

Principle of Refrigeration

一、 制冷热力学基础

1. 制冷的方法

制冷分为非循环制冷和循环制冷

A. 机械压缩制冷

1.1 相变制冷:

物质：质密态→质稀态相变吸收潜热

1.2 膨胀制冷

- 绝热放气
- 有外功输出的膨胀
- 节流膨胀（节流过程）

前两者均为等熵节流效应

$$\alpha_s = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_s = \frac{T}{c_p} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{T}{p} \quad (\text{Ideal Gas}) \quad (1)$$

实际过程（多变过程）的积分节流效应：

$$\Delta T = T_1 - T_2 = T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right] \quad (2)$$

后者则为等焓节流效应

$$\alpha_h = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = \frac{T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v}{c_p} \begin{cases} < 0 & \text{制热区} \\ > 0 & \text{制冷区} \\ = 0 & \text{转化曲线 (确定最高、最低转化温度)} \end{cases} \quad (3)$$

饱和区域内：

$$\alpha_s = \alpha_h = \frac{dT}{dp} = \frac{T}{r} (v'' - v') \quad (4)$$

1.3 气体涡流制冷

$$\begin{aligned} q_m h &= q_{m,c} h_c + q_{m,h} h_h \\ h &= \mu h_c + (1 - \mu) h_h, \quad \mu = \frac{q_{m,c}}{q_m} \end{aligned} \quad (5)$$

能量分离假说：

- 绝热压缩/膨胀：外层气体压缩升温，内层气体膨胀冷却
- 能量传递：内层气体角速度较外层更快，将能量传递到外层气体
- 涡流：内外层气体由于黏性摩擦产生强制涡影响传热

- 摩擦热：外层气体与壁面摩擦产热

特点：无运动部件，无耗功；制冷系数小

B. 热能驱动制冷

1.4 吸收/吸附制冷循环

利用溶液/吸附表面代替压缩机械

$$\begin{cases} \text{压缩吸气} = \text{吸收(吸附)} \\ \text{压缩排气} = \text{发生(解吸)} \end{cases} \quad (6)$$

一般包含制冷剂侧循环以及吸收剂（溶液）侧循环

1.5 空气蒸发制冷

利用水在未饱和空气中蒸发吸热进行冷却，一般适用于干燥地区

- 直接蒸发冷却

由于新增蒸气相较被冷却空气可忽略，故直接蒸发冷却可认为发生等焓过程，更接近湿球温度

$$h_1 + (d_2 - d_1)h_w \approx h_2 \Leftrightarrow h_1 \approx h_2 \quad (7)$$

湿空气的显热→水的相变潜热

蒸发冷却效率：

$$e_D = \frac{T_d - T_{d'}}{T_d - T_w} \quad (8)$$

- 间接蒸发冷却

非接触式蒸发冷却

二次空气被直接蒸发冷却后，和一次空气在换热器中发生显热交换，一次空气再与冷却水在换热器中发生显热交换（二次降温，更能接近露点温度）

1.6 溶液除湿制冷循环

特点：

- 适用于湿润环境，且中间得到干空气，蒸发扩散能力更强
- 适用于低品位热源利用
- 溶液中除湿剂可能具有强腐蚀性/毒性，危害人体健康

除湿空调原理：采用干燥剂（蒸发冷却）原理对空气进行调节的空调方式

- 湿热分离处理

- 增加蒸发冷源温度，增大COP

- 溶液侧循环

稀溶液→水蒸气排放到环境→浓溶液→空气除湿→稀溶液

- 空气侧循环

湿空气→浓溶液→干空气→蒸发冷却→湿空气

- 干燥剂冷却

C. 其他制冷方式

1.7 热声制冷

1.8 辐射制冷

1.9 固态制冷

- 热电制冷
- 电卡制冷
- 弹热制冷
- 磁热制冷

1.10 稀释制冷

1.11 激光制冷

1.12 量子制冷*

2. 制冷循环热力学特性分析

- 等温热源：热源温度在整个传热面上均相等
- 变温热源：热源温度在整个传热面上不完全相等

冰箱内温度：有限大等温热源

冰箱外温度：无限大等温热源

空调内温度：有限大变温热源

空调外温度：无限大变温热源

2.1 等温热源——逆卡诺循环

- 理想制冷系数

$$\varepsilon_k = \text{COP} = \frac{q_c}{w} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varepsilon_k}{\partial T_c} &= \frac{T_h}{(T_h - T_c)^2} \\ \frac{\partial \varepsilon_k}{\partial T_h} &= -\frac{T_c}{(T_h - T_c)^2} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\left| \frac{\partial \varepsilon_k}{\partial T_c} \right| > \left| \frac{\partial \varepsilon_k}{\partial T_h} \right|$$

说明 T_c 降低, T_h 升高均能导致制冷系数降低, 且前者影响更甚

- 实际制冷系数（外部不可逆）

$$\varepsilon = \frac{q_c}{w} < \varepsilon_r = \frac{T_0}{T_k - T_0} \quad (\text{按可逆计算}) \quad (11)$$

其中 T_k 为工质在高温热源放热温度, T_0 为工质在低温热源吸热温度

- 热力完善度

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_r} \quad (12)$$

2.2 变温热源——洛伦兹循环 & 逆布雷顿循环

- 洛伦兹循环

- 两个和热源之间无温差的热交换过程
- 两个等熵过程

- 逆布雷顿循环

- 两个等压过程
- 两个等熵过程
- 存在回热过程

⇒ 制冷系数等于同 $T_{k, \max}$ 和 $T_{0, \min}$ 的洛伦兹循环的制冷系数

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_L} \quad (13)$$

$$\varepsilon_L = \frac{q_0}{q_k - q_0} = \frac{\int T_0 \, ds}{\int T_k \, ds - \int T_0 \, ds} = \frac{\bar{T}_0}{\bar{T}_k - \bar{T}_0} \quad (14)$$

2.3 热泵循环

- 性能系数

$$\varphi = \text{COP} = \frac{q_h}{w} = 1 + \varepsilon \quad (15)$$

2.4 热能驱动的制冷循环

- 热力系数

$$\zeta_0 = \eta \varepsilon_0 = \frac{T_{HH} - T_H}{T_H} \cdot \frac{T_c}{T_H - T_c} < \varepsilon_0 \quad (16)$$

2.5 蒸汽喷射式制冷循环

2.6 气体液化循环

理论最小功:

$$w_{\min} = w_{\text{compress}} - w_{\text{expand}} = \Delta g - \Delta h \quad (17)$$

二、制冷与低温工质性质

1. 制冷工质的选用

- 热力学性质:

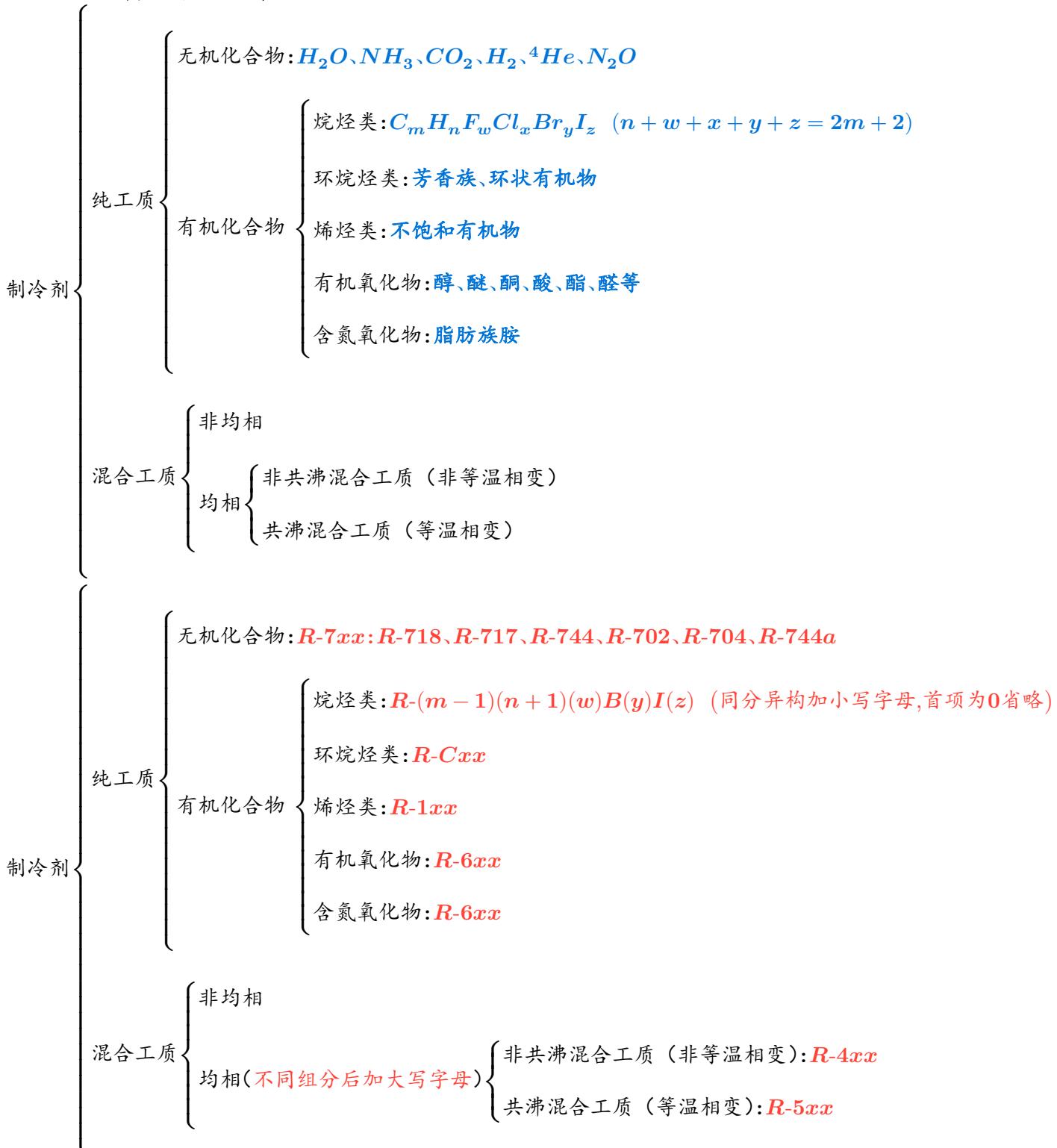
- 合适压力、压力比
- 合适单位制冷量、单位容积制冷量
- 比功、单位容积压缩功小，循环效率高
- 等熵压缩终了温度不过高

