



## 本讲主要内容：

- ◆ 叶片式泵与风机的流动理论；
- ◆ 能量损失与效率；
- ◆ 叶片式泵与风机的性能曲线；
- ◆ 性能曲线的测试方法。

## 前言：

为分析流体在泵内如何流动及其获得能量的过程，现对泵内流体的流动情况进行分析。

由于流体在叶轮内流动相当复杂，为了分析其流动规律，作如下假设：

- 叶轮中叶片为无限多；
- 流体为理想流体，即忽略了流体的粘性；
- 流动为稳定流，其流动状态与时间无关；
- 流体是不可压缩的；
- 流体在叶轮内的流动是轴对称地流动，即在同一半径的圆周上，流体微团有相同大小的速度。

# 流体运动的速度三角形：

流体在叶轮内的速度分为：绝对速度、牵连速度（圆周速度）、相对速度。

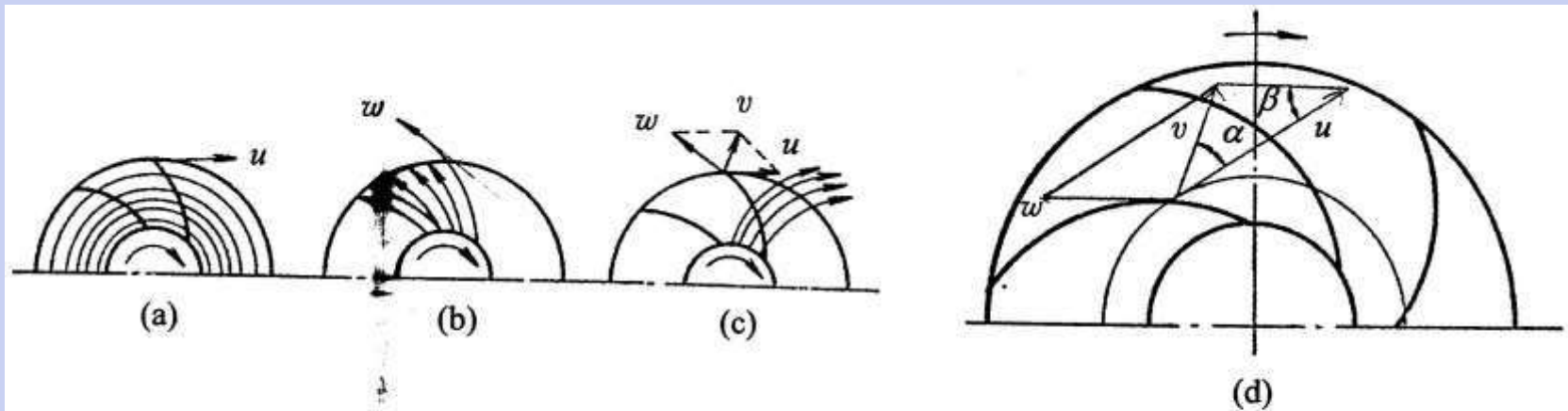


图 2-3 流体在叶轮内的运动

(a) 圆周运动 (b) 相对运动 (c) 绝对运动 (d) 速度三角形的合成

$\alpha$ -进流角、工作角； $\beta$ -安装角

## 泵与风机的能量方程式：

能量方程式建立了叶片对流体做功与流体运动状态之间的联系。

动量矩定理：在稳定流动中，单位时间流出与流入控制体的流体对某一轴的动量矩变化，等于作用在控制体内流体上的所有外力对同一轴的力矩总和。

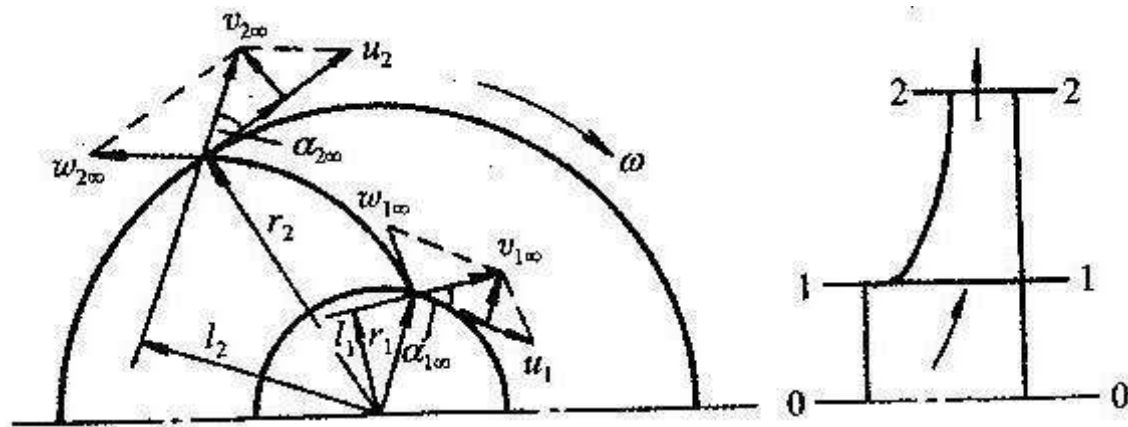
注：下标“1”表示入口的参数；下标“2”表示出口的参数；下标“T”表示理想流体的参数；下标“ $\infty$ ”表示叶片无限多时的参数。

## 泵与风机的能量方程式：

单位时间流出与流入控制体的流体对某一轴的动量矩K分别为：

