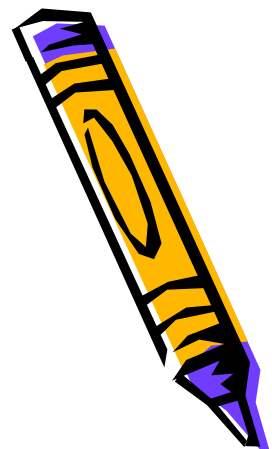


制冷原理及设备



第四章 两级压缩和复叠式制冷循环

为什么要两级？

随着制冷温度（蒸发温度）不断降低，
压比不断增大，对压缩机和循环性能有何
影响？

一般要求：

氨制冷剂单级压缩比不希望超过 8

氟利昂制冷剂单级压比一般不希望超过 10



4.1 概述

由余隙容积系数 λ_v 计算公式可知：

$$\lambda_v = 1 - c \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]$$

当 $\lambda_v = 0$ ；上式为：

$$\frac{p_k}{p_0} = \left(\frac{1+c}{c} \right)^m$$

如果：相对余隙容积 $c = 0.048$ ；
膨胀过程指数 $m = 1.04$ 可得：

$$\frac{p_k}{p_0} = \left(\frac{1+0.048}{0.048} \right)^{1.04} = 24.7$$

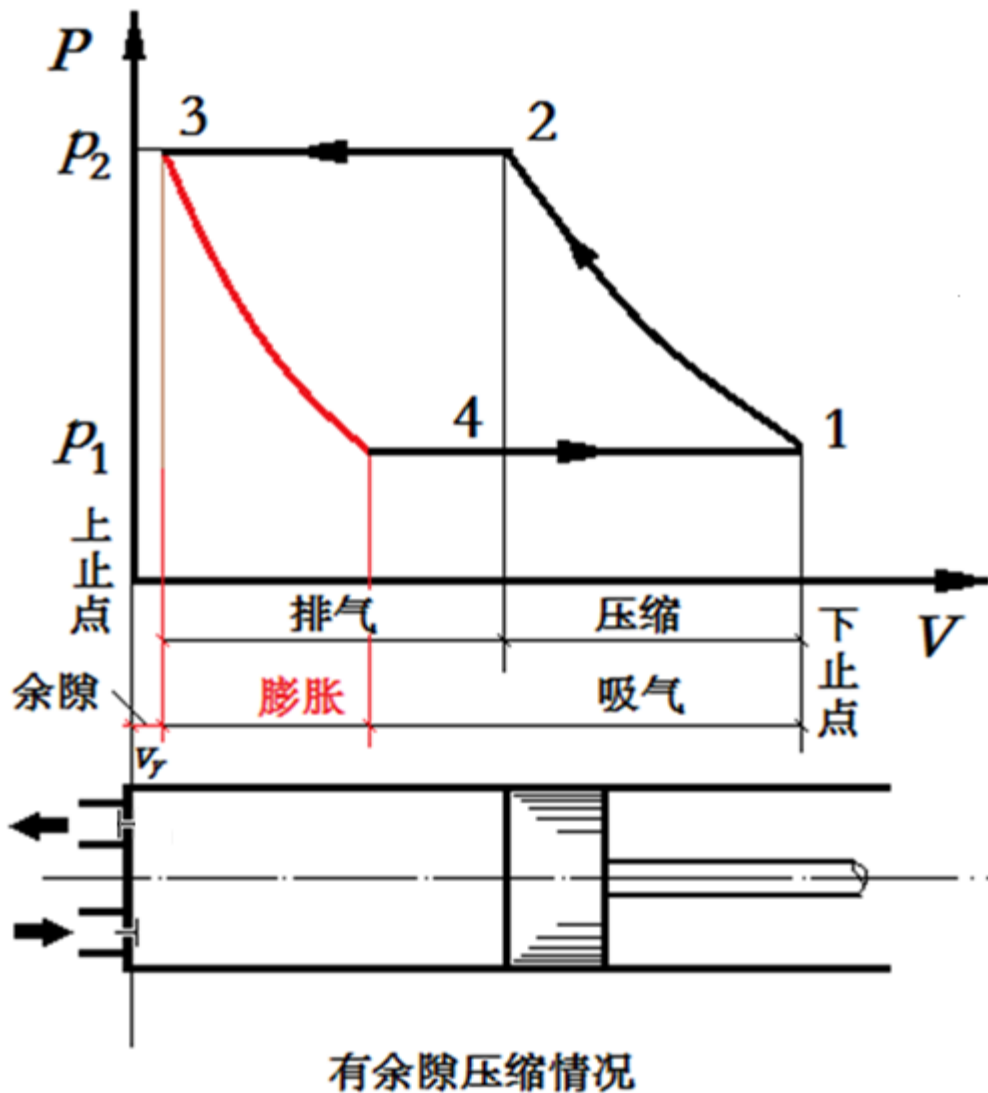
当冷凝温度 $t_k = 40^\circ\text{C}$ ，

R22的冷凝压力 $p_k = 1.534\text{MPa}$

$$p_0 = \frac{1.534}{24.7} = 0.0621\text{MPa}$$

相对应的蒸发温度 $t_0 = -50.5^\circ\text{C}$

这就是单级压缩过程蒸发温度的极限值。



4.1 概述



表 4-1 单级压缩的最低蒸发温度

单位：℃

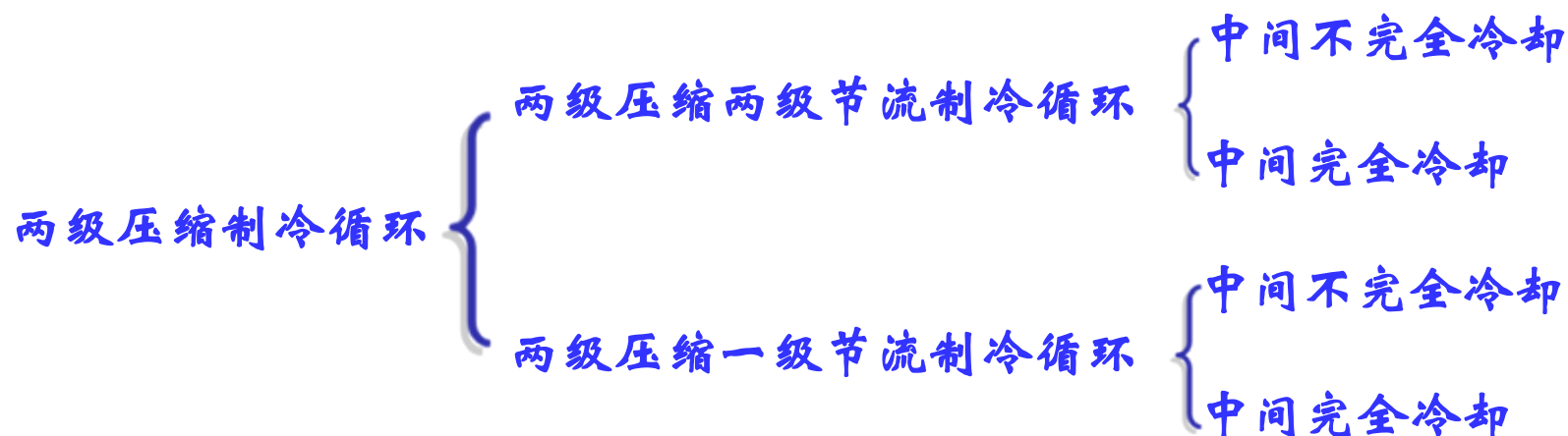
制冷剂 冷凝温度	R717	R22	R134a	R152a	R290
30	-25	-37	-32	-34	-40
35	-22	-34	-29	-30	-37
40	-20	-31	-25	-28	-35
50	/	-25	-20	-21	-29

请同学就上表归纳出一般规律！



4.2 两级压缩制冷循环

➤ 两级压缩制冷循环按其节流和中间冷却方式可区分如下：



一级节流：制冷剂液体由冷凝压力 p_k 直接节流至蒸发压力 p_0 ；

两级节流：制冷剂液体先从冷凝压力 p_k 节流到中间压力 p_m ，然后再由 p_m 节流到蒸发压力 p_0 ；

中间完全冷却：是指将低压排气冷却到中间压力下的饱和蒸汽状态；

中间不完全冷却：低压排气未冷却到中间压力下的饱和蒸汽状态。

4.2 两级压缩制冷循环

4.2.1 一级节流、中间完全冷却的两级压缩制冷循环

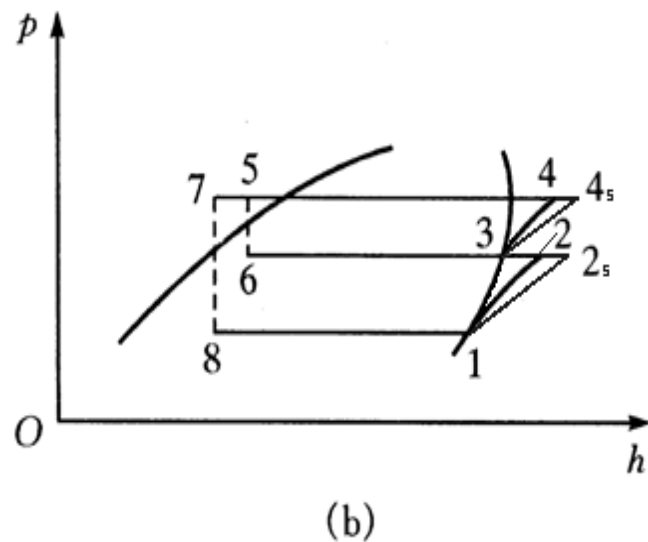
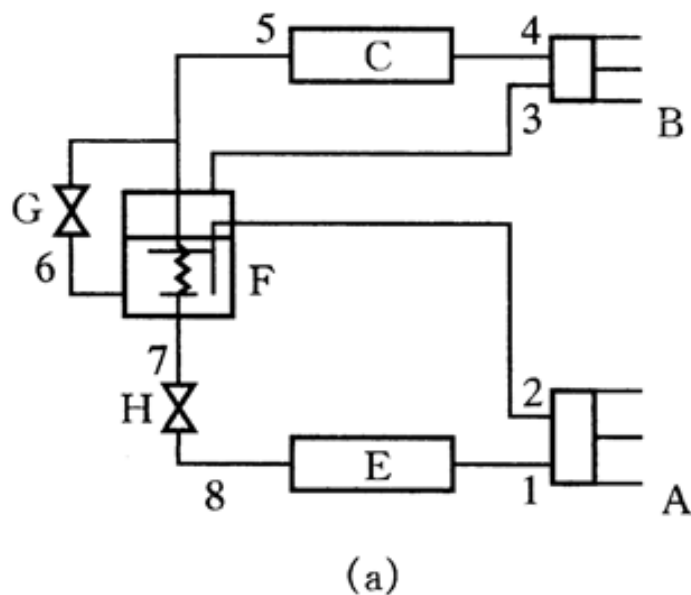


图 4-1 一级节流、中间完全冷却的两级压缩系统原理图及相应的 $p-h$ 图

(a) 系统原理图; (b) $p-h$ 图

A—低压压缩机; B—高压压缩机; C—冷凝器; E—蒸发器;

F—中间冷却器; G, H—膨胀阀

4.2 两级压缩制冷循环

4.2.1 一级节流、中间完全冷却的两级压缩制冷循环

➤ 热力计算:

- 单位制冷量:

$$q_0 = h_1 - h_8 = h_1 - h_7 \quad \text{kJ/kg}$$

- 低压压缩机单位理论耗功:

$$w_{0D} = h_2 - h_1 \quad \text{kJ/kg}$$

- 设制冷机制冷量为 $\Phi_0 \text{ kW}$, 则低压压缩机流量为:

$$q_{mD} = \frac{\Phi_0}{q_0} = \frac{\Phi_0}{h_1 - h_8} = \frac{\Phi_0}{h_1 - h_7} \quad \text{kg/s}$$

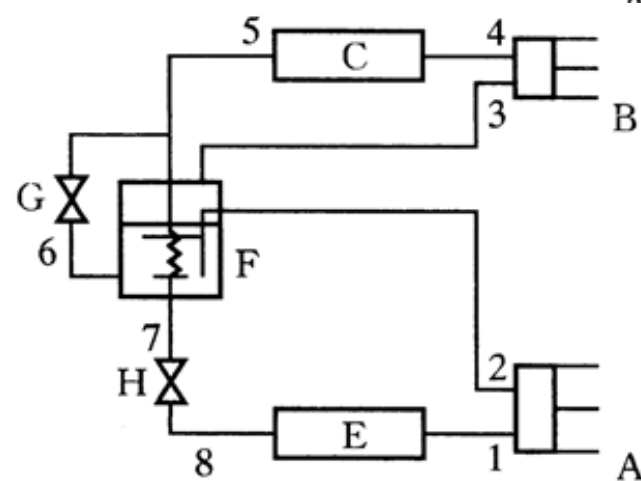
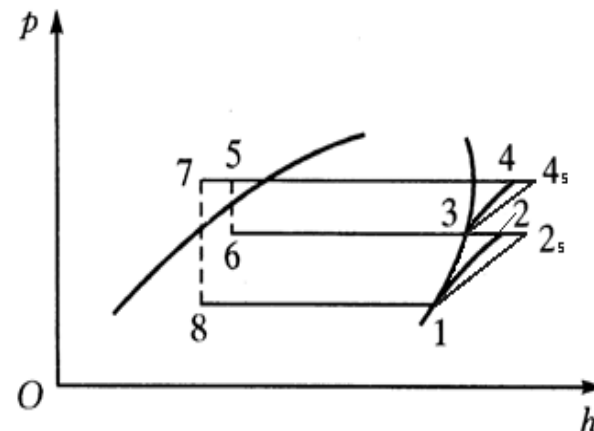
- 低压压缩机所需的轴功率:

$$P_{eD} = \frac{q_{mD} \times w_{0D}}{\eta_{kD}} = \frac{\Phi_0}{h_1 - h_7} \frac{h_2 - h_1}{\eta_{kD}} \quad \text{kW}$$

