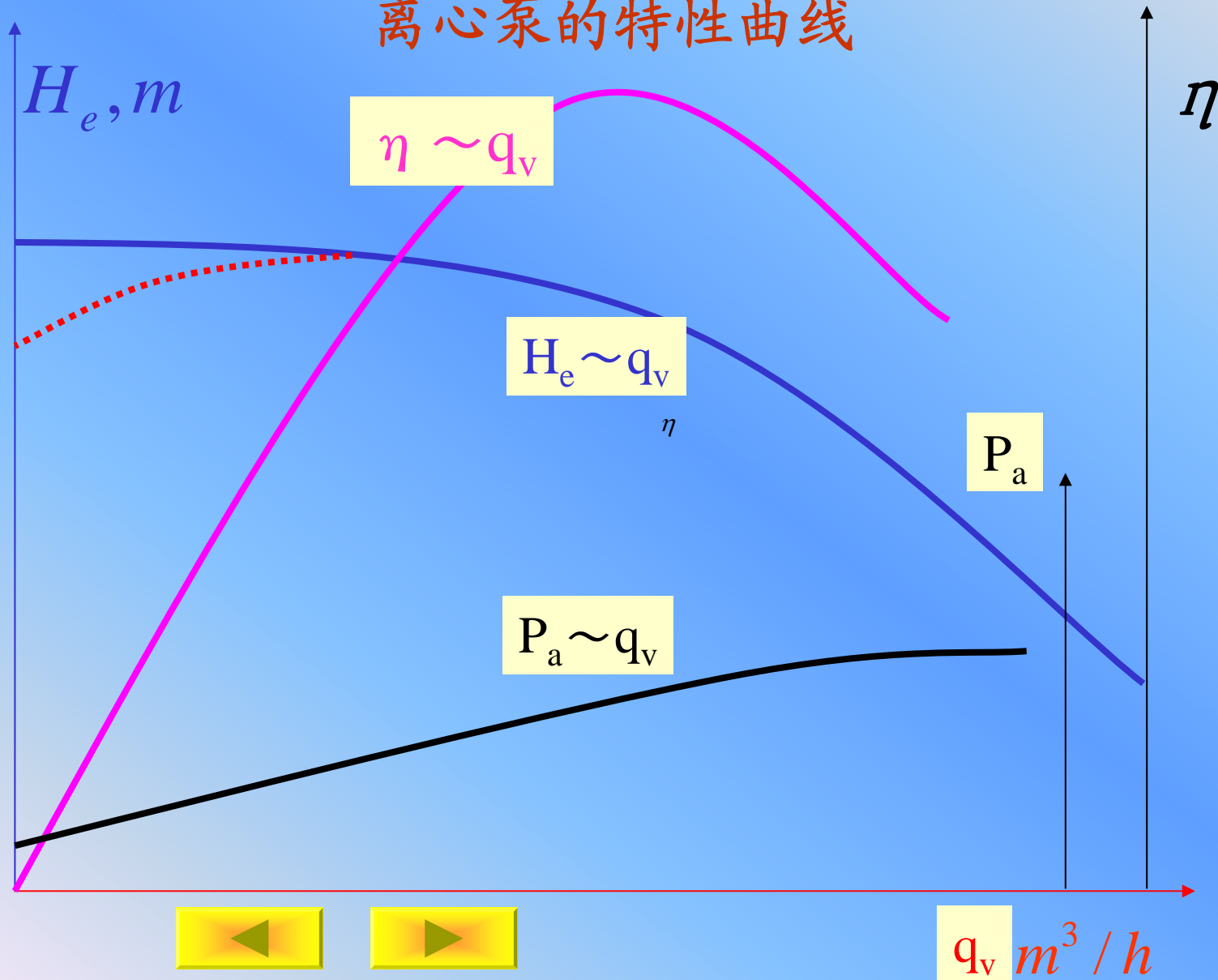
容积损失 $\eta_v$ 、水力损失 $\eta_h$ 、机械损失 $\eta_M$ 是构成泵效率的主要因素。

### 2. 离心泵的特性曲线





# 离心泵的特性曲线



说明:

①  $H_e \sim q_v$  曲线,  $q_v \uparrow, H_e \downarrow$ 。  $q_v$  很小时可能例外

②  $P_a \sim q_v$  曲线:  $q_v \uparrow, P_a \uparrow$ 。 大流量  $\rightarrow$  大电机

关闭出口阀启动泵, 启动电流最小

③  $\eta \sim q_v$  曲线: 小  $q_v \uparrow, \eta \uparrow$ ; 大  $q_v \uparrow, \eta \downarrow$ 。

$\rightarrow \eta_{\max}$

泵的铭牌上的各参数为  $\eta_{\max}$  对应的性能参数

选型时  $\rightarrow \eta_{\max}$





### 3. 离心泵特性曲线的影响因素

① 流体性质 ( $\rho$ 、 $\mu$ ) :

密度: ( $H_e$ ,  $q_v$ ,  $\eta$ ) 与 $\rho$ 无关;  $\rho \uparrow$ , ( $P_a$ 、 $P_e$ )  $\uparrow$