- 输运性质:

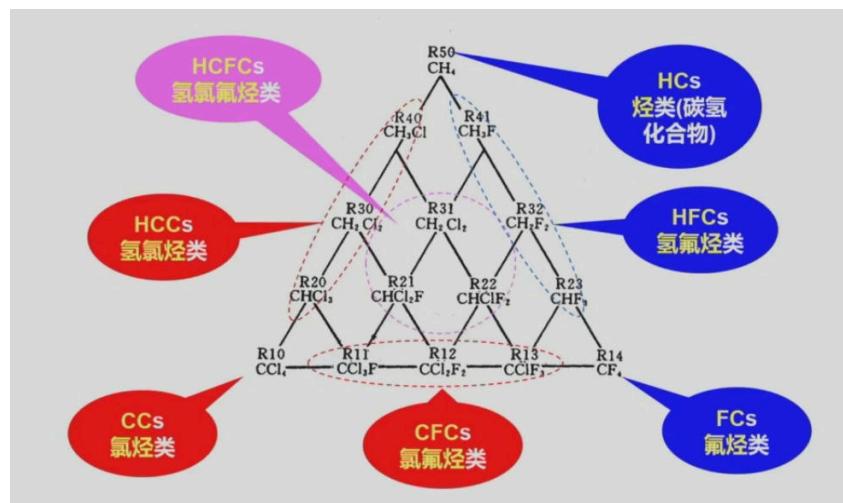
- 粘度、密度尽量小
- 热导率大

- 物理化学性质：
 - 无毒、不易燃、不爆炸、使用安全
 - 化学稳定性和热稳定性好
 - 合适的溶解性
 - GWP 与 ODP 低
- 其他：
 - 原料充足、工艺简单、成本低、电绝缘性好

2. 制冷工质的分类及命名

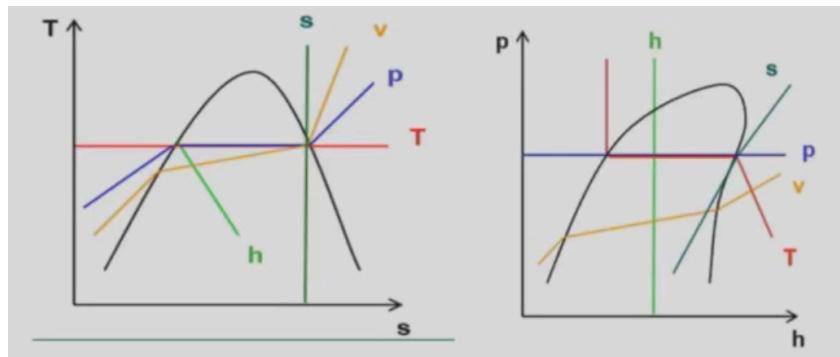


考虑 ODP 的新式命名规则：



3. 制冷工质的热力学性质与基础

3.1 状态方程



$$\begin{cases}
 \left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_s = \infty \\
 \left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_v = \frac{T}{c_v} \\
 \left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_p = \frac{T}{c_p} \\
 \left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_T = 0 \\
 \left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_h = -\frac{T\alpha_h}{v} < 0
 \end{cases}
 \quad
 \begin{cases}
 \left(\frac{\partial p}{\partial h}\right)_h = \infty \\
 \left(\frac{\partial p}{\partial h}\right)_s = \frac{1}{v} \\
 \left(\frac{\partial p}{\partial h}\right)_v = \frac{1}{v + c_v \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_v} \\
 \left(\frac{\partial p}{\partial h}\right)_p = 0 \\
 \left(\frac{\partial p}{\partial h}\right)_T = -\frac{1}{c_p \alpha_h} < 0
 \end{cases}$$

- Ideal Gas EOS

$$pv = RT \quad (18)$$

- Real Gas EOS

$$pv = ZRT \quad (19)$$

- Van der Waals(VDW) EOS

$$\left(p + \frac{a}{v^2} \right) (v - b) = RT \quad (20)$$

- RK/RKS EOS

- PR EOS

- Virial EOS

$$p = \frac{RT}{v} + \frac{BRT}{v^2} + \frac{CRT}{v^3} + \dots \quad (21)$$

$$Z = \frac{pv}{RT} = 1 + B\rho + C\rho^2 + \dots$$

- BWR EOS

- MH EOS

3.2 溶液与相平衡

- 摩尔分数 n
- 质量分数 w

$$n_i = \frac{\frac{w_i}{M_i}}{\sum_i \frac{w_i}{M_i}} \quad (22)$$

$$m_i = \frac{n_i M_i}{\sum_i n_i M_i}$$

- 溶液基本定律

- 理想溶液——拉乌尔定律 Raoult's Law

$$p_i = p_i^0 x_i \quad (23)$$

- 稀溶液——亨利定律 Henry's Law

$$p_i = H x_i \quad (24)$$

- 二元溶液——康诺瓦洛夫定律 Konovalov's Law

$$\frac{y_A}{y_B} = \frac{p_A^0 x_A}{p_B^0 x_B} \quad (25)$$

二元溶液相平衡曲线若存在极值，则极值点液体与蒸气的组分相同（共沸溶液）

- 相平衡条件

- Gibbs Phase Law

$$F = \underbrace{(2 + C - 1)P}_{\text{总自由度数}} - \underbrace{(P - 1)(C + 2)}_{\text{三大平衡条件所占用的自由度数}} = C - P + 2 \quad (26)$$

- 平衡常数（分离因子）

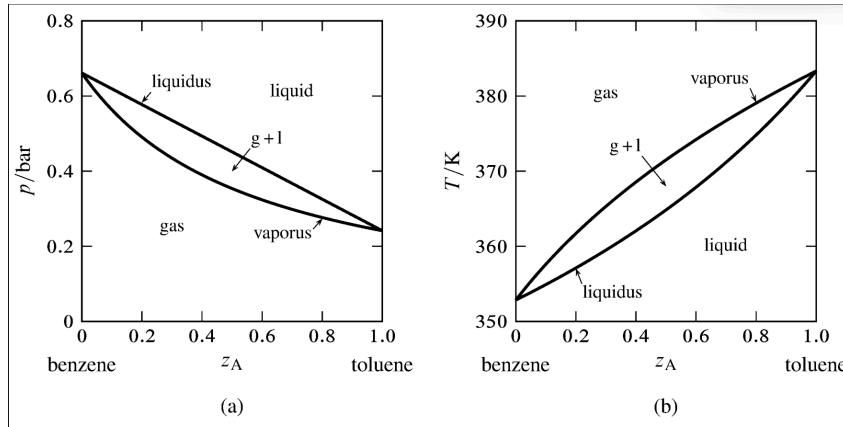
$$K_i = \frac{y_i}{x_i} = \frac{p_i^0}{p} \quad (27)$$

