

离心压缩机

The background of the slide features a soft-focus image of several flowers. In the upper half, there are two prominent blue flowers with five petals each, one on the left and one on the right. Below them, a cluster of white flowers with yellow centers and dark stamens is visible. The overall color palette is light and airy, with a gradient from white at the top to a pale blue at the bottom.

参考文献

徐忠. 离心压缩机原理 (M). 北京: 机械工业出版社.1990.5

万邦烈 李继志. 石油过程流体机械 (M). 北京: 石油工业出版社.1998.5

姜培正. 流体机械 (M). 北京: 化学工业出版社1994.5

姜培正. 过程流体机械 (M). 北京: 化学工业出版社.2001.8

基本内容

基本方程及概念 (2h)

级中能量损失 (2h)

基本结构 (2h)

相似原理 (2h)

热力设计 (2h)

性能曲线和调节 (2h)

第一节离心压缩机结构及工作原理

转子

叶轮

铆接叶轮、铣制铆接叶轮、焊接叶轮、整体铸造叶轮；

主轴

支持旋转零件、传递扭矩。有光轴、阶梯轴；

平衡盘

平衡部分轴向力，位于高压端；

推力盘

将剩余轴向力传递给止推轴承的推力块；

联轴器

传递扭矩。

静子

机壳、扩压器、弯道、回流器、蜗室、轴承、密封

辅助设备

冷却系统、润滑系统、自动控制系统

第一节离心压缩机结构及工作原理

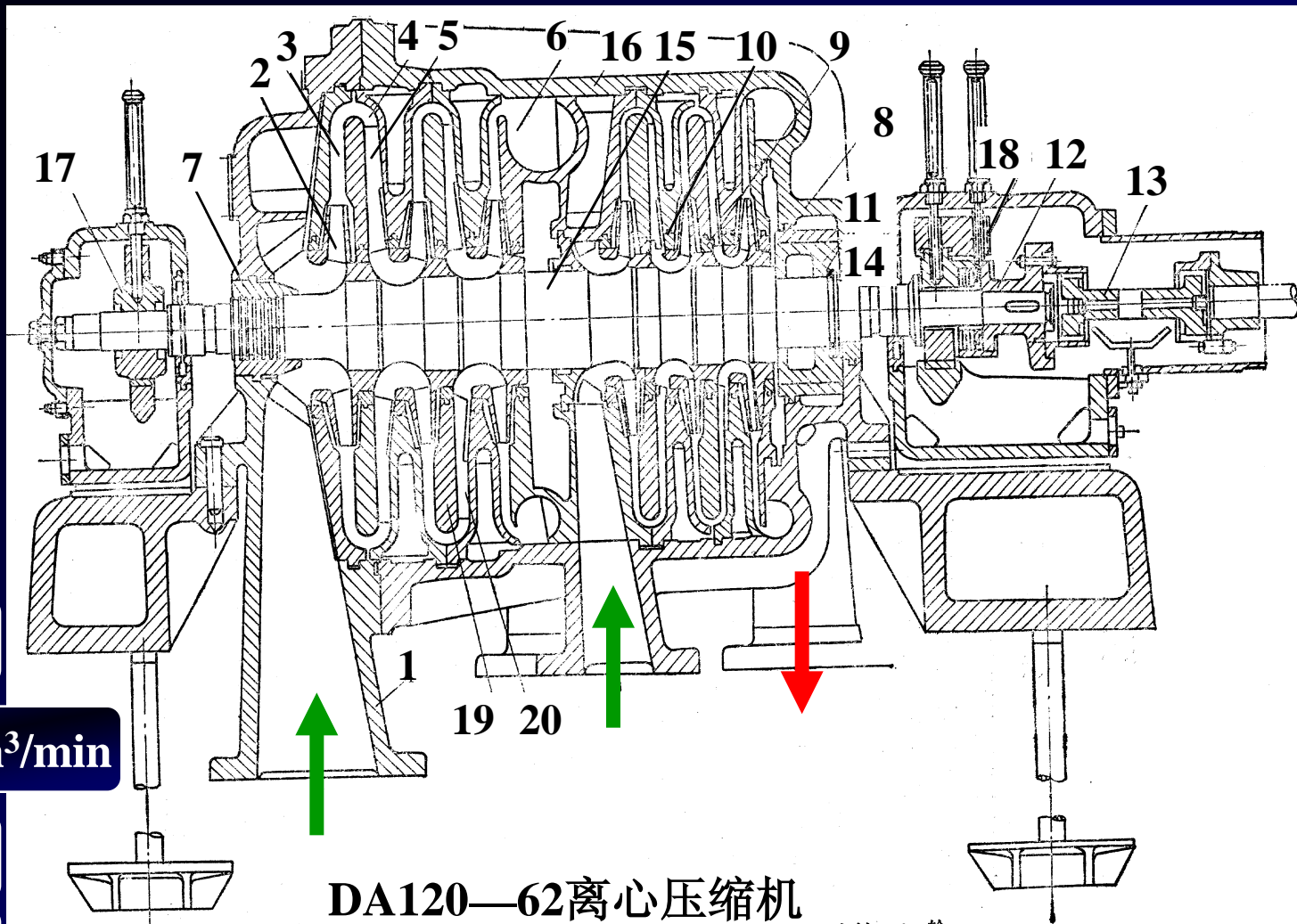


图 5.1-1 DA120—62离心压缩机结构图
1—吸气室；2—叶轮；3—扩压器；4—弯道；5—回流器；6—蜗室；7、8—轴端密封；9—隔板密封；10—轮盖密封；11—平衡盘；12—推力盘；13—联轴器；14—卡环；15—主轴；16—机壳；17—支持轴承；18—止推轴承；19—隔板；20—回流器导流叶片

第1章 绪论

第一节离心压缩机结构及工作原理

P72~76

级、段、缸

级：压缩气体基本单元

段：中间冷却器为界

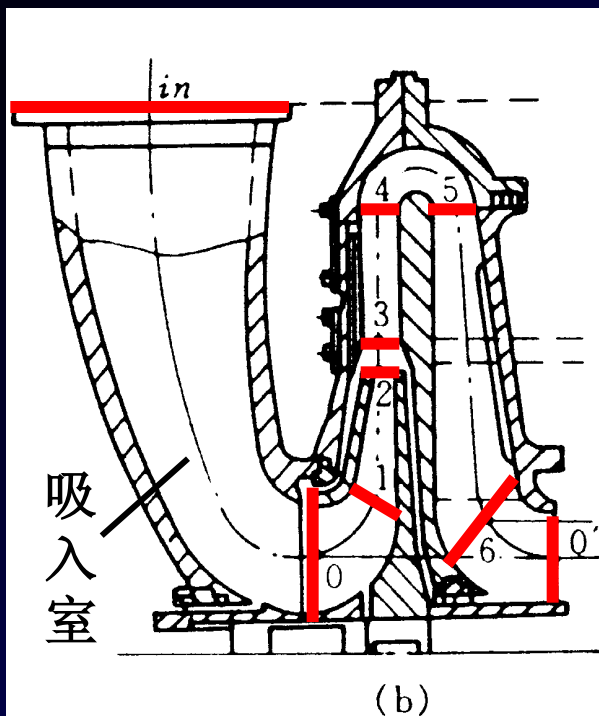
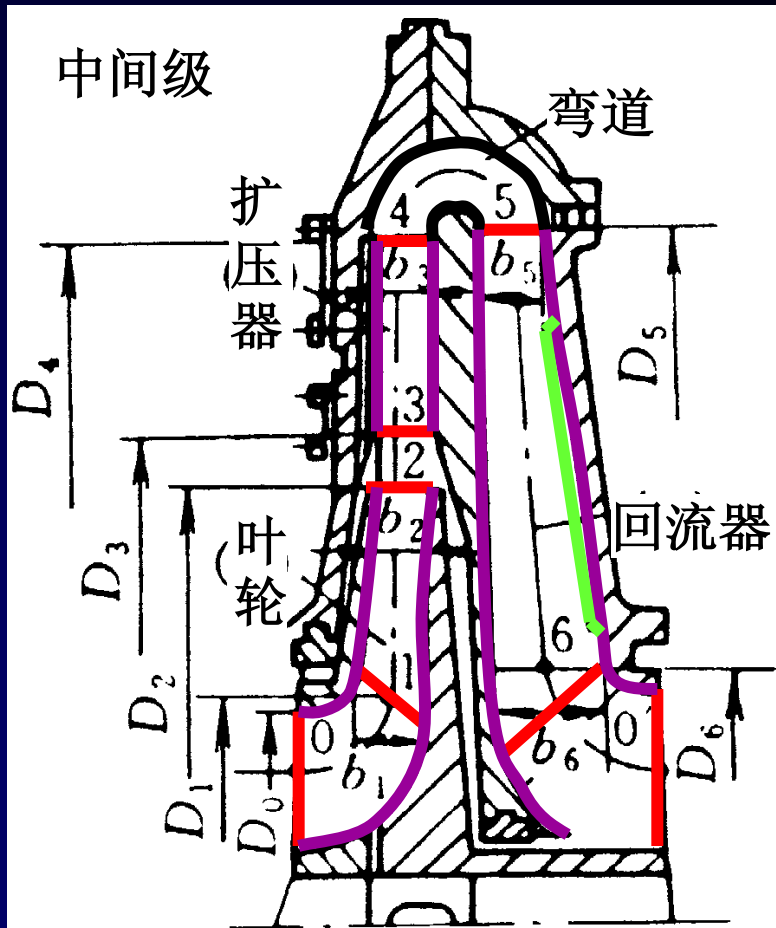
缸：机壳或轴为界