粘度:  $\mu \uparrow$  则  $H_f \uparrow$ ,  $H_e \downarrow$ ,  $q_v \downarrow$ ,  $\eta \downarrow$ ,  $P_a \uparrow$

工作流体较20℃水差别大时  $\rightarrow$  参数和曲线变化

② 转速 $n$ ——比例定律:

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

比例定律是对用同一泵输送同种液体时, 在等效率 $\eta$ 条件下推导出的。要求:  $\Delta n/n < \pm 20\%$

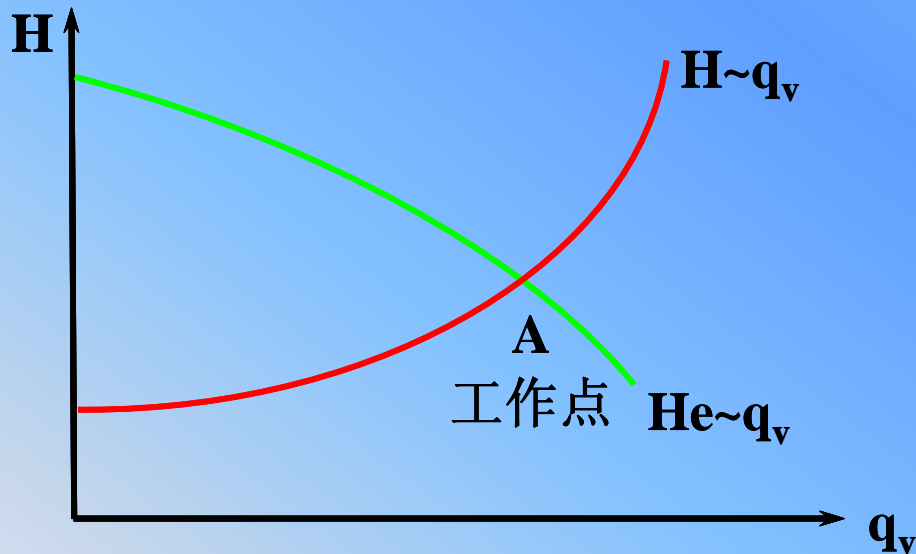




### 三、离心泵的工作点和流量调节

问题：工作时， $q_v$ ,  $H_e$ ,  $P_a$ ,  $\eta = ?$

#### 1. 离心泵的工作点



$$H_e = \frac{\Delta \varphi}{\rho g} + Kq_v^2 = A + Kq_v^2$$

$$H_e = \varphi(q_v)$$





说明:

① 工作点 ← 泵的特性 & 管路的特性

工作点确定: 联解两特性方程作图, 两曲线交点

② 泵装于管路 工作点 ~  $(H_e, q_v)$

$q_v$  = 泵供流量 = 管路流量

$H_e$  = 泵供压头 = 流体的压头

③ 工作点 ——  $(q_v, H_e, P_a, \eta)$  ~ 泵的实际工作状态





## 2. 离心泵的流量调节

改变泵的特性 }  
 改变管路特性 }  改变工作点  改变流量

### (1) 改变出口阀开度——管路特性

关小出口阀  $\rightarrow \Sigma l_e \uparrow \rightarrow$  管特线变陡  $\rightarrow$  工作点左上移  
 $\rightarrow H_e \uparrow, q_v \downarrow$

