

第三章 单级压缩蒸汽制冷循环



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

第一节 单级压缩蒸气制冷机的理论循环

单级压缩蒸气制冷机是指将制冷剂经过一级压缩从蒸发压力压缩到冷凝压力的制冷机。空调器和电冰箱以及中央空调用的冷水机组大都采用单级制冷机。单级制冷机一般用来制取 -40°C 以上的低温。

理论循环

性能指标

液体过冷、吸气过热及回热循环

非共沸混合制冷剂循环

跨临界压缩蒸气制冷循环



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

理论循环

理论循环假设

- 压缩过程为等熵过程。
- 制冷剂冷凝温度等于冷却介质的温度，蒸发温度等于被冷却介质的温度，且冷凝温度和蒸发温度都是定值。
- 进入压缩机的制冷剂蒸气为蒸发压力下的饱和蒸气，进入膨胀阀的液体为冷凝压力下的饱和液体。
- 制冷剂管道内流动无流动阻力损失，忽略动能变化，除蒸发器和冷凝器内的管子外，制冷剂与管外介质没有热交换。
- 制冷剂在节流装置流速变化很小，与外界环境没有热交换。



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

1-2

制冷剂在压缩机中的等熵
压缩过程

2-3

冷凝器中的冷却过程

3-4

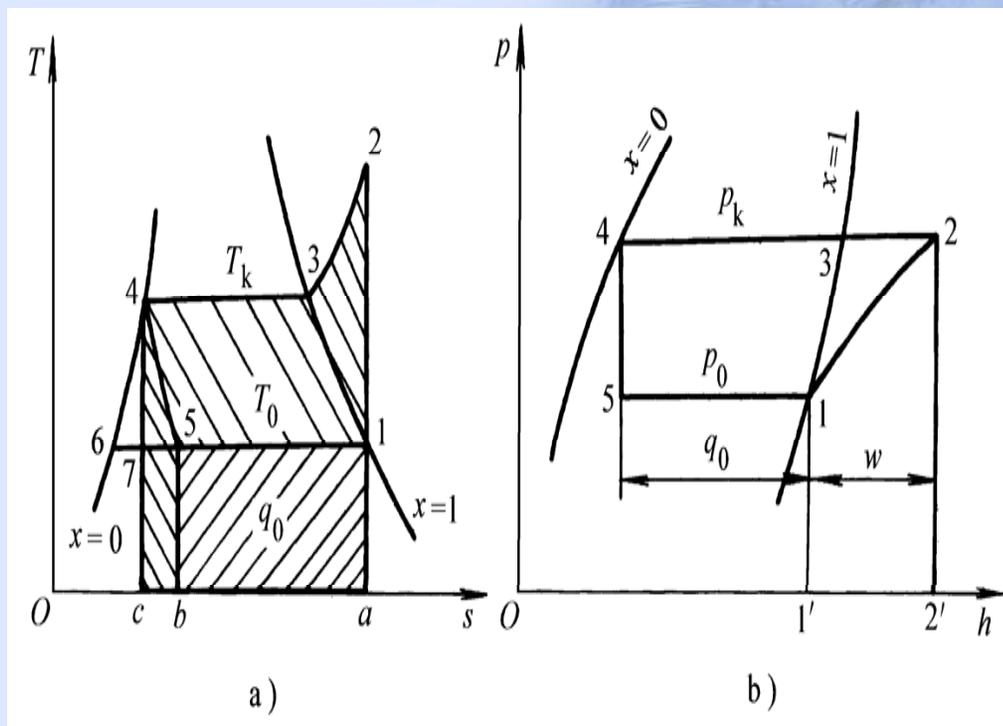
制冷剂冷凝过程

4-5

节流过程

5-1

蒸发器中的蒸发过程



$T-s$ 图

$\lg p-h$ 图



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

控制容积

$$\delta q = dh - \delta w$$

积分 $q = \Delta h - w$ 外界传入的功为负值

1、压缩过程

$$\delta q = 0$$

$$\delta w = dh$$

$$w = h_2 - h_1$$

w 为单位理论功， $T-s$ 图上为面积1-2-3-4-c-b-5-1，在 $\lg p-h$ 图上为横坐标轴上的线段1'-2'的长度

2、冷凝过程

$$\delta w = 0$$

$$\delta q = dh$$

$$q_k = h_2 - h_4$$

q_k 为单位冷凝热， $T-s$ 图上为面积a-2-3-4-c-a，在 $\lg p-h$ 图上是以线段长度2-4表



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

3、节流过程

$$w=0, q=0$$

因而 $h_4=h_5$

节流过程前后焓值相等，4、5两点在等焓线上

4、蒸发过程

$$\delta w = 0$$

因而 $\delta q = dh$

$$q_0 = h_1 - h_5 = h_1 - h_4$$

q_0 称为单位制冷量,在T-s图上为面积1-5-b-a-1,
在lgp-h图上则用线段5-1表示



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

性能指标

1、单位制冷量 q_0

$$q_0 = r_0 (1 - x_5)$$

2、单位容积制冷量 q_v

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{h_1 - h_4}{v_1}$$

3、理论比功 w_0

$$w_0 = h_2 - h_1$$



4、单位冷凝热 q_k

$$q_k = h_2 - h_4, q_k = q_0 + w_0$$

5、制冷系数 ε_0

$$\varepsilon_0 = \frac{q_0}{w_0} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

6、热力完善度

$$\eta = \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \frac{T_k - T_0}{T_0}$$



制冷系数和热力完善度区别

制冷系数和热力完善度都是用来评价循环经济性的指标，但是它们的意义是不同的。

- 制冷系数是随循环的工作温度而变的，因此只能用来评定相同热源温度下循环的经济性。
- 对于在不同温度下工作的制冷循环，需要通过热力完善度的数值大小（接近1的程度）来判断循环的经济性

液体过冷、吸气过热及回热循环

1、液体过冷

将节流前的制冷剂液体冷却到低于冷凝温度的状态，称为液体过冷。



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

过冷循环

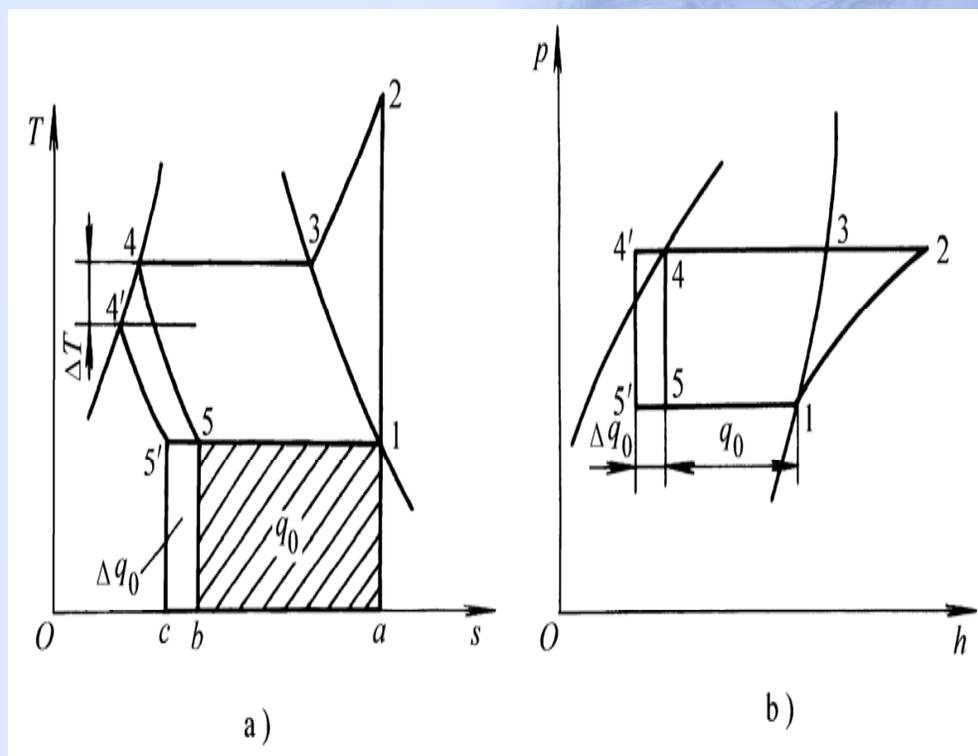
4-4' 制冷剂液体在过冷器中的过冷过程

4'-5' 节流过程

与无过冷的循环1-2-3-4-5-1相比，过冷循环的单位制冷量的增加量为

$$\Delta q_0 = h_5 - h_{5'} = h_4 - h_{4'}$$

$$\begin{aligned} \text{制冷系数 } \varepsilon' &= \frac{(h_1 - h_4) + (h_4 - h_{4'})}{h_2 - h_1} \\ &= \varepsilon_0 + \frac{c' \Delta t}{h_2 - h_1} \end{aligned}$$