其中: $\eta_{kD} = \eta_{iD} \eta_{mD}$ 低压压缩机轴效率

- 低压压缩机的实际输气量:

$$q_{VSD} = q_{mD} v_1 = \frac{\Phi_0 v_1}{h_1 - h_7} \quad \text{m}^3/\text{s}$$



4.2 两级压缩制冷循环

4.2.1 一级节流、中间完全冷却的两级压缩制冷循环

➤ 热力计算：

- 低压压缩机理论输气量：

$$q_{VhD} = \frac{q_{mD}}{\eta_{vD}} v_1 = \frac{\Phi_0 v_1}{(h_1 - h_7) \eta_{vD}} \quad m^3/s$$

η_{vD} 为低压压缩机容积效率

- 高压级压缩机消耗的单位理论功

$$w_{0G} = h_4 - h_3 \quad kJ/kg$$

- 高压压缩机制冷剂流量（根据中间冷却器热平衡）：

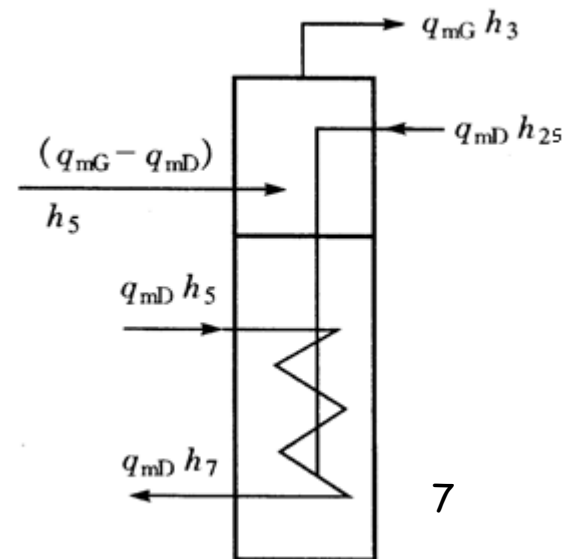
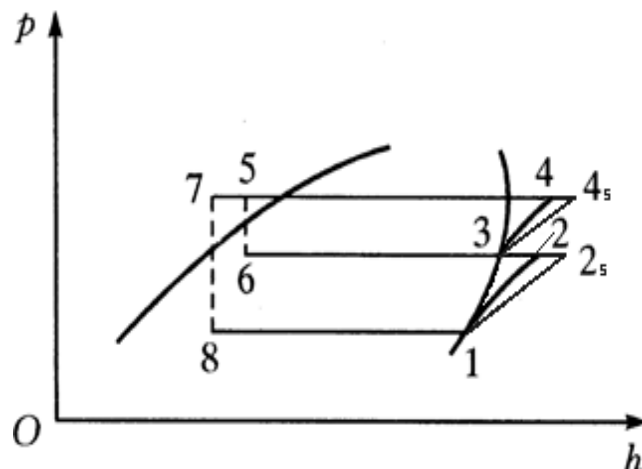
$$q_{mD} h_{2s} + q_{mD} (h_5 - h_7) + (q_{mG} - q_{mD}) h_5 = q_{mG} h_3$$

由上式求得：

$$q_{mG} = \frac{h_{2s} - h_7}{h_3 - h_5} q_{mD} = \frac{h_{2s} - h_7}{h_3 - h_5} \frac{\Phi_0}{h_1 - h_7} \quad kg/s$$

- 高压压缩机所需轴功率：

$$P_{eG} = \frac{q_{mG} w_{0G}}{\eta_{kG}} = \frac{h_{2s} - h_7}{h_3 - h_5} \frac{\Phi_0}{h_1 - h_7} \frac{h_4 - h_3}{\eta_{kG}} \quad kW$$



4.2 两级压缩制冷循环



4.2.1 一级节流、中间完全冷却的两级压缩制冷循环

➤ 热力计算:

- 高压压缩机的实际输气量:

$$q_{V_{sG}} = q_{mG} v_3 = \frac{\Phi_0}{h_2 - h_7} \times \frac{h_5 - h_7}{h_3 - h_5} v_3 \quad \text{m}^3/\text{s}$$

- 高压压缩机理论输气量:

$$q_{V_{hG}} = \frac{q_{V_{sG}}}{\eta_{vG}} = \frac{\Phi_0}{h_1 - h_7} \times \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_5} \times \frac{v_3}{\eta_{vG}} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

η_{vG} 高压压缩机容积效率

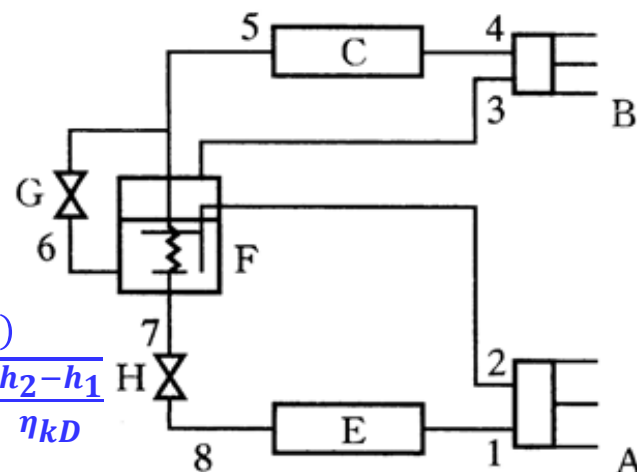
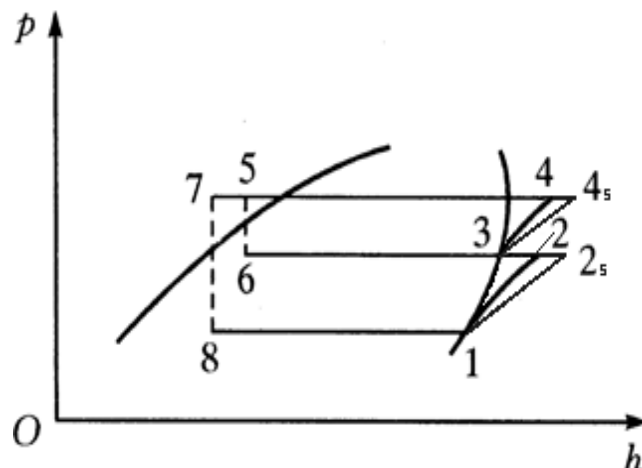
- 系统理论循环性能系数:

$$COP_0 = \frac{\Phi_0}{q_{mG} w_{0G} + q_{mD} w_{0D}} = \frac{q_{mD} (h_1 - h_7)}{\frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_5} (h_4 - h_3) + (h_2 - h_1)}$$

- 实际循环性能系数:

$$COP_s = \frac{\Phi_0}{\frac{q_{mG} w_{0G}}{\eta_{kG}} + \frac{q_{mD} w_{0D}}{\eta_{kD}}} = \frac{q_{mD} (h_1 - h_7)}{\frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_5} \times \frac{h_4 - h_3}{\eta_{kG}} + \frac{h_2 - h_1}{\eta_{kD}}}$$

书上是 λ_G



4.2 两级压缩制冷循环



4.2.1 一级节流、中间完全冷却的两级压缩制冷循环

➤ 热力计算：

• 冷凝器热负荷：

$$\Phi_k = q_{mG}(h_{4s} - h_5) \quad \text{kW}$$

$$h_{4s} = h_3 + \frac{h_4 + h_3}{\eta_{iG}} \quad \text{kJ/kg}$$

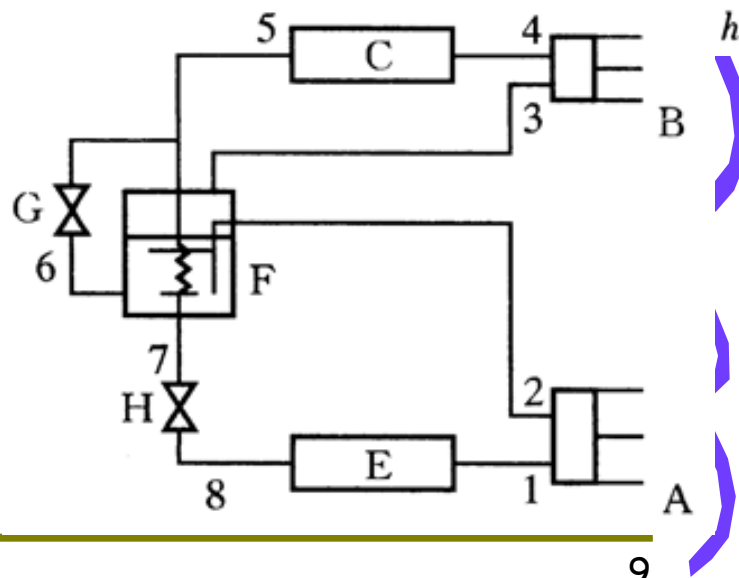
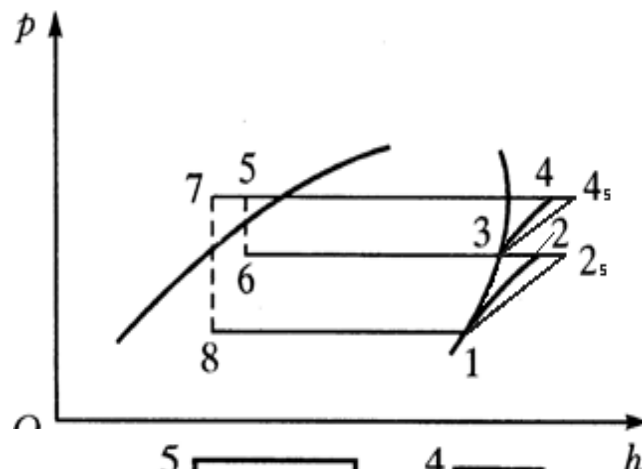
计算结果作用：

➤ 根据高低、压缩机的实际所需输气量来设计或选配合适的压缩机；

➤ 根据蒸发器和冷凝器冷热负荷设计或选配蒸发器和冷凝器；

➤ 对已有的两级制冷机，根据高、低压压缩机的理论排气量来计算出它的理论制冷量；

$$\Phi_0 = \frac{q_{vHD} \eta_{vD}}{v_1} (h_1 - h_7)$$



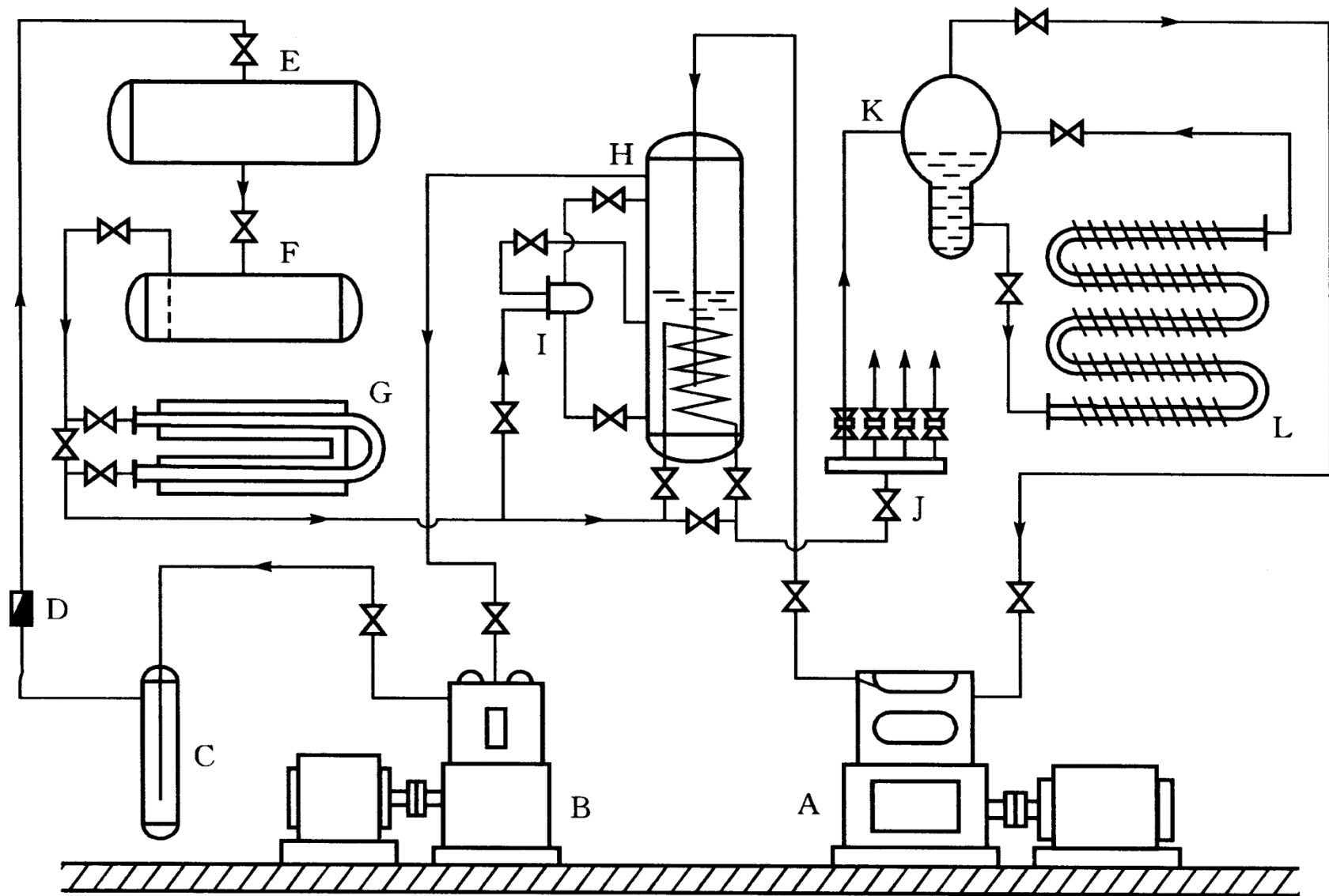


图 4-3 两级压缩氨制冷机的实际系统图

A—低压压缩机；B—高压压缩机；C—油分离器；D—单向阀；E—冷凝器；F—储液器；G—过冷器；
H—中间冷却器；I—浮子调节阀；J—调节站；K—气液分离器；L—室内冷却排管(蒸发器)