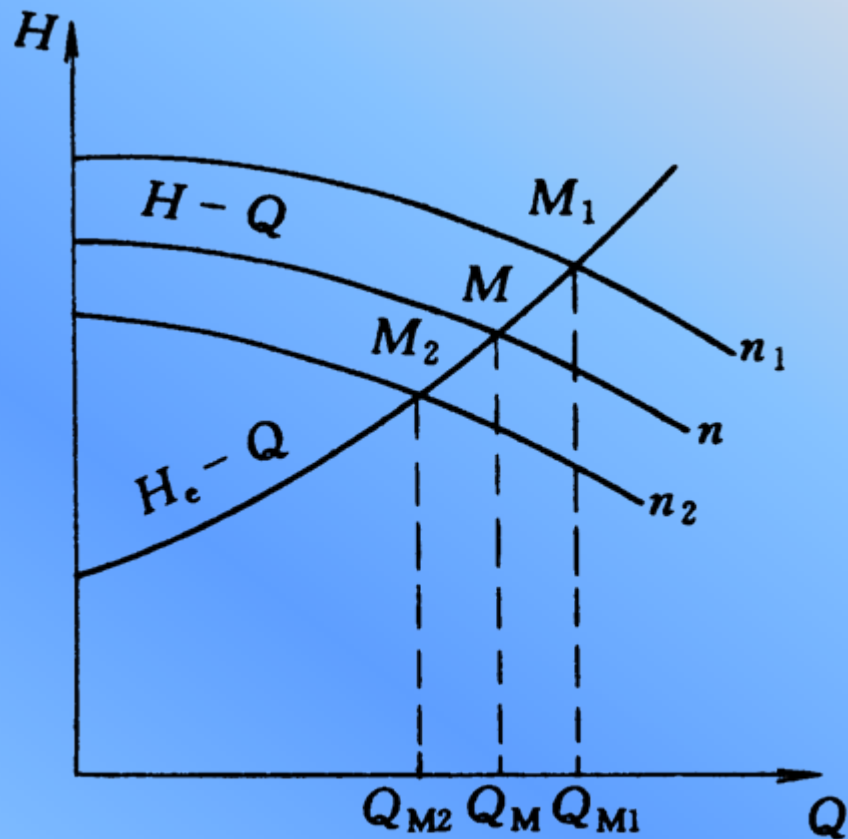
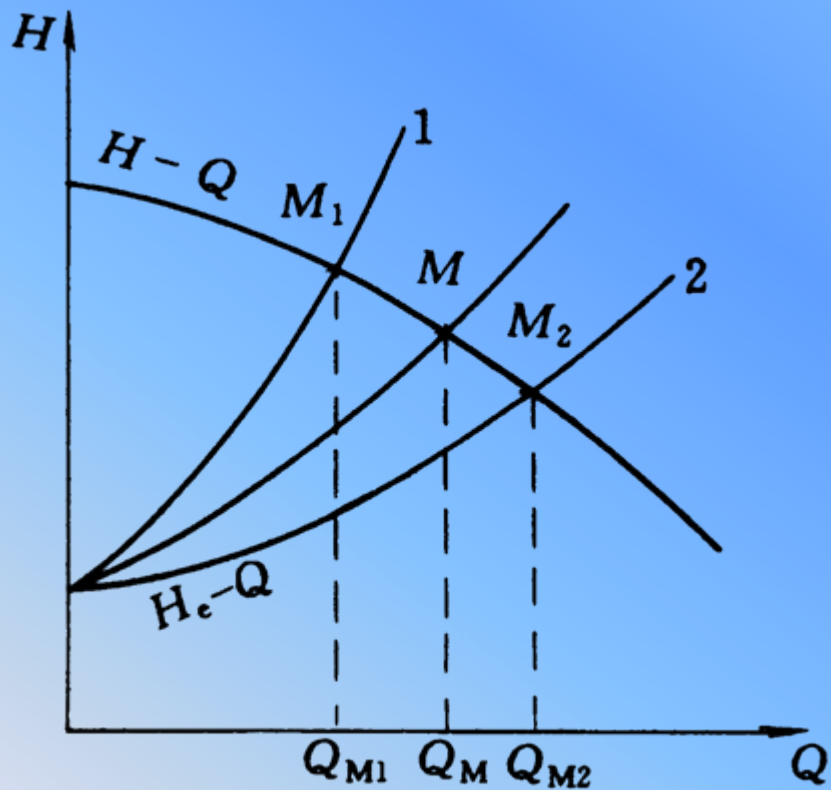
开大出口阀  $\rightarrow \Sigma l_e \downarrow \rightarrow$  管特线变缓  $\rightarrow$  工作点右下移  
 $\rightarrow H_e \downarrow, q_v \uparrow$

### (2) 改变叶轮转速——改变泵的特性

$n \uparrow \rightarrow$  泵  $H_e \sim q_v$  曲线上移  $\rightarrow$  工作点右上移,  $H_e \uparrow, q_v \uparrow$

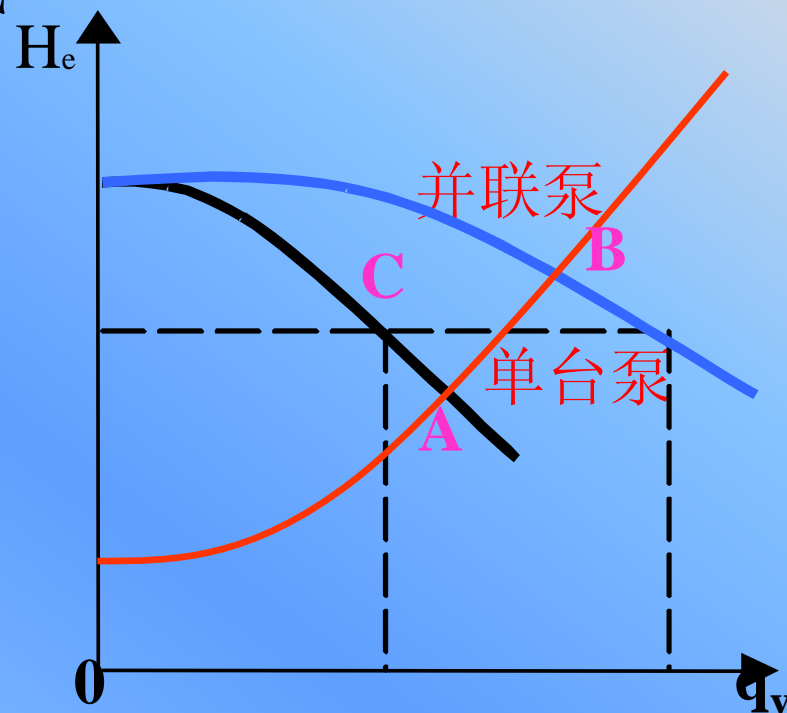
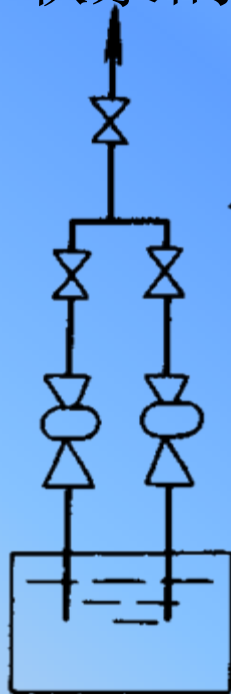
### (3) 车削叶轮直径