T-s图

lgp-h图



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

吸气过热循环

1-1' 吸气的过热过程

对无过冷的循环1-2-3-4-5-1，有效过热循环的单位制冷量的增加量为

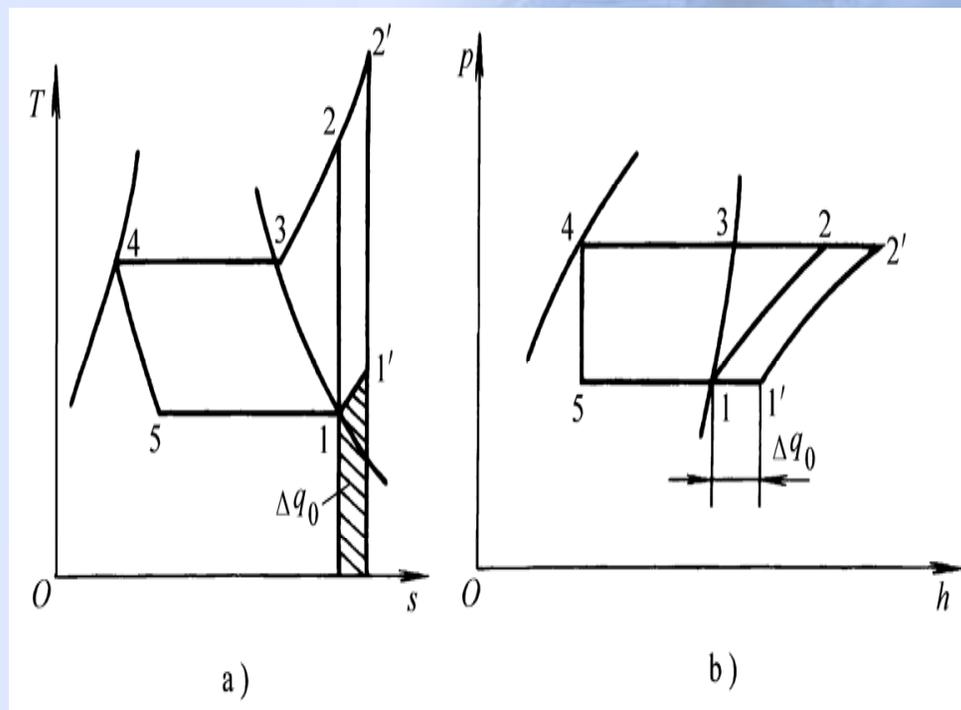
$$\Delta q_0 = h_{1'} - h_1$$

理论比功增加量为

$$\Delta w_0 = (h_{2'} - h_{1'}) - (h_2 - h_1)$$

制冷系数

$$\varepsilon' = \frac{q_0}{w'} = \frac{q_0 + \Delta q_0}{w_0 + \Delta w_0}$$

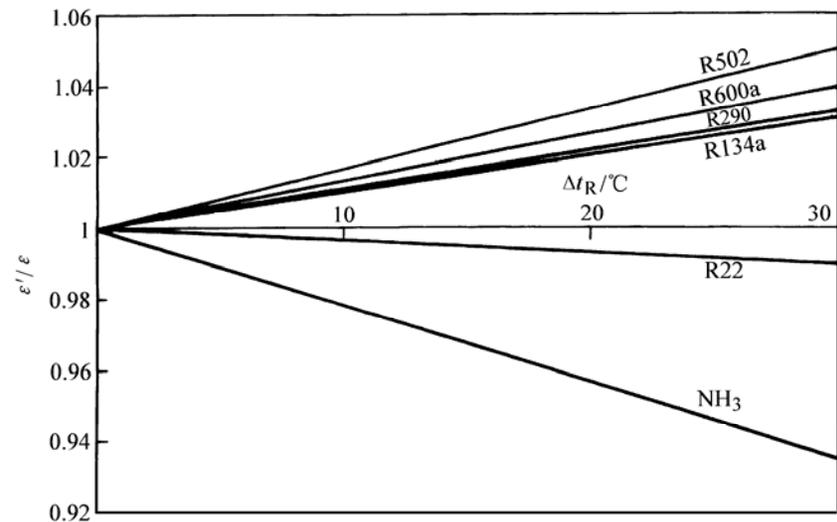


T-s图

lgp-h图

有效过热与无效过热

吸入蒸气的过热发生在蒸发器的后部，或者发生在安装于被冷却空间内的吸气管道上，或者发生在两者皆有的情况下，称为有效过热。制冷剂蒸气在被冷却空间以外吸取环境空气的热量而过热，这种过热称为无效过热。



在过热区，过热度越大，等熵线的斜率越小

$$\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0} > \varepsilon_0 \quad \text{过热有利}$$

$$\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0} < \varepsilon_0 \quad \text{过热不利}$$

有效过热的过热度对制冷系数的影响

总目录

返回本章

返回本节

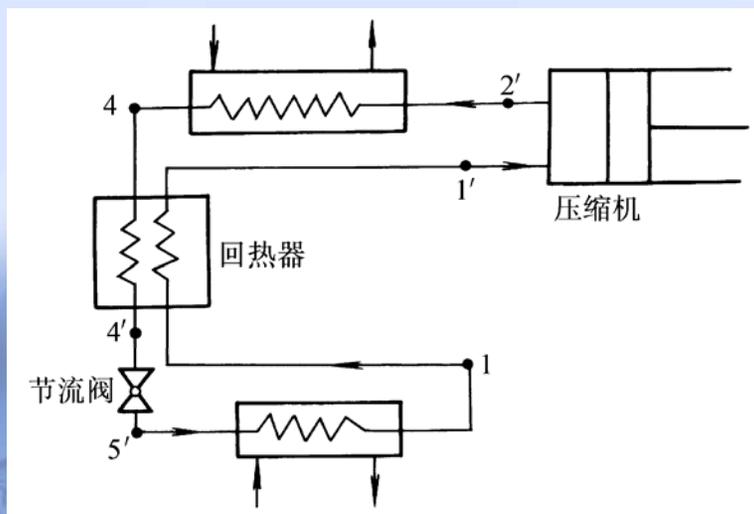
上一页

下一页

结束

回热循环

吸入利用回热使节流前的制冷剂液体与压缩机吸入前的制冷剂蒸气进行热交换，使液体过冷、蒸气过热，称之为回热。具有回热的制冷循环，称为回热循环。



不计回热器与外界环境之间的热交换，则液体过冷的热量等于使蒸气过热的热量，其热平衡关系为

$$h_4 - h_{4'} = h_{1'} - h_1$$

则有 $c'(t_k - t_{4'}) = c_{p0}(t_{1'} - t_0)$

$$t_{4'} = t_k - \frac{c_{p0}}{c'}(t_{1'} - t_0)$$

单级压缩蒸气制冷 液体通过回热器不可能冷却到蒸发温度
回热循环流程图



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

1-1' 蒸汽过热过程

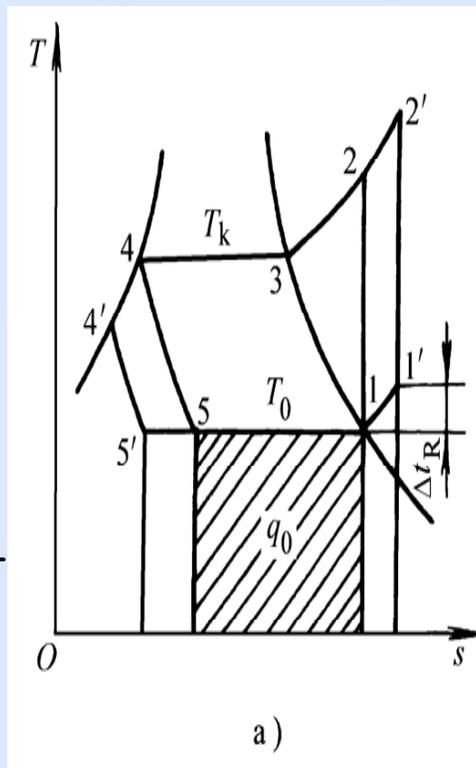
4-4' 液体的过冷过程

1'-2'-3-4-4'-5'-1-1' 为回热循环, 单位质量制冷量

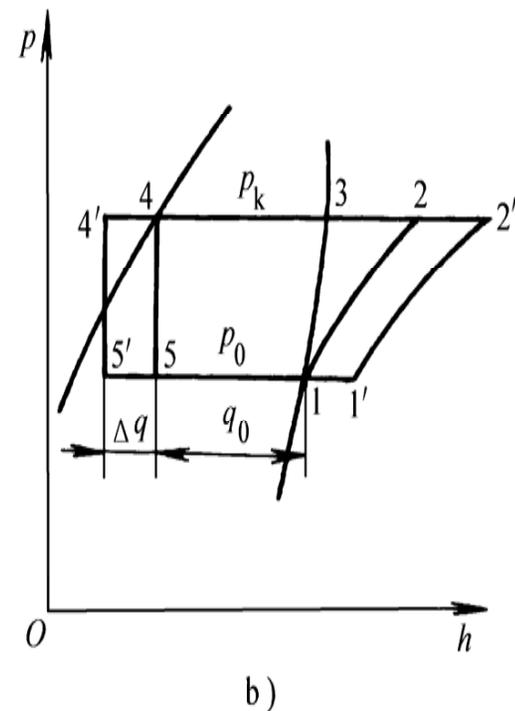
$$q'_0 = h_1 - h_{4'} = h_{1'} - h_4$$

单位容积制冷量 $q'_v = \frac{q'_0}{v_{1'}}$

制冷系数 $\varepsilon' = \frac{q'_0}{w'} = \frac{h_1 - h_{4'}}{h_{2'} - h_{1'}}$



T-s图



lgp-h图



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

回热循环的单位制冷量的增加量

$$\Delta q_0 = h_4 - h_{4'} = h_{1'} - h_1 = c_{p0} \Delta t_R$$

$$\text{单位功可表示为 } w' = w_0 \frac{T_1'}{T_0} = w_0 \left(1 + \frac{\Delta t_R}{T_0} \right)$$