4.2 两级压缩制冷循环

4.2.2 一级节流、中间不完全冷却的

- 与一级节流中间完全冷却计算基本一
- 区别仅因为中间冷却方式不同而引走高压级流量的公式不同而已；
- 高压级压缩机吸入的是过热蒸气。

由中间冷却器的热平衡关系得到：

$$(q_{mG} - q_{mD})h_6 + q_{mD}(h_6 - h_8) = (q_{mG} - q_{mD})h_3$$

$$q_{mG} = \frac{h_3 - h_8}{h_3 - h_6} q_{mD} \quad \text{kg/s}$$

4点状态：由高压吸气管热平衡关系得：

$$(q_{mG} - q_{mD})h_3 + q_{mD}h_{2s} = q_{mG}h_4$$

$$h_4 = \frac{q_{mG}h_3 + q_{mD}(h_{2s} - h_3)}{q_{mG}}$$



2019/12/2

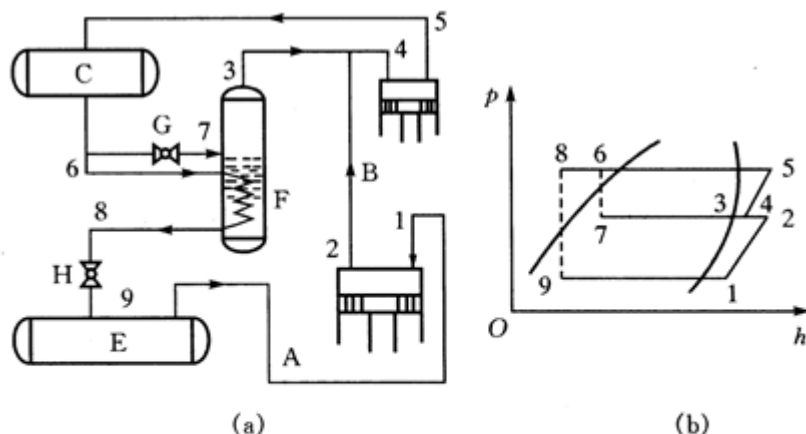
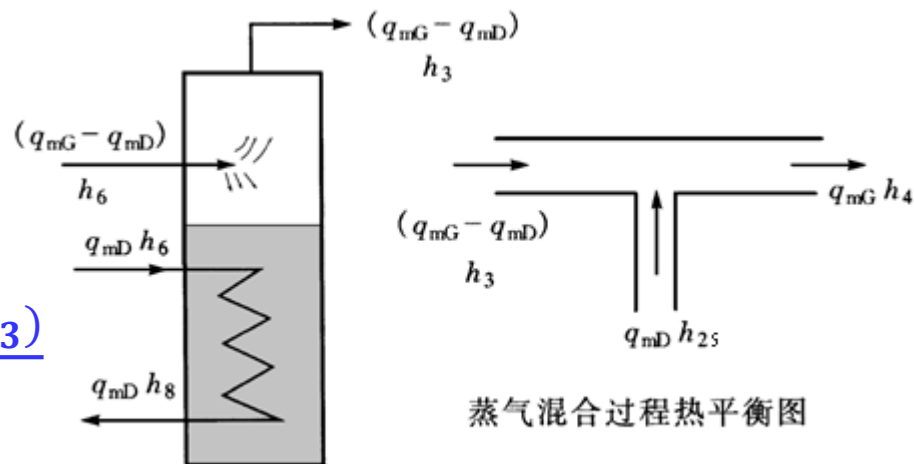


图 4-4 一级节流中间不完全冷却两级压缩循环系统

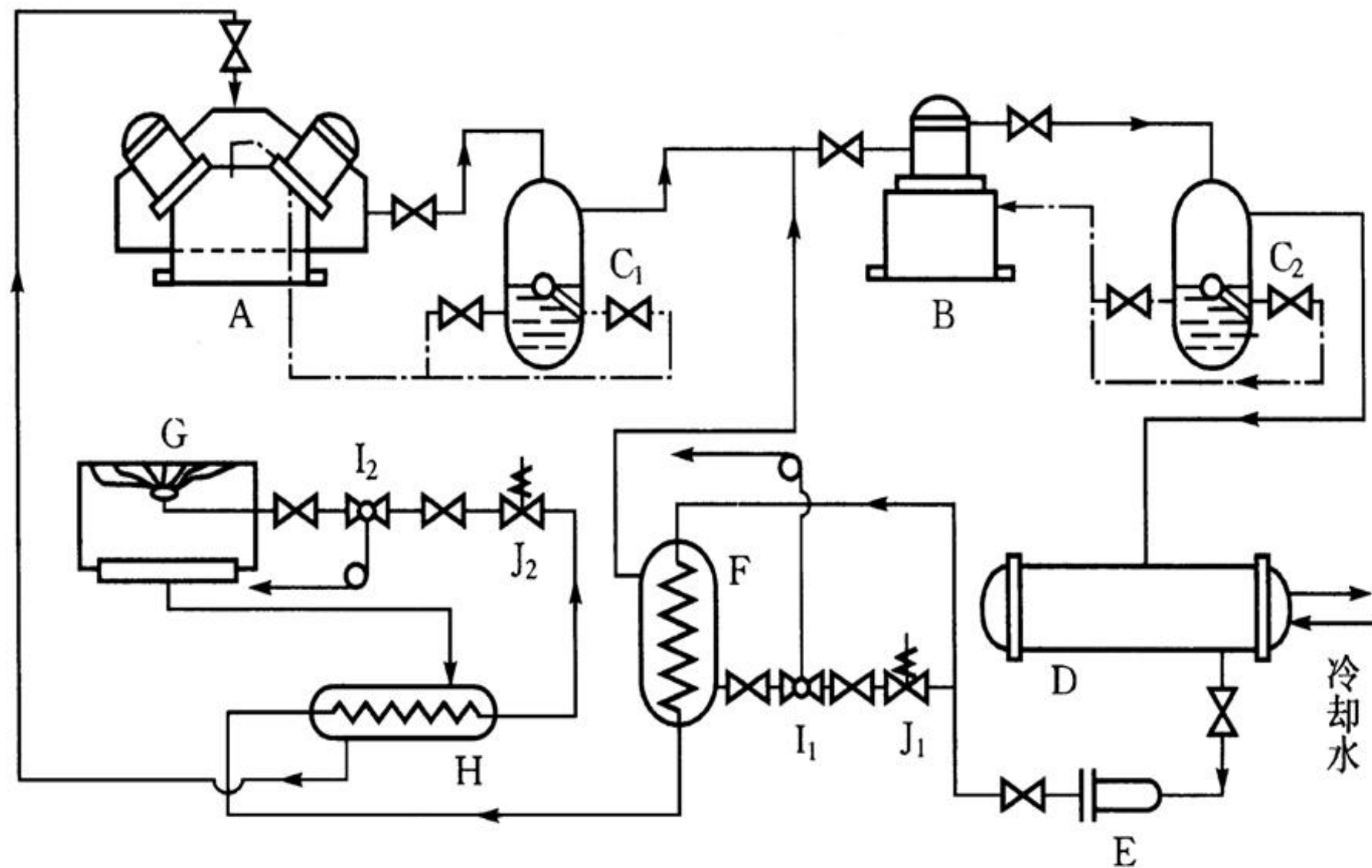
原理图及 $p-h$ 图 (a) 系统原理图；(b) $p-h$ 图

A—低压压缩机；B—高压压缩机；C—冷凝器；
E—蒸发器；F—中间冷却器；G, H—膨胀阀



中间冷却器热平衡图

蒸气混合过程热平衡图



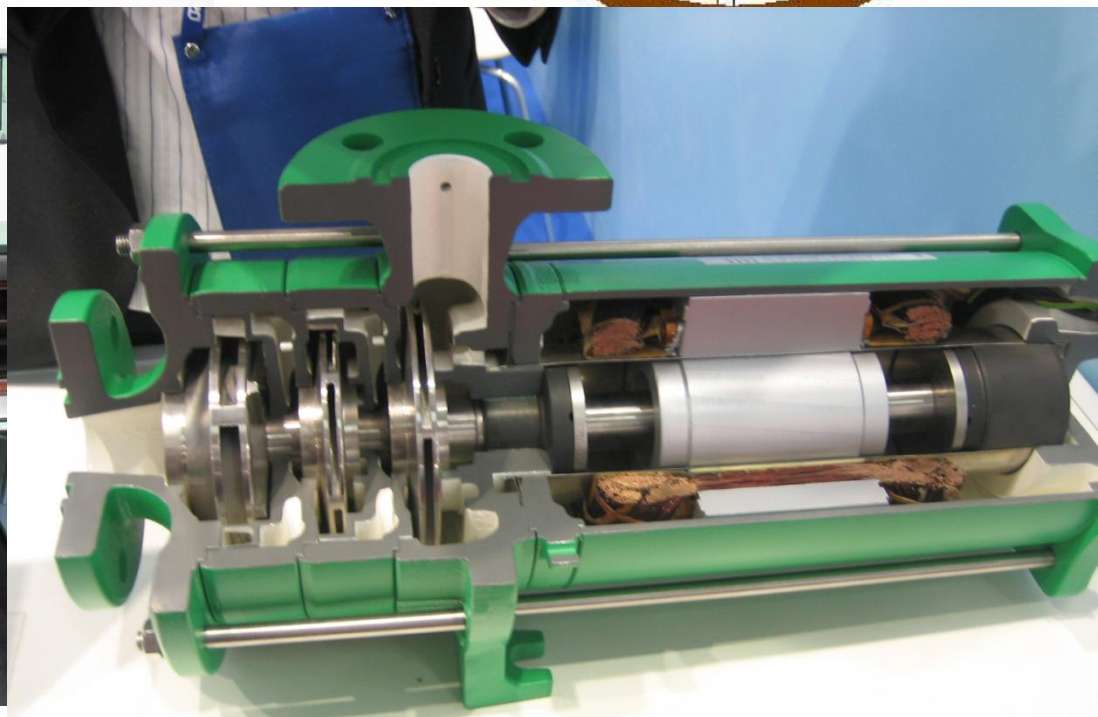
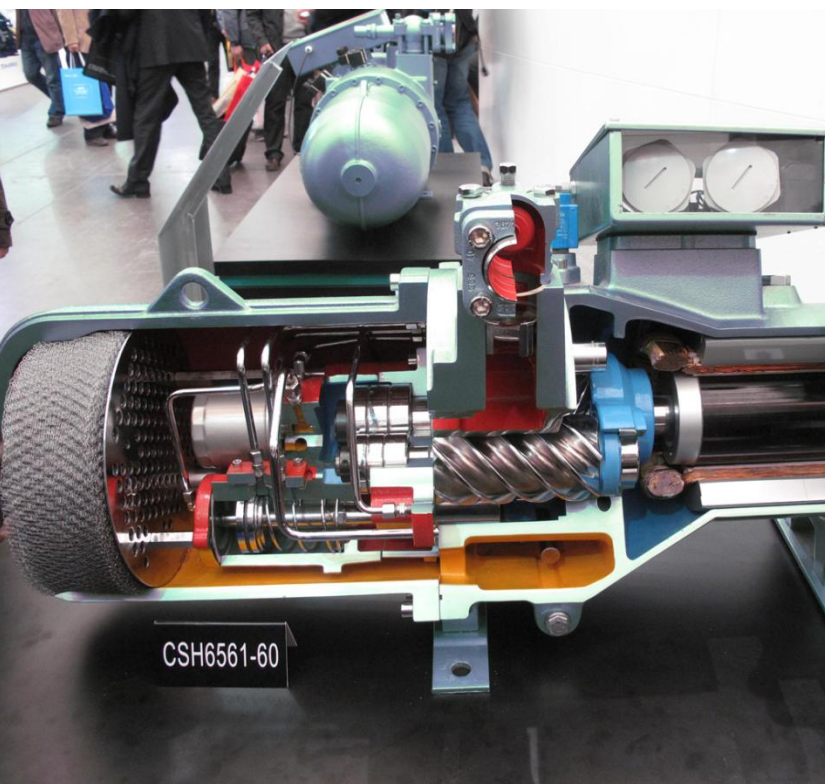
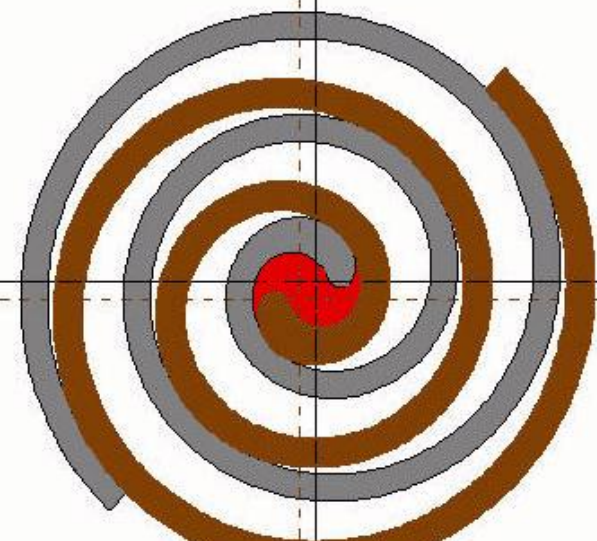
一级节流、中间不完全冷却两级压缩氟利昂制冷循环图