# 四、离心泵的组合操作

## 1、并联泵的合成特征曲线



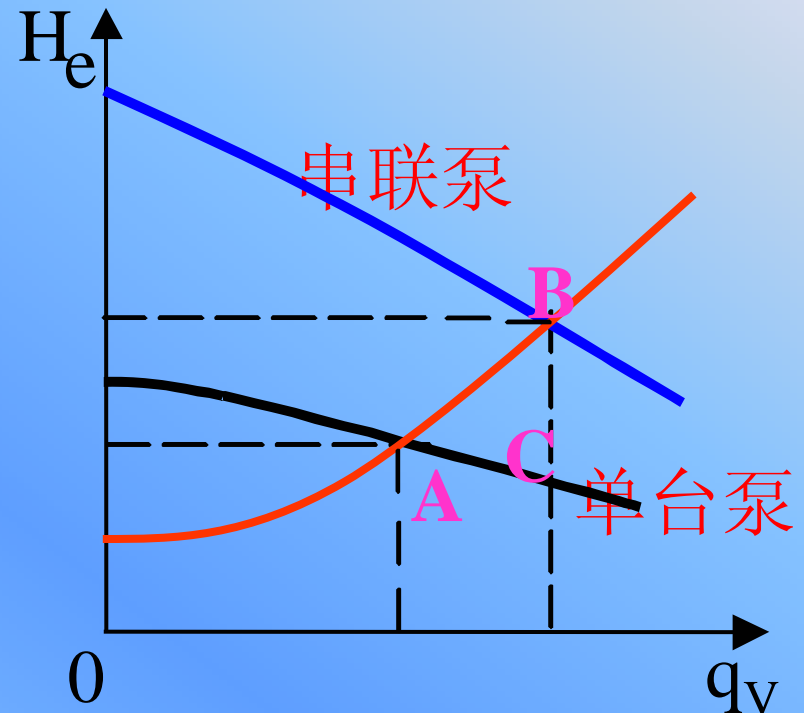
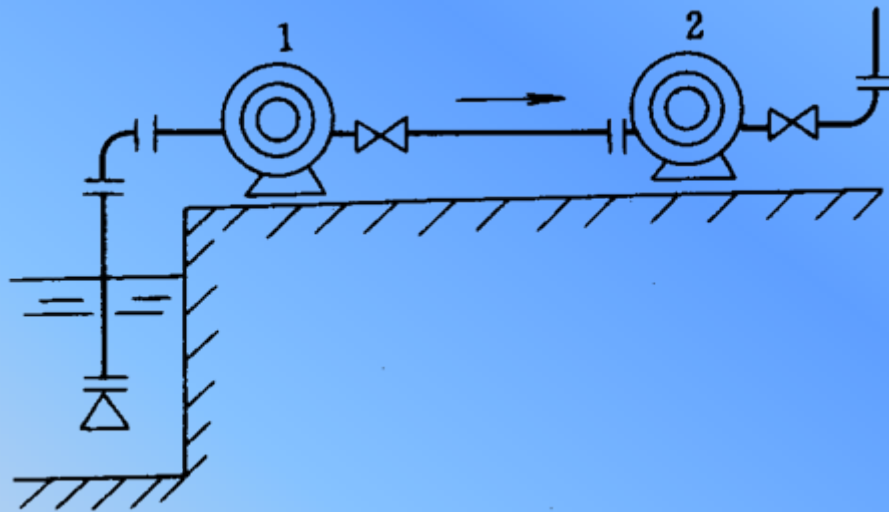
两台完全相同的泵串联，在相同 $q_v$ 的条件下，串联组合泵的压头为单台泵的2倍，即：