首级=吸气室+中间级

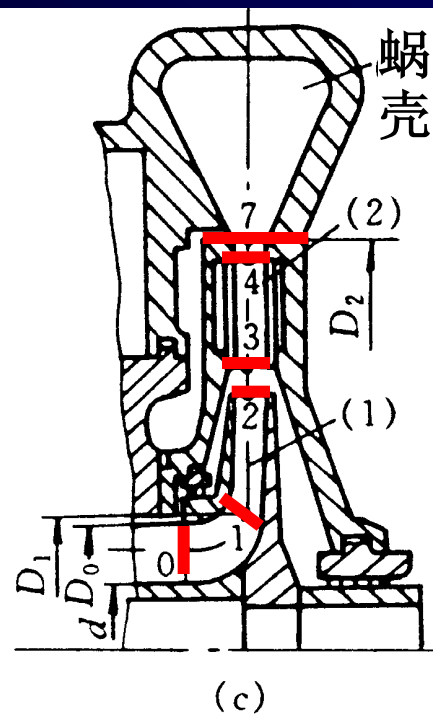
中间级=叶轮+扩压器+弯道+回流器

末级=叶轮+扩压器+蜗壳

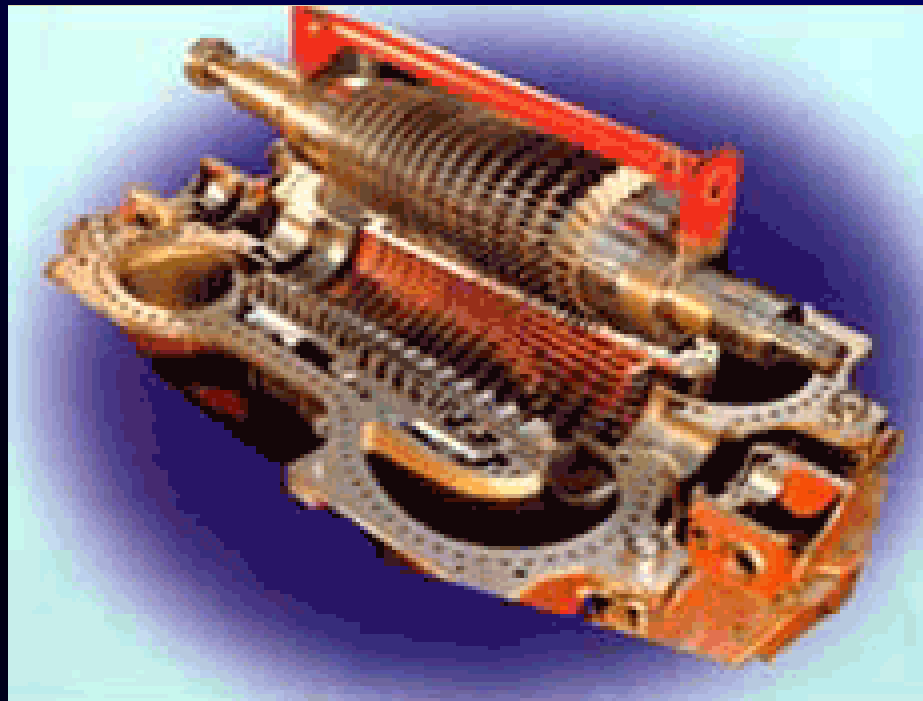
中间级



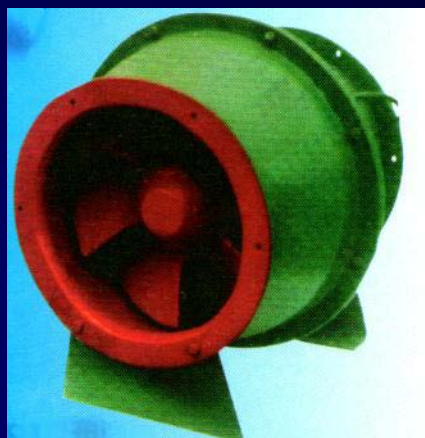
首级、末级及各特征面 i



离心压缩机



轴流压缩机



混流风机



轴流风机

第1章 绪论

第二节分类、特点及应用

分类

通风机(0.015MPa)

鼓风机(0.015~0.35MPa)

特点

压缩机(大于0.35MPa)

流量大、结构紧凑、运转可靠(连续运转1~3年),不需备机,气不会被污染.

单级压力比不高,排量不能太小,效率低,发生事故破坏性大。

与离心泵区别

流体密度 ρ : 不同

转速: 泵 $n < 3000\text{rpm}$; 压缩机 $n < 5000 \sim 20000\text{rpm}$

压缩过程: 气体 $p \uparrow$ 、 $T \uparrow$ 、 $v \downarrow$; 而液体 $p \uparrow$, T 、 v 几乎不变。

应用

第1章 绪论

第二节分类、特点及应用

冶金工业

高炉鼓风：生产每吨生铁约需5~6吨空气、1吨半焦炭、3吨矿石。

氧气炼钢：纯氧顶吹转炉炼钢需要氧气压缩机，要求密封可靠。

氧气的制取：分离空气，需要空气压缩机

烧结风机：矿石烧结需要抽风机吸进空气而吸走烧结产生之烟气。

高炉配用鼓风机

高炉容积 (m ³)	风量 (m ³ /min)	风压 (bar)
55	260	0.784
84	300	0.98
100	440	1.078
255	800	1.47
500~620	2000	2.45
1000	3250	3.92
1513	4250	4.41
2500	6400	4.9

烧结风机的风量和风压

烧结面积 (m ²)	风量 (m ³ /min)	风压 (mmH ₂ O)
50	4500	1100
75	6500	1250

第1章 绪论

第二节分类、特点及应用

石油化学工业

化肥：合成氨中需原料气压缩机、空气压缩机、合成气压缩机，氨压缩机年产30万吨以上大型合成氨装置，若采用离心压缩机，则可降低投资60%~70%。

尿素：氨与二氧化碳合成尿素需要的二氧化碳离心压缩机属高压比、重介质、小流量。年产40万吨合成尿素装置的二氧化碳离心压缩机，排压为15MPa，流量27800m³/h，双缸，汽轮机驱动，功率7400kW。

甲醇：合成甲醇典型流程中四缸筒型压缩机串联，将原料气从1~1.8MPa压缩到32~45MPa的合成压力，转速11000~16000r/min，功率16~20MW。

乙烯：使用裂解气压缩机、丙烯压缩机和乙烯压缩机。目前最大的裂解气压缩机为四缸串联，流量3860m³/min，汽轮机驱动，功率37kW。

石油精炼：由石油蒸馏、精炼、催化裂化、重整四个工艺过程组成。其中裂化、重整需要压缩机。

加氢脱硫：循环气压缩机，其进口压力14~22MPa，出口压力16~24MPa。

油田注气：将不能直接利用的油田伴生气加压回注来提高油层压力，以增加采油量。

第1章 绪论

第二节分类、特点及应用

天然气输送

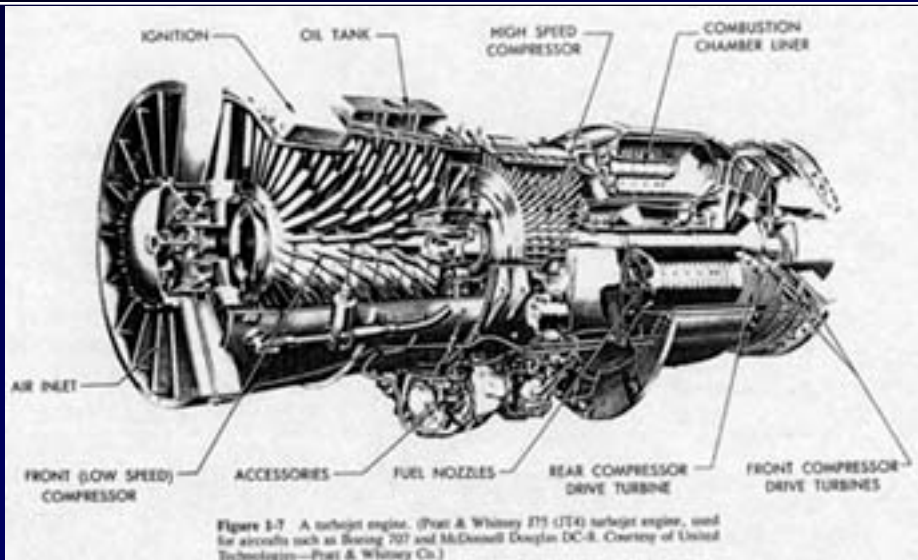
这种压缩机流量 $50\sim 2800\text{m}^3/\text{min}$ ，输气压力高达 10MPa 。