单位容积制冷量和制冷系数可表示为

$$q'_v = \frac{q'_0}{v_{1'}} = \frac{q_0 + c_{p0} \Delta t_R}{v_1 \left(1 + \frac{\Delta t_R}{T_0} \right)} = q_v \frac{1 + \frac{c_{p0}}{q_0} \Delta t_R}{1 + \frac{\Delta t_R}{T_0}} \quad \varepsilon' = \frac{q_0 + \Delta q_0}{w_0 \left(1 + \frac{\Delta t_R}{T_0} \right)} = \varepsilon_0 \frac{1 + \frac{c_{p0}}{q_0} \Delta t_R}{1 + \frac{\Delta t_R}{T_0}}$$

回热循环的单位容积制冷量和制冷系数相对于无回热循环变化的程度是相同的。当且仅当 $1 + \frac{c_{p0}}{q_0} \Delta t_R$ 即 $1 + \frac{\Delta t_R}{T_0}$ $c_{p0} T_0 > q_0$

回热循环的单位容积制冷量及制冷系数比无回热循环高



总目录

返回本章

返回本节

上一页

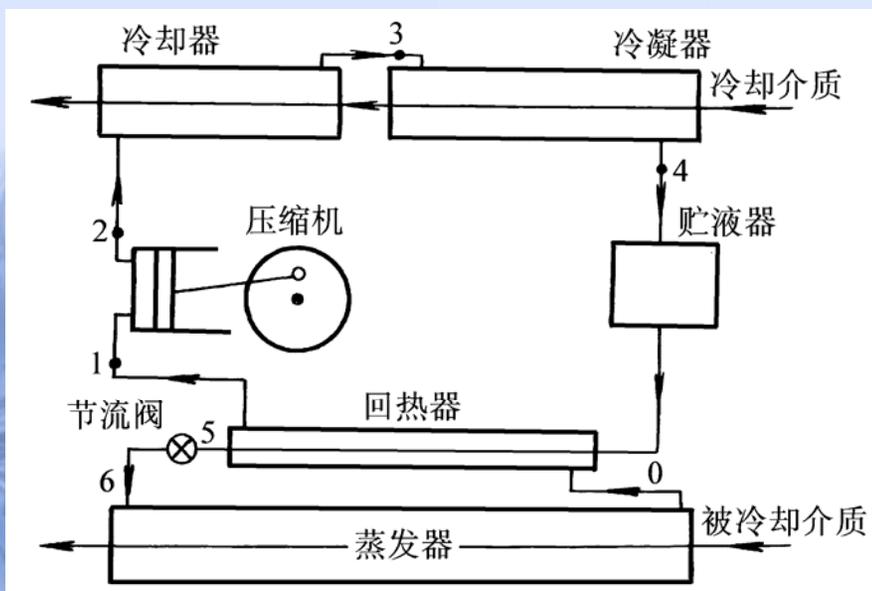
下一页

结束

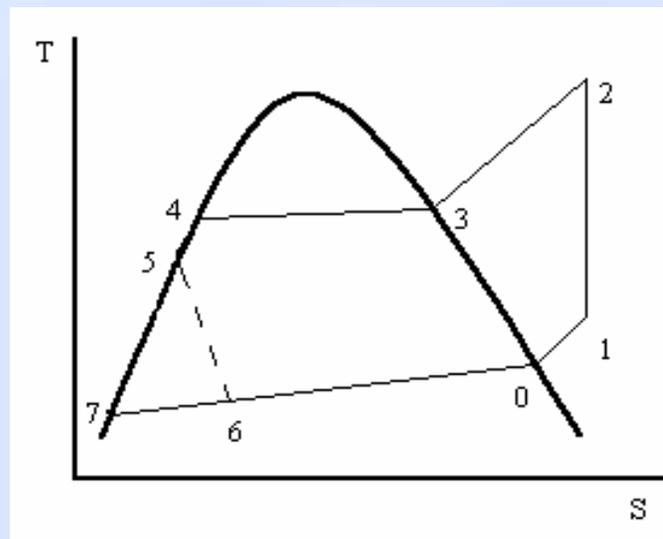
非共沸混合制冷剂循环

对于变温热源，洛伦兹循环具有最高的效率。用非共沸混合制冷剂可近似实现洛伦兹循环，这是非共沸混合制冷剂的一大优点。用非共沸混合制冷剂还可以实现用单级压缩获得较低的蒸发温度，这种循环称为自复叠循环。