$$K_2 = \rho q_{VT} v_{2\infty} l_2 = \rho q_{VT} v_{2\infty} r_2 \cos \alpha_{2\infty}$$

$$K_1 = \rho q_{VT} v_{1\infty} l_1 = \rho q_{VT} v_{1\infty} r_1 \cos \alpha_{1\infty}$$



## 泵与风机的能量方程式：

叶轮传给流体的功率为

$$P = M \omega = \rho q_{VT} \omega (v_{2\infty} r_2 \cos \alpha_{2\infty} - v_{1\infty} r_1 \cos \alpha)$$

$$P = \rho q_{VT} (u_2 v_{2u\infty} - u_1 v_{1u\infty})$$

$$H_{T\infty} = \frac{P}{\rho g Q} \quad 1$$

风机的能量方程：

$$p_{T\infty} = \rho (u_2 v_{2u\infty} - u_1 v_{1u\infty})$$

对于轴流式泵与风机， $u_1 = u_2 = u$ ，则有：

$$H_{T\infty} = \frac{u}{g} (v_{2u\infty} - v_{1u\infty})$$

$$p_{T\infty} = \rho u (v_{2u\infty} - v_{1u\infty})$$

## 叶片几何尺寸与流动参数之间的关系：

在其他条件相同时，加大叶轮外径 $D_2$ 和提高转速 $n$ 均可以提高理论能头，但增大 $D_2$ 会使叶轮的摩擦损失增大，从而使泵与风机的效率下降，同时还会使泵与风机的结构尺寸、重量和制造成本增加。