制冷

目前世界上最大的丙烯冷冻离心压缩机，流量 $3700\text{m}^3/\text{min}$ ，功率 53.7MW 。

动力工业

(1) 燃气轮机；(2) 动力风源 (3) 内燃机增压：利用内燃机气缸排出的废气驱动涡轮机，涡轮机拖动压缩机提高空气流量。



欧拉方程

$$H_{t\infty} = \frac{c_{2u\infty} u_2 - c_{1u\infty} u_1}{g} \quad H_{th} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$$

稳定流动能量方程

$$q + w = (h_2 - h_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1), \quad J/kg$$

叶轮

$$w = c_p (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

扩压器

$$\frac{c_3^2 - c_4^2}{2} = c_p (T_4 - T_3)$$

弯道

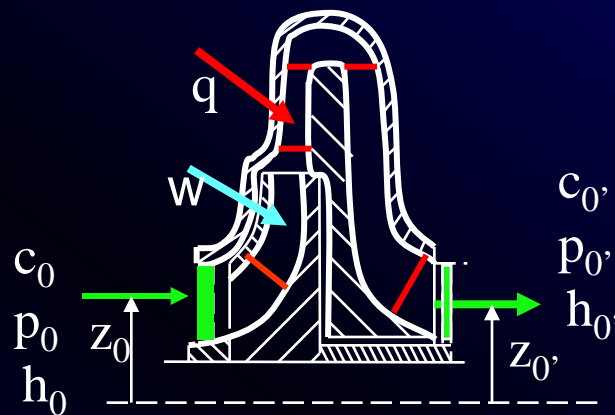
$$c_p (T_5 - T_4) + \frac{c_5^2 - c_4^2}{2} = 0$$

回流器

$$c_p (T_6 - T_5) + \frac{c_6^2 - c_5^2}{2} = 0$$

级

$$w = c_p (T_{0'} - T_0) + \frac{c_{0'}^2 - c_0^2}{2}$$



伯努利方程

$$H_{th} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + H_{hyd}, \quad m$$

$$H_{th} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$$

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho g} + H_{hyd \text{ imp}}, \quad m$$

叶轮

$$H_{th} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + H_{hyd1-2}$$

扩压器

$$\frac{c_3^2 - c_4^2}{2g} = \int_3^4 \frac{dp}{\rho g} + H_{hyd3-4}$$

弯道

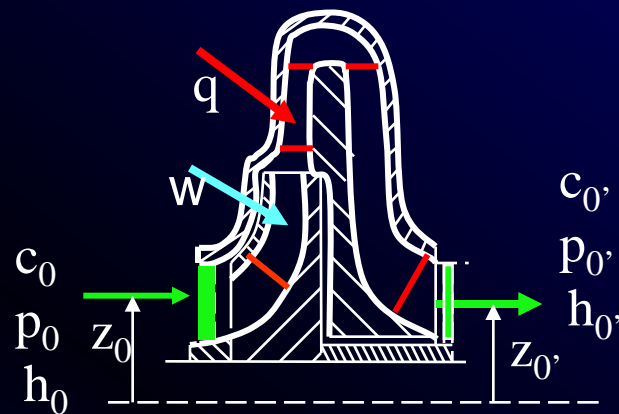
$$-\int_3^4 \frac{dp}{\rho g} = H_{hyd4-5}$$

回流器

$$\frac{c_5^2 - c_6^2}{2g} = \int_5^6 \frac{dp}{\rho g} + H_{hyd5-6}$$

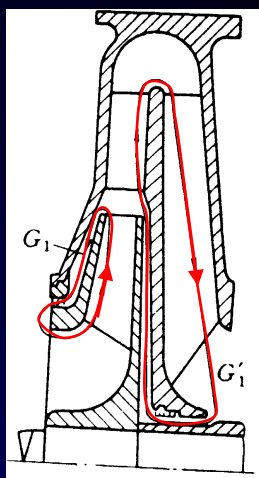
级

$$H_{th} = \int_0^{0'} \frac{dp}{\rho g} + \frac{c_{0'}^2 - c_0^2}{2g} + H_{hyd0-0'}$$



级的总耗功

叶轮消耗总功



传给气体欧拉功

泄漏损失功→热

轮阻损失功→热

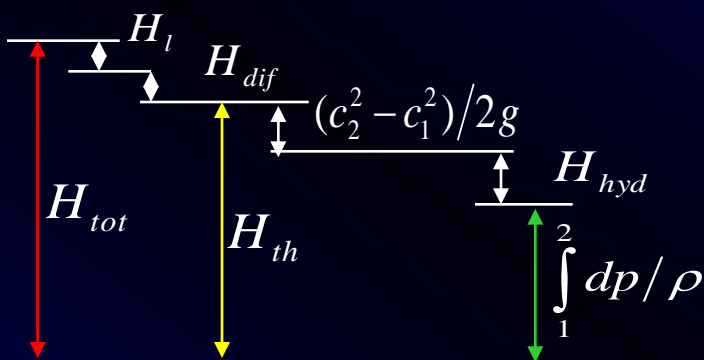
$$N_{tot} = GH_{th} + G_l H_{th} + N_{df}$$

$$N_{tot} = GH_{th} (1 + \beta_l + \beta_{df})$$

$$H_{tot} = H_{th} (1 + \beta_l + \beta_{df})$$

漏气损失系数

轮阻损失系数



多方压缩

$$H_{pol} = \frac{n}{n-1} RT_0 \left[\left(\frac{p_{0'}}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

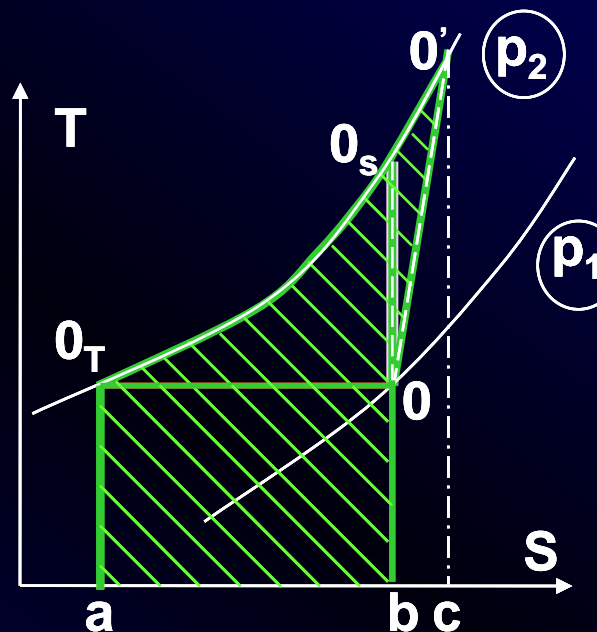
定熵压缩

$$H_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[\left(\frac{p_{0'}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

等温压缩

$$H_{is} = RT_0 \ln \left(\frac{p_{0'}}{p_0} \right)$$

$$\int_1^2 dp / \rho$$



级效率

多变效率 η_{pol} 气体由 p_1 压缩到 p_2 所需的 H_{pol} 与 H_{tot} 之比。

$$\eta_{pol} = \frac{H_{pol}}{H_{tot}} = \frac{\frac{n}{n-1} RT_0 \left[\left(\frac{p_{0'}}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}{(1 + \beta_l + \beta_{df}) H_{th}} \quad \eta_{pol} = \frac{\frac{n}{n-1} RT_0 \left[\left(\frac{p_{0'}}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}{\frac{k}{k-1} R(T_{0'} - T_0) + \frac{c_{0'}^2 - c_0^2}{2g}}$$

$$\frac{p_{0'}}{p_0} = \left(\frac{T_{0'}}{T_0} \right)^{\frac{n}{n-1}} \Rightarrow \eta_{pol} = \frac{k-1}{k} \frac{\lg(p_{0'}/p_0)}{\lg(T_{0'}/T_0)} \quad \sigma = \frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \eta_{pol}$$

级设计中， η_{pol} 按级或模型级试验所得的 η_{pol} 来计算。试验时测出级进出口压力、温度即可。一般 $\eta_{pol}=0.75\sim0.84$ ，高压、小流量 η_{pol} 为0.6。

绝热效率 η_{ad} 气体由 p_1 压缩到 p_2 所需的可逆 H_{ad} 与 H_{tot} 之比。

$$\eta_{ad} = \frac{H_{ad}}{H_{tot}} = \frac{\frac{k}{k-1} RT_0 \left[\left(\frac{p_{0'}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{(1 + \beta_l + \beta_{df}) H_{th}} \quad \eta_{ad} = \frac{H_{ad}}{H_{tot}} = \frac{\frac{k}{k-1} R(T_{0'} - T_0)}{\frac{k}{k-1} R(T_{0'} - T_0) + \frac{c_{0'}^2 - c_0^2}{2g}}$$