- 相对挥发度

$$\alpha_{1,2} = \frac{K_1}{K_2} = \frac{p_1^0}{p_2^0} \quad (28)$$

同温度下 α 越大表示挥发性越强

- 二元溶液相平衡图（非共沸溶液）



$$z_A = ax_A + by_A \quad (\text{两相总物质 A 摩尔分数}) \quad (29)$$

等 z_A 线表示单相混合物原组分，当发生相变时，做等 p 线/等 T 线交露点线和泡点线于两点，分别表示 A 物质在两相的组分

4. 制冷工质的物理化学性质

4.1 溶解性

- 溶水性
- 溶油性

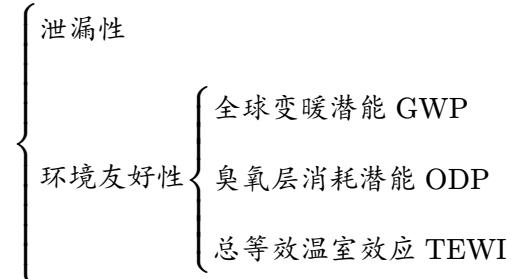
4.2 稳定性

- 热稳定性

4.3 安全性

- 毒性
- 腐蚀性
- 可燃性

4.4 环保性



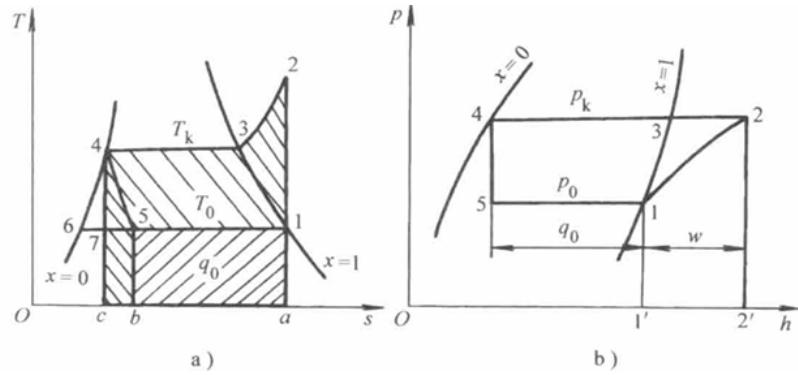
常用制冷工质											
自然工质											
R717	R744	R600a	R290	R22	R32	R1234yf	R134a	R407C	R410A	R507	
沸点 -33.3°C	-78.4°C	-11.73°C	-42.07°C	-40.76°C	-51.2°C	-29°C	-26.1°C				
凝固点 -77.9°C	-56.6°C	-160°C	-187.7°C	-160°C	-78.4°C	-96.6°C					
临界压力/温度 11.4MPa/133.1°C	7.4MPa/31.1°C	3.6MPa/134.8°C	4.3MPa/96.8°C	5.0MPa/96°C	5.8MPa/78.3°C	3.4MPa/95°C	4.1MPa/101.1°C				
排气温度 高	高	低	低	高	高	低	低				
单位容积制冷量 大	大	小	大	大	大	小	小	小	大		
粘性 粘性低, 流动阻力小	粘性低, 流动阻力小										
热导率 传热性能好	传热性能好										
溶水性 易溶, 不会冰堵	易溶	难溶, 但含水易冰堵	难溶, 但含水易冰堵	不溶							
油溶性 难溶, 会沉积油膜	难溶	易溶	部分互溶								
热稳定性 稳定			稳定								
腐蚀性 氟水腐蚀金属			溶于水后酸性腐蚀								
毒性(A低毒 B高毒) 可燃性(0不燃 2低燃 3高燃)	B2	A1	A3	A1	A2	A1	A1	A1	A1	A1	
泄漏性											
其他性质											
环境友好性		ODP 0	0	0	0	0.055	0	0	0	0	0
GWP <1			1	~20	~20	1870	675	4	1430	1800	2100
应用场景	空调	家用空调	效率/COP高 单位容积制冷量大 不可燃无毒环保	× 节流损失大、效率低	× 单位容积制冷量小 易燃	√ COP小	× 单位容积制冷量大 GWP大	替代R22 COP更大 需更换压缩机	替代R502		
		汽车空调	工作压力低/排气温度低 单位容积制冷量小 效率/COP高 不可燃无毒环保	× 工作压力高/排气温度高 节流损失大、效率低	√ 单位容积制冷量大 COP小	×	√ 工作压力低/排气温度低 单位容积制冷量小 环保	√ 工作压力高/排气温度高 单位容积制冷量大 环保	√ 工作压力低/排气温度低 单位容积制冷量小 环保	√ 工作压力低/排气温度低 单位容积制冷量小 环保	替代R22 COP更大 需更换压缩机
	商用空调	商用空调	单位容积制冷量大 不可燃无毒环保 效率/COP高	√ 环保无毒制冷量大	× 单位容积制冷量小 易燃	√ COP小	× 单位容积制冷量大 GWP大	替代R22 COP更大 需更换压缩机	替代R502		
	冷藏	家用冰箱	排气温度低 单位容积制冷量小 效率/COP高 不可燃无毒环保	× 排气温度高 节流损失大、效率低	√ 单位容积制冷量小	×	× 单位容积制冷量大	√ COP小	√ 排气温度低 单位容积制冷量小	√ 排气温度低 单位容积制冷量小	替代R22 COP更大 需更换压缩机
		小型冷库	单位容积制冷量大 环保 效率/COP高	√ 环保, 单位容积制冷量大	√ 环保, 单位容积制冷量大	×	√ 单位容积制冷量小	√ 单位容积制冷量大	√ 单位容积制冷量小	√ 单位容积制冷量小	替代R502
		大型冷库	单位容积制冷量大 成本低 环保 效率/COP高								

常用制冷剂性质总结

三、蒸气制冷循环

1. 单级机械压缩制冷循环

1.1 理论循环



• 压缩过程:

$$w = h_2 - h_1 = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 v_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (30)$$

• 冷凝过程:

$$q_k = h_2 - h_4 \quad (31)$$

• 节流过程:

$$h_4 = h_5 \quad (32)$$

• 蒸发过程:

$$q_0 = h_1 - h_5 = h_1 - h_4 \quad (33)$$

性能指标

- 单位制冷量

$$q_0 = r_0(1 - x_5) \quad (34)$$

- 单位容积制冷量

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{h_1 - h_4}{v_1} \quad (35)$$

- 理论比功

$$w_0 = h_2 - h_1 \quad (36)$$

- 单位冷凝热

$$q_k = h_2 - h_4 \quad (37)$$

- 制冷系数

$$\varepsilon = \frac{q_0}{w_0} \quad (38)$$

- 卡诺循环制冷系数

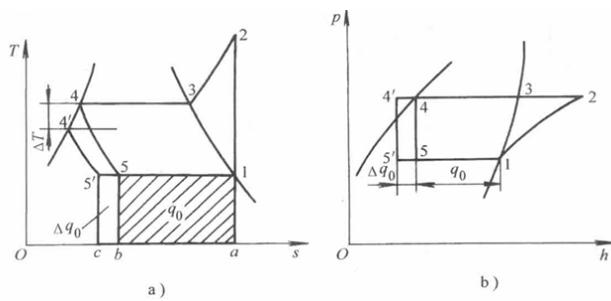
$$\varepsilon_c = \frac{T_0}{T_k - T_0} \quad (39)$$

- 热力完善度

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_c} \quad (40)$$

1.2 改良循环

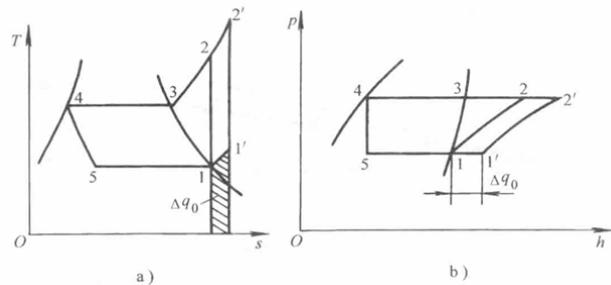
1. 过冷循环



• 实现装置：过冷器

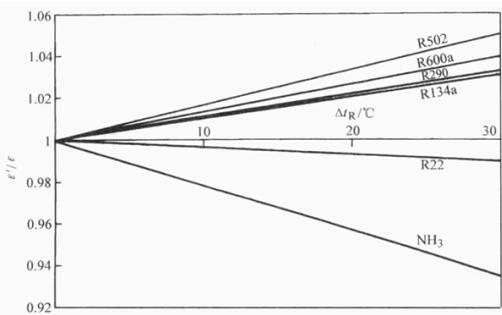
- 制冷量增大: $\Delta q_0 = h_5 - h_{5'} = c_p \Delta t$
- 制冷系数增大: $\varepsilon' = \varepsilon + \frac{c_p \Delta t}{w}$
- 热力完善度变化取决于干度 x_5 与过冷度 Δt
- 可减小节流的不可逆损失
- 相对卡诺效率中逆卡诺效率蒸发温度按过冷算

2. 过热循环



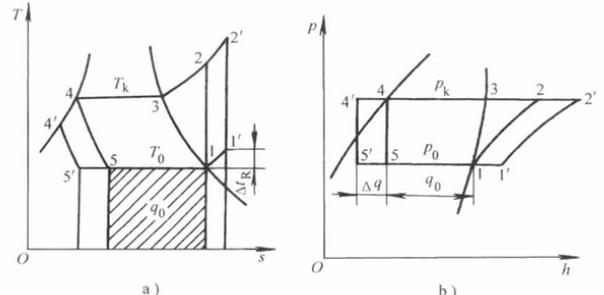
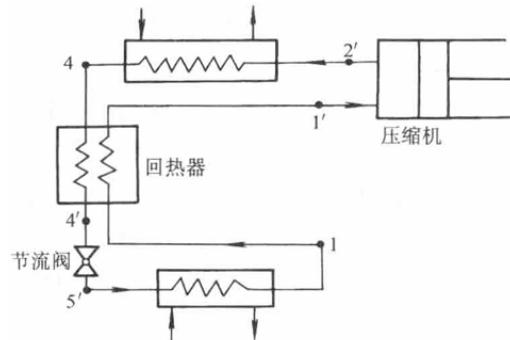
• 实现途径：压缩机吸气为过热蒸气

- 制冷量增大: $\Delta q_0 = h_{1'} - h_1$
- 理论比功增大: $\Delta w = (h_{2'} - h_{1'}) - (h_2 - h_1)$
- 制冷系数变化取决于制冷剂种类与过热度 Δt
- 分为有效过热和无效过热；压缩机排气温度升高，对压缩机工作不利；压比增大，容积效率降低
- 相对卡诺效率中逆卡诺效率蒸发温度按过热算



蒸发温度 $0^\circ C$, 冷凝温度 $-40^\circ C$

3. 回热循环

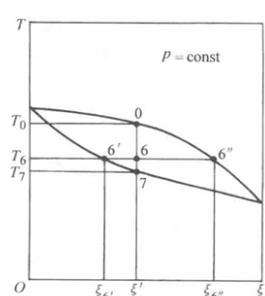
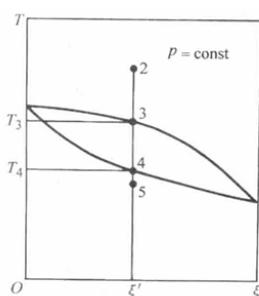
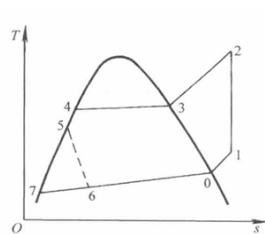
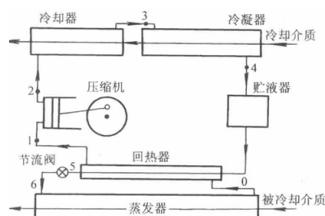


• 实现装置：回热器

- 过热放热等于过冷吸热: $h_{1'} - h_1 = h_4 - h_{4'}$
- 制冷量增大: $\Delta q_0 = h_5 - h_{5'}$
- 理论比功增大: $\Delta w = (h_{2'} - h_{1'}) - (h_2 - h_1)$
- 制冷系数变化取决于制冷剂种类与过热度 Δt
- 可减小节流的不可逆损失；压缩机排气温度升高，对压缩机工作不利；压比增大，容积效率降低
- 相对卡诺效率中逆卡诺效率按理想循环算

1.3 非共沸混合制冷剂循环

1. 单极压缩基本循环



蒸发

冷凝

- 由于蒸发/冷凝均等压变温，可适用于洛伦兹循环，有利于减少传热不可逆损失
 - 可通过相平衡图确定最佳组分
 - 物性可由 $X = \sum_i X_i w_i$ 计算

2. 单极机械压缩自复叠循环 (Auto-cascade)