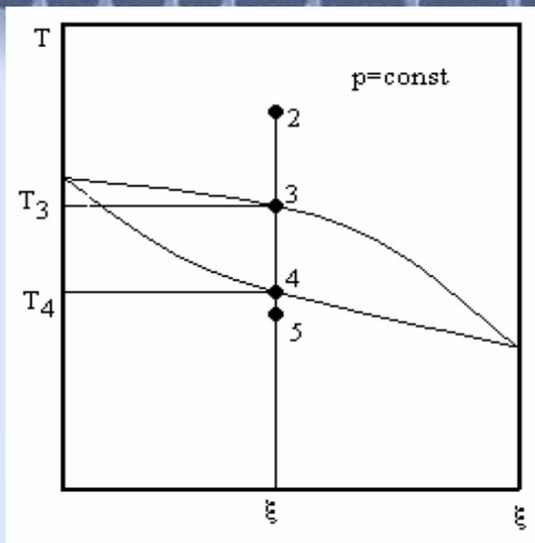
1. 基本循环



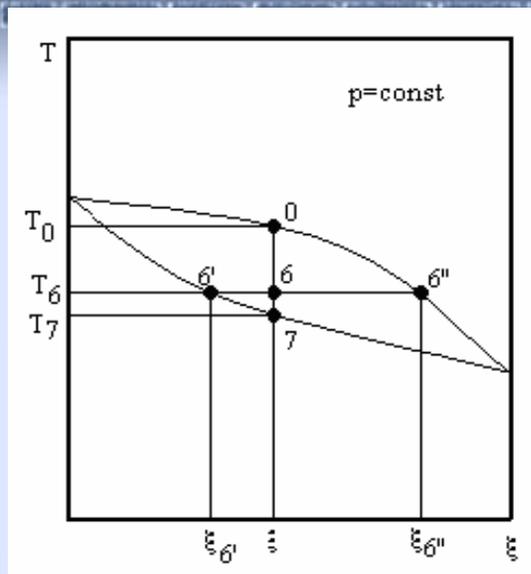
带回热非共沸混合
制冷剂基本循环



非共沸混合制冷剂循环在T-s图上的表示



冷凝过程在 $T-\xi$ 图上的表示



蒸发过程在 $T-\xi$ 图上的表示

用综合经济指标作目标函数，用最优化的方法确定混合制冷剂的最佳组成。混合制冷剂的比体积为

$$v = \sum_{i=1}^n v_i^0 \xi_i$$

混合制冷剂的比焓和比熵为

$$s = \sum_{i=1}^n s_i^0 \xi_i \quad h = \sum_{i=1}^n h_i^0 \xi_i$$

混合制冷剂的饱和蒸汽压为

$$p = \sum_{i=1}^n p_i^0 x_i$$



总目录

返回本章

返回本节

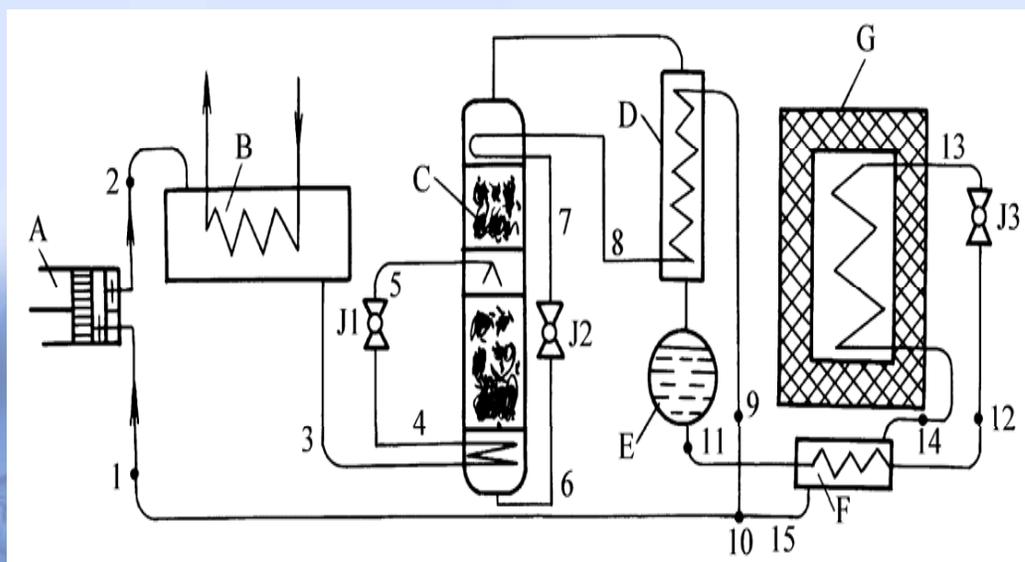
上一页

下一页

结束

2、自复叠循环

混合制冷剂单级压缩不仅可用于常规制冷，而且还可用于获取制冷温度较低の場合，这时，混合制冷剂中高沸点组分和低沸点组分的沸点差要足够大；其次，要采用自复叠循环。



蒸发器里蒸发的是低沸点含量高的制冷剂液体，在相同的蒸发压力下，低沸点制冷剂将具有更低的蒸发温度，从而实现较低的制冷温度。

单级压缩自复叠循环流程



总目录

返回本章

返回本节

上一页

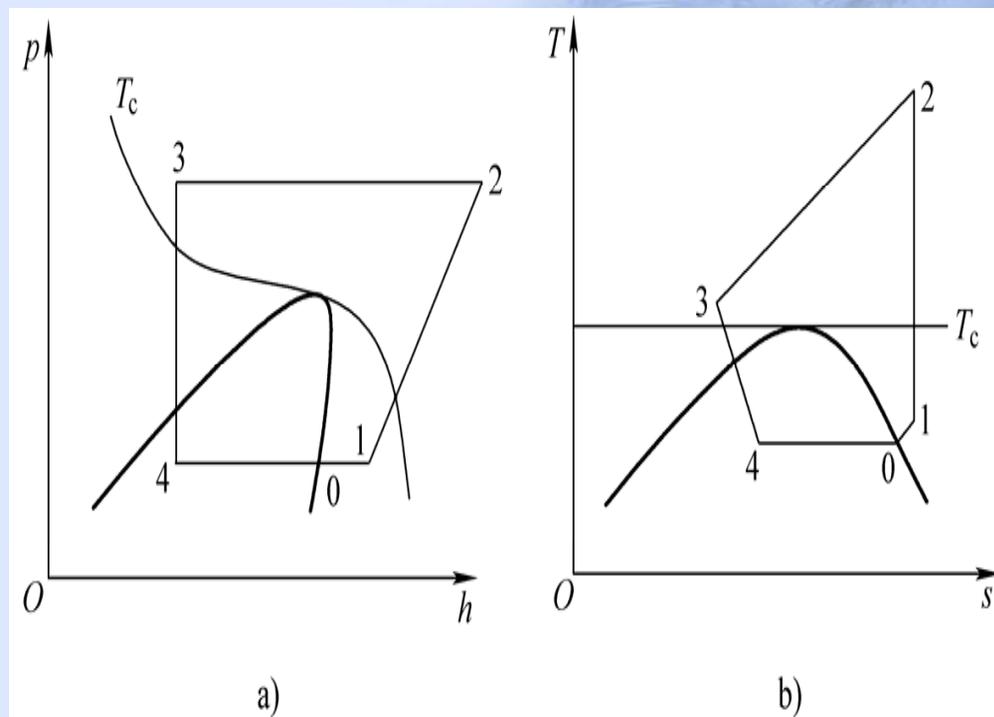
下一页

结束

跨临界压缩蒸气制冷循环

- 1-2 等熵压缩过程
- 2-3 等压冷却放热过程
- 3-4 节流过程
- 4-0 等压吸热蒸发
- 0-1 等压吸热过程

放热过程中没有冷凝发生，因此，也就没有等温冷凝过程，习惯上也就把用于冷却高压高温流体的换热器称为气体冷却器



lgp-h图

T-s图



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

第二节 单级压缩蒸气制冷实际循环

实际循环与理论循环有以下不同：

- 1、流动过程阻力，有压力损失。
- 2、制冷剂流经管道及阀门时同环境介质间有热交换
- 3、热交换器中存在温差
- 4、压缩机中的工作过程不同

实际循环特性

实际循环的性能指标及热力计算
计算举例



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

实际循环特性

流动过程阻力的影响

1、吸入管道

蒸发器出口到压缩机吸气入口之间的吸入管道存在流动阻力，它引起的压力降会直接造成压缩机吸气压力降低。压缩机吸入口吸气比体积增大，压缩机压比增大，单位容积制冷量减小，压缩机容积效率降低，比压缩功增大，制冷系数下降。

2、排出管道

从压缩机出口到冷凝器入口之间的排出管道上的压力降会使压缩机的排气压力升高，从而使压缩机的压比增大，容积效率降低，制冷系数下降。由于这一阻力降相对于压缩机的吸排气压力差要小得多，它对系统性能的影响要比吸气管道阻力的影响要小。



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

3、液体管道

冷凝器出口到节流装置入口之间的管路称为液体管道。液体流速较气体要小得多，其阻力相对较小。冷凝器出口比节流装置入口位置低，由于静液柱的存在，高度差会导致压力降。

4、两相管道

从节流装置到蒸发器之间的管道中流动着两相的制冷剂，我们称之为两相管道。

5、蒸发器

若不改变蒸发过程中的平均传热温差，出蒸发器时的制冷剂压力稍有降低，其结果与吸入管道阻力引起的结果一样。

6、冷凝器

若冷凝器的压力不变，为克服冷凝器中的流动阻力，必须提高进冷凝器时的压力，与排气管道阻力引起的结果一样。



[总目录](#)

[返回本章](#)

[返回本节](#)

[上一页](#)

[下一页](#)

[结束](#)

漏热的影响

制冷系统的高温部分和低温部分与环境之间总存在温差，不可避免地要与环境进行热交换，产生漏热。

除压缩机、排气管道、冷凝器和液体管道这些高温部分的漏热对于制冷系统无坏的影响外（对于热泵系统，这些漏热也是损失），其余漏热对系统性能都将产生不利的影
响。显然，两相管道和蒸发器的漏热是制冷量的直接损失，使系统的制冷量降低，能耗提高，而吸入管道的漏热产生的后果与第一节讨论过的无效过热的后果一样。

在实际系统中，我们应该尽量减小这些漏热。



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

实际循环的 $T-s$ 图和 $lg p-h$ 图

5-6 实际蒸发过程

6-1s 蒸发器至压缩机开始压缩前的压力和温度变化

1s-2s 气缸内压缩过程

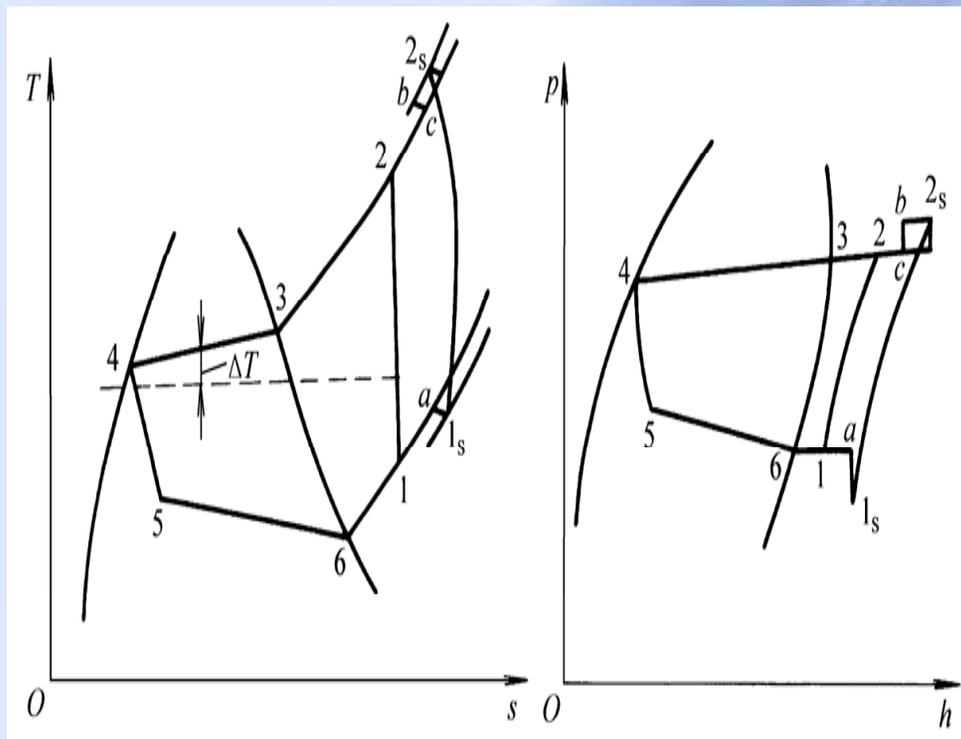
2s-b 排气过程冷却情况

b-c 排气管道中的压降

c-3 冷凝器中冷却过程

3-4 冷凝器的冷凝过程

4-5 实际的节流过程



$T-s$ 图

$lg p-h$ 图



总目录

返回本章

返回本节

上一页

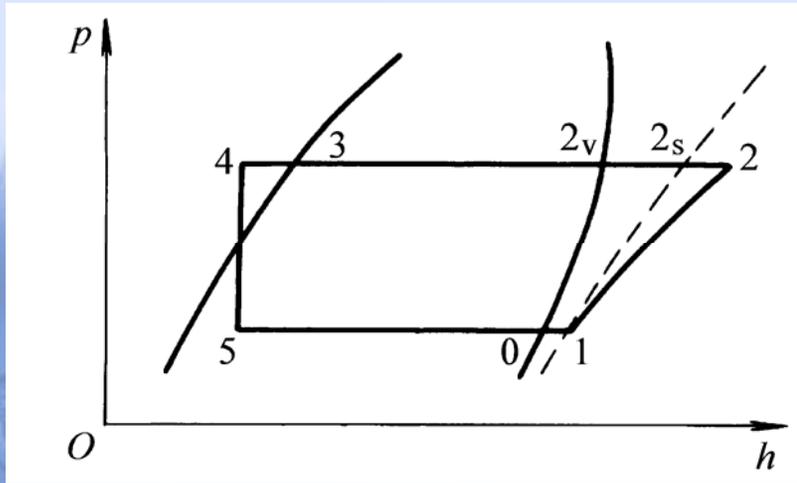
下一页

结束

实际循环的性能指标

将实际循环简化:

- 1、以压缩机出口压力为冷凝压力, 冷凝温度和蒸发温度为定值
- 2、压缩机内部过程为吸气压力到排气压力有损失简单压缩过程
- 3、节流过程仍认为是前后焓相等的过程



简化后实际循环可表示为图3-14中的0-1-2-3-4-5-0, 其中1-2是实际的压缩过程。经过这样的简化之后, 即可直接利用 $\lg p-h$ 图进行循环的性能指标的计算, 且由此而产生的误差也不会很大。

简化后的实际循环在 $\lg p-h$ 图

总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

1、单位制冷量、单位容积制冷量和单位理论功

$$q_0 = h_1 - h_5 = h_1 - h_4$$

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}$$

$$w_0 = h_{2s} - h_1$$

2、单位冷凝热和2点的焓值

$$q_k = h_2 - h_4$$

$$h_2 = (h_{2s} - h_1) / \eta_i + h_{12} - h_1$$

3、制冷剂循环流量

$$q_m = Q_0 / q_0$$

4、压缩机的理论功率和指示功率

$$N_0 = q_m w_0$$



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

$$N_i = \frac{N_0}{\eta_i}$$

5、实际制冷系数

$$\varepsilon_s = \frac{Q_0}{N_i}$$

6、冷凝器的热负荷

$$Q_k = q_m q_k$$

总制冷量 $Q_{0,\text{sys}} = q_m (h_1 - h_4)$

制冷系统制冷量 $Q_{0\text{ev}} = q_m \Delta h_{\text{ev}}$



1、总制冷量

总制冷量的定义为：在规定工况下，制冷系统的蒸发器及低压管道在单位时间内从所有热源移去的总热量。

2、制冷系统的制冷量

制冷系统的制冷量定义为：制冷剂在蒸发器出口处和进口处总焓之差所代表的制冷效果

3、净制冷量

制冷系统的净制冷量定义为：单位时间内，制冷剂从被冷却物体或载冷剂中移去的热量。



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

- **例3-1** 一台单级压缩蒸气制冷机工作在高温热源温度为 40°C ，低温热源温度为 -20°C 下，试求分别用R134a、R22和R717工作时理论循环的性能指标。

解：循环的 $T-s$ 和 $\lg p-h$ 图



总目录

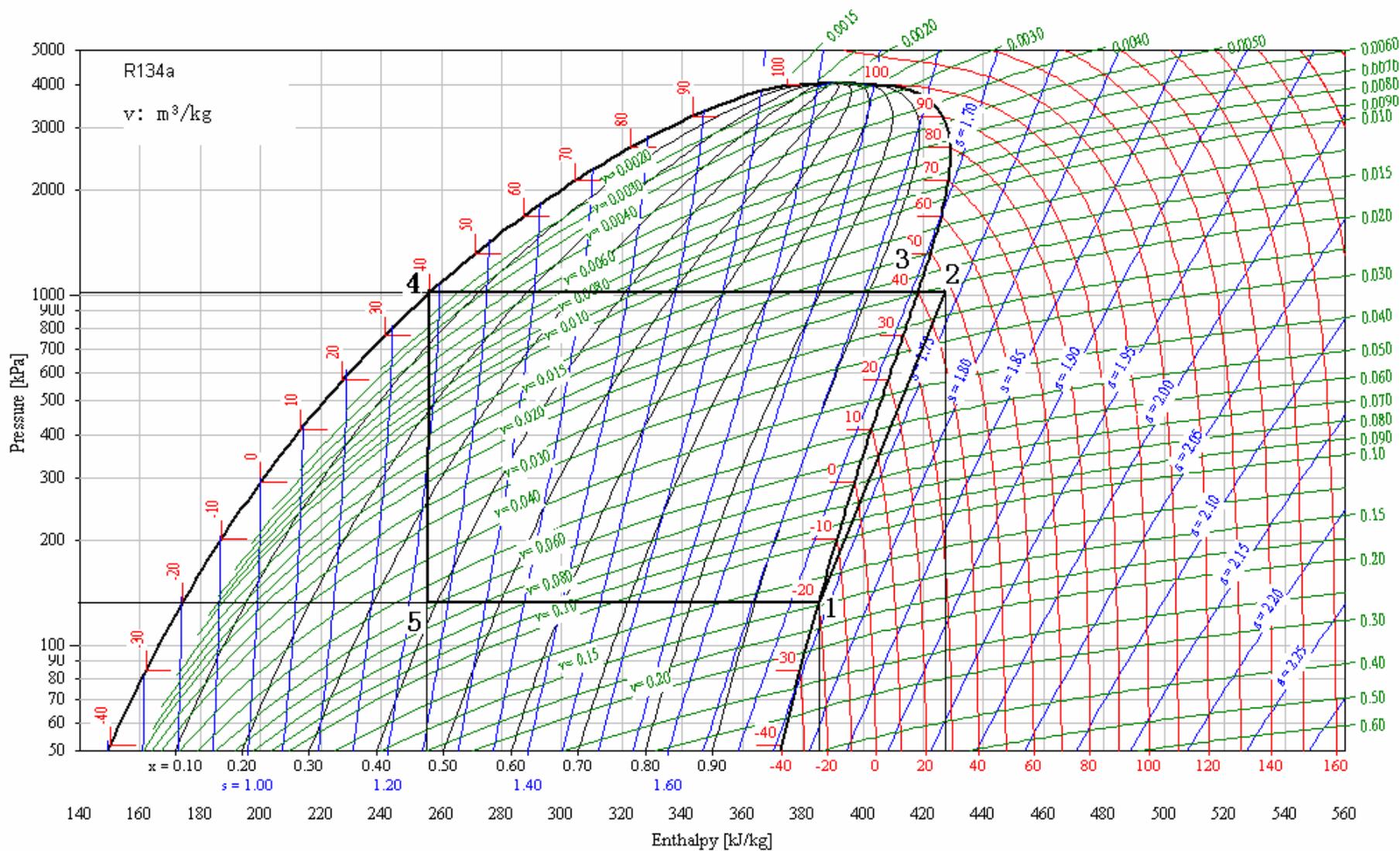
返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束



[总目录](#)

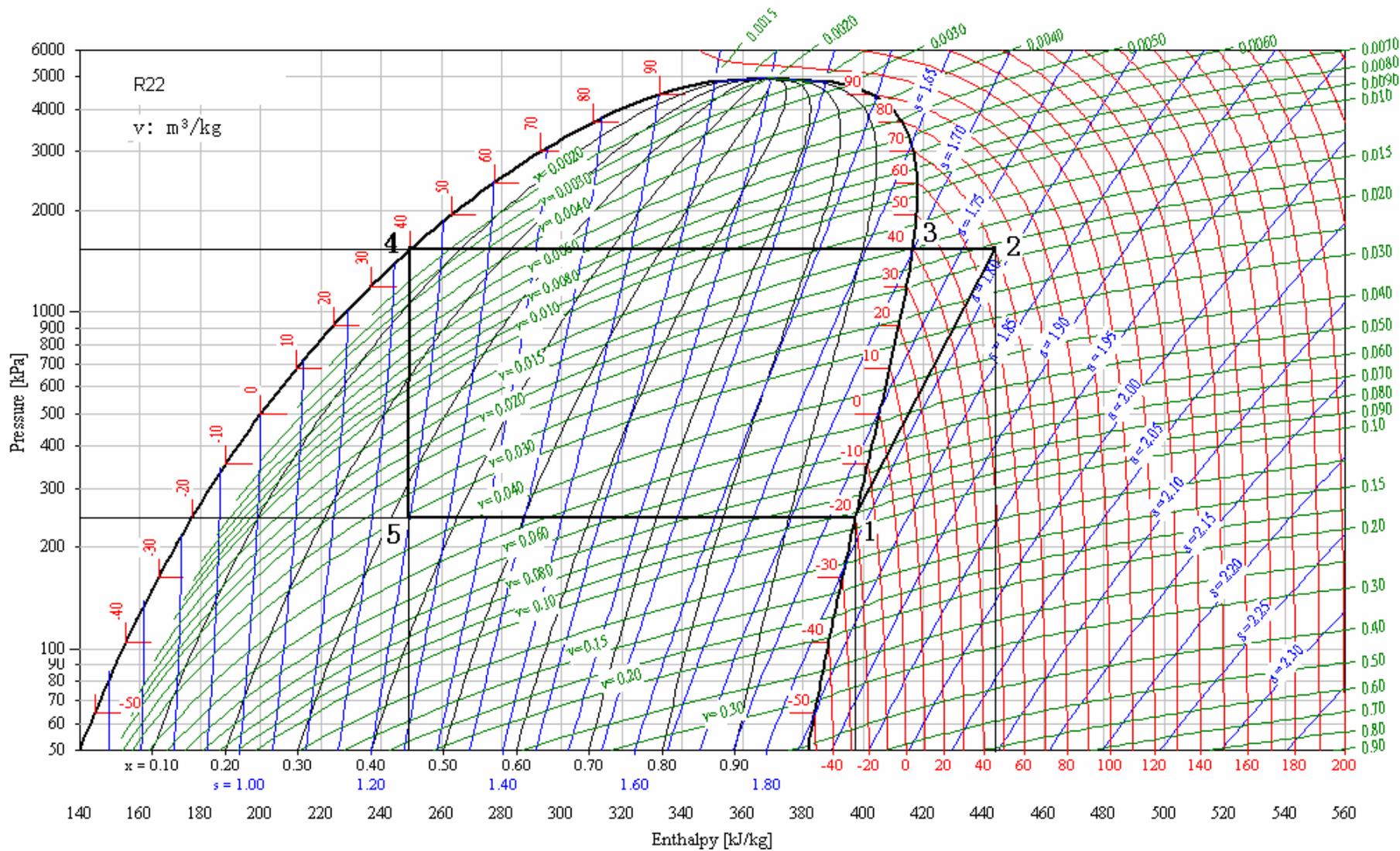
[返回本章](#)