 η_{pol} 与 η_{ad} 关系

$$\eta_{ad} = [(\frac{p_{0'}}{p_0})^{\frac{k-1}{k}} - 1] / [(\frac{p_{0'}}{p_0})^{\frac{k-1}{k\eta_{pol}}} - 1]$$

 等温效率 η_{is} 气体由 p_1 压缩到 p_2 所需的等温 H_{is} 与 H_{tot} 之比。

$$\eta_{is} = \frac{H_{is}}{H_{tot}} = [RT_0 \ln(\frac{p_{0'}}{p_0})] / [\frac{k}{k-1} R(T_{0'} - T_0)]$$

通常有冷却的压缩机用等温效率来评定机器的好坏。

 流动效率 η_{hyd} 级的多变压缩功 H_{pol} 与叶轮对气体作的功 H_{th} 之比。

$$\eta_{hyd} = H_{pol} / H_{th} = (1 + \beta_l + \beta_{df}) \eta_{pol}$$

 压缩机效率

从压缩机进口截面in计算到出口截面out

 压缩机机组效率

从压缩机第一级进口截面计算到末级出口截面。

 级效率

从压缩机一个级的进口截面0计算到该级出口截面0'。

DA120—121离心压缩机，一级叶轮叶片功 $H_{th}=45864\text{J/kg}$ ，多方效率 $\eta_{pol}=78\%$ ，级的进口流速 $c_{in}=74\text{m/s}$ ，出口流速 $c_{out}=96\text{m/s}$ ，轮阻损失系数 $\beta_{df}=0.03$ ，漏气损失系数 $\beta_l=0.012$ ，求实际耗功 H_{tot} 、多变功 H_{pol} 、流动损失耗功 H_{hyd} ，漏气损失功 H_l ，轮阻损失功 H_{df} 。

$$H_{tot} = H_{th}(1 + \beta_l + \beta_{df}) = 45.864 \times (1 + 0.03 + 0.012) = 47.790\text{kJ/kg}$$

$$H_{pol} = H_{tot}\eta_{pol} = 47.790 \times 78\% = 37.276\text{kJ/kg}$$

$$H_{hyd} = H_{th} - H_{pol} - \frac{c_{out}^2 - c_{in}^2}{2} = 45.864 - 37.276 - \frac{96^2 - 74^2}{2000} = 6.718\text{kJ/kg}$$

$$H_l = H_{th}\beta_l = 45.864 \times 0.012 = 0.550\text{kJ/kg}$$

$$H_{df} = H_{th}\beta_{df} = 45.864 \times 0.03 = 1.3760\text{kJ/kg}$$

流量

单位时间内通过级的气体总流量： $G_{\text{tot}} = \text{有效流量 } G + \text{漏气流量 } G_1$ 。

流量系数

反映级的通流能力

$$\varphi_{1r} = \frac{c_{1r}}{u_2} \quad \varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$$

能量头系数

多变能量头系数

$$\psi = H_{\text{pol}} / (u_2^2 / g)$$

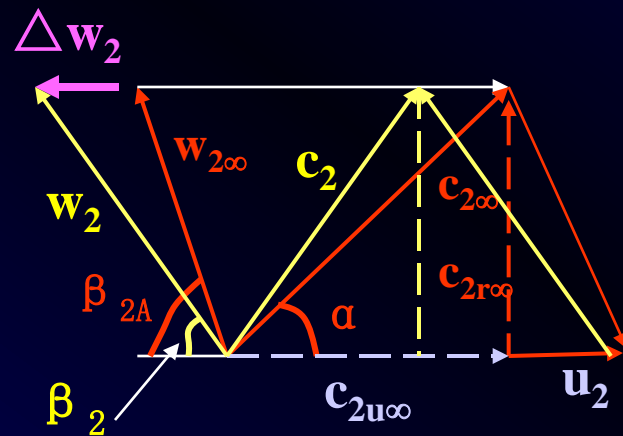
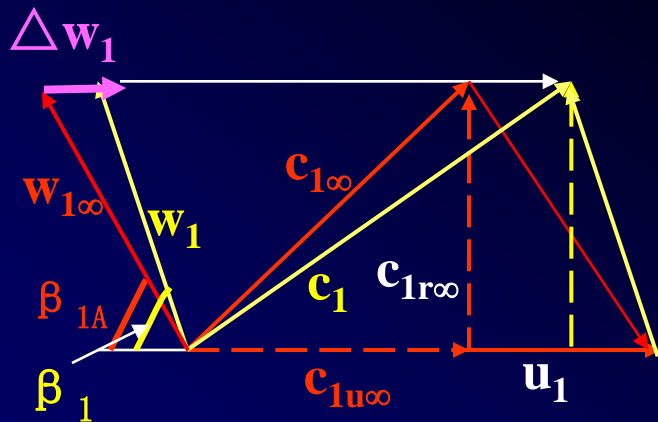
绝热能量头系数

$$\psi_{\text{ad}} = H_{\text{ad}} / (u_2^2 / g)$$

总能量头系数

$$\psi_{\text{tot}} = H_{\text{tot}} / (u_2^2 / g)$$

轴向旋涡



基本内容

基本方程

连续方程
欧拉方程
稳定能量方程
伯努利方程

叶轮

扩压器

级

级总耗功

欧拉功
漏气损失
轮阻损失

压缩机效率

压缩机组效率

级效率

多方效率
绝热效率
等温效率
流动效率

级

系数

流量系数
能量头系数

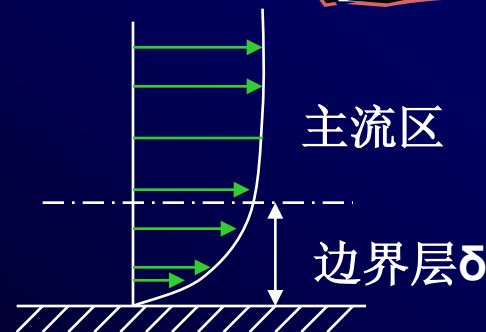
摩擦损失

损失原理

流体粘性

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}$$

损失确定



水力直径

平均速度

摩擦阻力系数

壁面相对粗糙度

$$H_{fric} = \lambda \frac{l}{d_{hm}} \frac{c_m^2}{2g}, \text{ 其中 } \lambda = f(\text{Re}, r/K)$$

分离损失

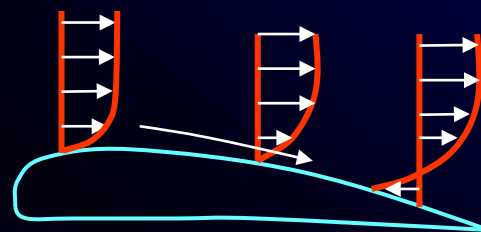
损失原理

流体粘性

$dp/dx > 0$

影响因素

通道形状、粗糙度、雷诺数、气流紊流度



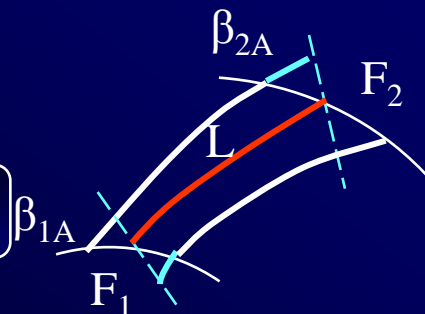
圆锥形扩压器管扩张角:

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2l} = \frac{\sqrt{F_2} - \sqrt{F_1}}{\sqrt{\pi} l}$$

叶轮叶片流道当量扩张角：

$$\tan \frac{\theta_{eq}}{2} = \frac{\sqrt{\pi D_2 b_2 \sin \beta_{2A} \tau_2} - \sqrt{\pi D_1 b_1 \sin \beta_{1A} \tau_1}}{\sqrt{Z \pi l}}$$

$$\theta_{eq} < 6^\circ \sim 7^\circ$$



扩压度（因子）：

流体减速的程度

叶轮扩压度 $w_1 / w_2 = F_2 \rho_2 / F_1 \rho_1$ 。叶轮 $w_1 / w_2 \leq 1.6 \sim 1.8$

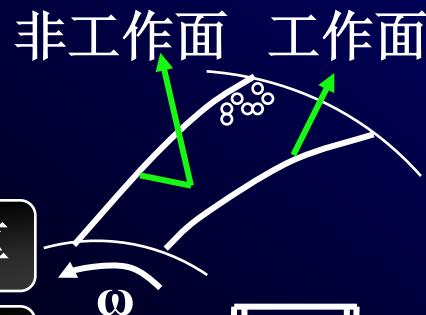
叶轮流道中的分离

非工作面气流分离

子午面气流分离

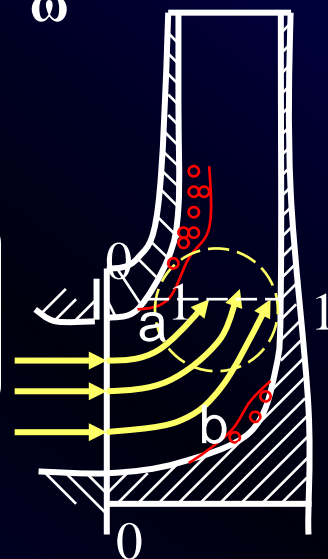
二次涡流致非工作面边界层增厚

叶轮出口扩压度更大



动量矩守恒：轮盖处流体加速；轮盘处流体减速，过了1-1截面，刚好相反。故轮盖处气流易分离、恶化，严重时会在轮盖附近产生由扩压器向叶轮的 reflux，即“反流损失”。