提高转速，可以减小叶轮直径，因而减小了结构尺寸和重量，可降低制造成本。

在进行泵与风机的设计时，一般尽量使工作角 $\alpha=90^\circ$ （径向流入），以获得较高的能头。

## 能量损失与效率：

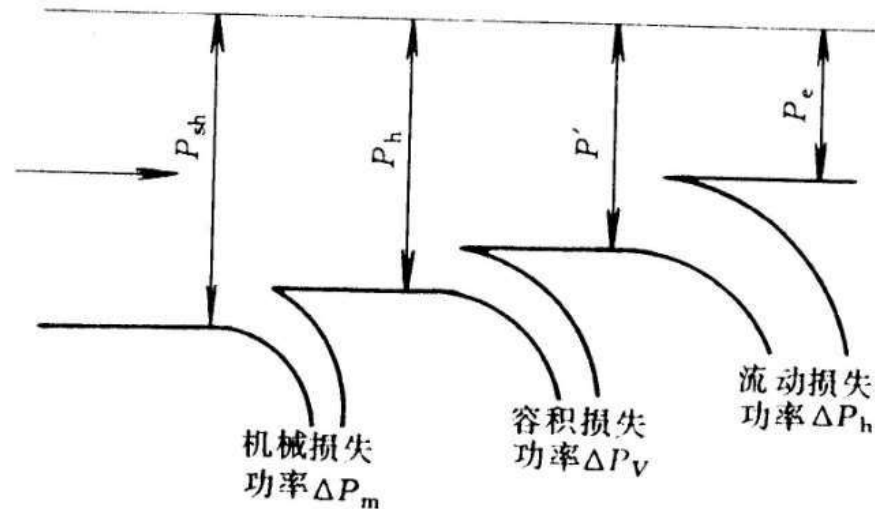
泵与风机在运行过程中，存在多种机械能损失，如机械损失、容积损失和流动损失。

- 与叶轮转动相关而与输送流体量无直接关系的为机械损失，记为 $\Delta P$ 。
- 经过叶轮而与流体泄漏量相关的为容积损失，记为 $\Delta P$
- 经过叶轮与输送流体量直接相关的为流动损失，记为 $\Delta P_h$

## 损失与效率：

- 轴功率 $P_{sh}$ 减去这三部分损失所对应的功率记为有效功率 $P_e$

$$P_e = P_{sh} - \Delta P_m - \Delta P_v - \Delta P_h$$



## 机械损失和机械效率：

- 机械损失是指在机械运动过程中克服摩擦所造成的能量损失，包括轴与轴承及轴与轴端密封的摩擦损失  $\Delta P$  ，以及叶轮前后盖板外表面与在泵或风机壳体内局部区域作循环流动的流体之间的摩擦损失  $\Delta P$  (常称为叶轮圆盘摩擦损失)

## 机械损失和机械效率：

- 摩擦损失 $\Delta P$  与轴承的结构型式、轴端密封的结构型式有关。其数量约为轴功率的1%~3%。
- 叶轮圆盘摩擦损失是因为在叶轮的两侧与泵壳间充有泄漏的流体，叶轮在壳体内旋转时，叶轮两侧的流体受离心力的作用，形成回流循环运动，使流体和旋转的叶轮发生摩擦而产生能量损失。这项损失的功率 $\Delta P$  约为轴功率的2%~10%，是机械损失的主要部分。

