

- ✓ 泵(离心式、容积式)的增压原理
- ✓ 离心式泵的流量大(用途)
- ✓ 离心泵的主要零部件(典型结构)、(轴向力的产生)
- ✓ 各种泵的结构(离心、轴流、混流)的区分、(比转速逐步提高)
- ✓ 泵的基本参数 (泵内的能量损失包括什么)
- ✓ 有效功率的计算、轴功率
- ✓ 速度三角形、(出口的相对速度定死、入口的绝对速度由上流决定)(注向速度)
- ✓ 理论扬程的计算(欧拉公式)(为什么多级泵要把下一级入口能量消掉)
- ✓ 比转速 $n_s = 3.65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{0.75}}$ (解释、)(比转速是叶轮核算、多级叶轮 ÷ 级数、双吸 $Q \div 2$.)
- ✓ 什么是排挤系数、什么是滑移系数
- ✓ 叶轮叶片出口角与性能的关系
- ✓ 相似定律、切割定律
- ✓ 汽蚀 (汽蚀余量与允许安装高) (泵怎样不发生汽蚀、装置的汽蚀余量、泵的汽蚀余量)
- 泵吸入段损失计算
- 泵的选型计算
- ✓ 泵体和泵的角速度怎么提高泵的抗汽蚀性能
- ✓ 汽蚀比转速
- 泵的串并联后泵的性能曲线与管路性能的匹配
- 泵的工况调节的方法、(阀门、转速调节的节能效果)
- CFD分析的基本步骤

判断(坑多)

简答

4个大题

离心式增压原理：依靠高速旋转的叶轮，液体在惯性离心力下获得能量提高压强
 容积式：利用泵缸内容积的变化来输送液体

泵的分类：

叶片式泵(透平式泵) { 离心泵
轴流泵
混流泵
旋涡泵

容积式泵 { 往复式：活塞泵、柱塞泵、隔膜泵
回转泵：齿轮泵、螺杆泵、滑片泵

其他类型泵：喷射泵、水锤泵、真空泵

离心泵一般用于大流量工况，往复式用于大扬程工况

离心泵的典型结构

①吸入室：把液体从吸入管吸入叶轮，要求流体流过吸入室的流动损失较小，液体流入叶轮时速度分布均匀。

②叶轮：旋转叶轮吸入液体转换能量，使液体获得压力和动能。

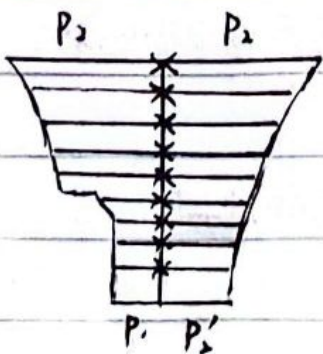
[封闭式(单吸式、双吸式)、半开式、开式] 双吸式叶轮有平衡轴向力和改善汽蚀性能的优点

③蜗壳：把叶轮流出的液体收集起来以便送入排出管。

④轴：传递转矩的主要部件。

⑤其它部件：轴向推力平衡装置和密封装置等。

·内泄漏：从叶轮流出的高压液体通过叶轮与泵壳之间的间隙又回到叶轮的吸入。



轴向力平衡装置：

多级泵平衡

a. 开平衡孔

b. 接平衡管

平衡盘装置

c. 叶轮背面带平衡叶片

叶轮对称布置

① Q-H 曲线 ② Q-N 曲线 ③ Q- η 曲线.

关键三点: 设计点, 最佳效率点, 最佳(流量)工况点.

一般铭牌上标出的参数就是泵的最佳工况参数.

扬程: 单位重量液体从泵进口到泵出口能量的增值.