增加来流初始紊流度可以减小分离损失，但会增加摩擦损失。



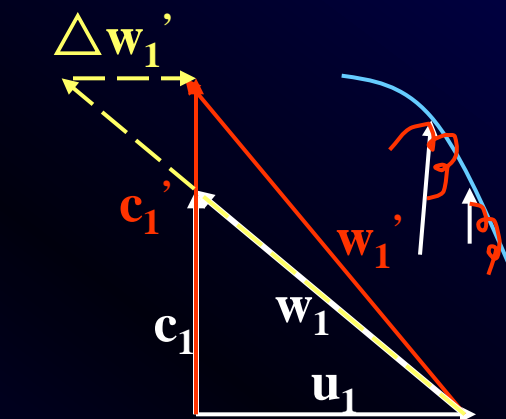
第一节 流动损失

冲击损失

损失原理

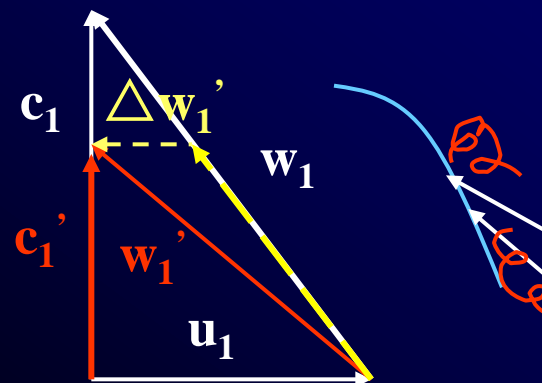
损失确定

$$Q > Q_d$$



$$i = \beta_{1A} - \beta_1 < 0$$

$$Q < Q_d$$



$$i = \beta_{1A} - \beta_1 > 0$$

$$h_{sh} = \xi_s \frac{(\Delta w_1')^2}{2g} = \xi_s \frac{(w_1 - w_1')^2}{2g} = \xi_s \frac{(c_{1r} - c_{1r}')^2}{2g} \operatorname{ctg}^2 \beta_{1A} = L \left(1 - \frac{Q}{Q_d}\right)^2$$

$i=0$ 时, $h_{sh}=0$; 冲角越大, 冲击损失越大;

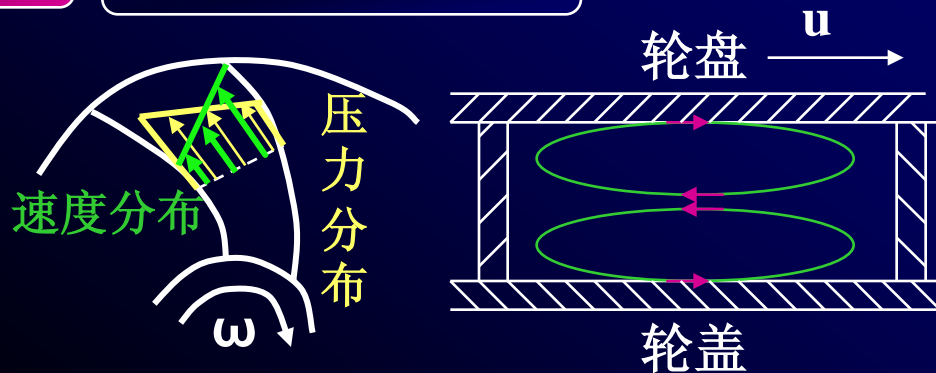
流体进入蜗壳液流角与其中叶片安装角不一致时, 也回产生冲击损失。

二次流损失

损失原理

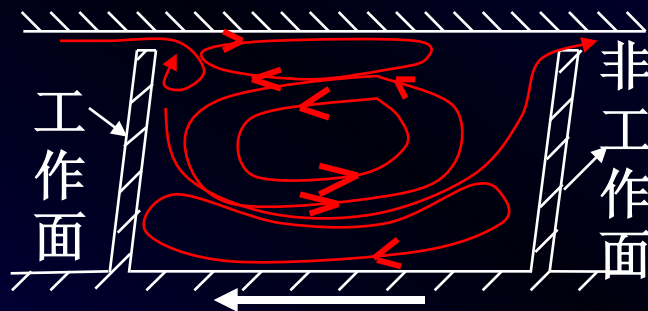
压力分布不均产生

闭式叶轮顶部的二次流



流道弯曲和轴向涡流使叶轮工作面与非工作面的速度分布、压力分布不均导致产生由工作面向非工作面的二次流，流动方向与主流方向垂直。

半开式叶轮顶部的二次流

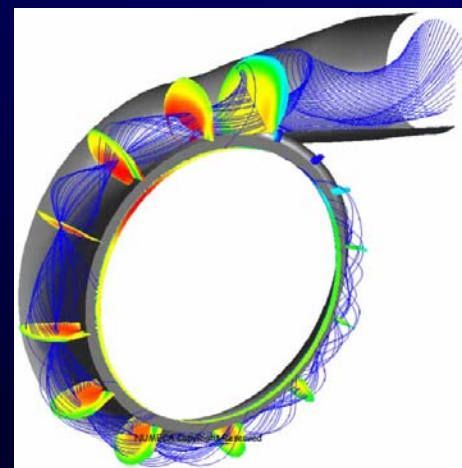
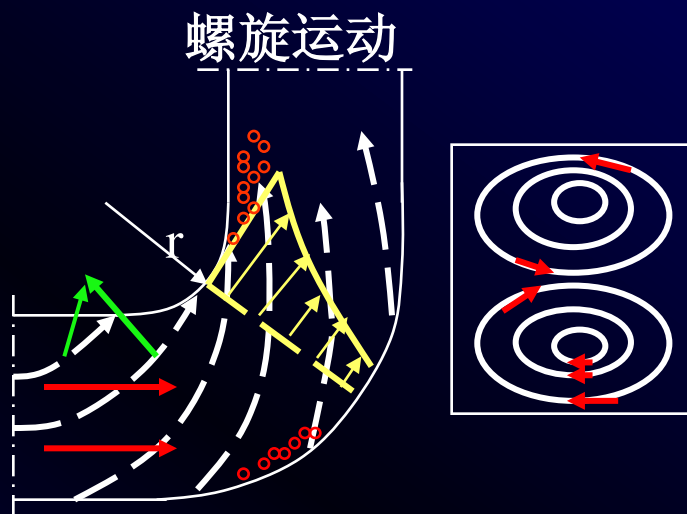


叶片负荷设计的低，使工作面与非工作面间的压差减小有利于减弱二次流。

减小弯管曲率半径或在转弯处加导流叶片可有效减小二次流损失

二次流损失

弯管中的二次流



涡壳中流体的流动

损失确定

$$H_{\text{sec}} = k(w_{\text{非工作面}}^2 - w_{\text{工作面}}^2)$$

影响后果

二次流使流体间互相混合掺杂造成能量损失；

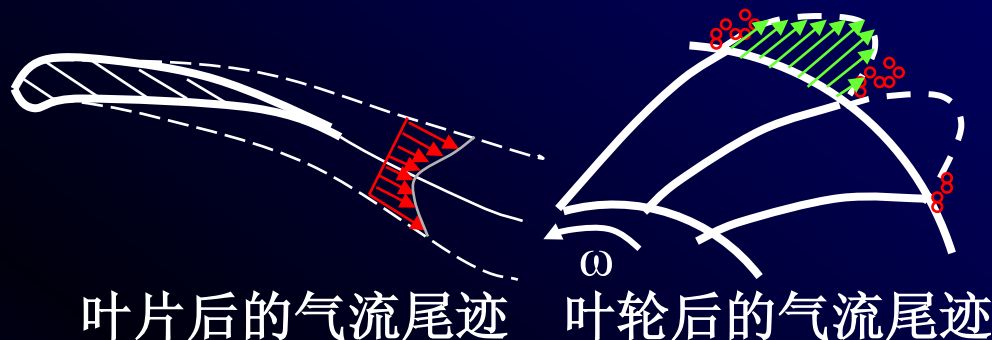
扰乱后续设备中气流流动的均匀性，导致流动恶化、性能下降。

尾迹损失

损失原理

因叶片尾缘有厚度,气体流出叶道,通流面积突然扩大,在叶片尾部产生旋涡。

削薄叶片出口边（一般削非工作面，减弱轴向涡对叶片做功的影响），可以减小尾迹损失。



流动损失

摩擦损失

分离损失

冲击损失

二次流损失

尾迹损失

原理

确定

第一节 流动损失

单独元件流动损失确定

非设计工况

$$H_{hyd} = \xi_1 \frac{c_1^2}{2g} + \xi_2 \frac{w_1^2}{2g}, \xi_1 = 0.1 \sim 0.15, \xi_2 = 0.2 \sim 0.25$$