$$H_{e串} = 2H_{e单}$$

且： $q_{v单} < q_{v并} < 2q_{v单}$



## 2. 串联泵的合成特征曲线



两台完全相同的泵并联，在相同 $H_e$ 的条件下，并联组合泵的流量为单台泵的2倍，即：

$$q_{V\text{并}} = 2q_{V\text{单}}$$

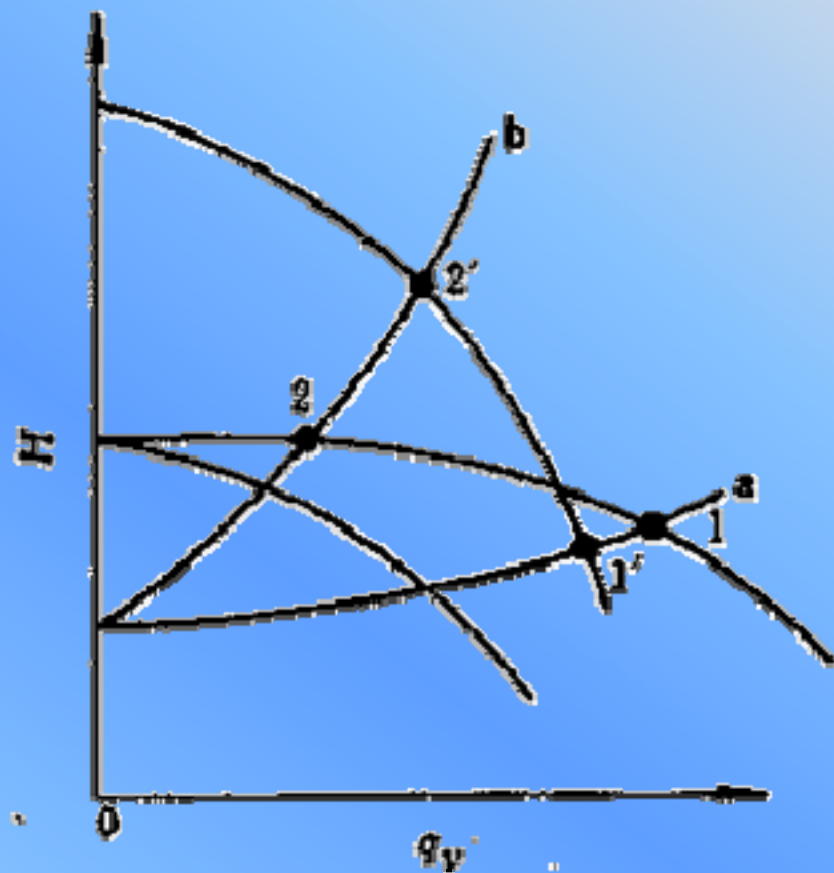
$$\text{且： } H_{e\text{单}} < H_{e\text{串}} < 2H_{e\text{单}}$$



### 3. 泵的组合方式的选择

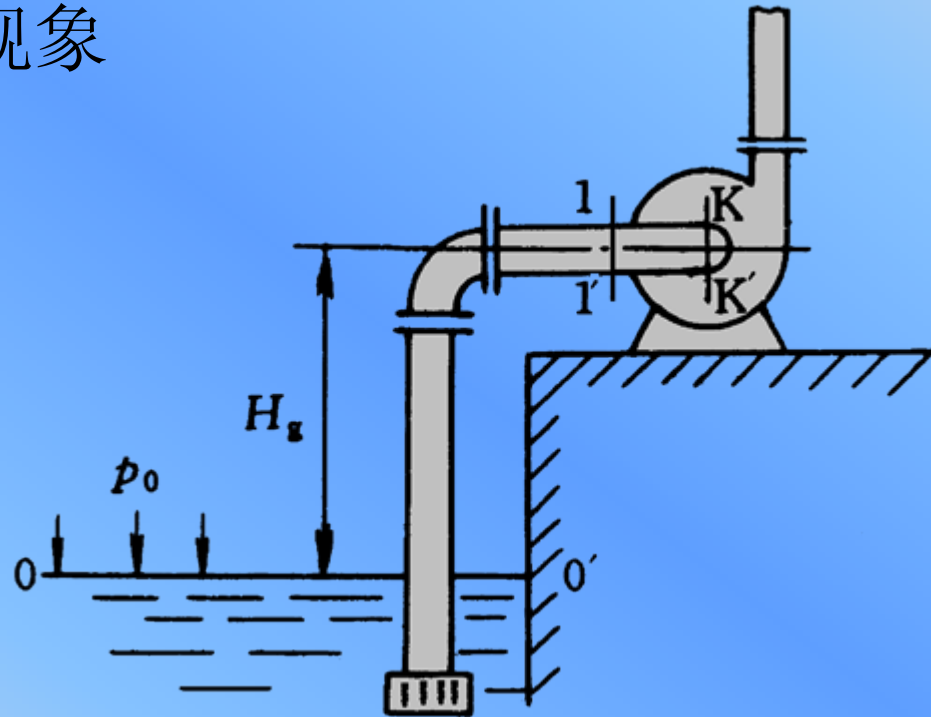
(1) 当  $\frac{\Delta \rho}{\rho g}$  (管路)  $> H_e$  (单泵) 时, 必须采用串联操作

(2) 若以增大流量为目的, 对低阻管路, 并联优越于串联; 对高阻管路, 串联优越于并联。



## 五、离心泵的安装高度

### 1. 汽蚀现象



安装高度： 液面到泵入口处的垂直距离( $H_g$ )

问题： 安装高度有没限制？





对0-0~1-1截面列B.E. : 
$$\frac{p_0}{\rho g} = H_g + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + \sum H_f$$