A—低压压缩机；B—高压压缩机； C_1, C_2 ：油分离器；D—冷凝器；E—过滤干燥器；
 F —中间冷却器；G—蒸发器；H—气-液热交换器； I_1, I_2 —热力膨胀阀； J_1, J_2 —电磁阀

4.2 两级压缩制冷循环

4.2.3 两级压缩两级节流制冷循环

如：离心式压缩机组、螺杆式压缩机组均有应用。



2019/12/2

2010/04/07 11:32

4.2 两级压缩制冷循环

4.2.3 两级压缩两级节流制冷循环

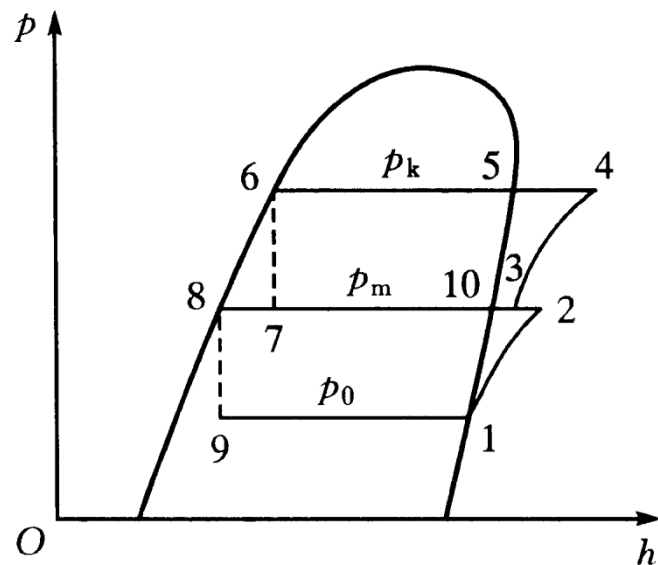
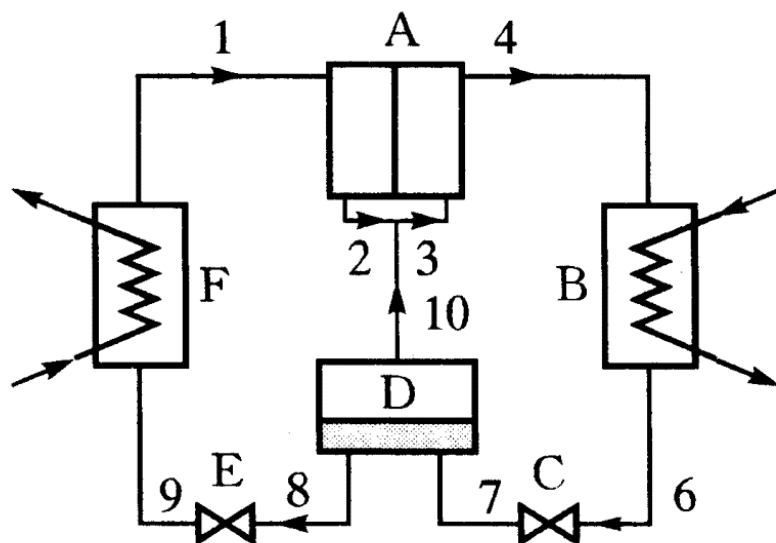


图 4-9 两级压缩两级节流制冷机组 $p-h$ 图

图 4-8 两级压缩两级节流制冷机组系统图

A—两级压缩机；B—冷凝器；C—一级节流元件；

D—气液分离器；E—二级节流元件；F—蒸发器

4.2 两级压缩制冷循环

4.2.3 两级压缩两级节流制冷循环

二级节流相比一级节流的区别与优缺点：

- **优点：**由于气液分离器D分离出来的气体没有经过低压级的压缩，而直接作为中间补气进入高压级压缩，这样减小了低压压缩级的功耗，并提高了单位制冷量，使得机组的效率提高大约7%。
- **缺点：**二级节流易在中间冷却器积油，因而适宜于具有油分离设备的制冷系统。
- **中间完全冷却：**高压压缩机进气状态是饱和蒸汽，适用等熵指数较大的制冷剂（如氨），使排气温度不至于过高。
- **中间不完全冷却：**高压压缩机进气状态是过热蒸汽。适用等熵指数较小的制冷剂（如R134a）。

4.2 两级压缩制冷循环

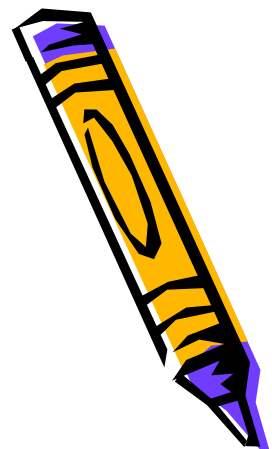


两级压缩制冷循环热力计算的特点：

- 高压级压缩机制冷剂流量和低压级压缩机制冷剂流量不同；
- 低压级压缩机制冷剂流量由系统制冷量需求决定；
- 高压和低压侧流量关系由中间冷却器热平衡决定；



4.3 两级压缩制冷机的热力计算和温度变动时的特性



4.3.1 两级压缩制冷机的热力计算

需要考虑：

- 对制冷工质及循环型式加以选择；
- 通常用的是中温制冷剂，如：R717、R22、R290；
- 中间冷却方式取决于选用的制冷剂工质；

对采用回热有利的制冷剂如R290等，采用中间不完全冷却型式，同样可使循环的性能系数有所提高，为了降低高压级的排气温度，也可以选用中间完全冷却型式。对R717则应采用中间完全冷却型式，以降低高压级的排气温度。

- 对蒸发温度较低的两级压缩循环，通常在低温级增加回热器，其目的不在于提高性能系数，而是为提高低压级压缩机的吸气温度，改善压缩机工作条件。



4.3 两级压缩制冷机的热力计算和温度变动时的特性



4.3.2 两级压缩制冷机中间压力的确定

两方面考虑：

- 已选配好高、低压压缩机，需通过计算确定中间压力；
- 另一种是从循环的热力计算出发确定中间压力

第一种情况：

书上用
的是 λ_G

书上用
的是 λ_D

由于高、低级压缩机已选定，如：单机双级、多机双级，
则高、低级压缩机的理论排气量之比为定值：

$$\xi = \frac{q_{VhG}}{q_{VhD}} = \frac{q_{mG} v_G}{\eta_{vG}} \times \frac{\eta_{vD}}{q_{nD} v_D} = \text{定值} \quad \left(\text{一般在} \frac{1}{2} \sim \frac{1}{3} \right)$$

用试凑法确定中间压力：

- ① 选取若干中间温度，按中间温度分别进行热力计算，求出不同中间温度下的理论输气量的比值；
- ② 绘制 $\xi = f(t_m)$ 曲线，找到 ξ 与 t_m 对应点；
- ③ 此法所得中间压力不一定是最佳中间压力。



4.3 两级压缩制冷机的热力计算和温度变动时的特性

4.3.2 两级压缩制冷机中间压力的确定

第二种情况：

①按压力的比例中项用于中间压力的初步估算

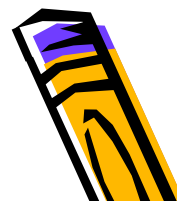
$$p_m = \sqrt{p_k p_0}$$

②对应 p_m 查出饱和蒸气温度 t_m 值，按 $1-2^\circ\text{C}$ 的间隔取若干个中间温度值，进行性能系数的计算。

③将性能系数的计算结果绘制成与 $COP_0 = f(t_m)$ 曲线，曲线的顶点所对应的中间温度即为最佳中间温度 t_{mopt} ，即为最佳中间压力 p_{pmopt} 。



4.3 两级压缩制冷机的热力计算和温度变动时的特性



4.3.2 两级压缩制冷机中间压力的确定

第三种情况：

用文献给出的经验公式直接计算最佳中间压力。如：对于两级氨制冷循环，拉赛(A. Rasi)提出了较为简单的最佳中间温度计算式：

$$t_m = 0.4t_k + 0.6t_0 + 0.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

循环参数确定后，即可对循环进行热力计算，求出高、低压级理论排气量的值。但选用的压缩机不可能正好符合热力计算的要求，可选配容量与计算值相近的压缩机来代替，虽然中间压力有偏差，对循环性能系数的影响不大。

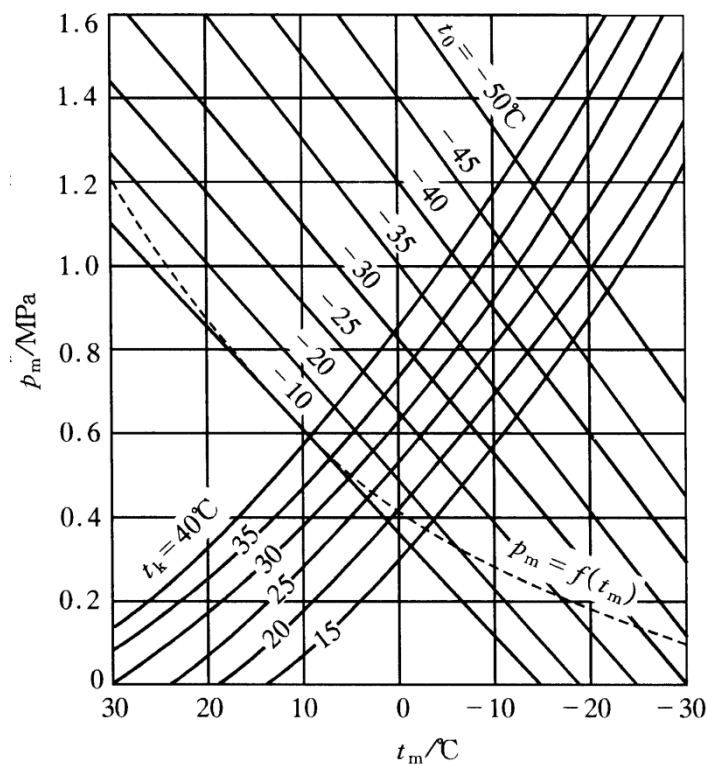


图 4-10 确定最佳中间温度的线图



4.3 两级压缩制冷机的热力计算和温度变动时的特性

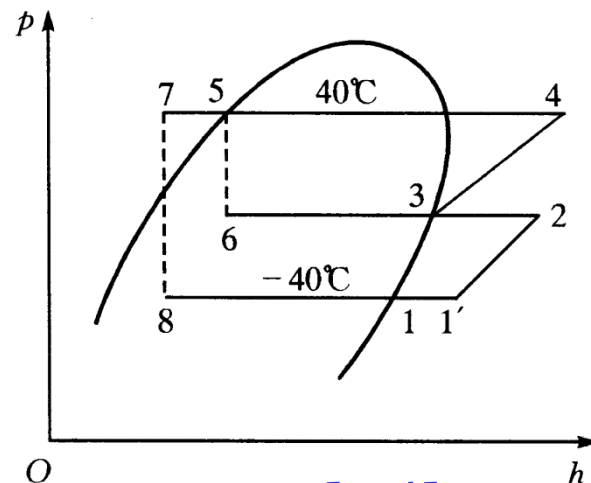


例题4-2

$\Phi_0 = 150 \text{ kW}$; 制冷剂为R717; $t_k = 40^\circ\text{C}$;
无过冷; $t_0 = -40^\circ\text{C}$; 管路有害过热 $\Delta t = 5^\circ\text{C}$ 。
进行热力计算并选配适宜的压缩机。
选一级节流中间完全冷却

确定计算参数:

$$p_k = 1.557 \text{ MPa}; \quad p_0 = 0.0716 \text{ MPa}; \quad h_5 = 390.247 \text{ kJ/kg}$$
$$h_1 = 1405.887 \text{ kJ/kg}; \quad h_{1'} = 1418.027 \text{ kJ/kg};$$
$$v_{1'} = 1.58 \text{ m}^3/\text{kg}$$



按性能系数最大的原则来确定中间压力, 该循环性能系数:

$$COP_0 = \frac{h_1 - h_7}{(h_2 - h_{1'}) + \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_5}(h_4 - h_3)}$$

见教课书P97 (4-12),



4.3 两级压缩制冷机的热力计算和温度变动时的特性



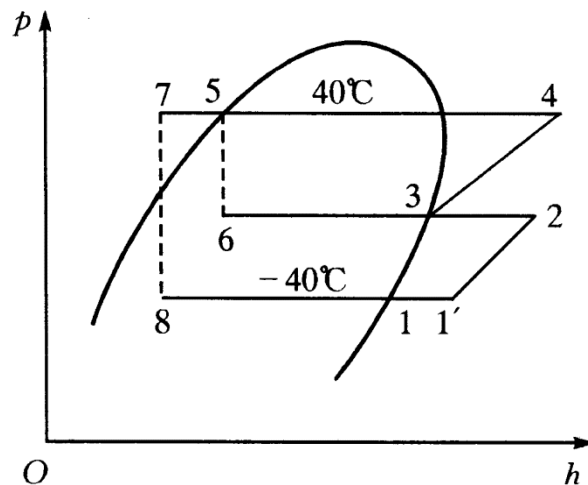
4.3.2 两级压缩制冷机中间压力的确定

假定中间压力

$$p_m = \sqrt{p_k p_0} = \sqrt{1.557 - 0.0716} = 0.334 \text{ MPa}$$

对应的中间温度 $t_m = -6.5^\circ\text{C}$ ，在此温度上下取

若干个数值，计算值列于下表。



$t_m / ^\circ\text{C}$	p_m / MPa	$h_3 / (\text{kJ/kg})$	$h_7 / (\text{kJ/kg})$	$h_2 / (\text{kJ/kg})$	$h_4 / (\text{kJ/kg})$	COP_0
-2	0.399	1455.505	204.754	1656.677	1658.767	2.329
-4	0.369	1453.55	195.249	1644.287	1667.137	2.345
-6	0.342	1451.515	185.761	1631.557	1677.607	2.340
-8	0.316	1449.396	176.293	1618.987	1688.075	2.327
-10	0.291	1447.201	166.864	1606.437	1698.519	2.317