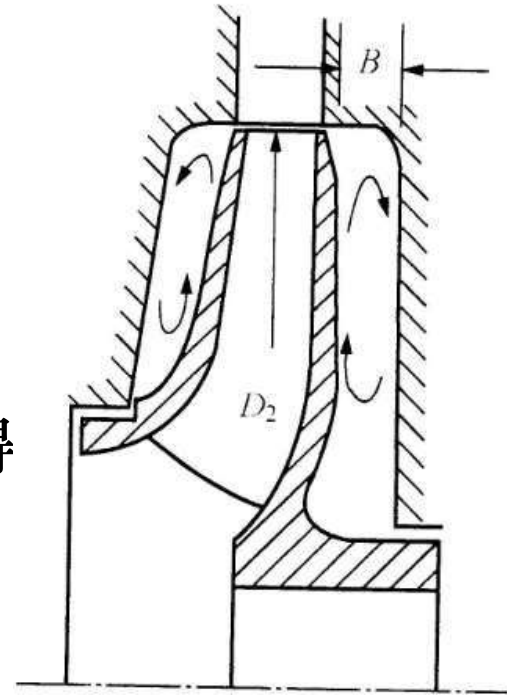
## 机械损失和机械效率：

- 圆盘摩擦损失

$$\Delta P_{df} = \frac{K \rho u_2^3 D^2}{2}$$

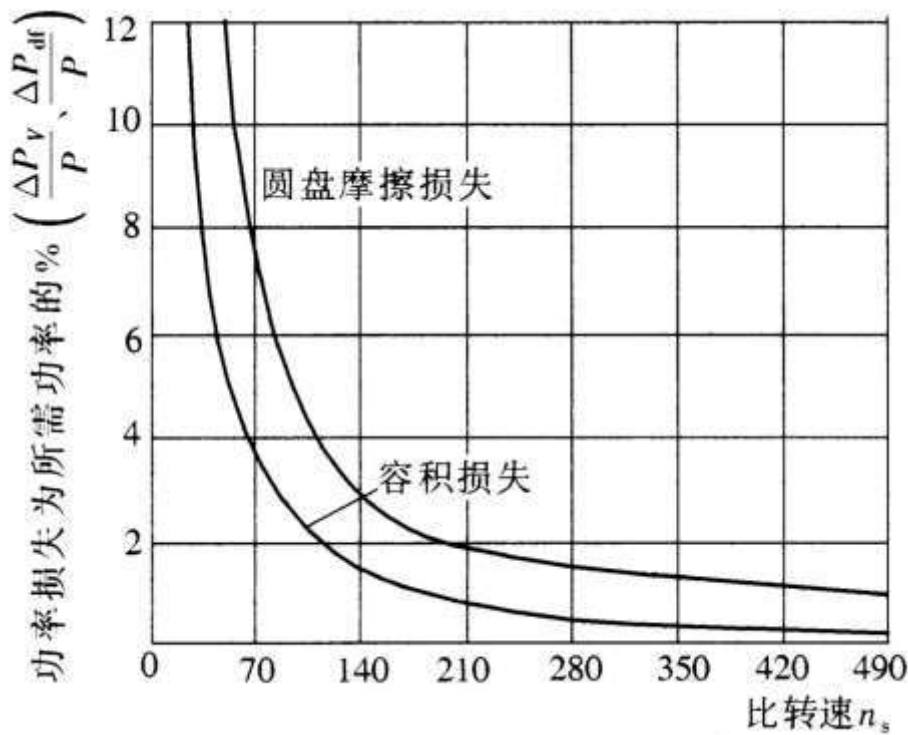
式中： $K$ 为圆盘摩擦系数，由实验求得  
 $D_2$ 为叶轮出口直径； $u_2$ 为叶轮出口圆周速度； $B$ 侧壁间隙。

与圆周速度的三次方、叶轮外径的平方成正比；与转速的三次方、叶轮外径的五次方成正比。



## 减小机械损失常用做法：

- 采用合
- 对于高
- 叶轮直径
- 如提高
- 佳)。
- 保持叶



而不是增大

高转速（更

察

机械损失功率  $P_m$  为两种损失之和:

$$P_m = P + P_{df}$$

机械损失的大小用机械效率 $\eta_m$ 来衡量:

$$\eta_m = \frac{P_{sh} - P_m}{P_{sh}}$$

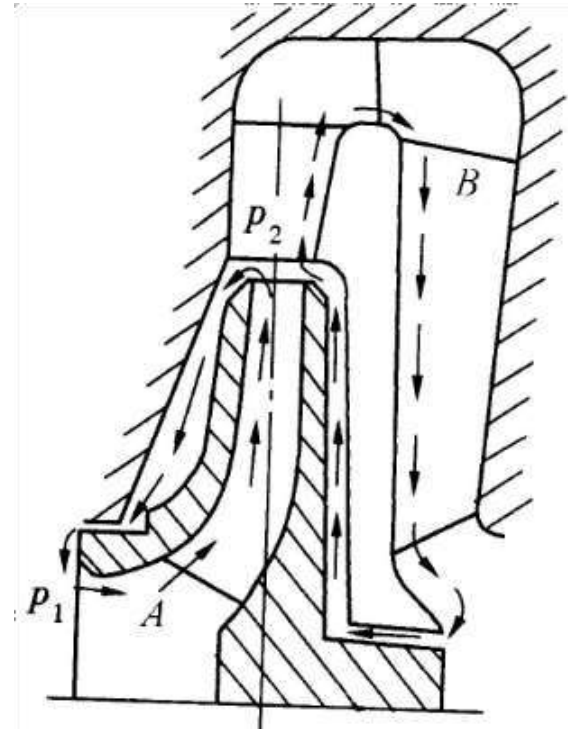
## 容积损失和容积效率：

- 泵与风机的转动部件与静止部件之间存在间隙。当叶轮转动时，在间隙两侧产生压力差，使部分由叶轮获得能量的流体从高压侧通过间隙向低压侧泄漏，这种损失称为容积损失或泄漏损失。（容积损失主要是由泄漏引起的）
- 常见泄漏方式：叶轮入口与外壳密封环之间间隙中的泄漏；平衡轴向力装置的间隙中泄漏；轴端密封间隙中的泄漏；多级泵级间间隙中的泄漏。