[返回本节](#)

[上一页](#)

[下一页](#)

[结束](#)



[总目录](#)

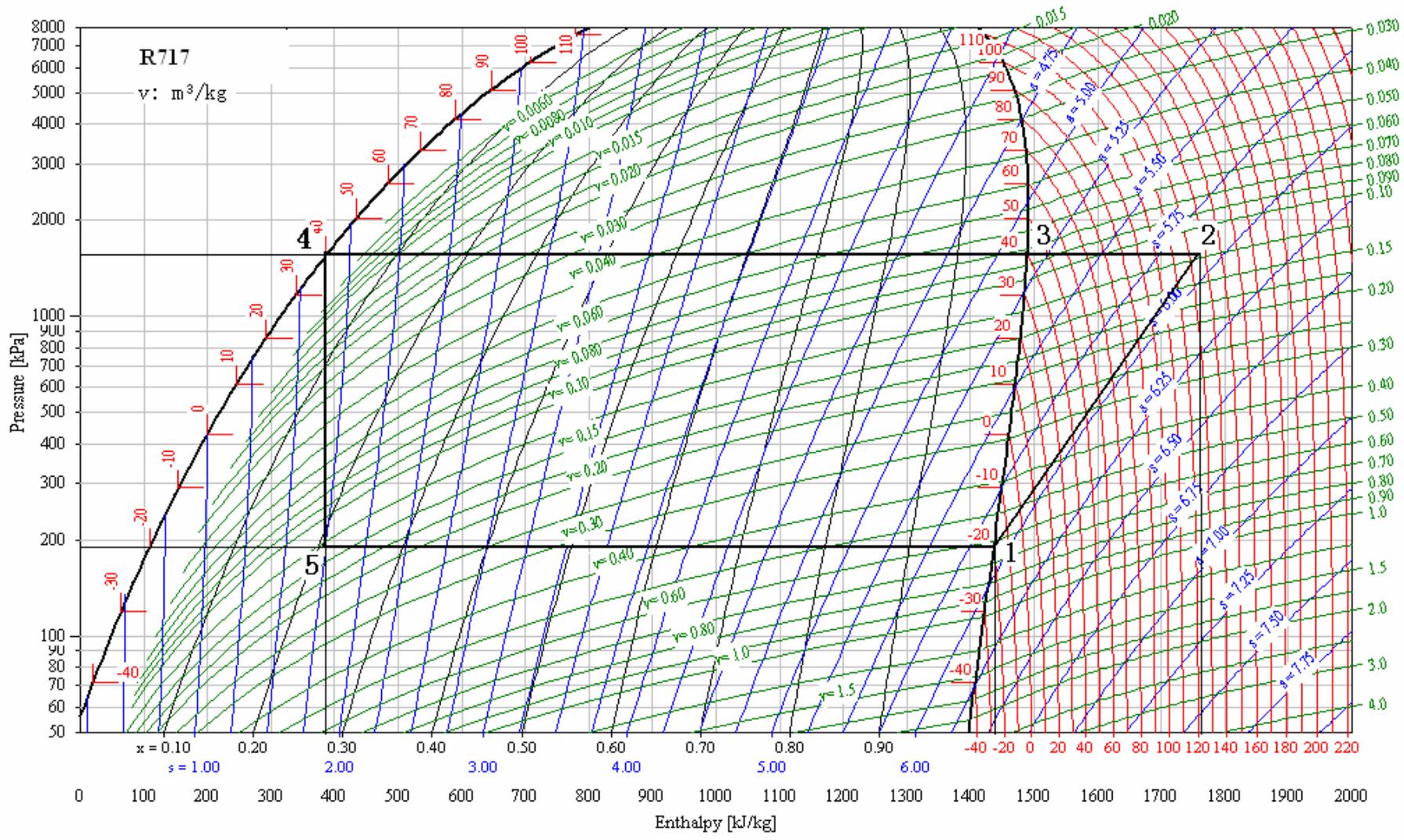
[返回本章](#)

[返回本节](#)

[上一页](#)

[下一页](#)

[结束](#)



[总目录](#)

[返回本章](#)

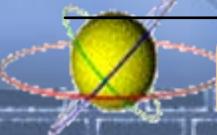
[返回本节](#)

[上一页](#)

[下一页](#)

[结束](#)

状态点	参数	单位	R134a	R22	R717
1	p_1	kPa	132.7	244.9	190.1
	t_1	$^{\circ}\text{C}$	-20	-20	-20
	v_1	m^3/kg	0.1472	0.09213	0.6232
	h_1	kJ/kg	384.70	396.46	1437.12
2	t_2	$^{\circ}\text{C}$	48.4	67.6	135.2
	p_2	kPa	1016.4	1533.6	1555.5
	h_2	kJ/kg	427.31	443.06	1757.03
4	t_4	$^{\circ}\text{C}$	40	40	40
	p_4	kPa	1016.4	1533.6	1555.5
	h_4	kJ/kg	256.2	249.44	393.99
5	h_5	kJ/kg	256.2	249.44	393.99



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

项目	计算公式	单位	R134a	R22	R717
单位制冷量	$q_0 = h_1 - h_4$	kJ/kg	128.5	147.0	1043.1
单位容积 制冷量	$q_v = \frac{q_0}{v_1}$	kJ/m ³	872.9	1595.9	1673.9
单位理论功	$w_0 = h_2 - h_1$	kJ/kg	42.60	46.59	319.90
单位冷凝热	$q_k = h_2 - h_4$	kJ/kg	171.10	193.62	1363.03
制冷系数	$\varepsilon_0 = \frac{q_0}{w_0}$	—	3.016	3.155	3.261
卡诺循环 制冷系数	$\varepsilon_c = \frac{T_0}{T_4 - T_0}$	—	4.219	4.219	4.219
热力完善度	$\eta = \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_c}$	—	0.715	0.748	0.773



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

例3-2 一台制冷量为50 kW的往复活塞式制冷机，工作在高温热源温度 T_a 为 32°C ，低温热源温度为 -18°C ，制冷剂为R134a，采用回热循环，压缩机的吸气温度为 0°C ，试进行循环的热力计算。

解：循环的 $\lg p-h$ 图如图3-14，取冷凝温度比高温热源高 8°C ，蒸发温度比低温热源低 5°C ，压缩机的指示效率为0.75，压缩机的机械效率为0.92，可确定循环各点的状态参数如下表。



总目录

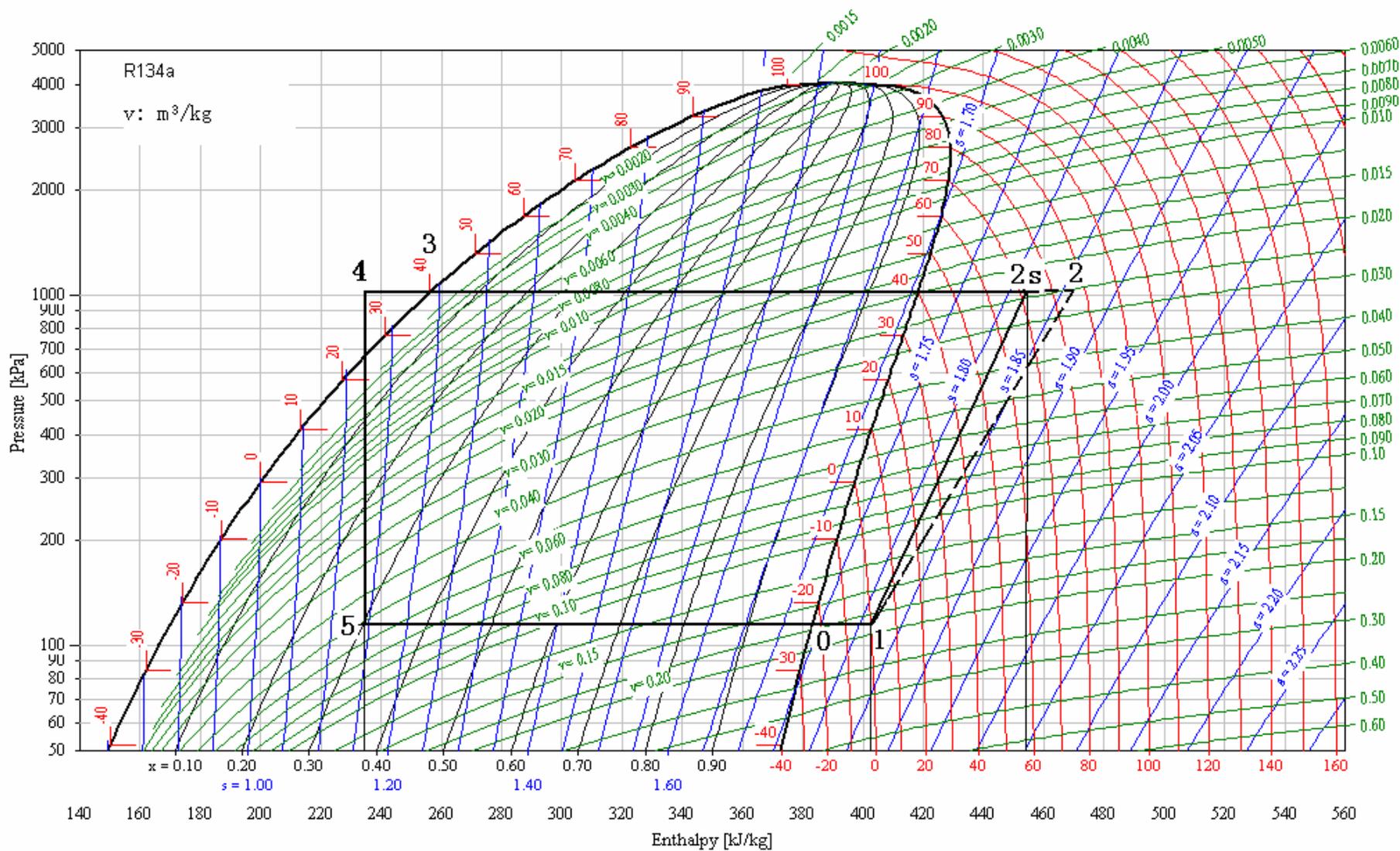
返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束