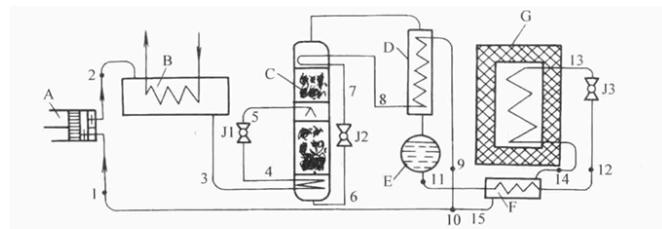
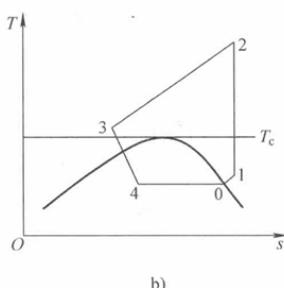
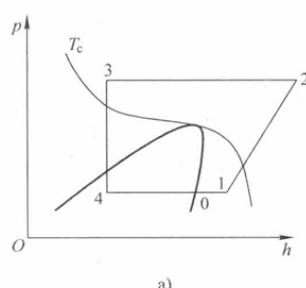


图 3-11 单级压缩自复叠循环流程

A—压缩机 B—冷凝器 C—精馏塔 D—冷凝蒸发器 E—气液分离器
 F—回热器 G—蒸发器 J1、J2、J3—节流阀

- 利用高沸点制冷剂蒸发代替单一低沸点制冷剂的冷凝过程，无需高的冷凝压力，同时实现较低制冷温度

1.4 跨临界循环

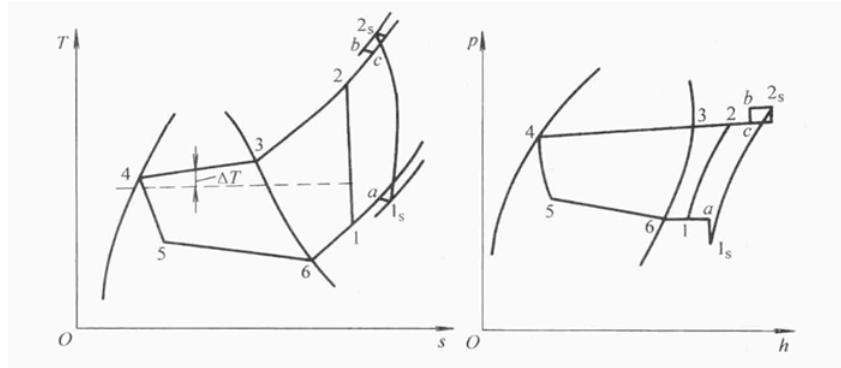


a)

b)

- 冷凝器 → 气体冷却器
 - 等压放热过程无冷凝，而是稠密气体 → 过冷液体（均为超临界流体）的连续变化
 - 放热温度有较大温度滑移，有利于减少传热不可逆损失，制冷有利于热回收，热泵有利于制取更多热量
 - 存在最佳高压压力使得循环制冷系数最大
 - 节流损失较大，一般采用膨胀机、引射器代替节流阀改良

1.5 实际循环

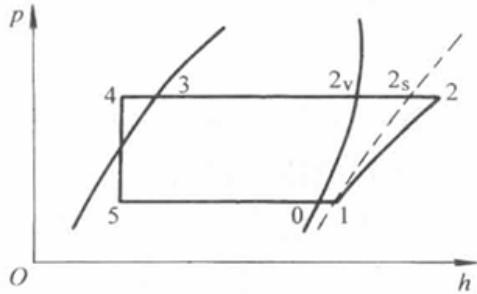


• 流阻损失

- 吸入管道压降：压缩机压比增大、容积效率降低
 - 排出管道压降：一般无影响

- 液体管道压降：导致制冷剂非等温冷凝，影响后续节流效果
- 两相管道压降：一般无影响
- 漏热
 - 两相管道、蒸发器漏热降低制冷量
 - 吸入管道漏热可能导致无效过热

性能指标



简化后 $p - h$ 图

- 单位制冷量

$$q_0 = h_1 - h_5 \quad (41)$$

- 单位容积制冷量

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} \quad (42)$$

- 理论比功

$$w_0 = h_{2s} - h_1 \quad (43)$$

- 单位冷凝热

$$q_k = h_2 - h_4$$

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_i} + h_1 \quad (44)$$

- 循环流量

$$q_m = \frac{Q_0}{q_0} \quad (45)$$

- 压缩机理论功率

$$P_0 = q_m w_0 \quad (46)$$

- 压缩机指示功率

$$P_i = \frac{P_0}{\eta_i} \quad (47)$$

- 实际制冷系数

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{P_i} \quad (48)$$

- 冷凝器热负荷

$$Q_k = q_m q_k \quad (49)$$

循环性能计算

- 蒸发、冷凝温度

$$\begin{aligned} t_0 &= t_c - \Delta t_0 \\ t_k &= t_h + \Delta t_k \end{aligned} \quad (50)$$

- 蒸发、冷凝压力

$$p_0 = p(t_0), \quad p_k = p(t_k) \quad (51)$$

- 等熵排气温度

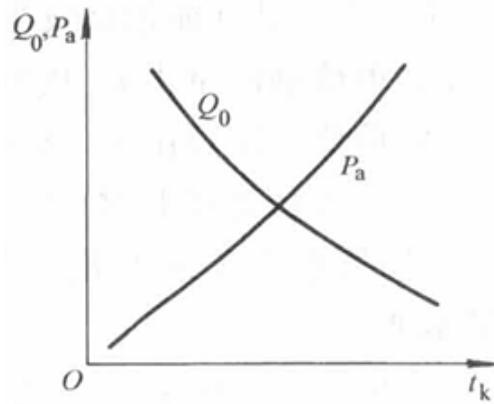
$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (52)$$

- 饱和点、等熵点比焓

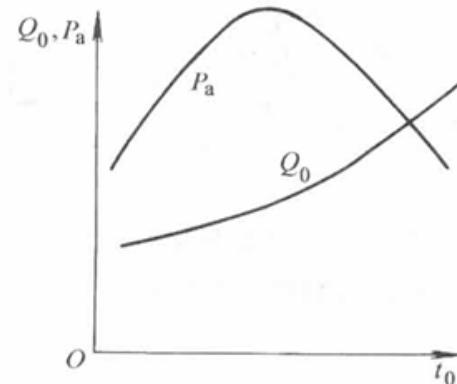
$$h = h(p, t) \quad (53)$$

- 实际排气处比焓

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_i} + h_1 \quad (54)$$



随 t_k 变化，功率与制冷量的变化



随 t_0 变化，功率与制冷量的变化

2. 两级机械压缩制冷循环

2.1 一级节流

冷凝压力直接节流至蒸发压力

1. 无中间冷却

- 即在单级压缩的基础上分为高压压缩机与低压压缩机两级完成压缩

2. 中间不完全冷却

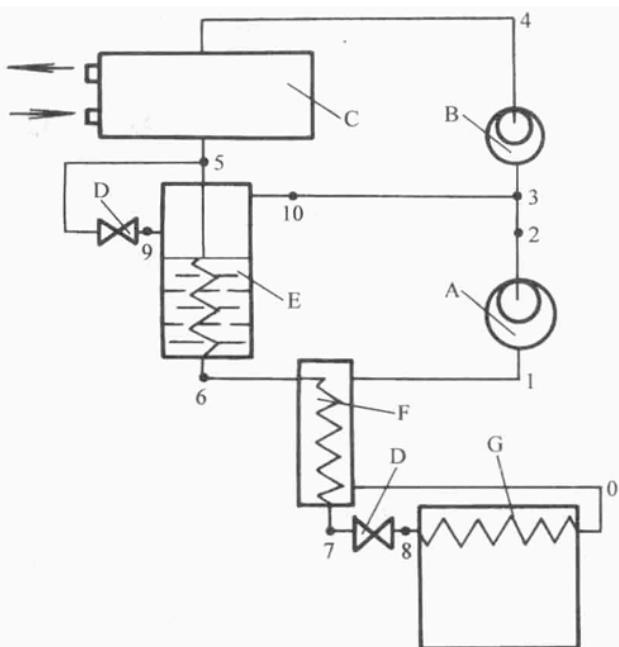
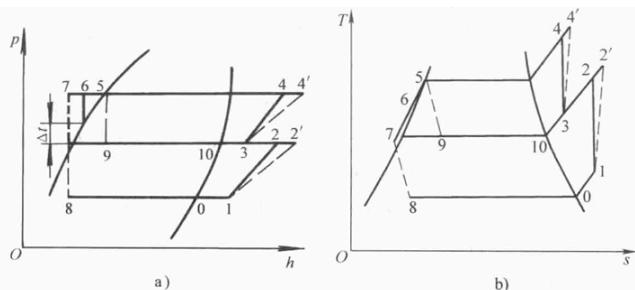


图 4-1 两级压缩一级节流中间不完全冷却循环系统图

A—低低压级压缩机 B—高压级压缩机 C—水冷冷凝器
D—节流阀 E—中间冷却器 F—回热器 G—蒸发器



- 低低压压缩机排出蒸气与中间冷却器流出中温蒸气混合形成过热蒸气，降低压比及压缩终了温度
- 高压压缩机排出蒸气一部分节流后进入中间冷却器用于冷却另一部分排出蒸气，使得其过冷，增大制冷量
- 适用于等熵指数较低的制冷剂

3. 中间完全冷却

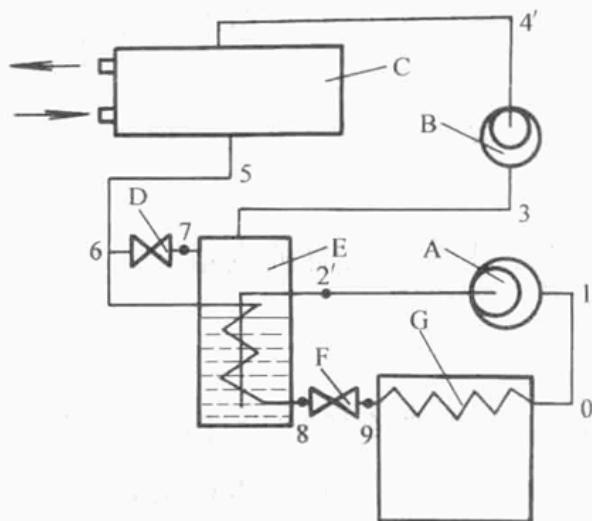
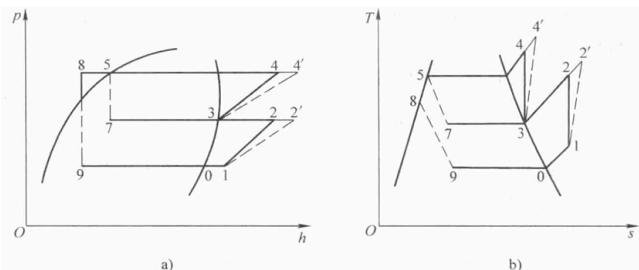