## 容积损失和容积效率：

- 叶轮入口与外壳密封环之间间隙中的泄漏（为容积损失主要部分）

泵与风机运行时，流体从叶轮获得能量，出口处的压力高于入口处的压力，这个压差驱使部分流体沿着叶轮入口与外壳密封环之间的间隙由出口回流到入口，如图中A线所示。



## 容积损失和容积效率：

- 离心泵通过叶轮进口与密封环间隙的流体泄漏量可按  
下式进行计算：

$$q_1 = \mu_1 A_1 \sqrt{2g H_1}$$

$$A_1 = \pi D_\omega b$$

$$\mu_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + 0.5\varphi + 0.5\lambda l/b}}$$

$$H_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u^2}{8g}$$

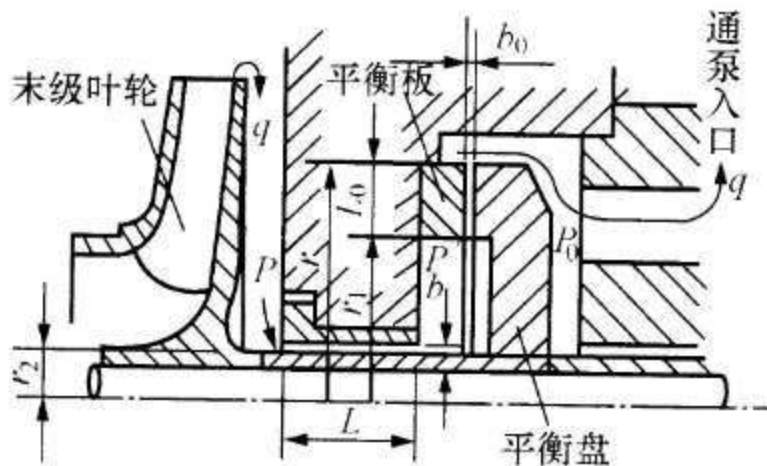
密封环泄漏所对应的容积损失

$$P_{V1} = \rho g q_1 H_1$$

## 容积损失和容积效率：

- 平衡轴向力装置的间隙中泄漏

高压泵的进出口存在很大的压力差，为了减小轴向推力，常用到带有径向间隙的轴向力平衡装置，允许少量流体从出口高压端泄漏到低压端。这部分泄漏的流体由叶轮所获得的能量消耗在克服其流动阻力上，从而造成机械能的损失。



## 容积损失和容积效率：

- 通过平衡轴向力装置间隙泄漏量可按下式进行计算：

$$q_2 = \mu_2 A_2 \sqrt{2g H_2}$$

$$A_2 = \pi D_n b$$

$$H_2 = \frac{p}{\rho g}$$

由平衡轴向力装置间隙的泄漏所引起容积损失为：

$$P_{V2} = \rho g q_2 H_2$$

## 容积损失和容积效率：

- 轴端密封间隙中的泄漏

正常情况下，轴封处的泄漏量 $q_3$ 比前两项泄漏小得多，这部分泄漏伴随的机械能损失又称为轴封损失，记为  $P$  。

## 容积损失和容积效率：

- 多级泵级间间隙中的泄漏（属于圆盘摩擦损失）

多级离心泵都设有导叶隔板，液体经过导叶后，部分动能转换成压力能，使得压力升高，造成极间隔板前后出现压力差，驱使部分液体通过极间隔板与轴套间的间隙流回到前级叶轮的侧隙，形成极间泄漏。