从表中可知，最佳中间温度在 $-4^\circ\text{C} \sim -6^\circ\text{C}$ 之间，按图4-14查得 -5.5°C ，取 $t_{mopt} = -5.5^\circ\text{C}$ ，对应的中间压力

$$p_{mopt} = 0.355 \text{ MPa}$$

4.3 两级压缩制冷机的热力计算和温度变动时的特性



高压级及低级压力比分别为：

$$\frac{p_k}{p_m} = \frac{1.557}{0.355} = 4.39; \quad \frac{p_m}{p_0} = \frac{0.355}{0.0716} = 4.96$$

热力计算：

①单位制冷量 $q_0 = h_1 - h_7 = 1125.38 \text{ kJ/kg}$

②低压级制冷剂流量： $q_{mD} = \frac{\Phi_0}{q_0} = 0.1234 \text{ kg/s}$

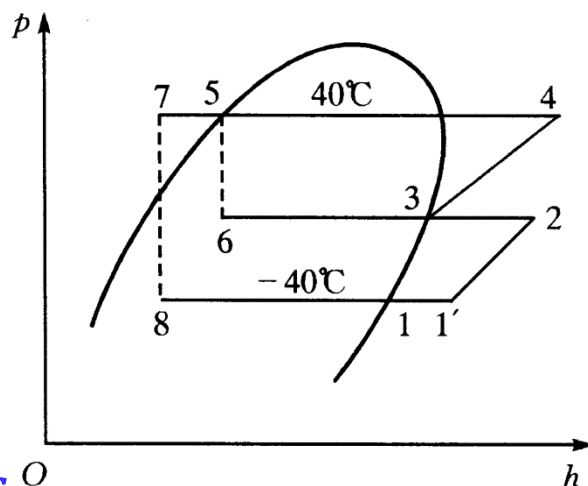
③低压级理论输气量： $q_{V_{hD}} = \frac{q_{mD} v_{1'}}{\eta_{vD}} = 0.3 \text{ m}^3/\text{s}$ (取 $\eta_{vD} = 0.65$)

④低压级压缩机理论功率： $P_{0D} = q_{mD}(h_2 - h_{1'}) = 27.13 \text{ kW}$

⑤低压级压缩机轴功率： $P_{eD} = \frac{P_{0D}}{\eta_{kD}} = 40.5 \text{ kW}$ (取轴效率 $\eta_{kD} = 0.67$)

⑥低压压缩机实际排气焓

$$h_{2s} = h_{1'} + \frac{h_2 - h_{1'}}{\eta_{iD}} = 1682.96 \text{ kJ/kg} (\eta_{iD} = 0.83)$$



4.3 两级压缩制冷机的热力计算和温度变动时的特性



⑦ 高压压缩机制冷剂流量

$$q_{mG} = q_{mD} \frac{h_{2s} - h_7}{h_3 - h_5} = 0.173 \text{ kg/s}$$

⑧ 高压压缩机理论输气量

$$q_{V_{hG}} = \frac{q_{mG} v_3}{\eta_{vG}} = 0.082 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{取 } \eta_{vG} = 0.73)$$

⑨ 高压压缩机理论功率

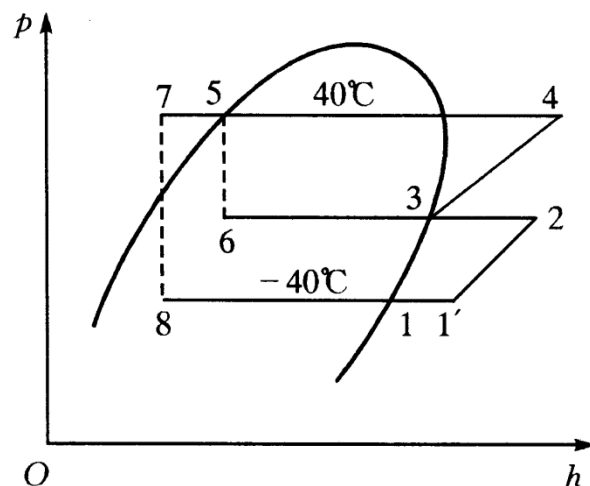
$$P_{0G} = q_{mG} (h_4 - h_3) = 38 \text{ kW}$$

⑩ 高压压缩机轴功率

$$P_{eG} = \frac{P_{0G}}{\eta_{kG}} = 54.3 \text{ kW} \quad (\text{取轴效率 } \eta_{kG} = 0.70)$$

⑪ 高压压缩机实际排气焓值

$$h_{4s} = h_3 + \frac{h_4 - h_3}{\eta_{iG}} = 1711.16 \text{ kJ/kg} \quad (\eta_{iG} = 0.85)$$



⑫ 理论性能系

$$COP_0 = \frac{h_1 - h_7}{\frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_5} (h_4 - h_3) + (h_2 - h_{1'})} = 2.364$$

2019/12/2

4.3 两级压缩制冷机的热力计算和温度变动时的特性

⑬ 理论输气量比

$$\xi = \frac{q_{VhG}}{q_{VhD}} = 0.273$$

⑭ 冷凝器热负荷

$$\Phi_k = q_{mG}(h_{4s} - h_5) = 228.5 \text{ kW}$$

根据计算，对于低压压缩机选用178A（即8AS17）型，
理论输气量为 $0.304\text{m}^3/\text{s}$ ；高压压缩机选用12.54A（即4AV12.5）型，
理论输气量为 $0.0794\text{m}^3/\text{s}$ 。



4.3 两级压缩制冷机的热力计算和温度变动

例题4-3 求 $t_k = 30^\circ\text{C}$; $t_0 = -70^\circ\text{C}$ 的制冷量

将4F-10型压缩机改造成单机双级型 (采用R22),
1缸高压, 3缸低压。 4缸、缸径 $D = 100\text{mm}$, 行程 $S = 70\text{mm}$, 转速 $n = 960\text{r/min}$

低压级理论输气量:

$$q_{V_{hD}} = \frac{\pi}{4} \times 0.1^2 \times 0.07 \times 3 \times 960 / 60 = 0.0264$$

高压级理论输气量:

$$\text{同理可得 } q_{V_{hG}} = q_{V_{hD}} \times 1/3 = 31.7\text{ m}^3/\text{s}$$

高、低压级理论输气量之比:

$$\xi = \frac{q_{V_{hG}}}{q_{V_{hD}}} = 0.334$$

采用一级节流中间不完全冷却循环,

选取中间冷却器传热温差 $\Delta t = 3^\circ\text{C}$ 。低压级压缩机吸入蒸汽温度 $t_{1'} = -37^\circ\text{C}$ 。

$$p_k = 1.19\text{MPa}; \quad p_0 = 0.021\text{MPa}; \quad h_1 = 374.232\text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 236.664\text{ kJ/kg}。 \text{依据高、低压输气量之比, 确定循}$$

环中间温度和压力, 列表计算。

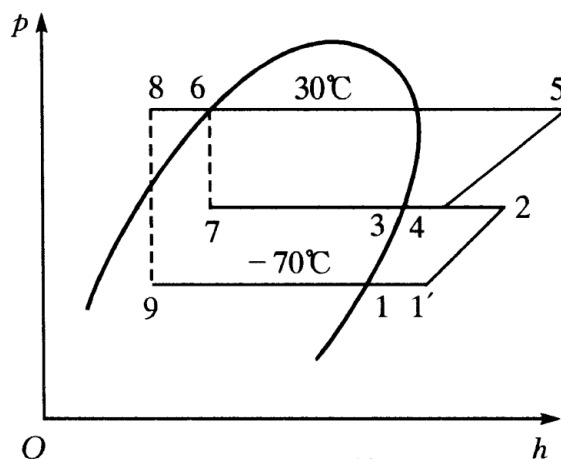
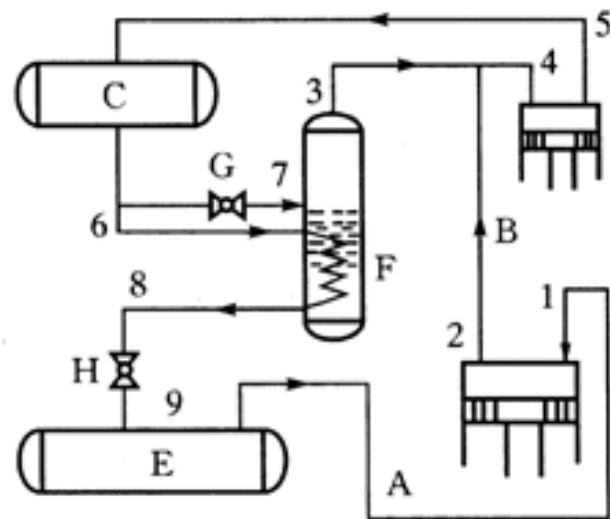


图 4-12 压-焓图

4.3 两级压缩制冷机的热力计算和温度变动

$$p_k = 1.19 \text{ MPa}; \quad p_0 = 0.021 \text{ MPa};$$

$$h_1 = 374.232 \text{ kJ/kg}; \quad h_6 = 236.664 \text{ kJ/kg}.$$

依据高、低压输气量之比，确定循环中间温度和压力。

$$P_m = \sqrt{P_k \times P_0} = \sqrt{1.19 \times 0.021} = 0.1581$$

查表可得：

$$t_m = -30.8^\circ\text{C}$$

选取三个中间温度(-32、-34、-36°C)

进行试算。以-32°C为例

$$t_8 = t_m + \Delta t = (-32) + 3 = -29^\circ\text{C}$$

查表可得： $h_8 = 167.227 \text{ kJ/kg}$

给定有害过热度 $\Delta t_g = 33^\circ\text{C}$ ；查图可得 $t_{1'} = -37^\circ\text{C}$ ；

$$v_{1'} = 1.1 \text{ m}^3/\text{kg} \quad h_{1'} = 392.7 \text{ kJ/kg}$$

由中间压力查表可得： $h_3 = 392.3 \text{ kJ/kg}$

由1'状态点作等熵线交于2点，查图得： $h_2 = 446.3 \text{ kJ/kg}$

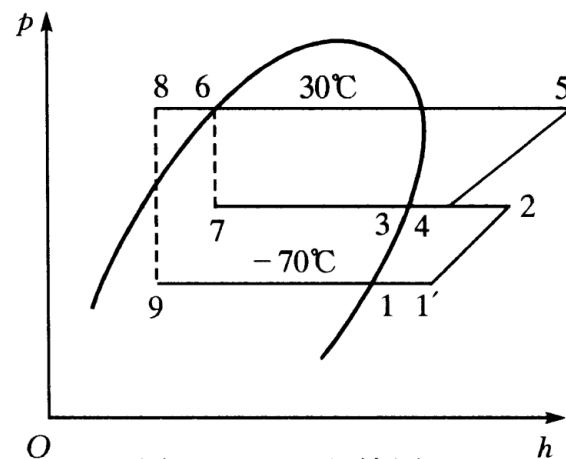
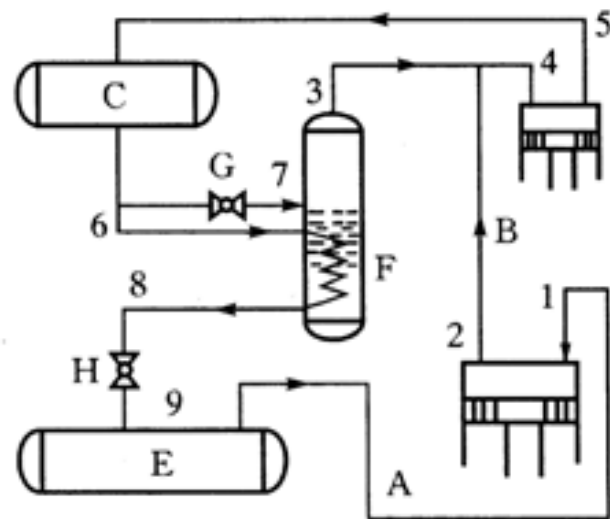


图 4-12 压-焓图



4.3 两级压缩制冷机的热力计算和温度变动

由中间冷却器能量平衡得：

$$(q_{mG} - q_{mD})h_6 + (h_6 - h_8)q_{mD} = (q_{mG} - q_{mD})h_3$$

$$\text{整理得：} \frac{q_{mG}}{q_{mD}} = \frac{h_3 - h_8}{h_3 - h_6} = 1.45$$

由中间冷却器出口和低压压缩机出口混合能量平衡方程可得：

$$(q_{mG} - q_{mD})h_3 + q_{mD}h_{2s} = q_{mG}h_4$$

因此：

$$h_4 = h_3 + \frac{h_3 - h_6}{h_3 - h_8} \times (h_{2s} - h_3)$$

查图可得：

$$v_4 = 0.18 \text{ m}^3/\text{kg}$$

取 η_{vD} 、 η_{vG} 分别为：0.52, 0.56

$$\xi = \frac{q_{mG}v_4/\eta_G}{q_{mD}v_{1'}/\eta_D} = \frac{q_{mG}v_4\eta_D}{q_{mD}v_{1'}\eta_G} = 0.223$$