气流转弯损失

气流摩擦损失

设计工况

$$H_{hyd} = \xi_1 \frac{c_1^2}{2g} + \xi_2 \frac{w_1^2}{2g}, \xi_1 = 0.1, \xi_2 = 0.14 + 0.0014(\theta_{eq} - 3^\circ)$$

Re数对流动损失影响

摩擦损失

光滑管：Re<10⁵时，损失与Re^{-0.25}成比例； Re>10⁵时，损失约与Re^{-0.2}成比例。

粗糙管：损失与Re无关；

尾迹损失

尾迹损失与Re 的关系与摩擦损失相同。但分离严重时，尾迹损失主要受分离影响，与Re无关。

第一节 流动损失

Re数对流动损失影响

分离损失、二次流损失与Re无关。

M数对流动损失影响

临界马赫数 M_{cr}

气流在叶道中的某处达到音速时对应的进口气流马赫数 M_{w1} 为临界马赫数 M_{cr} 。

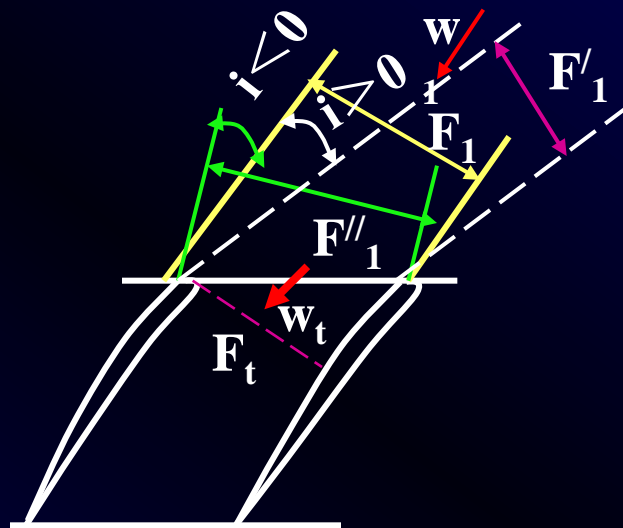
最大马赫数 M_{max}

气流平均流速在叶道的最窄截面处 F_t 达到音速时对应的进口气流马赫数 M_{w1} 为最大马赫数 M_{max} 。

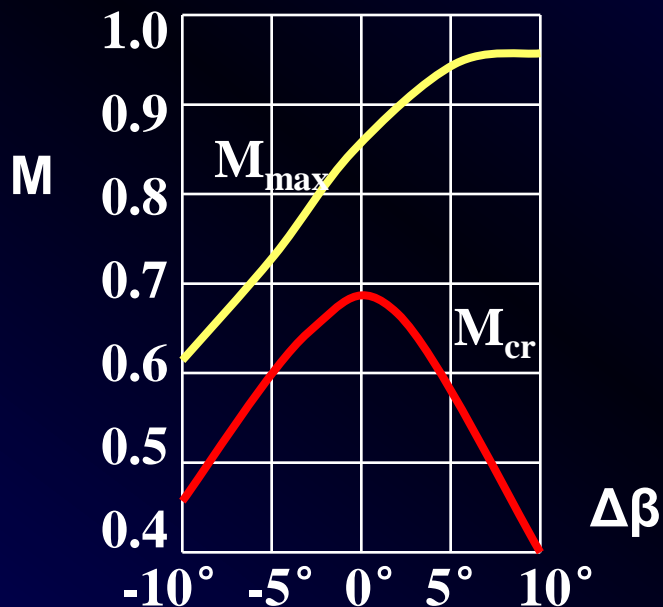
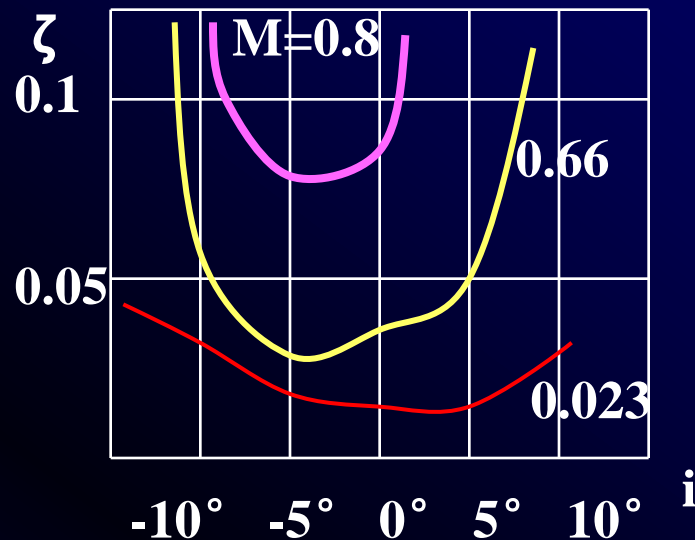
$i=0$, $F_t = F_1$: 叶片有厚度及气体粘性, 使 $M_{max} < 1$ 。

$i > 0$, $F'_1 < F_1$: $w_t < w_1$, 使 $M_{max} \uparrow$ 。理论上 M_{max} 可大于1, 但由于气体粘性作用, 喉部仍为 F_t , 故 $M_{max} \leq 1$, 不可能 > 1 。

$i < 0$, $F''_1 > F_1$: $w_t > w_1$, 使 M_{max} 远小于1。



M数对流动损失影响


平面叶栅 M_{cr} 、 M_{max} 的与 $\Delta\beta$ 的关系

不同 M_{w1} 下, 损失系数 ζ 与 i 的关系

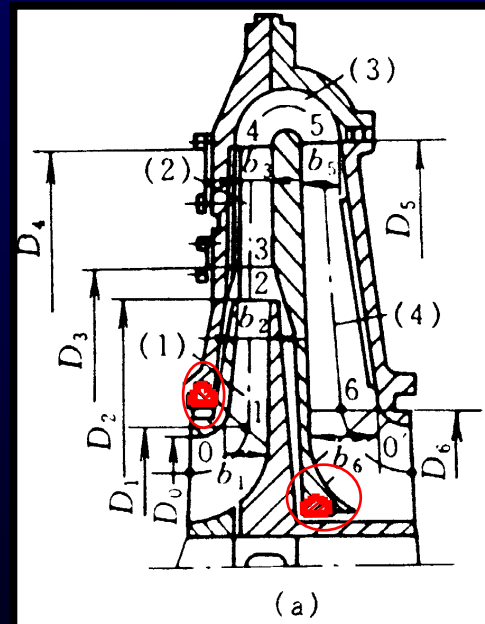
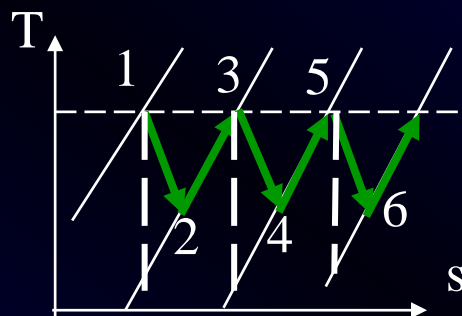
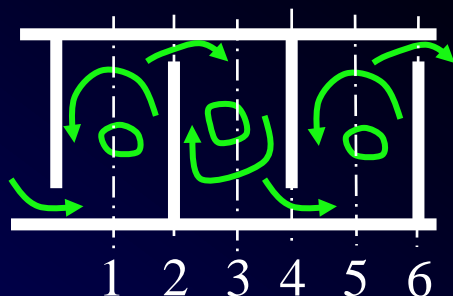
$M_1 < M_{cr}$ 时, 亚音速流动, M 对流动特性影响小。 $M_{cr} < M_1 < M_{max}$ 时, 压缩机流道内出现了局部音速, 导致气流分离并产生较大影响, 但 M_1 较大可减小压缩机尺寸和重量, 提高级压力比。

密封原理与结构型式

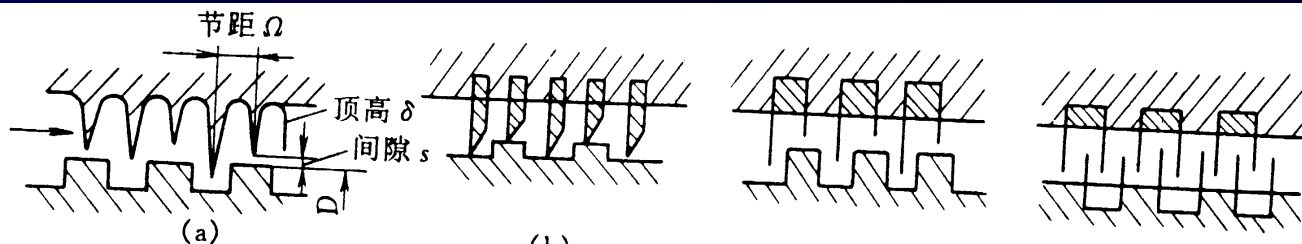
$$H_{tot} = \int_1^2 dp / \rho g + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + H_{hyd} + H_{df} + H_l$$