图 4-3 两级压缩一级节流中间完全冷却循环的系统图

A—低低压级压缩机 B—高压级压缩机
C—水冷冷凝器 D、F—节流阀
E—中间冷却器 G—蒸发器



- 低低压压缩机排出蒸气与中间冷却器流出中温蒸气混合形成干饱和蒸气，降低压比及压缩终了温度
- 高压压缩机排出蒸气一部分节流后进入中间冷却器用于冷却另一部分排出蒸气，使得其过冷，增大制冷量
- 适用于等熵指数较高的制冷剂

性能计算

1. 中间不完全冷却

- 单位制冷量

$$q_0 = h_0 - h_8$$

- 低压级理论比功

$$w_d = h_2 - h_1$$

- 低压压缩机流量

$$q_{md} = \frac{Q_0}{q_0}$$

- 低压压缩机体积流量

$$q_{vd} = q_{md}v_1$$

- 低压压缩机实际功率

$$P_{ed} = q_{md} \frac{w_d}{\eta_d}, \quad \eta_d = \eta_{id}\eta_{md}$$

三者分别为低压绝热效率、指示效率、机械效率

- 高级压缩机流量

$$q_{mg} = q_{md} \frac{h_{10} - h_6}{h_{10} - h_5}$$

- 混合点比焓

$$(q_{mg} - q_{md})h_{10} + q_{md}h_{2'} = q_{mg}h_3$$

- 高级压缩机理论比功

$$w_g = h_4 - h_3$$

- 高级压缩机实际功率

$$P_{eg} = q_{mg} \frac{w_g}{\eta_g}$$

- 循环冷凝热负荷

$$Q_k = q_{mg}(h_4 - h_{5'})$$

- 循环理论制冷系数

$$\varepsilon_0 = \frac{Q_0}{q_{md}w_d + q_{mg}w_g}$$

- 循环实际制冷系数

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{P_{ed} + P_{eg}}$$

2. 中间完全冷却

- 单位制冷量

$$q_0 = h_0 - h_9$$

- 低压级理论比功

$$w_d = h_2 - h_1$$

- 低压压缩机流量

$$q_{md} = \frac{Q_0}{q_0}$$

- 低压压缩机体积流量

$$q_{vd} = q_{md}v_1$$

- 低压压缩机实际功率

$$P_{ed} = q_{md} \frac{w_d}{\eta_d}, \quad \eta_d = \eta_{id}\eta_{md}$$

三者分别为低压绝热效率、指示效率、机械效率

- 高级压缩机流量

$$q_{mg} = q_{md} \frac{h_{2'} - h_8}{h_3 - h_5}$$

- 混合点比焓

$$(q_{mg} - q_{md})h_7 + q_{md}h_{2'} = q_{mg}h_3$$

- 高级压缩机理论比功

$$w_g = h_4 - h_3$$

- 高级压缩机实际功率

$$P_{eg} = q_{mg} \frac{w_g}{\eta_g}$$

- 循环冷凝热负荷

$$Q_k = q_{mg}(h_{4'} - h_5)$$

- 循环理论制冷系数

$$\varepsilon_0 = \frac{Q_0}{q_{md}w_d + q_{mg}w_g}$$

- 循环实际制冷系数

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{P_{ed} + P_{eg}}$$

2.2 二级节流

冷凝压力先节流至中间压力，再节流至蒸发压力

- 相对一级节流可消除其存在的中间冷却器传热温差
- 但会出现高压压缩机润滑油进入低压压缩机致使油量不断减小

性能计算

- 主要关注中间压力 p_m 和中间温度 t_m 的确定

1. 无中间冷却

- 即在单级压缩的基础上分为高压压缩机与低压压缩机两级完成压缩

2. 中间不完全冷却

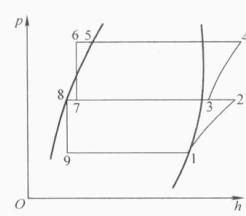
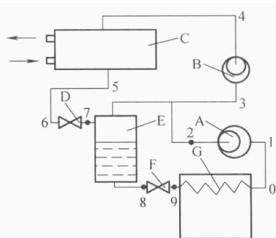


图 4-7 两级压缩两级节流中间不完全冷却制冷循环的流程图和 p - h 图

A—低压级压缩机 B—高压级压缩机 C—冷凝器 D、F—节流阀
E—中间冷却器 G—蒸发器

- 低压压缩机排出蒸气与中间冷却器流出中温蒸气混合形成过热蒸气，降低压比及压缩终了温度
- 高压压缩机排出蒸气全部节流至中间压力进入中间冷却器，蒸气回流与低压压缩机排气混合，冷凝液则继续节流，增大制冷量
- 适用于等熵指数较低的制冷剂

3. 中间完全冷却

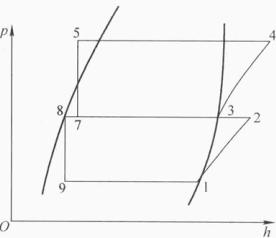
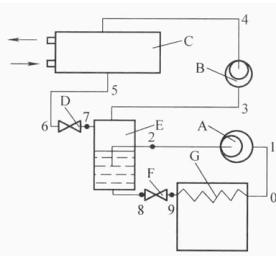


图 4-6 两级压缩两级节流中间完全冷却制冷循环的流程图和 p - h 图

A—低压级压缩机 B—高压级压缩机 C—冷凝器 D、F—节流阀
E—中间冷却器 G—蒸发器

- 低压压缩机排出蒸气与中间冷却器流出中温蒸气混合形成干饱和蒸气，降低压比及压缩终了温度
- 高压压缩机排出蒸气全部节流至中间压力进入中间冷却器，蒸气回流与低压压缩机排气混合，冷凝液则继续节流，增大制冷量
- 适用于等熵指数较高的制冷剂

4. 双温制冷循环

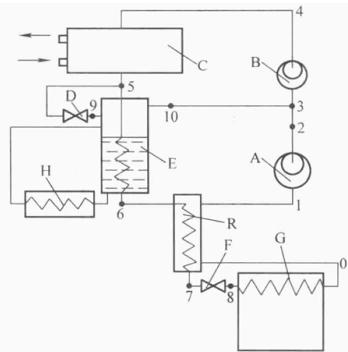


图 4-8 两级压缩一级节流中间不完全冷却的双温制冷循环

A—低压级压缩机 B—高压级压缩机 C—冷凝器 D、F—节流阀 E—中间冷却器
G—蒸发器 R—回热器 H—中温蒸发器

- 在中间冷却器处引入中温蒸发器，实现中温制冷最佳中间参数确定：

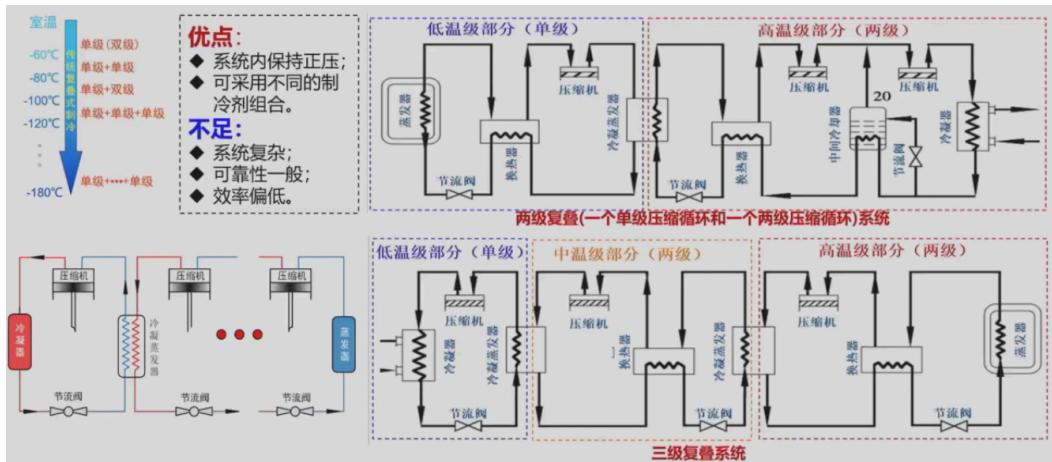
$$p_m = \sqrt{p_0 p_k} \quad (55)$$

$$T_m = \sqrt{T_0 T_k} \quad (56)$$

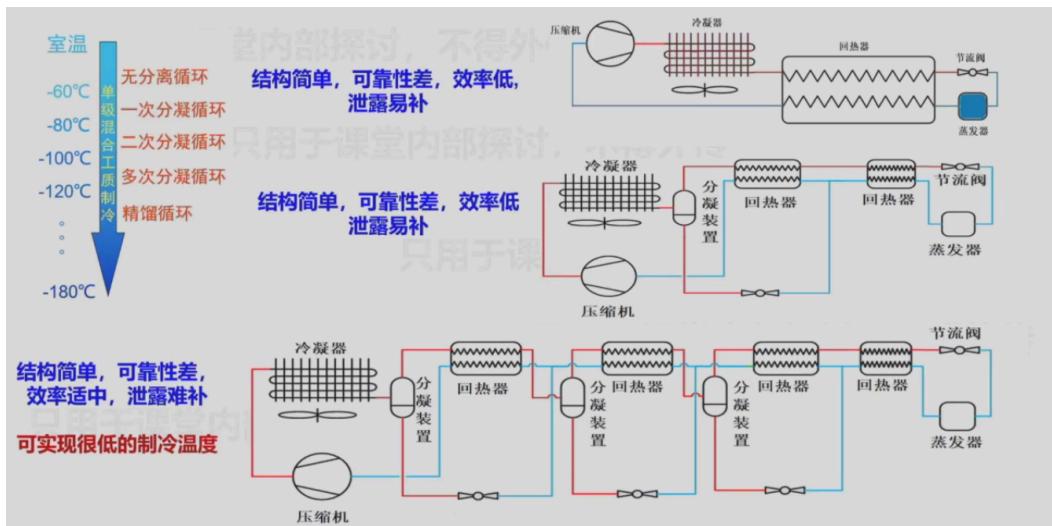
$$t_m = 0.4t_k + 0.6t_0 + 3 \quad (57)$$