比功: 单位排量所消耗的轴功 $L_{sf} = P/\rho$

功率: 有效功率: $N_e = \frac{\rho g Q_v H}{1000}$

内功率: $N_i = \rho g H_t Q_t / 10^3$ H_t : 理论扬程 Q_t : 理论流量

轴功率: $N = N_i + N_{mec}$

泵的效率 $\eta = N_e / N$

· 容积效率: 实际流量与理论排出流量的比值

$$\eta_v = \frac{\rho g Q_{vt} H_t - \rho g Q_v H_t}{\rho g Q_{vt} H_t} = Q_v / Q_{vt} \quad Q_v: \text{泄漏量}$$

· 水力效率:

$$\eta_{hyd} = \frac{\rho g Q_v H}{\rho g Q_{vt} H_t} = \frac{H}{H_t}$$

· 机械效率:

$$\eta_m = \frac{N - N_m}{N} = \frac{\rho g Q_{vt} H_t}{N} \quad \text{理论/轴}$$

总效率: $\eta = \eta_v \eta_{hyd} \eta_m$

泵中的损失:

① 容积损失: 泵在运转过程, 流量泄漏所造成的能量损失

② 水力损失: 流动损失, 流体流过叶轮、泵壳时, 由于流速大小和方向要改变且发生冲击, 而产生的能量损失

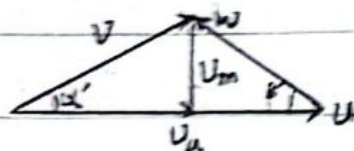
③ 机械损失: 泵在运转时, 在轴承、轴封装置等机械部件接触由于机械摩擦而消耗部分能量

速度三角形：假设叶片无限薄的叶片，流道加厚即为叶片形状。

圆周速度 u 与圆周相切；相对速度 w 与叶片表面相切；绝对速度 V 。

$$u = \pi D n$$

过水断面面积 $F_0 = 2\pi R b$ [b : 叶片宽度]



圆周速度与扬程有关，轴面速度与流量有关。

• 排挤系数：因叶片厚度 s_u 使过流断面减少的系数。

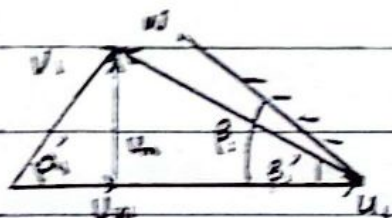
$$\psi = \frac{t - s_u}{D} = 1 - \frac{zs_u}{Dn}$$

$$F = F_0 \psi$$

$$V_m = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{D_0 2\pi R b \psi}$$

★ 叶片入口速度三角形：液体刚进入叶片时，叶片还不能完全控制相对速度的方向，绝对速度的方向与入口前流道的形状有关，绝对速度圆周分量的方向主要是由吸水室的形状决定。绝对速度圆周分量与吸水室相关，直锥形吸水室为 0。

绝对液流角 α' 相对液流角 β'



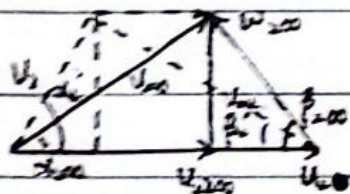
通常 $\beta' < \beta$ ， $\Delta\beta = \beta - \beta'$ 为叶片冲角

• 流量变化时，一般认为入口绝对速度方向不变。

★ 叶片出口速度三角形：叶片出口处液体的相对速度，由于受叶片约束的结果，其方向取决于叶片的角。假设叶片无穷多时，相对速度方向与叶片出口表面切线方向一致。

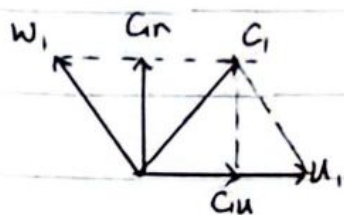
• 流量变化时，出口相对液流角不变

• 叶片数是有限的， $\beta' < \beta$



$$p = \frac{1.2}{2} \times \frac{1 + \sin \beta_{2u}}{1 - (D_1/D_2)^2}$$

$$C_{2u} = \frac{(C_{2u})_{st}}{1+p}$$



叶轮对单位质量液体作的功

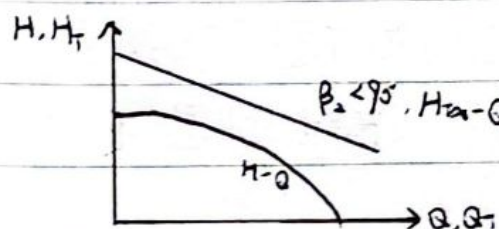
$$\text{叶轮理论功 } L_{th} = U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}$$