密封原理

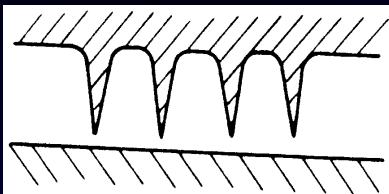
气流节流降压



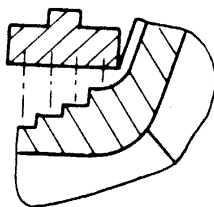
密封结构



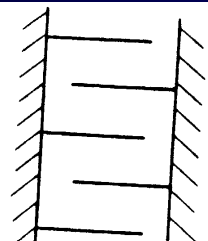
整体式梳齿密封 单片镶嵌式梳齿密封 组合镶嵌式梳齿密封 双侧镶嵌式梳齿密封



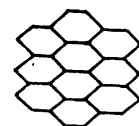
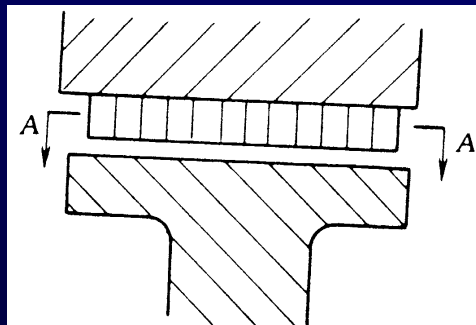
加工方便，密封效果差



轮盖



(缩短轴向尺寸)

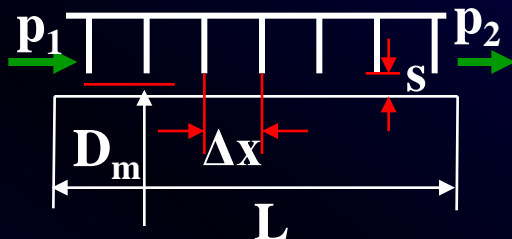


A—A

(h) 蜂窝密封

密封漏气量计算

所有间隙中气流小于音速



不计节流损失，由伯努利方程得密封间隙中气流速度

$$c = \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\rho}}$$

间隙中气体流量

$$G_l = f \sqrt{2g \rho \Delta p}, \quad f = \pi D_m s$$

密封单位长度上的压力降

$$\frac{\Delta p}{\Delta x} = \frac{G_l^2}{2g f^2 \rho \Delta x}, \quad \Delta x = l / Z$$

若齿数足够多，单位长度上压力降

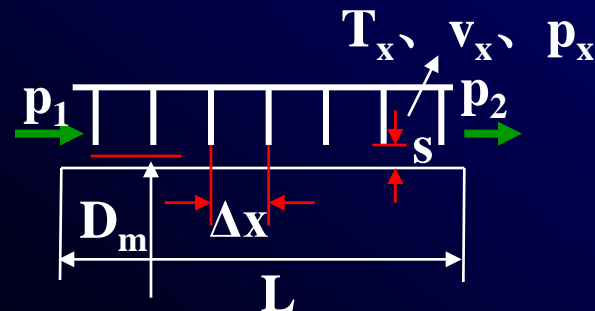
$$\frac{dp}{dx} p = \frac{G_l^2}{2g f^2 \Delta x} p \nu$$

假定密封空腔中气流动能全部转变为热，密封前后气流温度不变。

$$\frac{1}{2}(p_1^2 - p_2^2) = \frac{G_l^2}{2gf^2Z} pvl \Rightarrow G_l = \bar{\alpha}\pi Ds \sqrt{\frac{g(p_1^2 - p_2^2)}{Zp_1v_1}}$$

气流出现音速

密封中要达到音速，一般出现在最后一个密封间隙中。设最后一个密封片前气流 p_x 、 v_x 、 T_x



$$\frac{T_{cr}}{T_x} = \frac{2}{k+1} \Rightarrow c_{cr} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_x v_x}$$

$$v_{cr} = v_x \left(\frac{p_x}{p_{cr}} \right)^{\frac{1}{k}}, \quad \frac{p_2}{p_x} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

通过最后一个密封的漏气量

$$G'_l = f \sqrt{\frac{p_x}{v_x}} \sqrt{\frac{2k}{k+1}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} = f\alpha \sqrt{\frac{p_x}{v_x}}$$

通过其余密封的漏气量

$$G_l = f \sqrt{\frac{g(p_1^2 - p_x^2)}{(Z-1)p_1 v_1}}$$

$$G'_l = G_l \Rightarrow \frac{g(p_1^2 - p_x^2)}{(Z-1)p_1 v_1} = \alpha^2 \frac{p_x}{v_x}, \alpha = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}}$$

$$p_x v_x = p_1 v_1$$

$$p_x^2 = \frac{g p_1^2}{\alpha^2 (Z-1) + g} \Rightarrow G_l = \bar{\alpha} f \sqrt{\frac{g}{(Z-1) + g / \alpha^2} \frac{p_1}{v_1}}$$

密封中气流是否达到音速的判别

$$\frac{p_2}{p_x} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$p_x^2 = \frac{g p_1^2}{\alpha^2 (Z-1) + g}$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{cr} = \frac{p_2}{p_x} \frac{p_x}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \sqrt{\frac{g}{\alpha^2 (Z-1) + g}}$$

空气、氧气等双原子气体 $k=1.4$, $\alpha=2.145$, 则压力比

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{cr} = \frac{\sqrt{Z+1.13}}{0.77}$$

轮盖密封的计算

轮盖密封中气体的平均密度 ρ_m

$$\rho_m = \frac{p_m}{RT} = \frac{p_1 + p_2}{2p_1 v_1}$$

轮盖密封前后的压力差 Δp 为

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{3}{4} \rho_m \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \right)$$

$$G_l = \bar{\alpha} \pi D s \sqrt{\frac{2g\rho_m(p_1 - p_2)}{Z}} \rightarrow G_l = \bar{\alpha} \pi D s \rho_m u_2 \sqrt{\frac{3}{4Z} \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2} \right)}$$

通过叶轮的气体重量 G

$$G = \rho_2 \pi \frac{b_2}{D_2} D_2^2 \tau_2 \frac{c_{2r}}{u_2} u_2$$

叶轮的漏气损失系数 β_l 为

$$\beta_l = \frac{G_l}{G} = \frac{\bar{\alpha} \frac{D}{D_2} \frac{1000s}{D_2} \sqrt{\frac{3}{4Z} \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2} \right)}}{1000 \tau_2 \frac{b_2}{D_2} \frac{c_{2r}}{u_2} \frac{\rho_2}{\rho_m}}$$

密封设计中应注意事项

除了轮盖密封齿数 ($Z=4\sim6$) 较少外, 一般密封结构中, 齿数 $Z=6\sim35$;

梳齿顶端朝向来流一边, 并作成尖角形式, 圆角形式会增大泄漏量;

梳齿顶端尽量削薄以降低转子与梳齿相碰出现事故;

梳齿的最小径向间隙 $s \approx 0.4\text{mm}$, 或 $s = 0.2 + (0.3 \sim 0.6) D/1000$, mm

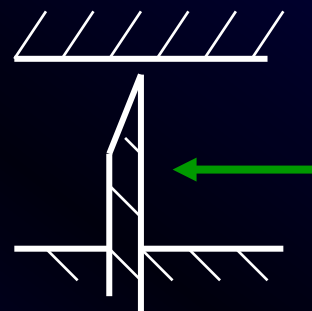
建议梳齿顶高 δ 与节距 Ω 之比: $\delta/\Omega > 1$, 比值太小, 密封效果不好。

保证梳齿密封与转子的同心;

对高压压缩机, 泄漏量可用下式计算:

$$G_l = \bar{\alpha} F \sqrt{\frac{g p_1}{v_1} \frac{(1 - \frac{1}{\varepsilon^2})}{(Z + \ln \varepsilon)}}$$

隔板与轴之间密封漏气 G_l' 一般不单独计算, 考虑在固定元件损失中。



作用在基元环形面积 dF 上的摩擦力为

$$dR = c_f dF \rho \frac{u^2}{2g}, dF = 2\pi r dr$$

摩擦力相对于旋转轴的力矩

$$dM = r dR = c_f r \rho \frac{u^2}{2g} dF = c_f \pi \rho \frac{\omega^2}{g} r^4 dr$$

将 ρ 看作常数积分得:

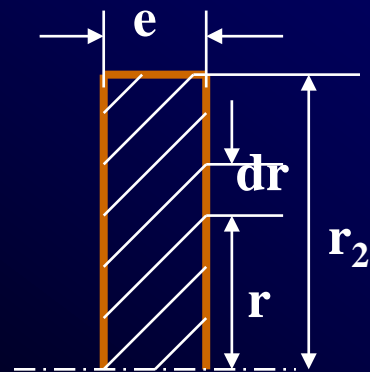
$$M = c_f \pi \rho_2 \frac{\omega^2}{5g} r^5$$

圆盘两面轮阻损失功率

$$N_1 = \frac{2M\omega}{102} = \frac{2\pi}{102 \times 5} c_f \rho_2 \frac{\omega^3}{g} r^5 = \frac{100^3 \pi c_f}{1020g} \rho_2 \left(\frac{u_2}{100}\right)^3 D_2^2, kW$$

圆盘外端面处轮阻损失

$$N_2 = \frac{100^3 \pi c_f}{204g} e \rho_2 \left(\frac{u_2}{100}\right)^3 D_2, kW$$



圆盘轮阻损失功率之和

$$N_{df} = N_1 + N_2 = \frac{100^3 \pi c_f}{1020 g} \rho_2 \left(\frac{u_2}{100}\right)^3 D_2^2 + \frac{100^3 \pi c_f}{204 g} e \rho_2 \left(\frac{u_2}{100}\right)^3 D_2, kW$$

$$N_{df} = K \rho_2 D_2^2 \left(\frac{u_2}{100}\right)^3 \left(1 + \frac{5e}{D_2}\right), kW \text{ 其中 } K = \frac{100^3 \pi c_f}{1020 g}$$

K与雷诺数 $Re=r_2 u_2 / \nu_2$ 、相对侧壁间隙 B/D_2 （B—圆盘与壳体之间的间隙）、圆盘外侧面粗糙度有关。

叶轮轮阻损失系数：

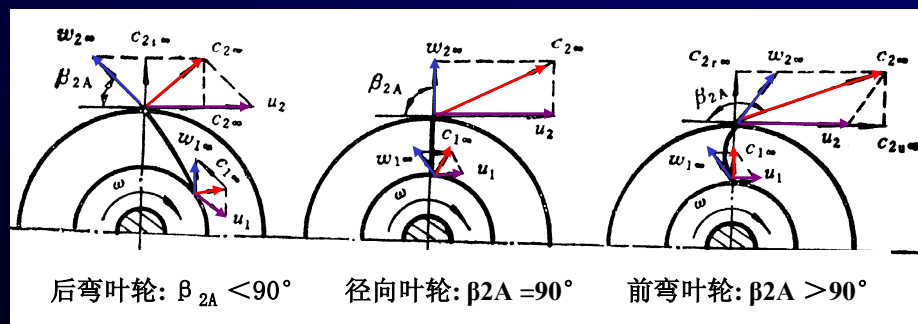
$$\beta_{df} = \frac{102 N_{df}}{G H_{th}} = \frac{102 \times 0.54 \rho_2 D_2^2 \left(\frac{u_2}{100}\right)^3}{\rho_2 c_{2r} b_2 \pi D_2 \tau_2 \varphi_{2u} \frac{u_2^2}{g}}$$

K是圆盘在液体中低速旋转试验得到的，和叶轮结构不同，且叶轮中存在由漏气引起的气体径向流动，故用上式计算存在偏差。

偏离设计工况， β_{df} 作修正：

$$\varphi_{2r} = (0.7 \sim 1.3) \varphi_{2r0} \quad \beta_{df} = \beta_{df0} \frac{\varphi_{2r0} \varphi_{2u0}}{\varphi_{2r} \varphi_{2u}}$$

后弯、前弯、径向叶轮



后弯叶轮	径向叶轮	前弯叶轮
C_2 小, 扩压器中流动损失小、效率高	介于二者之间	C_2 大, 扩压器中流动损失大 效率低
流道长, 叶片弯曲度小, 当量扩张角小, 分离损失小效率高。	介于二者之间	叶道短, 叶片弯曲度大、叶道当量扩张角大, 分离损失大, 效率低。
轴向涡流速度和气流流过曲线形通道受离心力作用形成的速度差抵消, 减小了叶道中速度分布的不均匀程度。效率高。(二次流、分离损失小)	流速分布只受轴向涡流影响, 对效率影响介于二者之间	轴向涡流速度和气流流过曲线形通道受离心力作用形成的速度差叠加, 加剧了叶道中速度分布的不均匀程度。恶化了后面固定元件的入口条件, 效率低
用于鼓风机、压缩机		用于通风机

强后弯、后弯、径向叶轮

强后弯叶片式叶轮（水泵型）： $\beta_{2A}=15^\circ \sim 30^\circ$

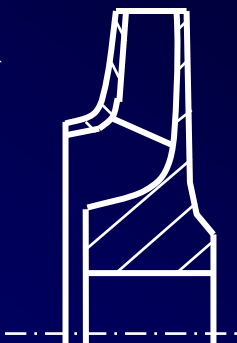
后弯型叶片式叶轮（压缩机型）： $\beta_{2A}=30^\circ \sim 60^\circ$

径向型叶轮

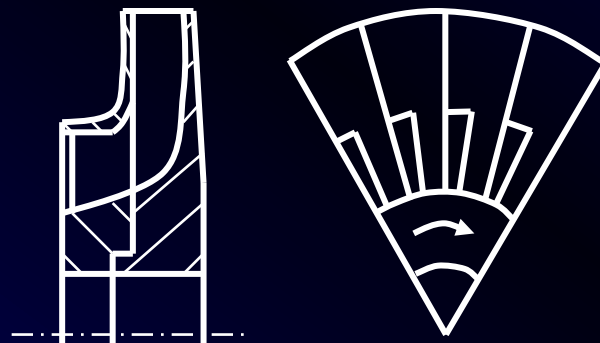
径向出口叶片式叶轮：气流径向进入叶轮，叶片 90° 出口

径向直叶片式叶轮：气流经导风轮轴向进入叶轮，叶片 90° 出口。

径向出口式



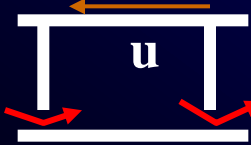
径向直叶式



强后弯型	后弯型	径向出口式	径向直叶式
相同圆周速度下作功能力小，级效率高	相同圆周速度下功能力介于二者之间	相同圆周速度下作功力大级效率低。	
能量头随流量增大而减小		能量头不随流量变化	
工况范围宽，内泄漏损失和轮阻损失比较大	相同条件下， β_l 、 β_{df} 分别为强后弯式的1/1.4和1/1.7。	相同转速、流量和压比下、 β_l 、 β_{df} 分别为强后弯式一半和1/3	

径向出口式用在小型低、中增压器的离心压缩机上，比径向直叶式叶轮少一个导风轮，工艺性较好、轴向尺寸短，但效率低。受 M_{c2} 的限制，圆周速度不能取得很高。

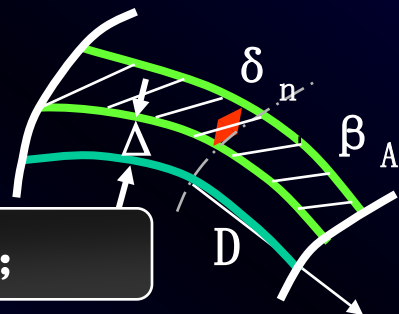
闭式、半开式、双面进气叶轮

闭式	半开式	双面进气叶轮
轮盖开孔大，强度低。受轮盖强度限制， u_2 一般320m/s。	径向叶片不受弯曲应力，强度高， u_2 一般450~540m/s，	流量大、轴向力平衡好，但从中盘叶片铆接来看，工艺较困难。
单级压比低，约1.15~2	单级压比高，达6.5，但漏气损失和由于流体在叶道中的潜流造成的附加二次流损失大，级效率低。	 半开式叶轮中潜流

半开式叶轮多为单级压缩机，用于内燃机透平增压器和小功率燃气轮机的离心压缩机。

阻塞系数

叶轮半径D处，叶片具有厚度占有有效通道面积： $zb\delta_n/\sin\beta_A$ ；



第4章 叶轮

第一节叶轮典型结构比较

叶片两边折变占有有效通道面积: $2z\Delta\delta/\sin\beta_A$

叶片实际通道面积: $\pi Db - zb\delta_n/\sin\beta_A - 2z\Delta\delta/\sin\beta_A$

$$\tau = (\pi Db - Zb\delta_n / \sin \beta_A - 2Z\Delta\delta / \sin \beta_A) / \pi Db$$

$$\tau_1 = 1 - Z\delta(1 + 2\Delta/b_1) / \pi D_1 \sin \beta_{1A} \quad \tau_2 = 1 - Z\delta(1 + 2\Delta/b_2) / \pi D_2 \sin \beta_{2A}$$

整体铣制叶片或无折边部分的叶片, 阻塞系数

$$\tau_1 = 1 - \frac{Z\delta}{\pi D_1 \sin \beta_{1A}}, \tau_2 = 1 - \frac{Z\delta}{\pi D_2 \sin \beta_{2A}}$$