## 容积损失和容积效率：

- 泵与风机总的容积损失为前三项损失之和

$$P_V = P_{V1} + P_{V2} + P_{V3}$$

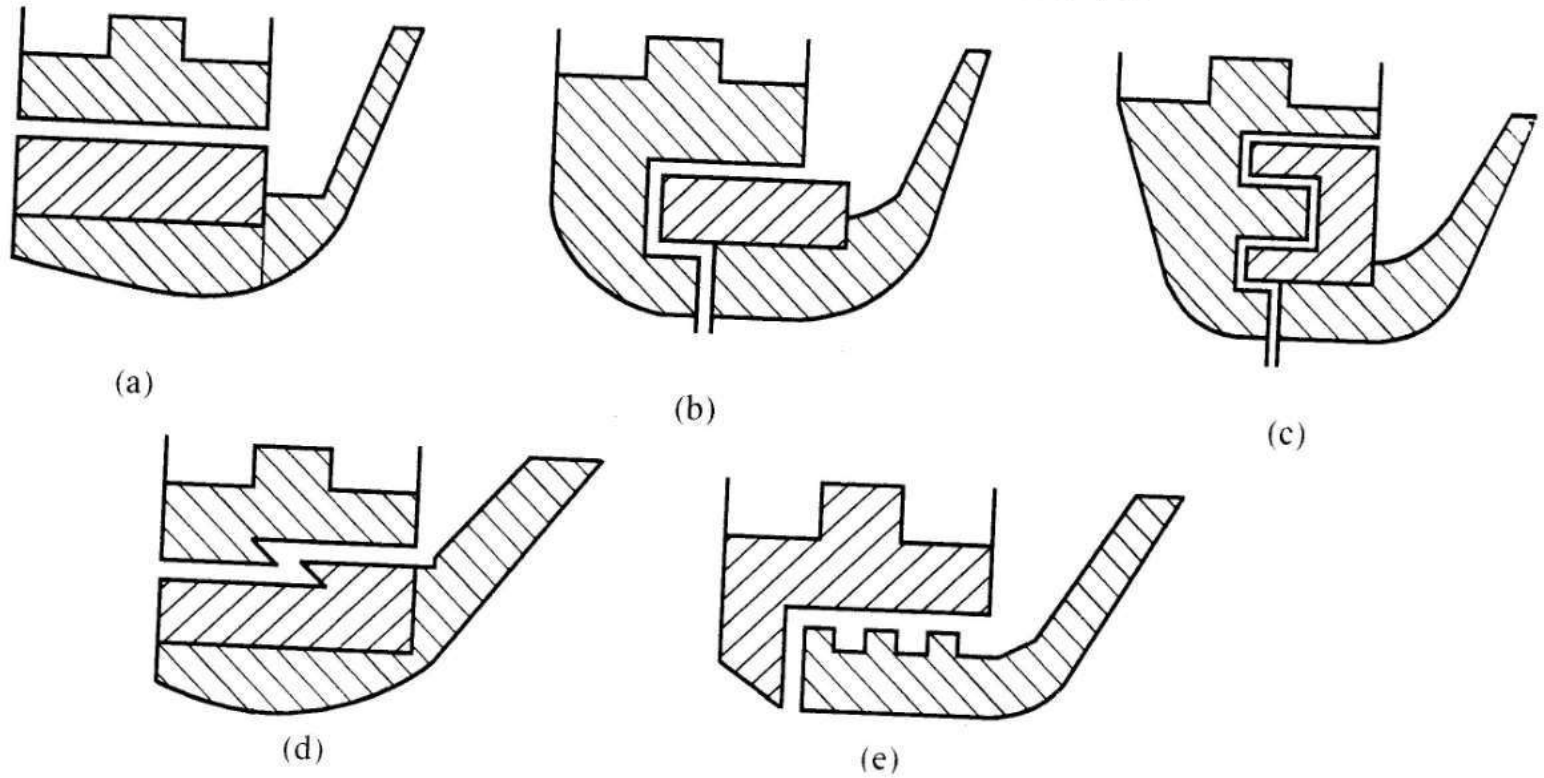
- 容积效率表达式如下：

$$\eta_V = \frac{P_{sh}}{P} \frac{P_m}{P_m} \frac{P_V}{P_m} = \frac{\rho g q_V H_T}{\rho}$$

$$q = q + q$$

式中：  $P_V$  为容积损失功率，kW；  $q$  为泄漏流量，m<sup>3</sup>/s

# 容积损失和容积效率：



## 流动损失和流动效率：

- 流动损失是指流体在泵与风机主流道流动时，由于流动阻力而产生的机械能损失。
- 流动损失主要分为三种：1.流体和各部分流道壁面摩擦所产生的摩擦阻力损失；2.流道断面变化、转弯等会使边界层分离、产生漩涡二次流和尾迹等而引起的损失；3.由于工况改变，流量偏离设计点，叶轮入口流动角与叶片安装角度不一致所引起的冲击损失。