同样的方法，可得到 t_m 分别等于-34和-36的情况。

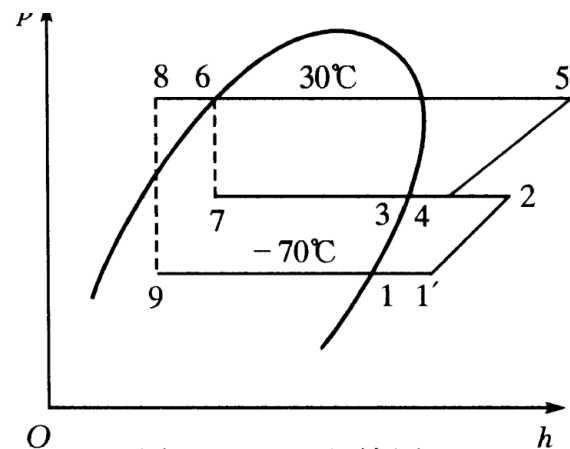
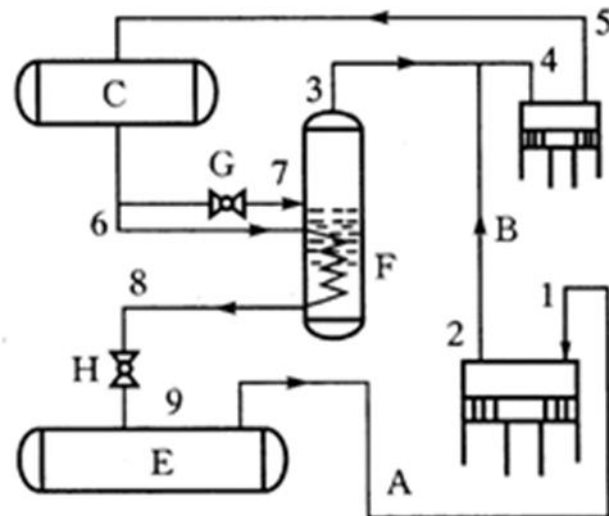


图 4-12 压-焓图



表 4-3

项目	来源或计算公式	计算结果			
t_m	选定 / °C	-32	-34	-36	-38
p_m	查表 / MPa	0.1501	0.1376	0.1259	0.1151
t_8	$t_8 = t_m + \Delta t$ / °C	-29	-31	-33	-35
h_8	查表 / kJ/kg	167.227	165.054	162.893	160.742
$t_{1'}$	给定 / °C	-37	-37	-37	-37
$v_{1'}$	查图 / m ³ /kg	1.10	1.10	1.10	1.10
$h_{1'}$	查图 / kJ/kg	392.664	392.664	392.664	392.664
h_3	查表 / kJ/kg	392.249	391.350	390.444	389.531
h_2	查图 / kJ/kg	446.3	443.6	440.4	437.6
$\frac{q_{mG}}{q_{mD}}$	$\frac{q_{mG}}{q_{mD}} = \frac{h_3 - h_8}{h_3 - h_6}$	1.45	1.46	1.48	1.50
h_4	$h_4 = h_3 + \frac{h_3 - h_6}{h_3 - h_8} \times (h_2 - h_3)$ / kJ/kg	429.526	427.1	424.2	421.6
v_4	查图	0.18	0.20	0.22	0.24
η_D	选取	0.52	0.54	0.56	0.59
η_G	选取	0.56	0.53	0.52	0.49
ξ	$\xi = \frac{q_{mG} v_4 \eta_D}{q_{mD} v_{1'} \eta_G}$	0.223	0.272	0.321	0.387

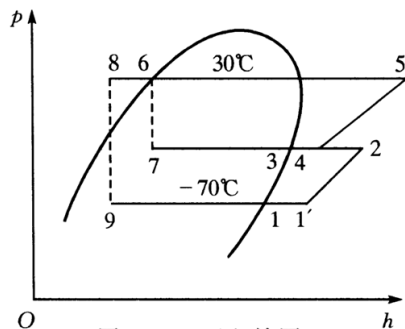
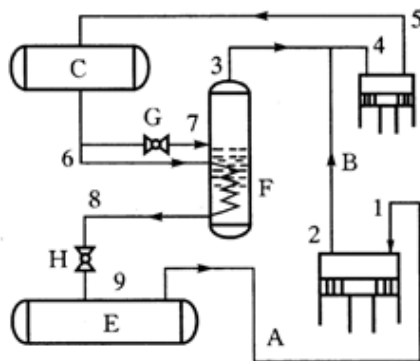


图 4-12 压-焓图



4.3 两级压缩制冷机的热力计算和温度

将计算结果绘成 $\xi = f(t_m)$ 曲线。

它与 $\xi = 0.334$ 的交点即为所求的中间温度

$$t_m = -36.5^\circ\text{C}$$

此时循环的状态点参数为：

$$p_m = 0.123\text{MPa}; \quad t_8 = -33.5^\circ\text{C};$$

$$h_8 = 162.35\text{ kJ/kg}; \quad h_{1'} = 392.664\text{ kJ/kg}$$

$$v_{1'} = 1.10\text{ m}^3/\text{kg}$$

计算可得：

$$q_{mD} = \frac{q_{vHD}\eta_D}{v_{1'}} = 0.0137\text{ kg/s} = 49.4\text{ kg/h}$$

$$\Phi_0 = q_{mD}(h_1 - h_8) = 2.84\text{ kW}$$

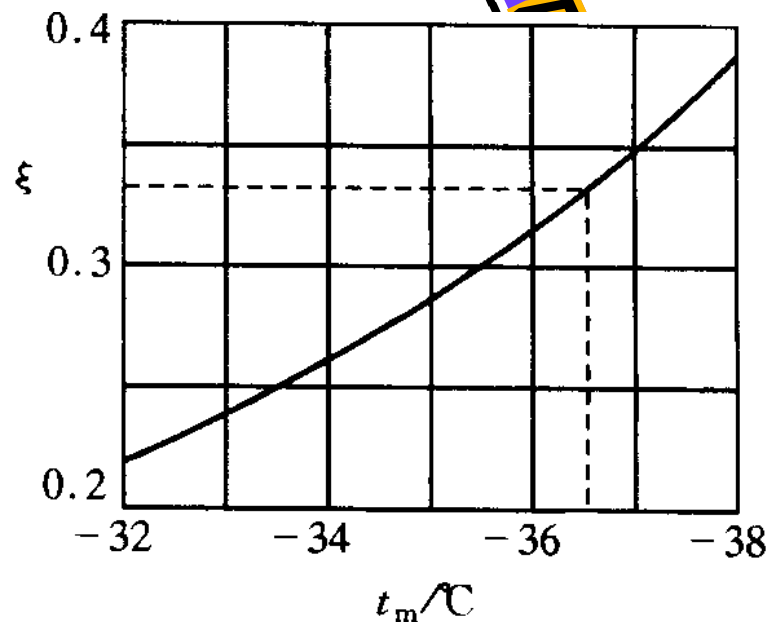
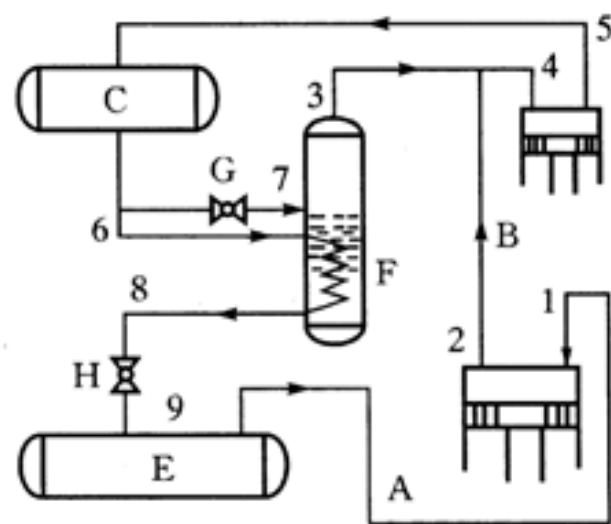


图 4-13 $\xi = f(t_m)$ 图



4.3 两级压缩制冷机的热力计算和温度变动时的特性



4.3.3 温度变动时制冷机特性

对已设计制造或选配组成的两级压缩制冷机组，它们的理论输气量之比为定值。当工况发生变动时，下列参数将发生变化。

中间压力 p_m

制冷量 Φ_0

轴功率 P_{eG} 、 P_{eD}

性能系数 COP_0

分析：

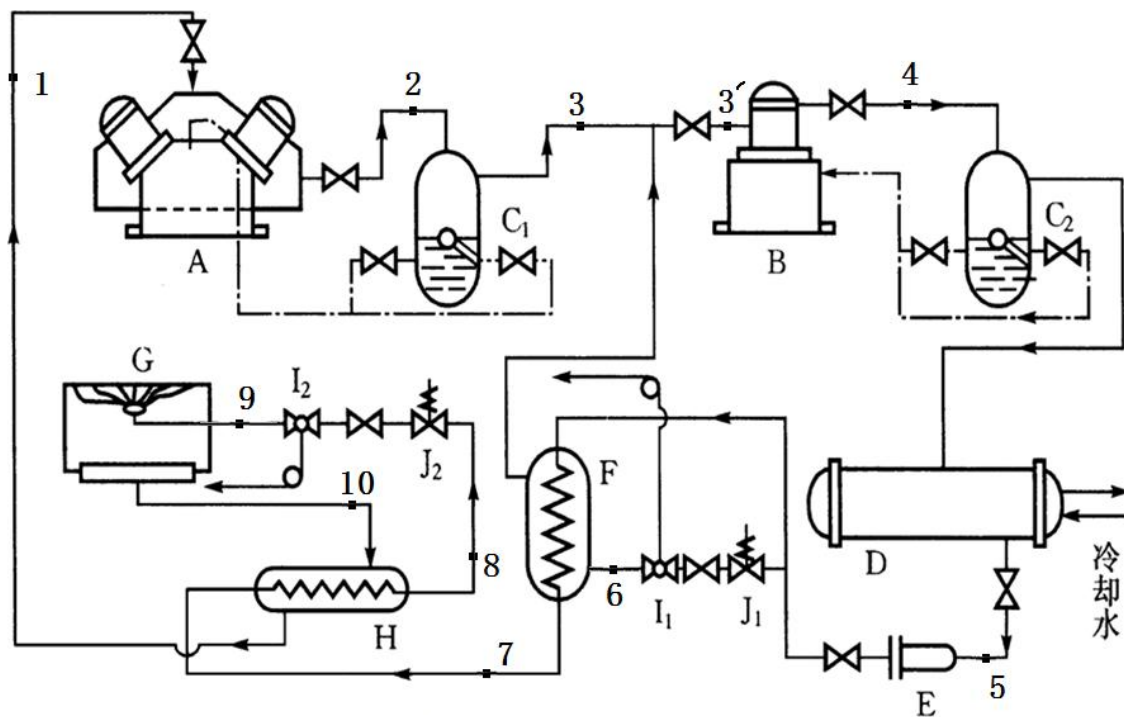
- 随着饱和蒸发温度 t_0 的降低，压缩机的吸气比体积 v_1 在增大（无过热情况下），单位制冷量下降，故机组的制冷量下降。
- 根据开机的情况，分析高、低压级压缩机轴功率的变化情况。



4.2 两级压缩制冷循环

作业： 有一台双级制冷系统，高、低级压缩机气缸直径均为100mm；高、低气缸数分别为2和6；活塞行程均为70mm；压缩机转速均为16转/S；制冷剂为R22，循环工作原理如下图，计算在冷凝温度为40℃，蒸发温度为-40℃时的制冷量和制冷系数。

（中间温度分别为-2、-4、-6、-8℃时，高压级压缩机容积效率 η_{VG} 分别为0.79、0.775、0.76、0.74；低压级压缩机容积效率 η_{VD} 分别为0.74、0.76、0.775、0.79；7点温度比中间温度高5℃，同时比1点高8℃）



一级节流、中间不完全冷却两级压缩氟利昂制冷循环图

A—低压压缩机；B—高压压缩机； C_1, C_2 —油分离器；D—冷凝器；E—过滤干燥器；F—中间冷却器；G—蒸发器；H—气-液热交换器； I_1, I_2 —热力膨胀阀； J_1, J_2 —电磁阀

4.4 复叠式制冷机循环

4.4.1 复叠式制冷机循环系统

问题：

为何有了双级还要复叠？

双级（多级）压缩式制冷循环获取低的蒸发温度有何限制？

	R717物性：	R134a物性：	R23物性：
标准沸点	$t_s = -33.35^\circ\text{C}$;	$t_s = -26.1^\circ\text{C}$;	$t_s = -82.1^\circ\text{C}$;
凝固温度	$t_f = -77.7^\circ\text{C}$;	$t_f = -96.6^\circ\text{C}$;	$t_f = -155^\circ\text{C}$;
临界温度	$t_c = 132.4^\circ\text{C}$ 。	$t_c = 101.1^\circ\text{C}$ 。	$t_c = 25.6^\circ\text{C}$



4.4 复叠式制冷机循环



单一制冷剂循环难以获取更低温度!