3. 复叠式制冷循环

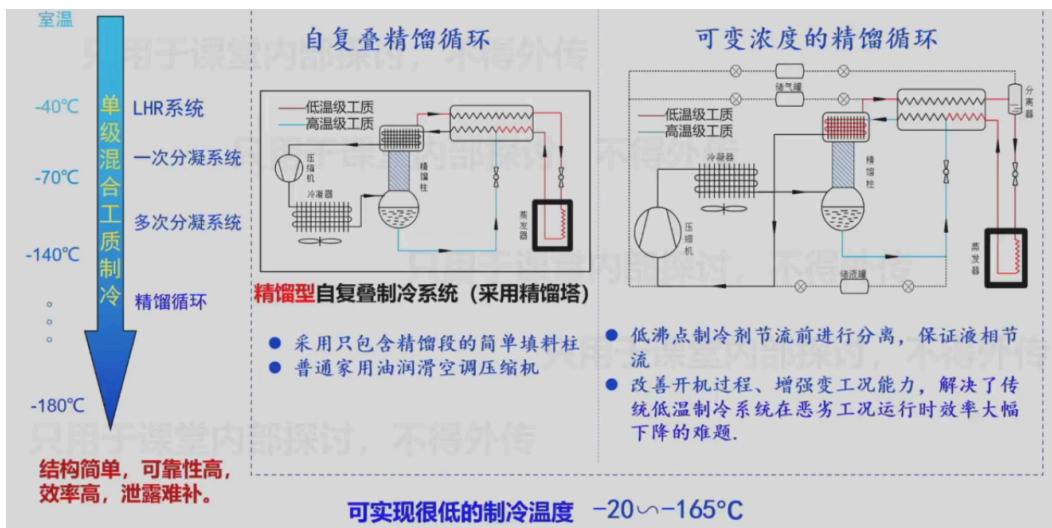
由若干个单极（多级）循环复合而成，通常高温系统使用高沸点制冷剂，低温系统使用低沸点制冷剂



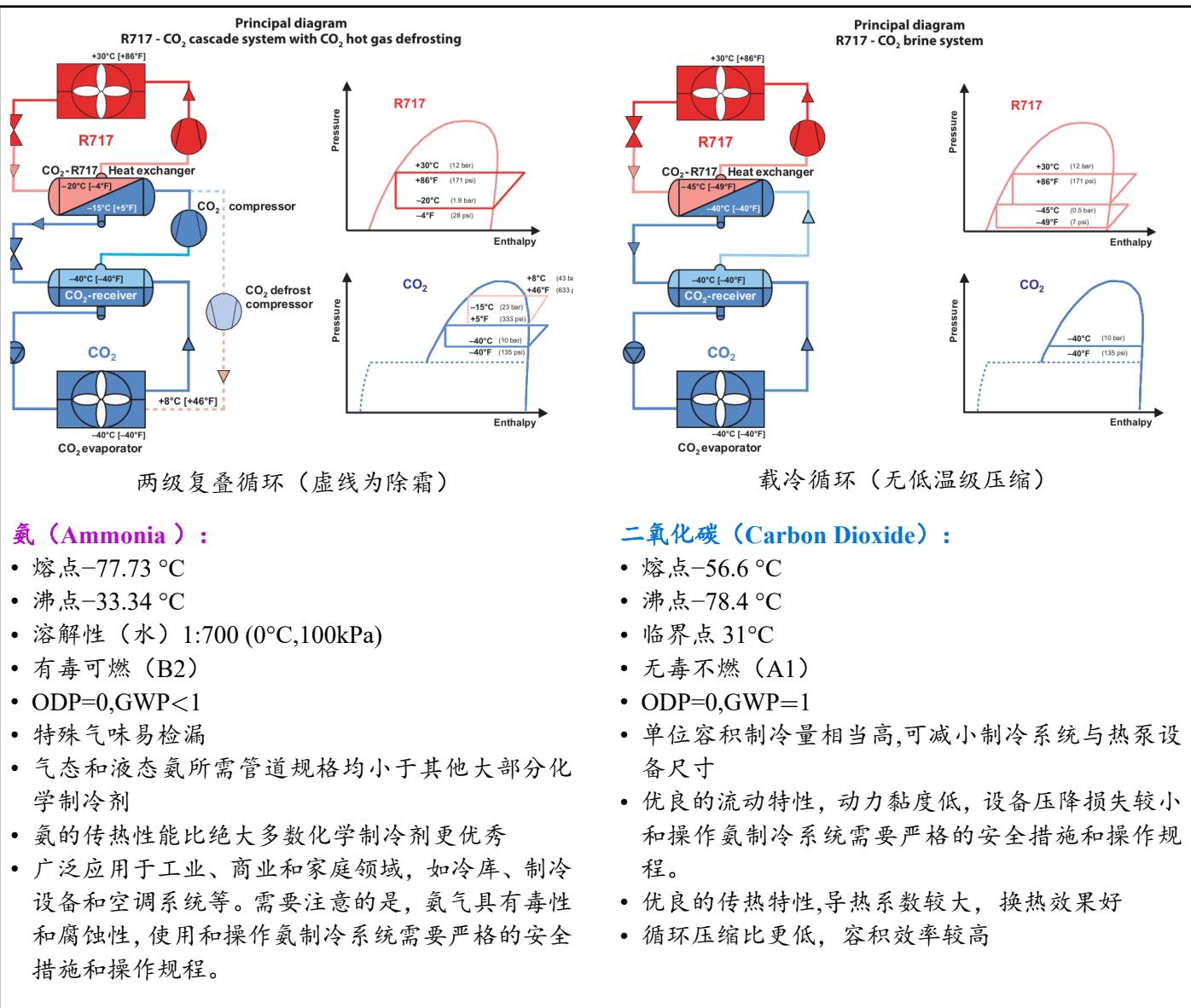
• 无分离式与分凝式



• 精馏式

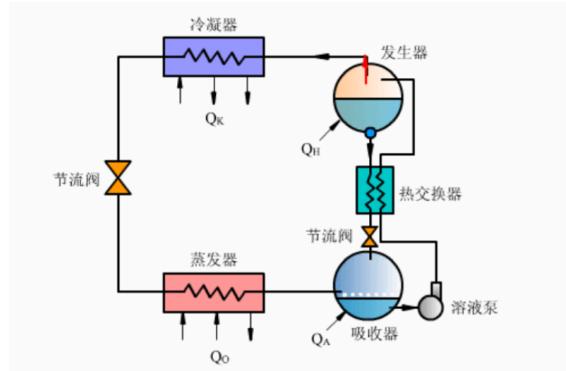


氨系统及 R717/R744 复叠式循环



4. 吸收式制冷循环

- 吸收式制冷是利用某些具有特殊性质的工质对，通过一种物质对另一种物质的吸收和释放，产生物质的状态变化，从而伴随吸热和放热过程
- 分为制冷剂循环与吸收剂循环
- 主要以二元溶液($H_2O/LiBr$ 、 NH_3/H_2O 等)作为制冷工质



4.1 蒸汽单效吸收制冷循环

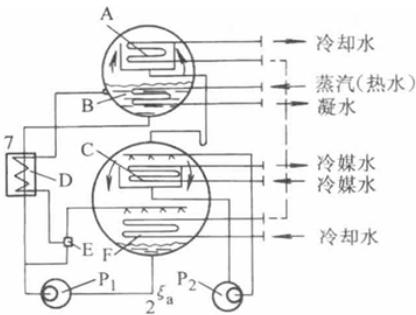
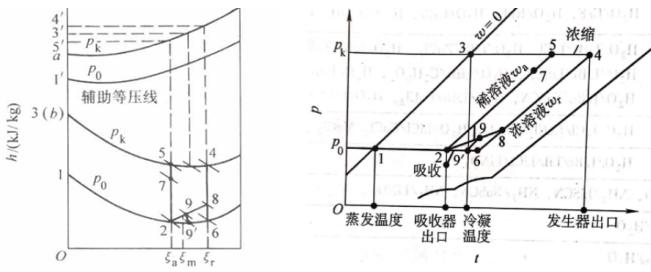


图 5-6 单效溴化锂吸收式
制冷机工作流程
A—冷凝器 B—发生器 C—蒸发器
D—溶液热交换器 E—引射器
F—吸收器 P₁—溶液泵 P₂—冷剂泵



溶液循环:

- 预热过程 2-7
- 发生过程 7-5-4
- 冷却过程 4-8
- 混合过程 2, 8-9
- 闪发过程 9-9'
- 吸收过程 9'-2

制冷剂循环

- 加热加压: 2-7-5
- 发生: 5-5', 4-4' 蒸汽平均焓值为 3'
- 分离冷凝: 3'-a-3
- 节流闪发: 3-b
- 蒸发: b-1'
- 吸收: 1'-1

Parameter	Expressions
t_0, p_0	$t_0 = t_{c2} - \Delta t_0, \Delta t_0 = 2 \sim 4^\circ C$, $p_0 = p_s(t_0)$
t_k, p_k	$t_k = t_{w2} + \Delta t_k, \Delta t_k = 3 \sim 5^\circ C$, $p_k = p_s(t_k)$
t_2, p_a	$t_2 = t_{w2} + \Delta t_2, \Delta t_2 = 3 \sim 5^\circ C$, $p_a = p_0 - \Delta p_a, \Delta p_a < 1 \text{ mmHg}$ (133.3 Pa)
t_4, p_g	$t_4 = t_h - \Delta t_4, \Delta t_4 = 10 \sim 40^\circ C$, $p_g = p_k$
t_8	$t_8 = t_2 + \Delta t_8, \Delta t_8 = 15 \sim 25^\circ C$
$(w_r - w_a)$	P_k, t_4 and P_a, t_2
t_{w1}, t_{w2}	$t_{w1} = t_w + \Delta t_{w1}; t_{w2} = t_w + \Delta t_{w2}$, $\Delta t_{w1} : \Delta t_{w2} \approx 1.3:1$