$$\text{理论扬程 } H_{th} = \frac{U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}}{g}, \text{ 通常 } C_{1u} = 0$$

$$H_{th} = L_{th}/g = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad \text{动扬程 } H_{vol} \quad \text{静扬程 } H_{st}$$

$$\text{实际扬程 } H = \mu H_{th} = \frac{1}{1+p} H_{th}$$

· μ 滑移系数: 当叶轮为有限叶片数时 H 低于 H_{th} 。这种差别的程度和叶片数及流道的形状密切相关。主要反映叶轮内部流体流动的性质和叶轮叶片与流体之间的相互作用。



实际性能曲线:

1. 有限叶片数影响
2. 摩擦及局部阻力损失
3. 冲击损失
4. 泄漏

两泵相似的必要条: a) 几何相似 b) 运动相似 c) 动力相似

$$\frac{Q_a}{Q_b} = \frac{D_{2a}^3}{D_{2b}^3} \frac{n_a}{n_b} \frac{\eta_{vol a}}{\eta_{vol b}}; \frac{H_a}{H_b} = \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2} \frac{n_a^2}{n_b^2} \frac{\eta_{ha}}{\eta_{hb}}; \frac{N_a}{N_b} = \frac{D_{2a}^5}{D_{2b}^5} \frac{n_a^3}{n_b^3} \frac{\rho_a}{\rho_b} \frac{\eta_b}{\eta_a}$$

对同一台泵, $D_{2a} = D_{2b}$, 对相似泵可假设对应工况点, 效率相等。

· 同一台泵输送相同流体时:

$$\frac{Q_a}{Q_b} = \frac{n_a}{n_b} \quad \frac{H_a}{H_b} = \frac{n_a^2}{n_b^2} \quad \frac{N_a}{N_b} = \frac{n_a^3}{n_b^3}$$

· 相似的两台泵在同一转速下输送相同流体:

$$Q_a = Q_b \frac{D_{2a}^3}{D_{2b}^3} \quad H_a = H_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2} \quad N_a = N_b \frac{D_{2a}^5}{D_{2b}^5}$$

★ 比转速:

$$n_s = 3.65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

泵的比转速规定为对应效率最高点工况下的比转速。因此几何相似泵的比转速是相等的, 且具有唯一性。

比转速为叶轮核算 双吸泵的叶轮流量除以2 多级泵扬程除以级数

离心泵 $\rightarrow$ 混流泵 $\rightarrow$ 轴流泵 $n_s \uparrow$

切割定律: 切割前后叶轮出口面积相等, 出口角相等. (一般离心泵叶轮)

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D_1'}{D_1} \quad \frac{H'}{H} = \left(\frac{D_1'}{D_1}\right)^2 \quad \frac{P'}{P} = \left(\frac{D_1'}{D_1}\right)^3$$

反比转速离心泵叶轮: 切割前后叶轮面积相等, 出口角相等.

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D_1'}{D_1}\right)^3 \quad \frac{H'}{H} = \left(\frac{D_1'}{D_1}\right)^2 \quad \frac{P'}{P} = \left(\frac{D_1'}{D_1}\right)^4$$

叶轮安放角 β_2 对性能的影响:

$$H_{th\alpha} = A - B \cotg \beta_2$$

正冲角提升抗汽蚀.

$$K \text{ 作用度/反冲数 } p = \frac{(H_{th} - H_{th\alpha})}{H_{th\alpha}}$$

最小安放角(理论扬程为0): $\beta_2 = \text{arccotg}(u_2/c_{2r})$

最大安放角(理论扬程全部为动扬程): $\beta_2 = \text{arccotg}(-u_2/c_{2r})$

汽蚀: 局部区域液体绝对压力降到饱和蒸气压时, 液体汽化, 溶于液体的气体逸出, 形成许多气泡. 气泡在高压处溃灭、凝结, 溃灭过程引起水击、腐蚀

危害: ① 使过流部件被剥蚀破坏

② 泵的性能显著下降

③ 产生噪声和振动

④ 水力机械向高速发展的巨大障碍.

$$\left(\frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_{\text{sat}}}{\rho g}\right) - (H_s' + \sum h_s) = \frac{c^2}{2g} + \lambda \frac{w^2}{2g}$$

装置汽蚀余量 $NPSH_a$

必需汽蚀余量 $NPSH_r$

忽略泵中心至汽蚀点的高度, H_s' 就是安装高度.