- 受制冷剂凝固点的限制
- 蒸发压力不能过低（空气泄漏、气缸容积增大、影响活塞压缩机气阀启动、）
- 若采用低温工质临界温度低，系统压力过高（安全性、设备笨重）
- 难以找到一种制冷剂，它既满足环境温度冷凝压力不太高、又满足低温蒸发压力不太低的要求。



4.4 复叠式制冷机循环

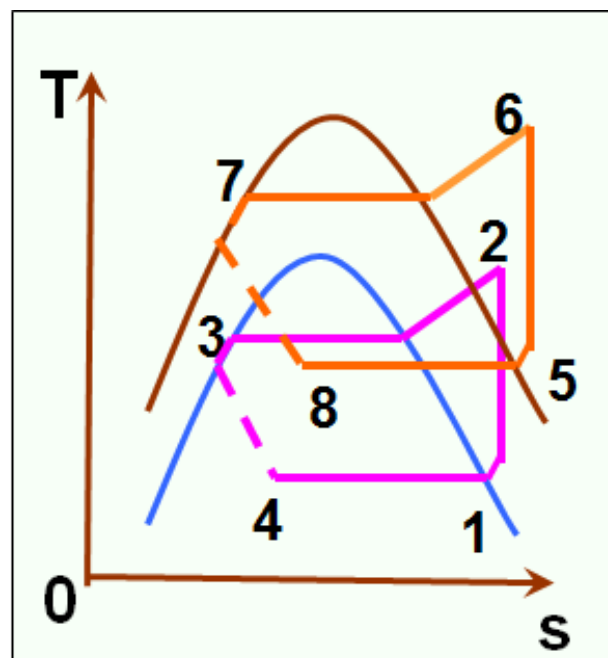
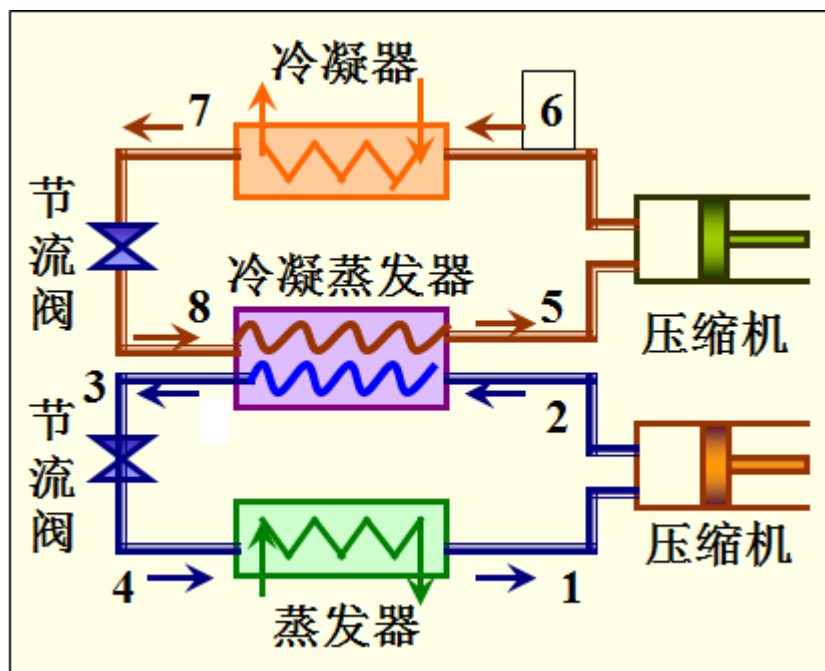
单一制冷剂循环难以获取更低温度!

制 冷 剂 饱和温度 (°C)	R134a (MPa)	R23 (MPa)
-30	0.216	1.014
-35	0.176	0.853
-40	0.142	0.712
-45	0.113	0.589
-50	0.089	0.483
-55	0.069	0.392
-60	0.053	0.314
-65	0.040	0.249
-70	0.030	0.195
-75	0.022	0.150
-80	0.016	0.114

4.4 复叠式制冷机循环

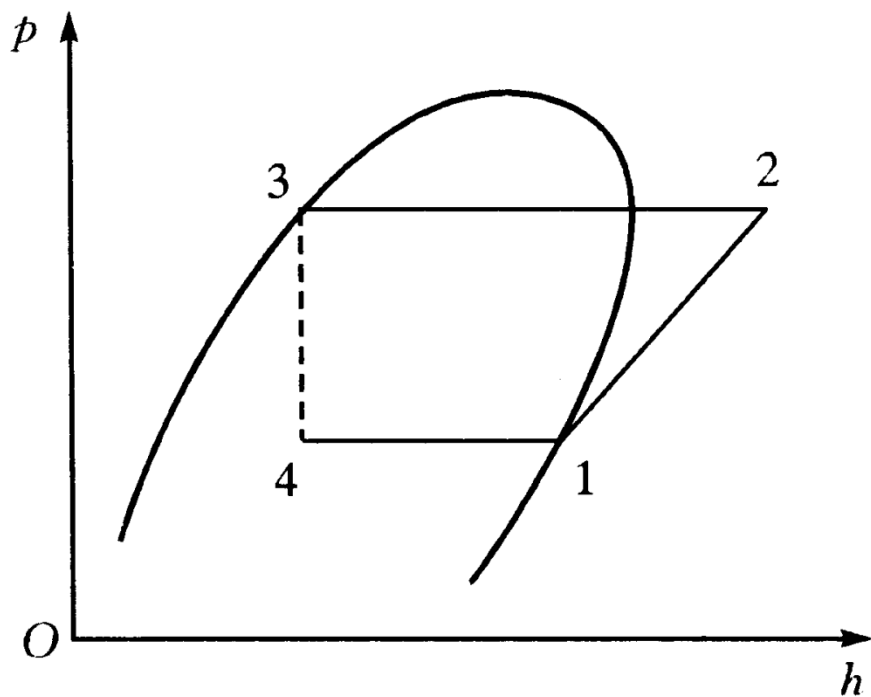
由两个单级压缩系统组成的复叠式制冷系统
高温部分：采用中温制冷剂，蒸发器为低温部分制冷剂冷凝服务。

低温部分：采用低温制冷剂，蒸发器为用户制冷。

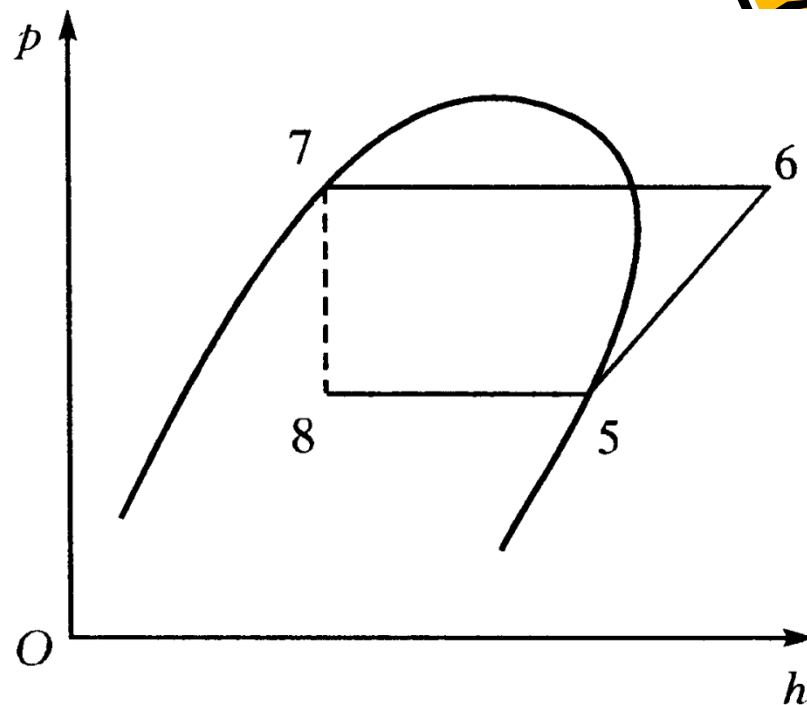


4.4 复叠式制冷机循环

复叠循环的压焓图：



(a)



(b)

图 4-15 复叠式制冷循环的压-焓图

(a) 低温级；(b) 高温级

4.4 复叠式制冷机循环

D-8型低温箱所用复叠制冷循环系统图

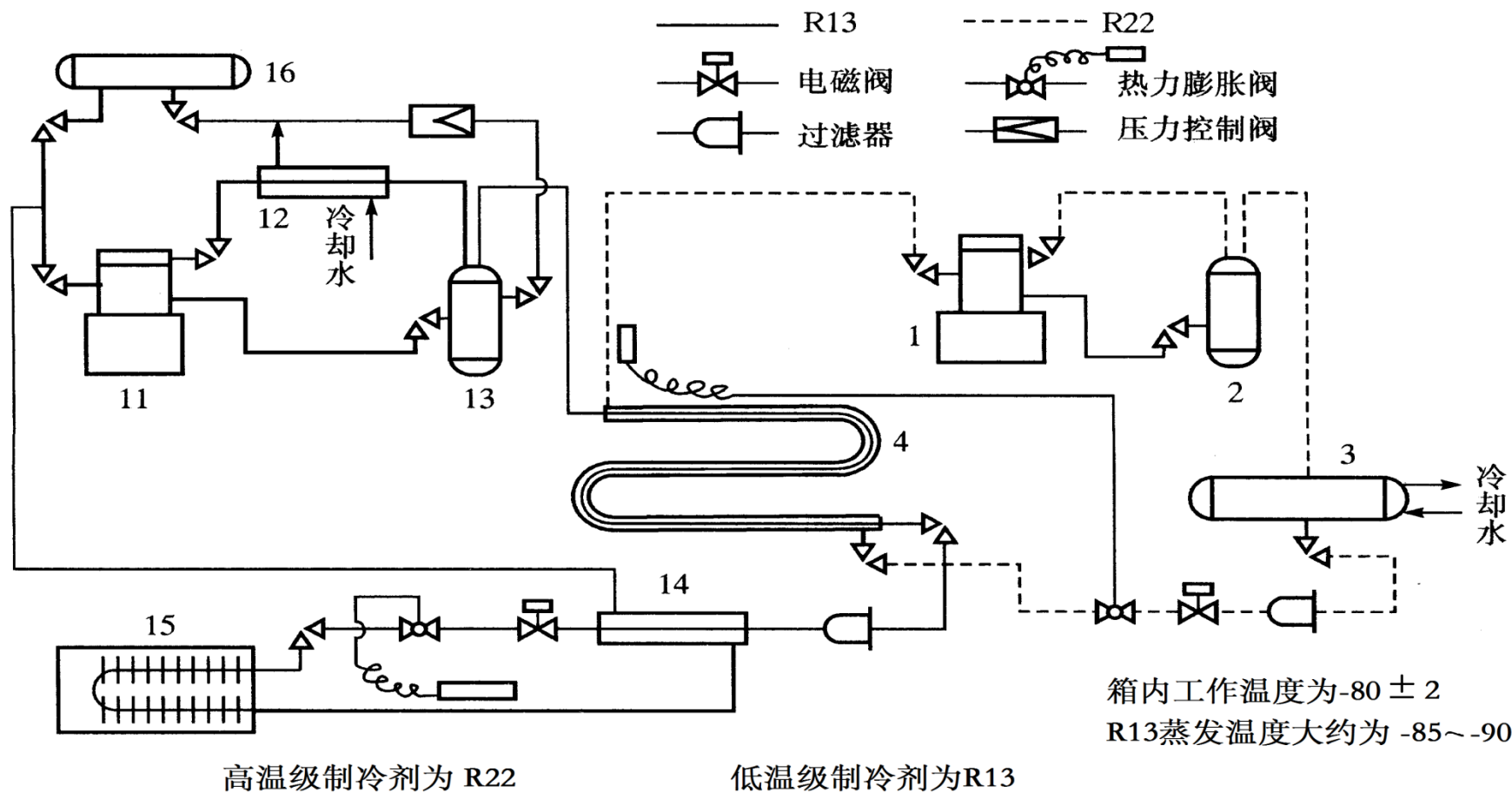


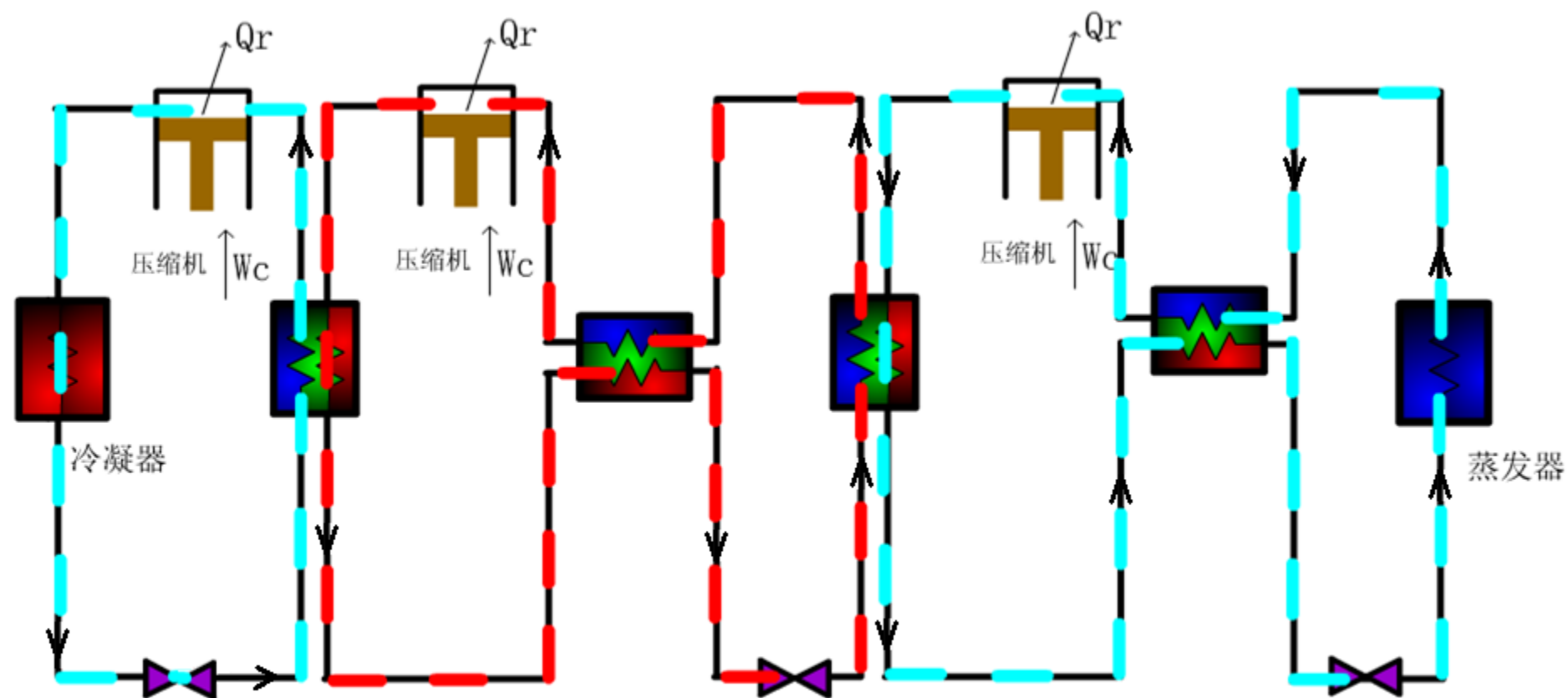
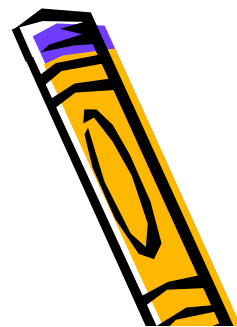
图 4-16 D-8 型低温箱复叠式制冷机系统