[总目录](#)

[返回本章](#)

[返回本节](#)

[上一页](#)

[下一页](#)

[结束](#)

状态点	参数	单位	数值	注
	p_0	kPa	116	
0	t_0	$^{\circ}\text{C}$	-23	$t_0 = t_0' - 5 = -18 - 5 = -23$
	h_0	kJ/kg	382.9	
	p_1	kPa	116	
1	t_1	$^{\circ}\text{C}$	0	
	v_1	m^3/kg	0.185	
	h_1	kJ/kg	401.6	
	p_2	kPa	1016	
2_s	t_{2s}	$^{\circ}\text{C}$	71.5	由图查得
	h_{2s}	kJ/kg	452.1	



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

▪	p_3	kPa	1016	
3	t_3	$^{\circ}\text{C}$	40	$t_3 = t_a + 8 = 32 + 8 = 40$
	h_3	kJ/kg	256.2	
	p_4	kPa	1016	
4	t_4	$^{\circ}\text{C}$	27.3	根据 p_4 、 h_4 查图由热平衡式算出
	h_4	kJ/kg	237.5	



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

第四节 单级压缩蒸气制冷特性分析

本节所要研究的问题，是对于一台已经在运行的制冷机，当它的运转条件变化时，制冷机的性能发生怎样的变化？讨论的前提是制冷压缩机的结构尺寸、转速、制冷剂都已给定，而变化的条件是**制冷机的蒸发温度 T_0 及冷凝温度 T_k** 。

冷凝温度变化时制冷机的性能
蒸发温度变化时制冷机的性能
单级压缩制冷机的工况



总目录

返回本章

返回本节

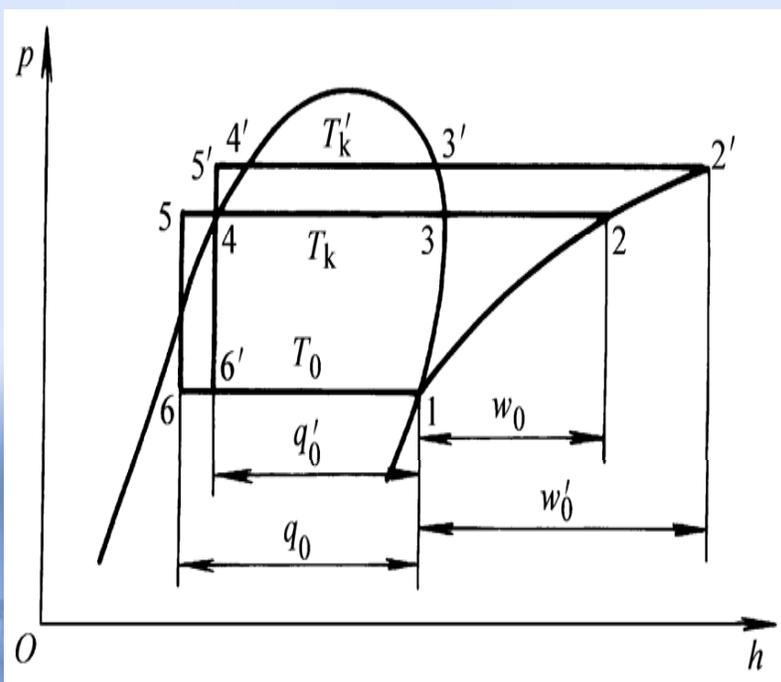
上一页

下一页

结束

冷凝温度变化时制冷机的性能

蒸发温度 T_0 不变, 冷凝温度 T_k 变化



T_k 升高

1. 单位制冷量由 q_0 减小到 q'_0 。
2. 单位压缩功由 w_0 增大到 w'_0 。
3. 吸入状态的比体积 v_1 不变。
4. 由于 q_m 不变, q_0 减小到 q'_0 。 w_0 增大到 w'_0 制冷机的制冷量由 Q_0 减小到 Q'_0 , 而理论功率将由 N_0 增大到 N'_0 。
5. 由于 q_0 减小至 q'_0 , 而 v_1 不变, 因此 q_v 将减小到 q'_v 。

制冷量将要减小, 而消耗的功率将要增大, 制冷系数将要降低。

T_k 降低时, 相反

冷凝温度变化循环时循环状态参数变化情形

总目录

返回本章

返回本节

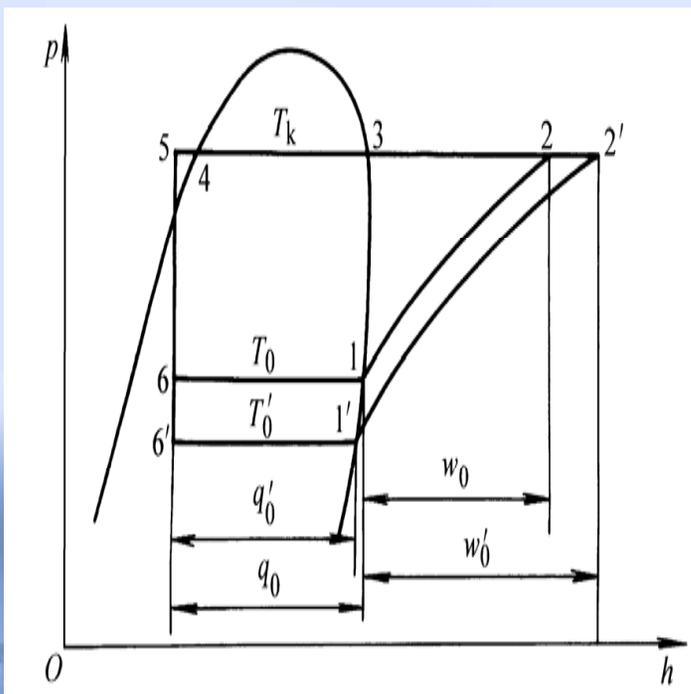
上一页

下一页

结束

蒸发温度变化时制冷机的性能

冷凝温度 T_k 不变,蒸发温度 T_0 变化



T_0 降低

1. 单位制冷量由 q_0 降低到 q_0' 。
2. v_1 增大到 v_1' , q_m 减小到 q_m' , 制冷量由 Q_0 减小到 Q_0'
3. 单位压缩功由 w_0 增大到 w_0'
4. 随着 T_0 的降低, 循环的制冷系数必然减小

制冷机的制冷量, 制冷剂流量及制冷系数都是降低的, 而压缩机的功率是增大还是减小, 与变化前后的压比值有关。
 T_0 升高时, 相反

蒸发温度变化循环时循环状态参数变化情形



总目录

返回本章

返回本节

上一页

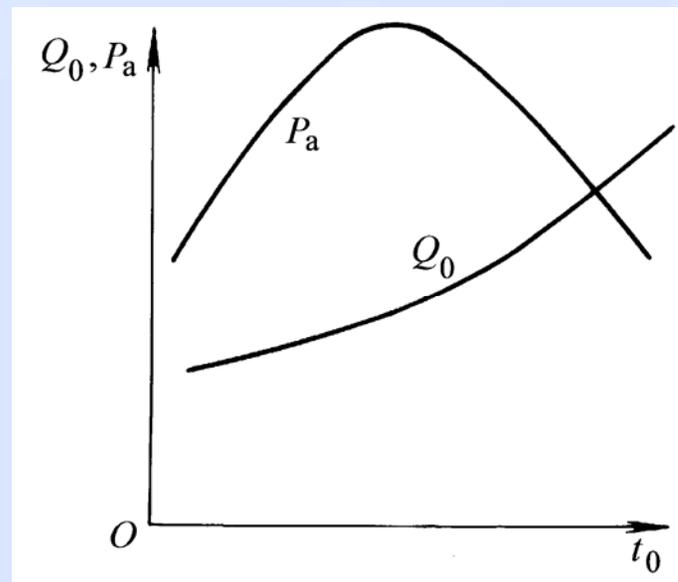
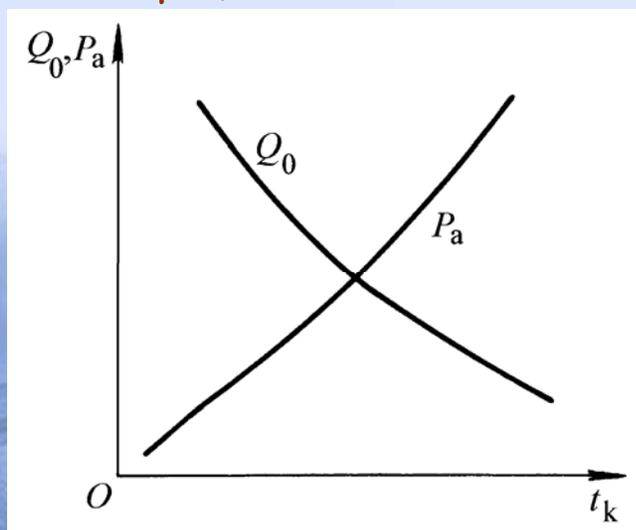
下一页