## 流动损失:

• 摩擦阻力损失: 
$$h_f = \lambda \frac{l}{4R} \times \frac{v^2}{2g} = K_1 q_v^2$$

• 扩散损失: 
$$h_j = K \frac{q_v^2}{2}$$

• 冲击损失: 
$$h_s = K_4 (q_v - q_{vd})^2$$

## 流动效率:

$$\eta_h = \frac{P_{sh}}{P} \frac{P_m}{P_m} \frac{P_v}{P_v} \frac{P_h}{P_h} = \frac{P_e}{P} \frac{P_m}{P_m} \frac{P_v}{P_v} = \frac{\rho g q_v H}{\rho g q_v H_T} = \frac{H}{H_T}$$

## 泵与风机的总效率：

- 总效率是衡量泵与风机经济性的重要技术指标，泵与风机的总效率等于有效功率与轴功率之比。

$$\eta = \frac{P_e}{P_{sh}} = \frac{P_e}{P_{sh}} \times \frac{P_{sh}}{P_m} \times \frac{P_m}{P_m} \times \frac{P_{sh}}{P_{sh}} \times \frac{P_m}{P_m} = \eta_h \eta_v \eta_m$$

- 离心泵与风机总效率视其容量、型式和结构而异，目前离心式泵总效率约在0.6~0.9的范围，离心风机约在0.7~0.9的范围内，高效风机可达到0.9以上，轴流泵的总效率约为0.7~0.89，大型轴流风机可达到0.9以上。

## 前言：

泵与风机的性能主要是指在一定转速下，扬程（风机为全压）、轴功率、效率等与流量之间的关系。

这些参数之间有着一定的互相联系，反映这些性能参数之间变化关系的曲线，称为**性能曲线**。

- 扬程（全压）与流量的关系曲线—— $H-q_v(p-q_v)$
- 轴功率与流量的关系曲线—— $P_{sh}-q_v$
- 效率与流量的关系曲线—— $\eta-q_v$
- 对于泵，允许其汽蚀余量与流量的关系曲线—— $NPSH-q_v$
- 对于风机，静压与流量的关系曲线—— $p_{st}-q_v$ ；静压效率与流量的关系曲线 $\eta_{st}-q_v$

## 基本概念：

- 工况：在一定转速下，每一个流量均对应着一定的扬程（全压）、轴功率及效率，这一组参数反映了泵与风机的某种工作状态，简称工况。

- 设计工况：泵与风机是**按照需要**的一组参数进行设计的，由这一组参数组成的工况称为设计工况。

- 最佳工况点：对应于**最佳效率点**的工况。

说明：一般设计工况应位于最佳工况点上，但由于叶轮内流体流动的复杂性，使得设计工况点并不一定和最佳工况点重合，因此，在选择泵与风机时，常常把它的运动工况点（工作点）控制在性能曲线的高效区内，以获得较好的经济性。

# 一、扬程与流量性能曲线 (H-qv)

(一)无限多叶片时的理论扬程与理论流量性能曲线 ( $H_{T\infty}$ - $q_{VT}$ )

由无限多叶片时的理论扬程为：

$$H_{T\infty} = \frac{p}{\rho g q_{VT}} = \frac{1}{g} (u_2 v_{2u\infty} - u_1 v_{1u\infty}) \quad (1)$$

当流体以径向流入叶轮时，扬程方程式为：

$$H_{T\infty} = \frac{p}{\rho g q_{VT}} = \frac{1}{g} u_2 v_{2u\infty} \quad (2)$$