高温部分: 1—压缩机; 2—油分离器; 3—冷凝器; 4—冷凝蒸发器;

低温部分: 11—压缩机; 12—水冷却器; 13—油分离器; 14—气-液热交换器; 15—蒸发器; 16—膨胀容器

4.4 复叠式制冷机循环

三级复叠制冷循环系统图



三个单级压缩循环组成的复叠式制冷循环系统



2017/12/1

33

复叠式制冷循环的组合与制冷剂种类

二级
复叠
循环



高温级（中温制冷剂）：R717、R22、R502、R134a、R407c、R410A等

低温级（低温制冷剂）：R13、R14、R23、 C_2H_6 、 C_2H_4 等。

三级
复叠
循环



高温 R22或R507

中温 R23

低温 R50、R1150或R170

最低蒸发温度可达 $-120^{\circ}\text{C} \sim -140^{\circ}\text{C}$

复叠式制冷循环的组合与制冷剂种类

最低蒸发温度	制冷剂	制冷循环形式
-80℃	R22-R23	R22单级或两级—R23单级
	R507-R23	R507单级或两级—R23单级
	R290-R23	R290两级—R23单级
-100℃	R22-R23	R22两级—R23单级或两级
	R507-R23	R507两级—R23单级或两级
	R22-R1150	R22两级—R1150单级
	R507-R1150	R507两级—R1150单级
-120℃	R22-R1150	R22两级—R1150两级
	R507-R1150	R507两级—R1150两级
	R22-R23-R50	R22单级—R23单级--R50单级
	R507-R23-R50	R507单级—R23单级-R50单级

复叠式制冷循环的热力计算

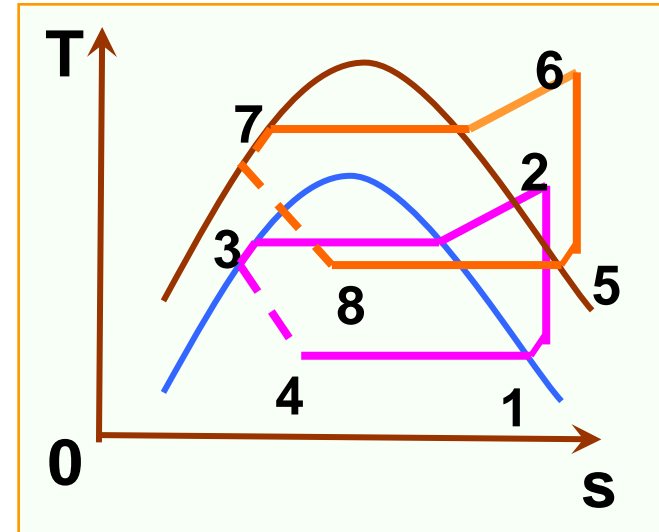
热力计算中需注意问题

➤ 高温，低温部分单独计算

制冷量：

- 低温部分： $\Phi_{0D} = q_{mD} (h_1 - h_4)$
- 高温部分： $\Phi_{0G} = \Phi_{kD} + \Phi_{\text{冷损}}$

- 低温蒸发器：传热温差尽量小，最好不大于 5°C ，减小不可逆损失。
- 冷凝蒸发器：传热温差为 $5-10^{\circ}\text{C}$ 。



复叠式制冷循环中间温度的确定

- 每个压缩级的压力比不超过10
- 每个压缩级的压力比大致相等的原则

迈勒普拉萨特公式：（考虑冷凝蒸发器中间传热温差 $5\sim 8^{\circ}\text{C}$ ）

$$T_M = (T_k T_0)^{0.5} - 0.5\Delta T + 0.125\Delta T^2 / (T_k T_0)^{0.5}$$

适用条件：两个单级压缩或两个双级压缩组成的复叠式制冷机

启动及停机时注意事项

启动：

- 大型复叠式制冷机：先启动高温部分，待高温部分的蒸发温度降到足以保证低温部分的冷凝压力不会超过压缩机的最高允许压力时，再启动低压部分。
- 小型复叠式制冷机，高、低温部分同时启动，但须在低温部分压缩机的排气管上装设压力控制阀，以保证不会超压。

停机后低温制冷剂的处理问题

- 原因：停机时，由于内部温度升高并达到环境温度，低温制冷剂液体蒸发，压力升高。
- 目的：使低温系统的压力不致过度升高。

大型制冷装置：

- 通常采用的方法是令高温部分定时运转，以便低温部分始终处于低温状态，
- 将低温制冷剂充入制冷剂瓶中。

小型制冷装置：

- 在低温部分系统中接入一个膨胀容器，
- 作用：停机后一部分低温制冷剂蒸气进入膨胀容器，控制系统压力低于最高安全压力。

复叠式制冷机的膨胀容器

膨胀容器与吸气管路连接，其容积可按下式进行计算：

$$V_e = (m_x v_e - V_x) \frac{v_x}{v_x - v_e} \quad m^3$$

m_x 低温系统（不包括膨胀容器）在工作状态下所包含的制冷剂质量

V_x 低温系统（不包括膨胀容器）的总容积

v_e 停机后制冷剂的比体积

v_x 在环境温度及吸气压力下制冷剂的比体积

当系统增加了膨胀容器后，制冷剂的充灌量：

$$m_t = m_x + \frac{V_e}{v_x} \quad kg$$

停机后系统中保持的压力一般取 $0.98 \sim 1.47 MPa$

4.4 复叠式制冷机循环

从保护环境出发，以 NH_3 和 CO_2 构成的复叠式制冷系统在20世纪90年代已投入运行。

与氨单级和双级冷库系统相比优点：

- CO_2 为自然工质，避免氨与食品直接接触；
- 降低氨的充注量；
- CO_2 制冷剂单位容积制冷量是 NH_3 的8倍，低温级容积流量降低；
- 制冷温度为 -31°C 情况下，比氨单级节能25%，比氨双级节能7%。

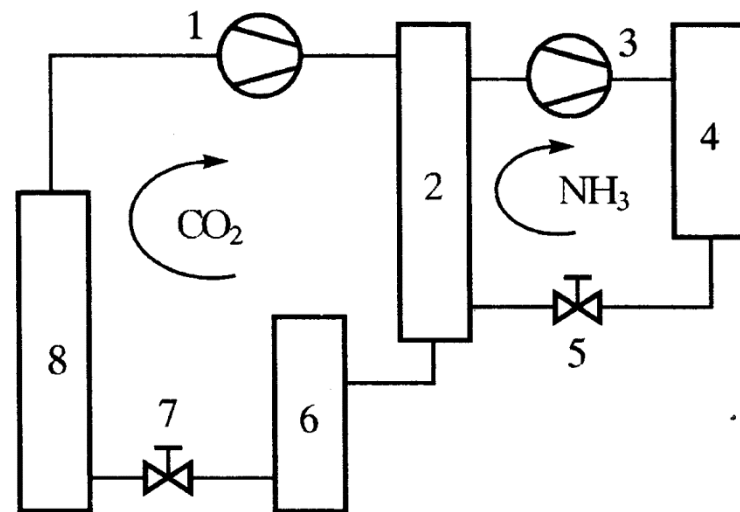


图 4-17 NH_3/CO_2 复叠式制冷系统示意图

1— CO_2 压缩机；2—冷凝蒸发器；3— NH_3 压缩机
4—冷凝器；5,7—膨胀阀；6—储液器；8—蒸发器

小结:

各种蒸气压缩式制冷方式的比较

制冷循环	使用原因	应用温度范围	制冷剂
单级压缩	一般制冷	$5^{\circ}\text{C} \sim -30^{\circ}\text{C}$	一种
双级压缩	压缩比过大	$-30^{\circ}\text{C} \sim -60^{\circ}\text{C}$	一种
复叠压缩	制低温	$<-60^{\circ}\text{C}$	两种或两种以上
		$-60^{\circ}\text{C} \sim -80^{\circ}\text{C}$	两级复叠
		$-80^{\circ}\text{C} \sim -120^{\circ}\text{C}$	三级复叠

4.5 自复叠式制冷机循环

通过单台压缩机实现多级复叠，可以实现从低于80K的液氮温区到230K的传统蒸汽压缩制冷循环。

R23/R134a的自复叠制冷系统流程图

R23 / R134a

(-81.87°C) / (-26.2°C)

特点：

低沸点制冷剂的冷凝由高沸点制冷剂的蒸发来实现。

优点：自复叠低温制冷系统使用混合工质通过单台压缩机实现了多级复叠，可以制取较低的制冷温度，简化了制冷系统。

缺点：分离率较低
(可采用精馏方法来提高！)

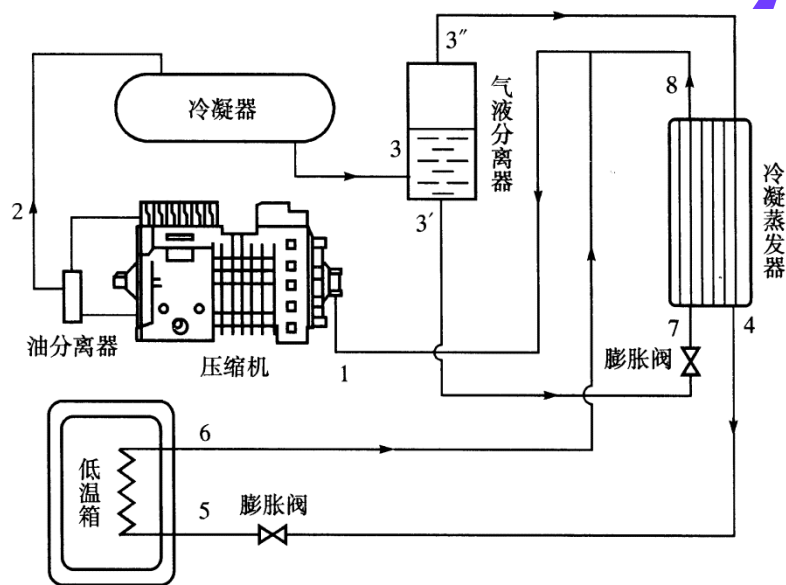


图 4-18 自复叠制冷系统流程图

4.5 自复叠式制冷机循环

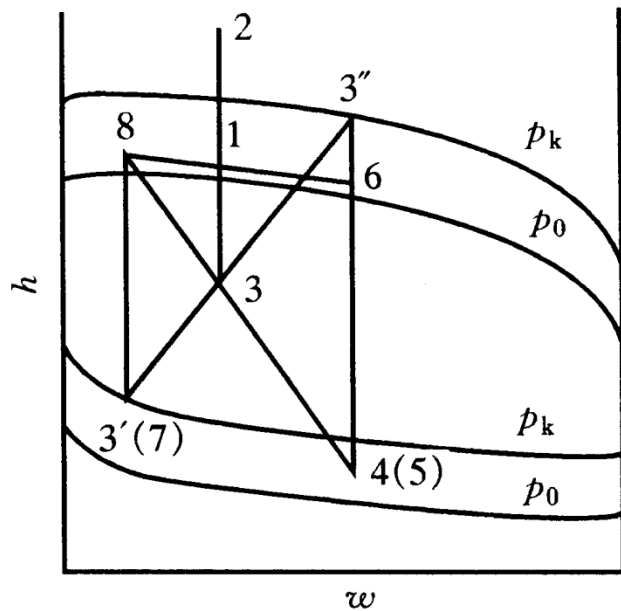


图 4-19 自复叠制冷系统焓-质量分数关系图

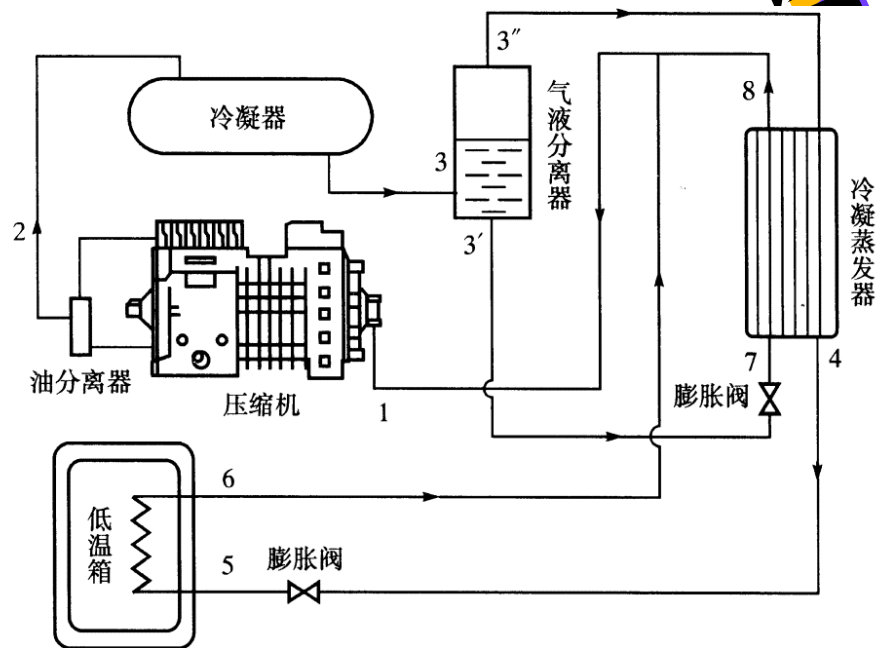


图 4-18 自复叠制冷系统流程图

本章结束