保证不汽蚀: $NPSH_a > [NPSH]$ 许用汽蚀余量

设计取 $[NPSH] = NPSH_r + K$, $K = 0.3 \sim 0.5 \text{ m}$

汽蚀比转速 $C = 5.62 \frac{n\sqrt{Q}}{(NPSH_r)^{3/4}}$ 通常 600~1600

不发生汽蚀的条件: $NPSH_a > [NPSH]$

$$\left(\frac{P_0}{\rho g} - \frac{P_{sat}}{\rho g}\right) - \left(H_s + \frac{D_1}{2} + \sum h_s\right) > [NPSH]$$

最大允许安装高度:

$$H_s^a = H_{cav} - \frac{D_1}{2} - \sum h_s - [NPSH]$$

允许吸上真空高度

$$H_{cav} = \frac{P_0 - P_{sat}}{\rho g}$$

$$H_s^a = H_{cav} - \frac{D_1}{2} - \sum h_s - 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C}\right)^{4/3} + K$$

提高抗汽蚀:

① 提高离心泵本身的抗汽蚀性能

② 提高进液装置的汽蚀余量

③ 降低泵的转速.

①: 改进泵的吸入口至叶轮叶片入口附近的结构.

加大 D_0 和 b , 减小 d_n 减薄叶片进口边 采用长短叶片.

• 采用前置诱导轮

• 采用双吸叶轮

• 设计工况采用稍大的正冲角.

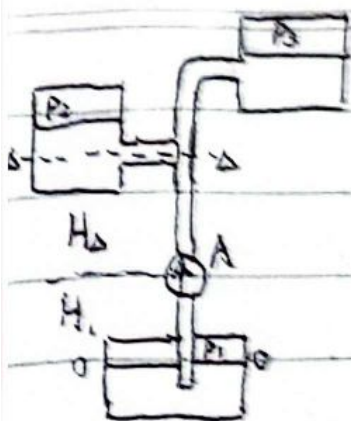
• 采用抗汽蚀的材料

②: 增加泵前储液罐中液面上的压力.

• 减小泵前吸上装置的安装高度

• 将吸上装置改为倒灌装置

• 减小泵前管路上的流动损失



泵的有效功:

$$L_{\text{有效}} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + g(H_1 + H_0) + \frac{C}{2} + g \sum h_{1-2}$$

管路阻力损失:

$$\sum h_{1-2} = \sum \lambda \frac{L}{d} \frac{C^2}{2g} + \sum \zeta \frac{C^2}{2g}$$

泵的运用: 高效、低成本

- 所输送的流体性质 · 流量、扬程必须满足最大允许
- 从节能观点选泵 · 防止发生汽蚀 · 特殊要求(耐腐蚀、易燃、易爆、腐蚀性液体等)
- 结构简单、易操作、易维修、投资少 · 综合性能高

选用分类:

① 按性能要求选用

- 扬程变化大的, 选用扬程曲线倾斜较大的泵等
- 流量变化大的, 选用扬程曲线平缓的离心泵
- 考虑吸入性能, 选用双吸泵或叶轮置于泵壳下的立式泵

② 按工作介质的选用

选用步骤:

- ① 收集原始数据
- ② 泵参数的选择和计算
- ③ 选型
- ④ 校核: 高效区、汽蚀性能等

泵运行工况调节

- ① 用节流阀调节流量
- ② 改变转速调节流量
- ③ 通过改变叶片调节流量
- ④ 改变叶片角度调节(可调节叶片角度改变泵的性能)
- ⑤ 通过切割叶轮调节流量(若切割前后 $b_1 < b_2$, 可认为通流面积相等, 出口流速近似相等, 流量近似不变)