$H_g \uparrow$ , 则  $p_1 \downarrow$

当  $p_1 \leq p_v$ , 叶轮中心汽化 → 汽泡被抛向外围 → 压力升高

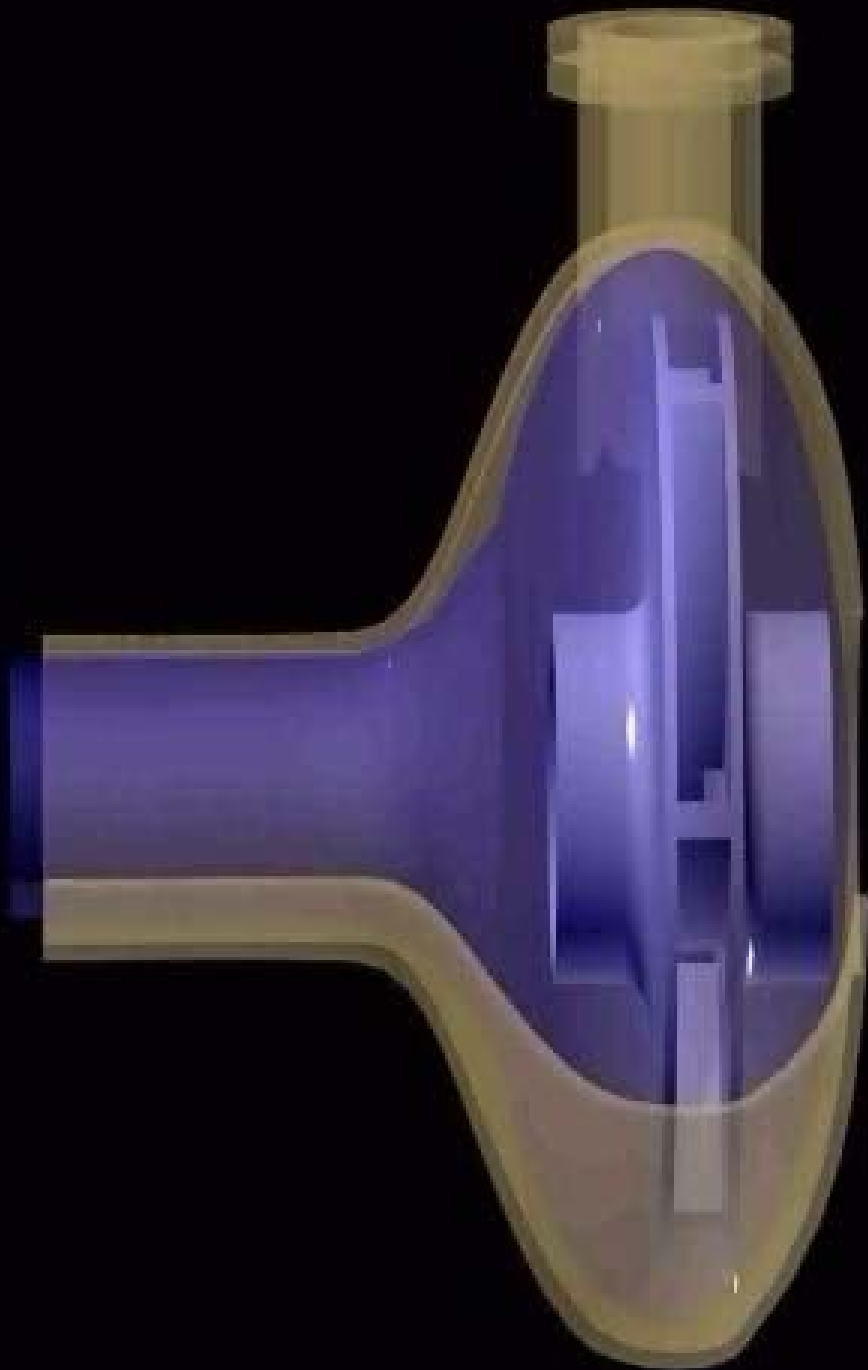
→ 凝结 → 局部真空 → 周围液体高速冲向汽泡中心

→ 撞击叶片(水锤) —— **汽蚀现象** 动画演示

- 伴随现象 {
- ① 泵体振动并发出噪音
  - ②  $H_e, q_v \downarrow \downarrow$ , 严重时不送液
  - ③ 长时间水锤冲击和化学腐蚀, 损坏叶片



# 气蚀现象





安装高度↑↑，→汽蚀

问题：如何确定 $H_g$ 的上限

2. 临界汽蚀余量 $(NPSH)_c$ 与必需汽蚀余量 $(NPSH)_r$

1-1截面至K-K截面列B.E.