设计准则

4.2 蒸汽双效制冷循环

- 可利用高温、中温多热源，增大热利用率
- 同时避免单一溶液由于高压下浓度过高导致溶质析出

1. 串联

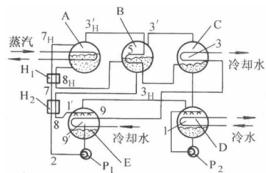


图 5-8 两效溴化锂吸收式制冷循环环串联流程工作原理

A—高压发生器 B—低压发生器

C—冷凝器 D—蒸发器 E—吸收器

H₁—高温溶液热交换器 H₂—低温溶液热交换器

H₃—凝水热交换器 P₁—溶液泵 P₂—冷剂泵

2. 并联

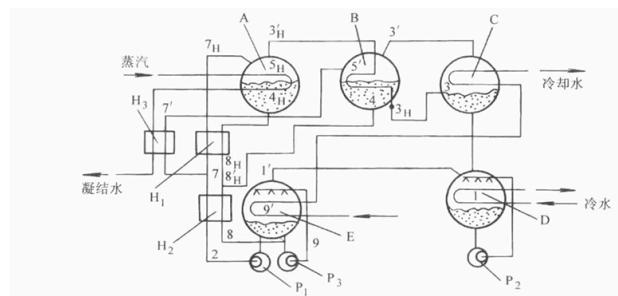
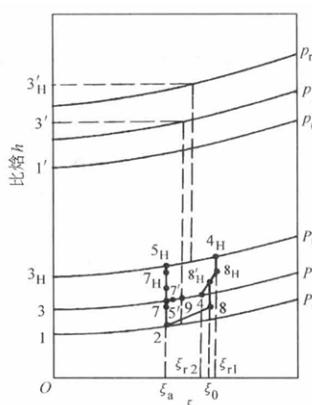
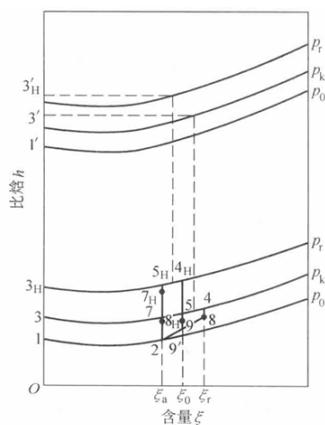


图 5-10 两效溴化锂吸收式制冷循环并联流程工作原理

A—高压发生器 B—低压发生器 C—冷凝器 D—蒸发器 E—吸收器 P₁、P₃—溶液泵

P₂—冷剂泵 H₁—高温溶液热交换器 H₂—低温溶液热交换器 H₃—凝水热交换器



流程形式	并联	串联	倒串联	串并联
操作调节	难	易	很难	中
热力系数	高	低	很高	中

4.3 蒸汽多效制冷循环

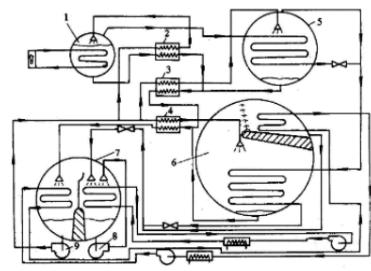


图 5-57 三效机组流程
1—高压发生器 2、3—中压热交换器 4—低级热交换器 5—中级热交换器 6—发生-冷凝器
7—吸收器 8—冷凝器 9—溶液泵

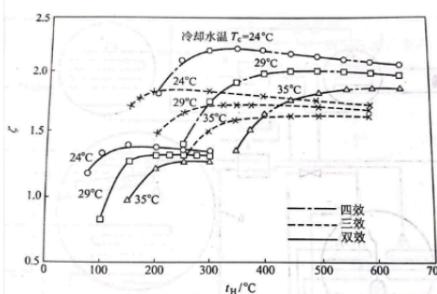
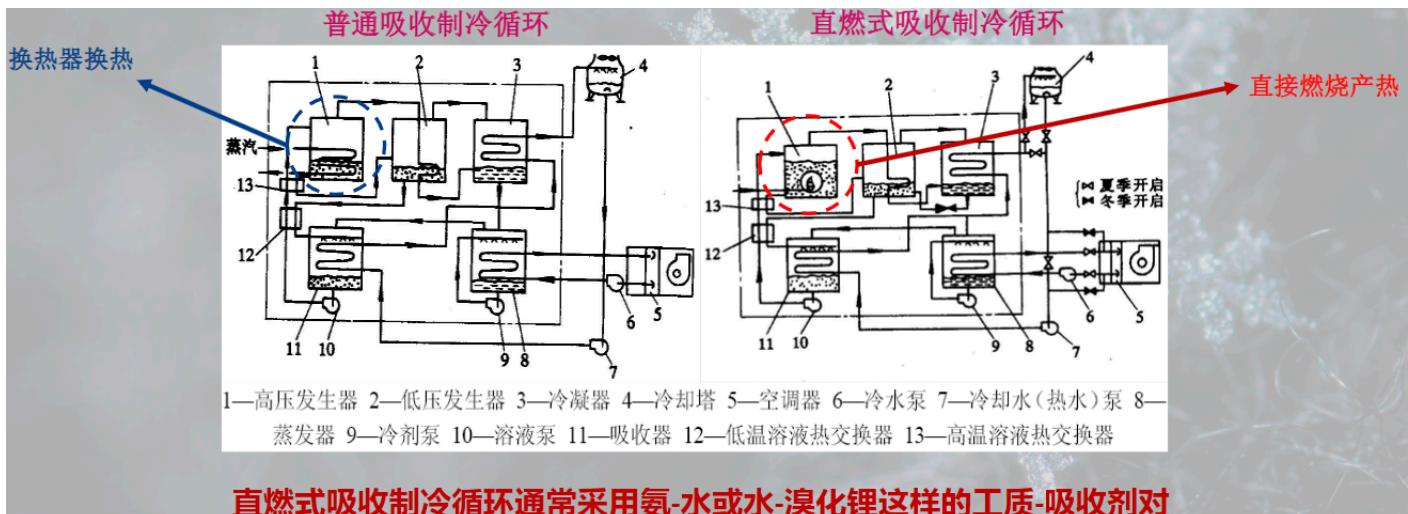


图 5-53 多效 H₂O/LiBr 吸收制冷性能曲线

- 制冷剂蒸汽冷凝热的多次利用、利用制冷剂蒸汽被溶液吸收产生的吸收热
- 随着效数增加，性能系数增大
- 高温 H₂O/LiBr 溶液物性研究、缓蚀剂的研究，以及轻量化等均是开发多效吸收式制冷机应解决的主要问题

4.4 直燃式吸收制冷循环

直接使用燃烧产生的热能来驱动制冷循环



直燃式吸收制冷循环通常采用氨-水或水-溴化锂这样的工质-吸收剂对

热水回路分类：

- 将冷却水回路切换成热水回路，以吸收器，冷凝器和加热盘管构成热水回路
- 热水和冷水采用同一回路，以蒸发器和加热盘管构成热水回路
- 专设热水回路，以热水器和加热盘管构成专用的热水回路

4.5 两级吸收制冷循环

• 可利用低于100° C 的热源驱动，有利于增大低品位热源的利用率

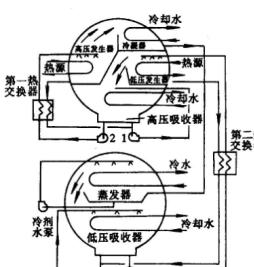


图 3-60 两级溴化锂吸收式机组工作原理
1、2、3、4—溶液泵

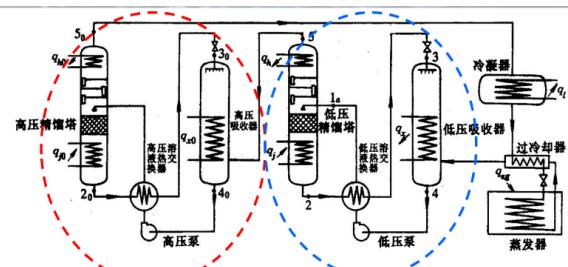
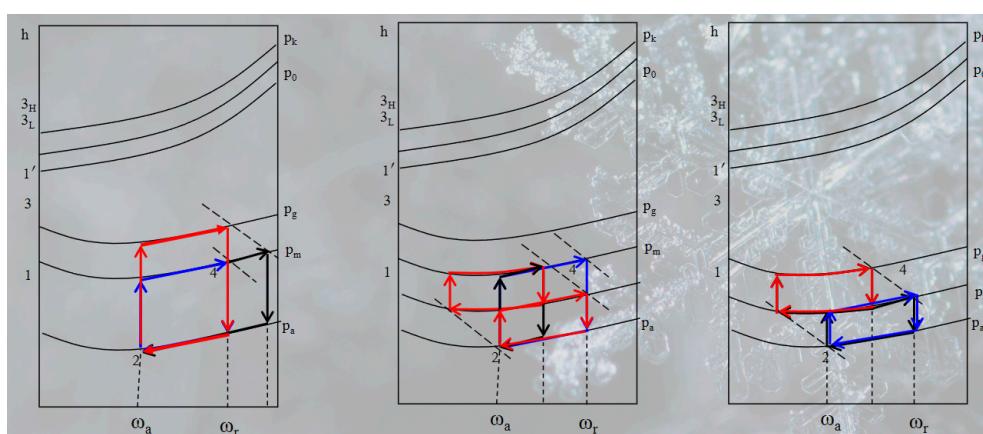