④驼峰特性曲线对调节的影响

压缩机：将机械能转变为气体的能量，用来给气体增压或输送气体的机械

①按工作原理分：

· 容积式：往复、回转

· 动力式：离心、轴流

②根据排气压力分类：

压缩机： $P_{\text{排}} \geq 0.2 \text{ MPa}$ 鼓风机： $0.015 \sim 0.2 \text{ MPa}$ 通风机： $< 0.015 \text{ MPa}$

· 定容过程： $dv=0$ $v_1=v_2$ $\frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1}$

$$w = \int_1^2 p dv = 0 \quad \text{膨胀功} \quad w_t = - \int_1^2 v dp = -v(P_2 - P_1) \quad \text{技术功}$$

· 定压过程： $dp=0$ $P_1=P_2$ $\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}$

$$w = \int_1^2 p dv = p(v_2 - v_1) \quad w_t = - \int_1^2 v dp = 0$$

· 定温过程： $dT=0$ $T_1=T_2$ $p_1 v_1 = p_2 v_2$

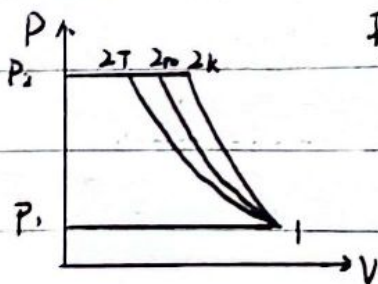
$$w = \int_1^2 p dv = R_g T \ln \frac{v_2}{v_1} \quad w_t = - \int_1^2 v dp = -R_g T \ln \frac{P_2}{P_1}$$

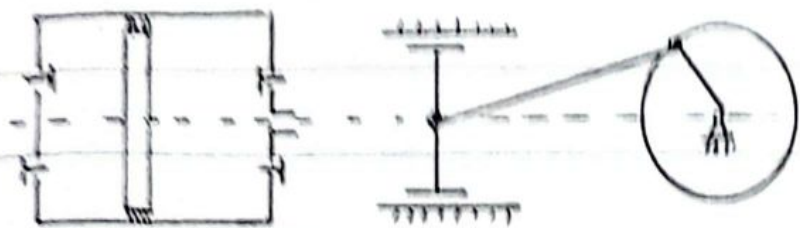
· 定熵(绝热)过程： $q=0$ $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k = \text{const.}$

$$w = \frac{R_g T_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right] \quad w_t = - \int_1^2 v dp = \frac{k}{k-1} R_g T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right]$$

多变过程： $p v^m = \text{const.}$

理论技术功比较： $w_t < w_m < w_k$





汽缸型式: a) 单作用 b) 双作用 c) 级差式

汽缸形式: i. 立式 ii. 卧式 iii. 角度式 (L, V, W 等)

工作(行程)容积: V_s (或 V_h) = $A_p \cdot S$ (迎风面积 A_p , 行程 S), 即理论循环进气量

级: 被压缩气体进入工作腔内完成一次气体压缩称为一级。

循环: 完成一次进气、压缩、排气称为一个循环。

理论循环:

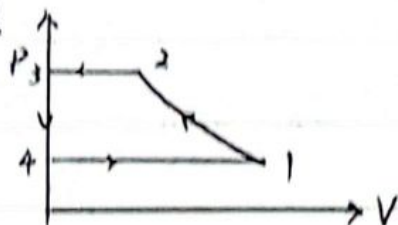
i. 汽缸没有余隙容积, 被压缩气体时全部排出汽缸

ii. 进排气过程无压力损失、压力波动、热交换, 吸排压力为定值

iii. 压缩过程和排气过程无气体泄漏

iv. 所压缩的气体为理想气体, 其过程指数为定值

v. 压缩过程为等温或绝热过程。

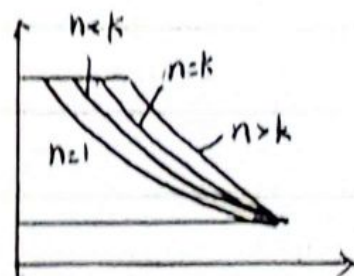


理论循环指示功: $W_i = \int_{p_1}^{p_2} V dp$

等熵压缩循环指示功 $W_{i-ad} = p_1 V_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$