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_k}{\rho g} + \frac{u_k^2}{2g} + \sum H_{f(1-k)}$$

当 $q_v$ 一定时， $p_1$ 降低， $p_k$ 也相应降低，当泵内刚发生汽蚀时， $p_k = p_v$ ， $p_1 = p_{1, \min}$

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





临界汽蚀余量:

$$(NPSH)_c = \left( \frac{p_{1,\min}}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} \right) - \frac{p_v}{\rho g} = \frac{u_k^2}{2g} + \sum H_{f(1-k)}$$

实际汽蚀余量:

$$NPSH = \left( \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} \right) - \frac{p_v}{\rho g} > (NPSH)_c$$

当 $q_v$ 一定而且流动已进入阻力平方区时，临界气蚀余量 $(NPSH)_c$ 只与泵的结构有关，即泵的一个抗汽蚀性能参数。此时必需气蚀余量:

$$(NPSH)_r = (NPSH)_c + 0.5$$





### 3. 最大安装高度 $H_{g,max}$ 与最大允许安装高度 $[H_g]$

0-0至K-K截面列B.E.

$$\frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_v}{\rho g} + \frac{u_k^2}{2g} + H_{g,max} + \sum H_{f(0-1)} + \sum H_{f(1-K)}$$

$$H_{g,max} = \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - \sum H_{f(0-1)} - \left[ \frac{u_k^2}{2g} + \sum H_{f(1-K)} \right]$$

$$= \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - \sum H_{f(0-1)} - (NPSH)_c$$

最大允许安装高度 $[H_g]$

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





## 4. 讨论

(1) 汽蚀现象产生的原因:

①安装高度太高;

②被输送流体的温度太高, 液体蒸汽压过高;

③吸入管路阻力或压头损失太高。

(2) 计算出的 $H_{g,max} < 0$ 时, 低于贮槽液面安装;

(3)  $H_{g,max} \sim q_v$ 。  $q_v \uparrow$ , 则 $H_{g,max} \downarrow$ , 保险 $\uparrow$   
用可能的最大 $q_v$ 计算 $H_{g,max}$ ;

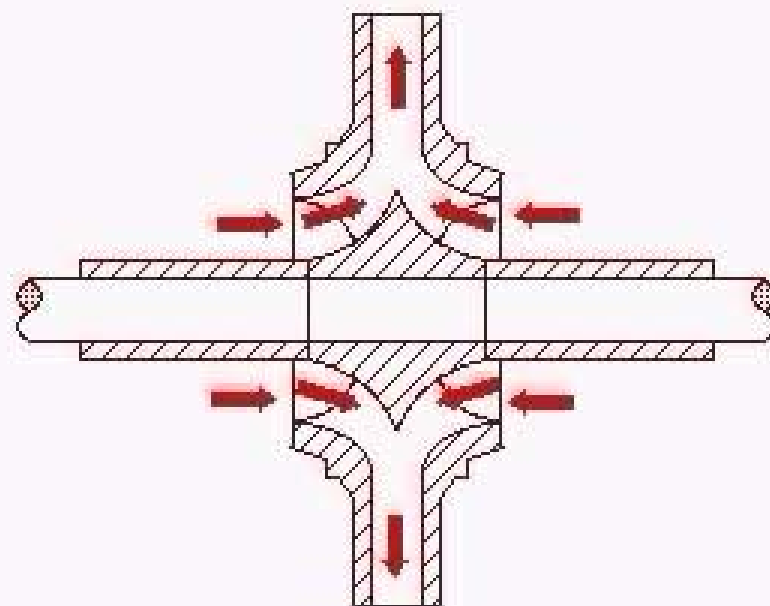
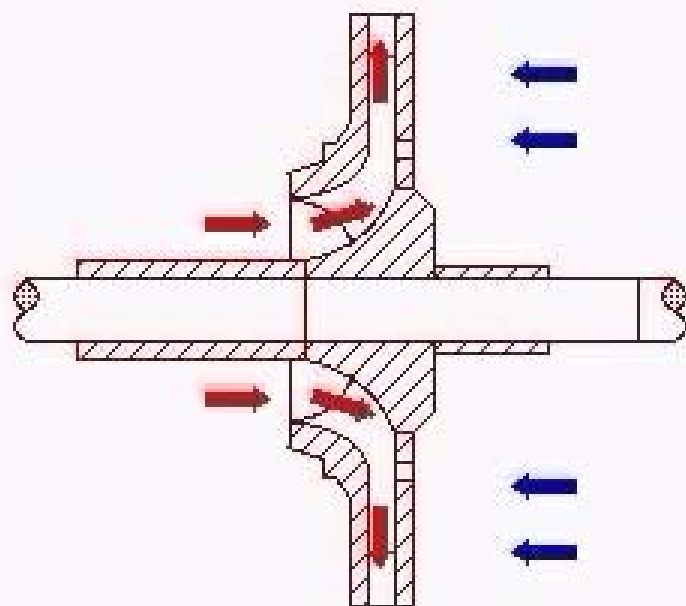
(4) 安装泵时为保险,  $H_g$ 比 $H_{g,max}$ 还要小0.5至1米;