# 一、扬程与流量性能曲线 (H-qv)

## (一)无限多叶片时的理论扬程与理论流量性能曲线 (H<sub>T∞</sub>-q<sub>VT</sub>)

设叶片数无限多且无限薄，流体为理想流体时，由叶轮出口速度三角形可知：

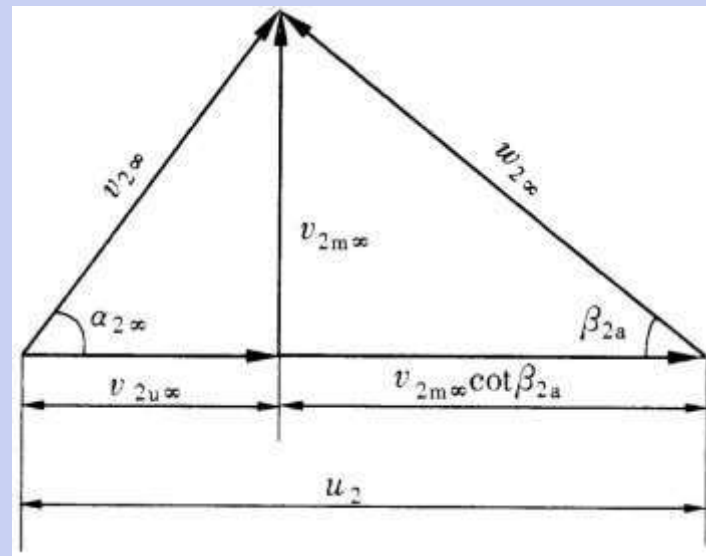
$$v_{2u\infty} = u_2 - v_{2m\infty} \cot \beta_{2a} \quad (3)$$

$$q_{VT} = \pi D_2 b_2 v_{2m\infty} \quad (4)$$

式中：D<sub>2</sub>为叶轮出口直径；  
b<sub>2</sub>为叶轮出口宽度

将上式带入 (2) 中，得：

$$H_{T\infty} = \frac{p}{\rho g q_{VT}} = \frac{u_2}{g} (u_2 - v_{2m\infty} \cot \beta_{2a}) = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cot \beta_{2a}}{g \pi D_2 b_2} q_{VT} \quad (5)$$



## 一、扬程与流量性能曲线 (H-qv)

(一)无限多叶片时的理论扬程与理论流量性能曲线 ( $H_{T\infty}$ - $q_{VT}$ )

若泵与风机的几何尺寸及转速已确定，式 (5) 中  $u_2$ 、 $\beta_{2a}$ 、 $D_2$  及  $b_2$  均为常数：

$$H_{T\infty} = A - Bq_{VT} \quad (6)$$

$$A = \frac{u_2^2}{g}; B = \frac{u_2 \cot \beta_{2a}}{g\pi D_2 b_2}$$

式 (6) 为直线方程， $H$  随  $q_{VT}$  呈直线关系变化，直线的斜率由  $\beta$  来确定。下面对三种叶轮型式 ( $\beta_{2a}$  选取范围) 进行讨论。

# 一、扬程与流量性能曲线 (H-qv)

(一)无限多叶片时的理论扬程与理论流量性能曲线 ( $H_{T\infty}$ - $q_{VT}$ )

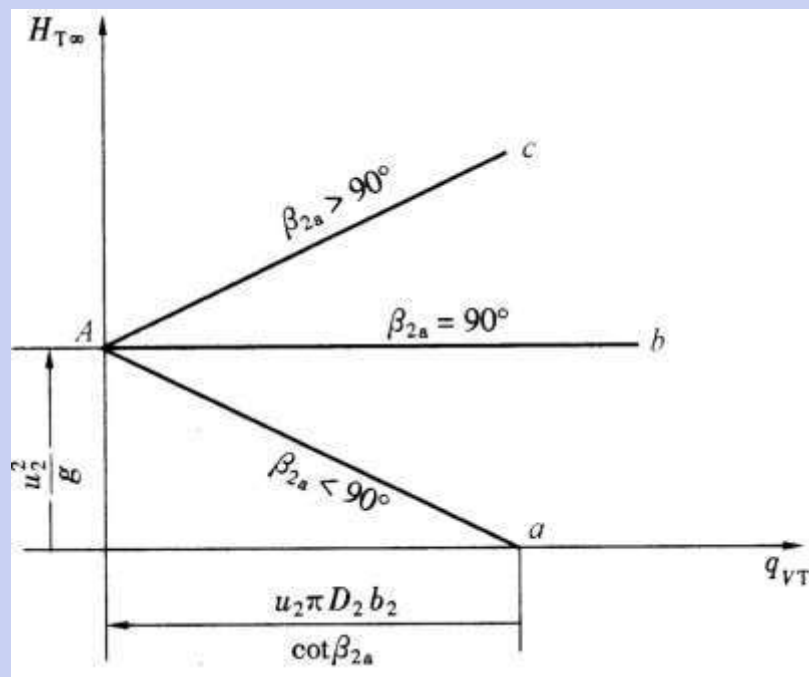


图 1.  $H_{T\infty}$ - $q_{VT}$ 性能曲线

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/747064116116006053>