等温压缩循环指示功 $W_{i-is} = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$

多方压缩循环指示功 $W_{i-pol} = p_1 V_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$



$n > k$ 压缩过程吸收热量 $n < k$ 的压缩过程放出热量

实际循环:

- ① 汽缸有余隙容积.
- ② 进、排气通道及气阀有阻力
- ③ 气体与汽缸各接触壁面间存在温差.
- ④ 汽缸容积不可能绝对密封
- ⑤ 阀室容积不是无限大
- ⑥ 实际气体性质不同于理想气体.
- ⑦ 在特殊的条件下使用压缩机.

行程容积 V_s → 余隙容积中高压气体膨胀占去了活塞的一部分行程, $V_{s1} = V_s - \Delta V_1 \rightarrow$ 进气过程存在阻力, 吸气终了时汽缸内压力 p_0 低于名义值, 折合到名义值后, $V_{s2} = V_{s1} - \Delta V_2 \rightarrow$ 热交换, 吸入终了温度 T_3 高于名义值, 折合 $V_{s3} = V_{s2} - \Delta V_3$

吸气系数 $\lambda_s = \frac{V_{s3}}{V_s}$ (充气系数)

容积系数 $\lambda_v = \frac{V_{s1}}{V_s}$ 压力系数 $\lambda_p = \frac{V_{s2}}{V_{s1}}$ 温度系数 $\lambda_t = \frac{V_{s3}}{V_{s2}}$

$$\lambda_s = \lambda_v \lambda_p \lambda_t$$

① 容积系数

理想 $\lambda_v = 1 - \alpha(\epsilon^{\frac{1}{m}} - 1)$ 实际 $\lambda_v = 1 - \alpha(\frac{Z_4}{Z_3} \epsilon^{\frac{1}{m}} - 1)$

相对余隙容积 $\alpha = V_c/V_s$ 名义压力比 $\epsilon = p_2/p_1$

膨胀过程指数 m .

相对余隙大, λ_v 小

② 压力系数 $\lambda_p = 1 - \frac{1+\alpha}{n\lambda_v} \cdot \frac{p_0}{p_1} \approx \frac{p_0}{p_1}$

进气阀弹簧越硬, λ_p 越小; 导气管中压力波动也影响.

③ 容积系数 取决于进气过程中为混合气体的热量。

实行多级压缩的理由:

① 节省压缩气体的指示功 (分析表明, 由于回冷不完善使气体温度比原始温度每升高 3°C , 约使下一级的耗增加 1%)

② 降低排气温度

基本原则: 令整个压缩机的等温指示效率最高 这样

③ 提高容积系数

压缩机最省功。

④ 降低活塞上的气体力

i. 对于大中型压缩机, 一般应以最省功为原则, 而不吝惜级数多。

ii. 对于小型移动式压缩机, 重量是主要矛盾, 级数选择取决于每一级允许的排气温度在此范围内, 尽量选用较少的级数以减重。

iii. 特殊压缩机, 级数选择取决于每一级允许温度。

排气温度: 该级工作腔排气法兰接管处测得的温度。

压缩终了温度: 工作腔内气体完成压缩过程, 开始排气时的温度。

排气过程节流、散热, $T_d < T_d'$

$$T_d = T_s \varepsilon^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_d' = T_s \varepsilon'^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

T_s 吸气温度 T_s 吸气终了汽缸内气体温度 ε 名义压力比 ε' 实际压力比。

· 排气量 Q_v (容积流量或输气量): 指在所要求的排气压力下, 压缩机单位时间排出的气体容积折算到一级进口压力和温度时的值。

是压缩机的吸入量减掉各级泄漏到压缩机以外的剩余气量。包括分离掉的冷凝水

洗涤掉的组分和抽气容积。若中途有气体添加使压缩机，计算时应扣除该部分容积。
 排气量(标准容积流量) q_{VN} ：指压缩机单位时间内排出的气体容积折算到标准状态时的干气体容积值。