图 3-61 双级氨水吸收制冷流程

其与单效溴化锂吸收式冷水机组比，热力系数更低，仅为 0.3~0.4 左右，冷水耗量为单效机两倍，而且设备成本大大增加，但可以达到更低的制冷温度



4.6 扩散吸收制冷循环

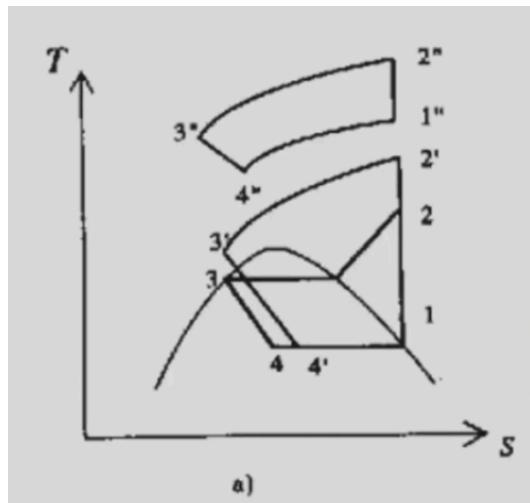
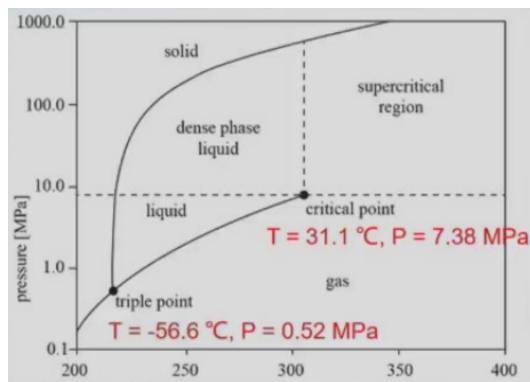
常用 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$ (制冷剂/吸收剂/平衡剂) 三元工质的扩散吸收式制冷剂

- 无溶液泵、膨胀阀、运动部件
- 系统中工质的运动完全依赖密度的差异、位置高低及分压力不同来实现流动扩散，因此各设备之间的相对位置以及管道的倾斜度均有严格要求，否则会丧失制冷能力
- 扩散吸收制冷系统性能系数较低，通常为 0.2~0.4

CO₂制冷与热泵

二氧化碳

- 单位容积制冷量大
- 粘度小——减小流动阻力
- 表面张力小——减小相变过热量，增大换热效率
- 超临界下：**密度接近液体，粘度、扩散系数接近气体，传输性好；热物理参数随温度变化剧烈



1. 亚临界制冷循环

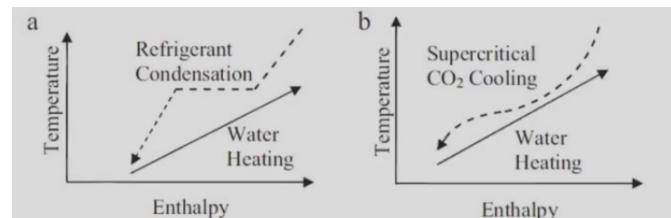
- 换热主要依靠潜热
- 主要早年使用

2. 超临界制冷循环

- 换热全部依靠显热
- 应用于汽车空调、复叠式制冷系统、热泵热水器

3. 跨临界制冷循环

- 蒸发主要依靠潜热
- 冷凝主要依靠显热



- 较大温度滑移，换热温差小
- 较高运行压力、较低压比，容积效率高
- 效率分析：
 - 给定蒸发温度、冷却器出口温度

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial p} = 0 \quad (58)$$

得最佳冷却压力

- 冷却器出口温度增大，COP 显著下降
- 蒸发温度增大，COP 提高
- CO₂膨胀功较大、膨胀比较小，节流损失较大，可用膨胀机代替节流器

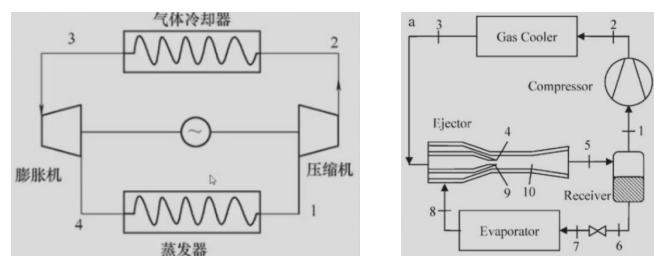
4. 复叠式循环

一般用 R717、R290、R404A 作为复叠高温系统

5. 二氧化碳热泵

优化：

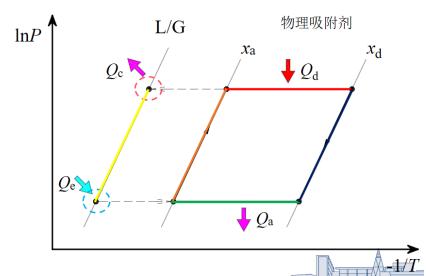
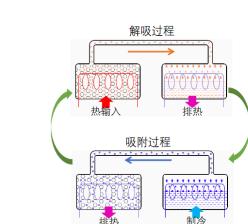
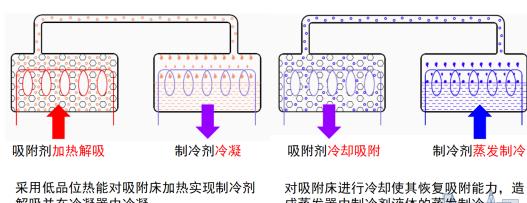
- 膨胀机：系统性能系数提高显著，但加工造价昂贵
- 喷射器：降低压比、成本低、无运动部件、



4.7 吸附式制冷循环

• 吸附制冷原理

➤ 固体吸附剂与气体吸附反应及其逆反应（解吸反应）

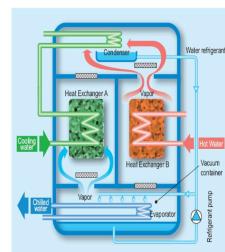


• 典型吸附剂/制冷剂：

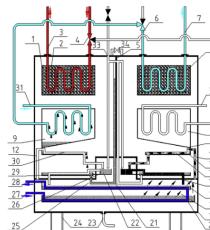
- 活性炭-甲醇/氨
- 硅胶-水
- 泡石分子筛-水

• 典型制冷循环：

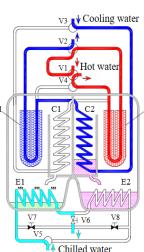
- 间歇式循环
- 两床回热式循环
- 复叠式循环
- 热波式循环
- 两级及多级循环
- 回热回质循环



• 双床-单蒸发器-单冷凝器

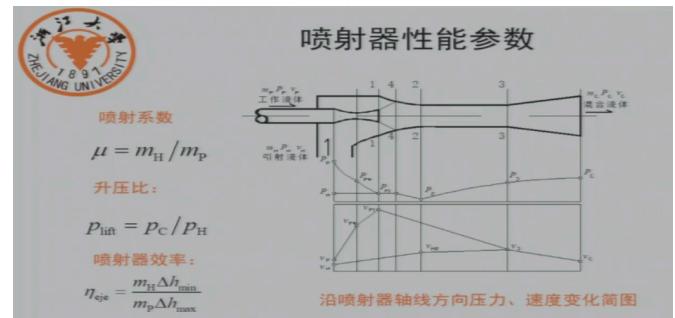
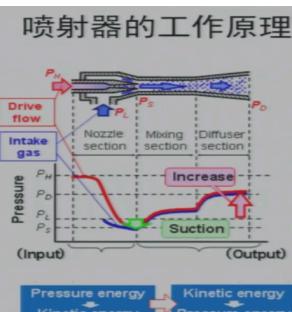


• 双床-单蒸发器-双冷凝器

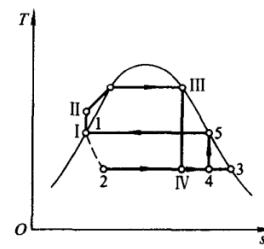
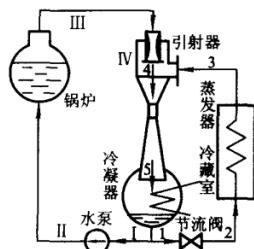


• 双床-双蒸发器-双冷凝器

4.8 喷射式制冷循环



• 热能驱动制冷循环



- 在跨临界CO₂循环中可用于回收部分膨胀功，减少节流损失，替代压缩机或减小压比，增大容积效率；降低蒸发器压降，增大换热系数
- 常用于：锅炉给水、气体喷燃、起飞增推等

光-热-冷/光-电-冷一体化比较

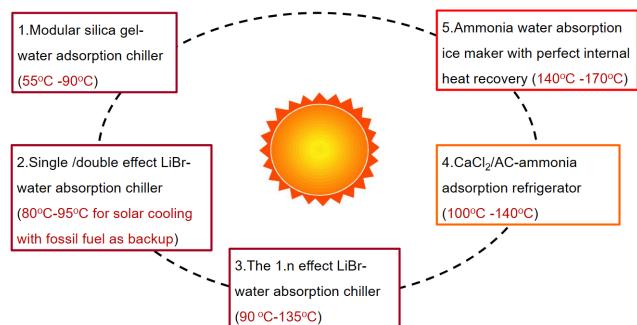
Solar Thermal Energy

✓ Heating

<200°C Low temp.

✓ Cooling

✓ Power generation >250°C High temp.



• 光-热-冷：

‣ 主要方式：热吸附/热吸收制冷

‣ 优点：

- 多品位梯度能量利用：太阳能加热不同的吸收介质导致升温和量不同，而选取不同的循环方案则可有效利用来自不同温度（品位）的热量
- 无机械式压缩、无额外功耗

‣ 缺点：

- 需要选用特定的吸附/吸收介质，且多效循环工艺复杂、成本较高

‣ 适用场景：

- 需多级热能利用的场所（如工厂废水废热余热回收等）
- 建筑集热与室内制冷

• 光-电-冷：

‣ 主要方式：太阳能发电-压缩制冷/半导体制冷

‣ 优点：

- 太阳能发电有利于推动新能源转型，减少化石燃料发电的使用
- 在无法利用废热的情况下可通过光电转换利用部分剩余的能量

‣ 缺点：

- PV板等对太阳辐射的能量选择性吸收，且光电转换效率较低，制冷功率低
- 仍需机械部件进行制冷（半导体制冷效率较低）

‣ 适用场景：

- 光照强且余热无法回收利用的地区
- 多种发电形式耦合调度（如风光电一体化）