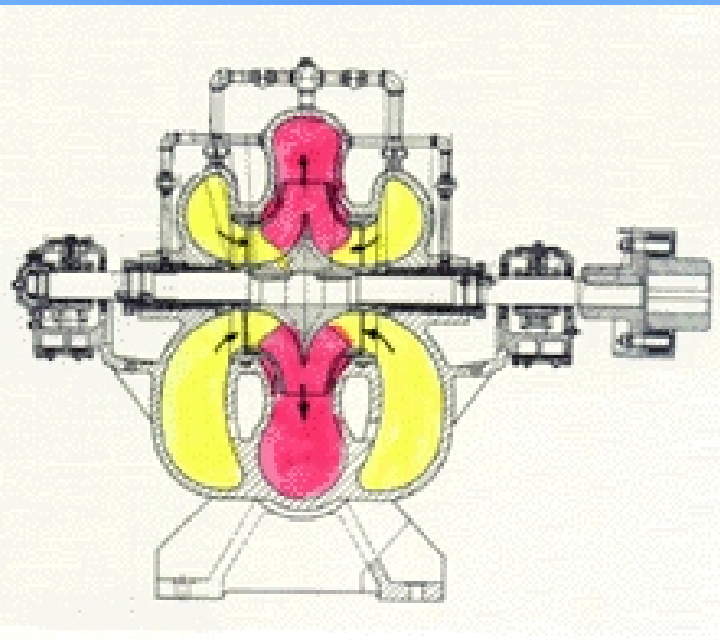
(5) 历史上允许吸上真空度

允许汽蚀余量 $\rightarrow H_{g,max}$



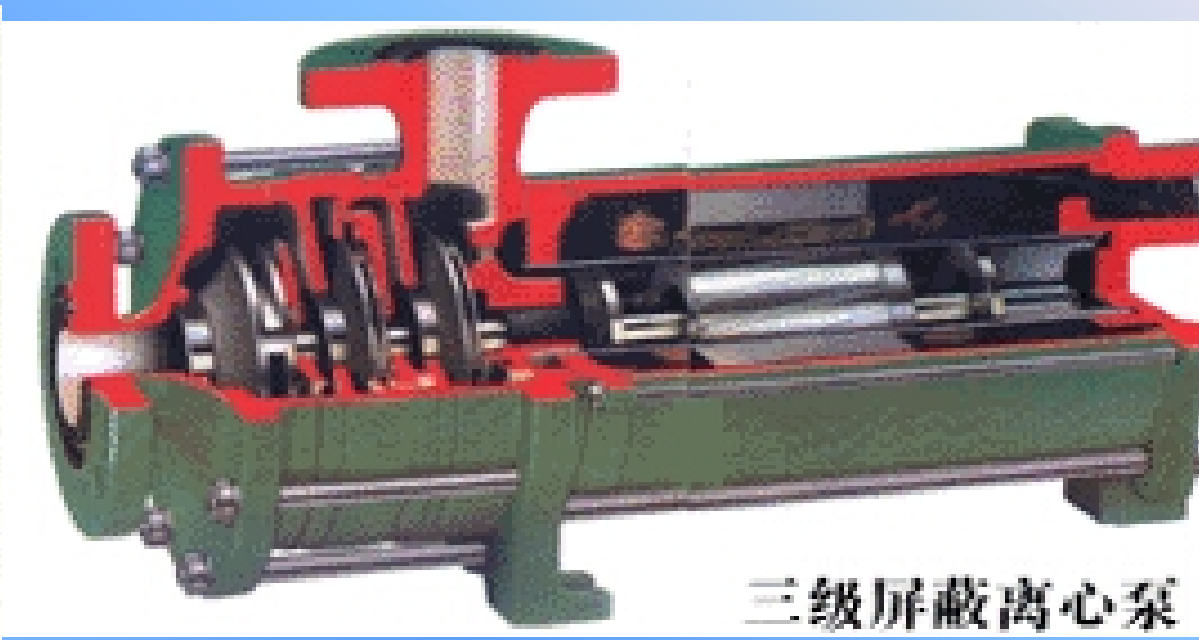
# 单级单吸和单级双吸离心泵





单吸泵；双吸泵

动画演示



三级屏蔽离心泵

单级泵；多级泵

动画演示





## 2. 离心泵的选用

(1)根据液体的性质确定类型；

(2)确定管路流量和所需外加压头；

$q_v \leftarrow$  生产任务,  $H_e \leftarrow$  管路的特性方程

(3)根据所需 $q_v$ 和 $H_e$ 确定泵的型号；

①查性能表或曲线, 要求泵的 $H_T$ 和 $q_v$ 与管路所需相适应

②若需 $q_v$ 有变, 以最大 $q_v$ 为准,  $H_e$ 应以最大 $q_v$ 值查找

③若泵的 $H_T$ 和 $q_v$ 与管路所需不符, 在邻型号中找 $H_T$ 和 $q_v$ 都稍大一点的





- ④若几个型号都行，应选在操作条件下  $\eta$  最高者；
- ⑤若液体性质与清水相差大，则应对所选泵的特性曲线和参数进行校正，看是否能满足要求；
- ⑥为保险，所选泵可以稍大；但若太大，能量利用程度低。





### 3. 离心泵的安装与操作

#### 安装

- ①安装高度应小于允许安装高度；
- ②尽量减少吸入管路阻力，短、直、粗、管件少，调节阀应装于出口管路。

#### 操作

- ①启动前应灌泵，并排气
- ②应在出口阀关闭的情况下启动泵
- ③停泵前先关闭出口阀，以免损坏叶轮
- ④经常检查轴封情况