是从整个压缩机气流中真正获得的干气体量，包括中间加入和抽出的，不包含分离掉的冷凝水和洗涤掉的组分。

理论容积流量：单位时间由所形成的压缩机工作容积之和，即每转总工作容积(排量)再乘以转速 $q_{th} = n \times V_{st}$

冷却析水系数：
$$\lambda_{el} = \frac{P_{s1} - \varphi P_{sai}}{P_{s1} - P_{sai}} \frac{P_{s1}}{P_{s1}}$$

饱和蒸汽压 P_{sai} 一级进口湿度 φ

泄漏系数 λ_{all} 抽气系数 λ_{ci}

指示功率：单位时间内消耗的指示功。

$$N_i = \frac{n}{60} \sum_{j=1}^z W_{ij}$$

轴功 = 指示功 + 摩擦功。

级单位体积排气量所消耗的指示功：

$$\bar{w} = \frac{W_i}{V_d} = \frac{P_{s1} \lambda_{ci} \{ [\varepsilon(1+\delta_0)]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1 \}}{\lambda_{el} \lambda_{ci}}$$

可见吸气预热，吸排气压力损失，泄漏增大都会使 $\bar{w}$ 增加。

机械效率：指示功率与轴功率之比 $\eta_m = \frac{N_i}{N_z}$

等温指示效率：压缩机理论等温循环指示功与实际循环指示功之比 η_{i-is}

等温轴效率：理论等温循环指示功与轴功之比 η_{is}

绝热指示效率 η_{i-ad} 绝热轴效率 η_{ad}

比功率：单位排气量消耗的功率。

惯性力：往复运动质量 m_s 旋转运动质量 m_r

$$\begin{aligned} \text{往复惯性力 } F_{Is} &= m_s a = m_s r \omega^2 (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \\ &= m_s r \omega^2 \cos \theta + m_s r \omega^2 \lambda \cos 2\theta \\ &= F_{Is}^I + F_{Is}^{II} \end{aligned}$$

曲柄连杆比 $\lambda = r/l$

曲柄半径 / 连杆长度

- 阶往复惯性力 + 二阶往复惯性力

$$\text{旋转惯性力 } F_{Ir} = m_r r \omega^2$$

气阀的基本组成：① 阀座 ② 启闭元件（阀片）③ 弹簧 ④ 升程限制器

颤振现象：阀片在阀座与升程限制器间来回跳动。（弹簧力过强）

i. 导致气阀时间截面减小，阻力损失增加。

ii. 阀片反复撞击导致气阀和弹簧寿命缩短。

滞后关闭现象：（弹簧力过弱）

i. 因活塞已进入压缩行程，排气量减少。

将在弹簧力和窜出气流推力的共同作用下撞向阀座，造成严重的高压冲击，使阀片与阀座的磨损加剧，导致气阀提前损坏。

以的高压冲击还会产生更大的噪声。

密封：基本形式——节流密封、阻塞密封。

活塞压缩机容积调节方法:

$$Q_v = V_h \cdot \lambda_p \cdot \lambda_c \cdot \lambda_t \cdot \lambda_l \cdot n \quad \text{m}^3/\text{min.}$$

可调节参数: $\lambda_p, \lambda_c, \lambda_t, \lambda_l, n$, (调节温度参数经济性差)

可调节机构: 驱动机、气体管路、气阀、气缸余隙、活塞、联合调节。
(最好能实现容积流量的连续调节, 实在不行也可以分级调节。)

① 从驱动机构调节

- (1) 单机停转调节 (2) 离合器脱开调节
- (3) 多机台机停转 (4) 变速调速调节

② 从气体管路调节

- (1) 进气节流调节 (2) 截断进气口调节 (3) 进气与排气连通调节

③ 气阀调节

- (1) 全行程压开进气阀 (2) 部分行程压开进气阀

④ 从气缸余隙调节 (或外接一个容器或成气缸余隙)

- (1) 全行程连通固定补助余隙容积 (2) 全行程连通可变补助余隙容积
- (3) 部分行程连通补助余隙容积

气缸的润滑:

- (1) 飞溅润滑 用于单作用无杆头压缩机
- (2) 喷雾润滑 只是一些特殊情况时应用
- (3) 压力润滑 广泛用于各种中、大型压缩机

传动机构润滑

- (1) 飞溅润滑 (2) 压力润滑

冷却方式及系统

1) 风冷系统 微型和小型压缩机, 以及中型压缩机在缺水地区运行时采用风冷。

2) 水冷系统 主要用于多级压缩机

回转式压缩机

· 螺杆压缩机 (双螺杆压缩机)

优: ①可靠性高 ②操作维护方便 ③动力平衡好 ④适应性强 ⑤多相混输

缺: ①造价高 ②不能用于高压场合 ③不能用于微型场合

· 单螺杆压缩机

优: ①结构简单, 体积小, 无气阀 ②结构合理, 具有理想的力平衡性 ③单机容量大, 无余隙容积 ④噪音低, 振动小

· 滑片压缩机

· 液环压缩机 (真空泵)

· 罗茨鼓风机

· 离心压缩机: 利用叶轮对气体做功, 叶轮内气流轴向进, 径向出。

①吸气管: 引导气体进入叶轮

②叶轮: 传递能量 (对气体做功)

③扩压器: 减速增压, 将气体动能转化为压力能

④弯道: 引导气体转弯

⑤回流器: 引导气体进入下一级叶轮

⑥蜗壳: 收集扩压器 (或叶轮) 出口气体并排出

离心压缩机的特点 (对比活塞压缩机)

① 流量大 ② 转速高 ③ 结构紧凑 ④ 运转可靠

i 压力比不高, 高压比所需级数比活塞式的多

ii 转速高, 流通截面积大, 不适用于太小的流量

iii 材料制造、装配要求高, 造价高

①

i 级: 认准叶轮 段: 认准冷却器或蜗壳 缸: 认准缸

ii

② 连续方程: 一元定常流动

i
$$\dot{m} = \rho_1 \dot{V}_1 = \rho_1 \dot{V}_{in} = \rho_2 \dot{V}_2 = \rho_2 C_{ar} f_2 = \text{const}$$

③ f: 截面面积

ii 叶轮出口表达式:
$$\dot{m} = \rho_2 \dot{V}_2 = \rho_2 \frac{b_2}{D_2} \psi_{2r} \frac{T_2}{T_1} \left(\frac{60}{n}\right)^3 U_2^3$$

④ $\psi_{2r} = \frac{C_{2r}}{U_2}$ 流量系数 T_2 出口温度系数

iii

3) 欧拉方程:

$$H_m = C_{u2} U_2 - C_{u1} U_1$$

汽

$$H_{th} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2}$$

(1)

原动机的欧拉方程: $H_u = C_{u2} U_2 - C_{u1} U_1$

(2)

3) 能量方程:

传

$$H_{th} + q = C_p (T_2 - T_1) + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} = h_2 - h_1 + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2}$$

ii

· 伯努利方程

$$H_{th} = \int_0^{0'} \frac{dp}{\rho} + \frac{C_0^2 - C_0'^2}{2} + H_{hyd\ 0-0'}$$

进出口静压头增量 级内流动损失

如计及内漏气损失和轮阻损失, $H_{hyd\ 0-0'} \rightarrow H_{loss\ 0-0'}$

$$H_{tot} = \int_0^{0'} \frac{dp}{\rho} + \frac{C_0^2 - C_0'^2}{2} + H_{loss\ 0-0'}$$

· 对于多变压缩功:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{W_i}{m} = H_{pol} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

H_{pol} : 多变压缩有效能量头 (多变能量头)

多变能量头示数 $\psi_{pol} = \frac{H_{pol}}{U_2^2}$

等熵能量头示数 $\psi_s = \frac{H_s}{U_2^2}$ 总能量头示数 $\psi_{tot} = \frac{H_{tot}}{U_2^2}$

级内各种能量损失:

① 摩擦损失 $H_f = \lambda \frac{l}{d_m} \cdot \frac{C_0^2}{2}$

② 分离损失

③ 冲击损失

④ 二次流损失

⑤ 尾迹损失