结束

T0由Tk开始逐渐降低时，压缩机的功率有一最大值。这一情况会出现在压缩机的启动过程中。

对不同的制冷剂来说， $\left(\frac{p_k}{p_0}\right)_{Na=\max} = k^{\frac{k}{k-1}}$ 的数值大致相等为3左右。

对于大多数制冷剂而言，当其压比大约等于3时，制冷机的功率最大。



T0不变Tk变化时制冷机的特性

Tk不变T0变化时制冷机的特性



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

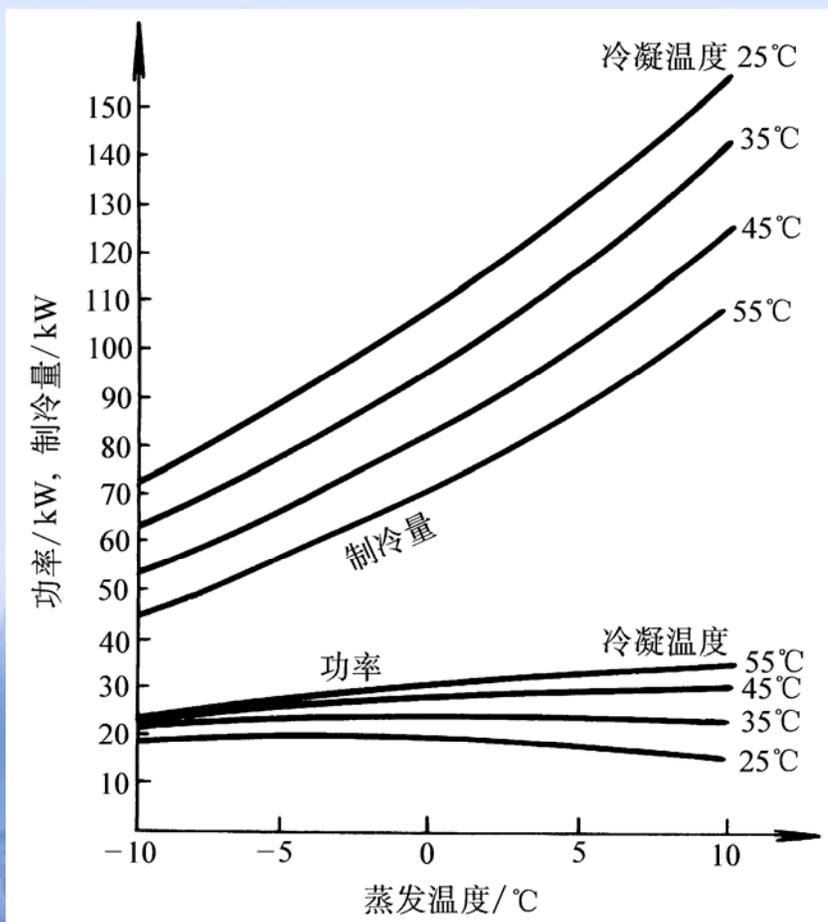


图3-19表示制冷机实际制冷量 Q_0 、轴功率 N_a 随蒸发温度 T_0 和冷凝温度 T_k 变化的情况。从这些图可以看出，其变化的规律和理论循环是一致的。这样的图通常是**根据实验数据绘制的，称为制冷机的性能曲线图。**

制冷机的性能曲线



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

单级压缩制冷机的工况

工况，是指制冷系统的工作条件。用来作为比较制冷机性能参考状态的工况一般应包括制冷机的蒸发温度、冷凝器温度、过冷温度、吸气过热温度等。

如果不是饱和状态，有时称吸气温度为过热温度，液体温度为过冷温度。机组型式分为全封闭、半封闭和开启式。

与名义参数（通常规定在有关标准、产品铭牌或样本上）相应的温度条件称为**名义工况**。



总目录

返回本章

返回本节

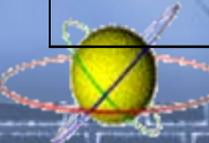
上一页

下一页

结束

容积式制冷压缩机及机组的名义工况

类别	工况序号	蒸发温度/°C	冷凝温度/°C	吸气温度/°C	液体温度/°C	机组型式	
高温	1 (1A)	7 (7.2)	55 (55.4)	18 (18.3)	50(46.1)	所有形式	
	2	7	43	18	38		
中温	3	-7 (-6.7)	49 (48.9)	18	44(48.9)	所有形式	(全封闭)
	(3A)			(4.4)			
	(3B)	(18.3)			(开启式)		
	4	-7	43	18	38	所有形式	


[总目录](#)
[返回本章](#)
[返回本节](#)

[上一页](#)

[下一页](#)

[结束](#)

低温 I	5 (5A)		-23 (-23.3)	55 (54.4)	32(32.2)		32(32.2)	全封闭	
	6 (6A)			49 (48.9)	5(4.4)		44(48.9)	所有形式	
	7		-23	43	5		38		
低温 II	8	(8A)	-40	35 (40.6)	-10	(4.4)	30(40.6)	所有形式	(全封闭)
		(8B)				(18.3)			(半封闭) (开启式)



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

第五节 制冷循环的热力学第二定律分析

热力学第二定律不仅可以判断过程的发展方向、能量的品位，而且还可以用来分析系统内部的各种损失。实际过程或循环，总是存在着各种不可逆过程，从分析循环损失着手，可以知道一个实际循环偏离理想可逆循环的程度、循环各部分损失的大小，从而可以指明提高循环经济性的途径。

熵分析法

火用分析法



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

熵分析法

对于一个由制冷机及其环境（包括被冷却物体及冷却介质）所构成的孤立系统，当其中进行的过程完全可逆时系统的熵保持不变。若过程不可逆，则系统的熵要增大，即 $\Delta S_{\text{sys}} = \sum \Delta S_i \geq 0$ 。

逆向循环，不可逆过程将导致循环多消耗一部分附加功。多消耗的附加功为 $D_i = T_a \Delta S_i$

制冷循环所消耗的功为 $W = W_{\min} + \sum D_i$

实际循环的热力完善度为

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_c} = \frac{Q_0 / W}{Q_0 / W_{\min}} = \frac{W_{\min}}{W} = 1 - \frac{\sum D_i}{W} = 1 - \sum \beta_i$$



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

火用分析法

火用的概念

一种形式的能量并不总是可以完全转换为功。从这一角度出发，可以把能量看成由两个部分组成：可转换的部分与不可转换的部分，前者称为**火用**，后者称为**火无**。

能量中火用比例越大，它能转化为有用功(也叫技术功)的部分愈大，它的品位也就愈高。

1. 热量（冷量）火用

热源在温度 T 时放出的 dQ 热量中可转换成有用功的部分就是它的火用,是过程量。



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

$$dE_q = \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) dQ$$

热源在放热过程中温度由 T_1 降至 T_2 ，放出的热量为 Q ，则 Q 的火用可表示为 $E_q = \int_{T_2}^{T_1} \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) dQ$

如果热源放热时温度 T 保持不变，则

$$E_q = \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) Q$$

若 $T > T_a$ ，表示从一定的热量 Q 中可得到最大功 E_q 。若 $T < T_a$ ， E_q 为从低于环境温度的热源中取出热量 Q 所需要消耗的最小功。当 $T = T_a$ 时 $E_q = 0$ ，即环境温度下热量的火用为零，没有作功能力。



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

焓火用的概念

流动的流体所具有的火用称为焓火用

$$E_x = H - H_a - T_a (s - s_a)$$

单位质量流体的焓火用称为比焓火用

$$e_x = h - h_a - T_a (s - s_a)$$

火用效率可用来衡量一个技术过程的热力学完善程度

$$\eta_E = \frac{E_{out}}{E_{in}}$$



总目录

返回本章

返回本节

上一页

下一页

结束

制冷循环中各个过程的火用分析

1、压缩过程(1-2)

火用平衡方程 $w + e_1 = e_2 + \Delta e_{com}$

火用损失 $\Delta e_{com} = w + e_1 - e_2$

2、冷凝器中的冷却冷凝过程(2-3)

火用平衡方程 $e_2 = e_3 + \Delta e_{con}$

火用损失 $\Delta e_{con} = e_2 - e_3$

3、回热过程(3-4, 0-1)

火用平衡方程 $e_3 + e_0 = e_4 + e_1 + \Delta e_{rec}$

火用损失 $\Delta e_{rec} = (e_3 - e_4) - (e_1 - e_0)$



4、节流过程 (4-5)

火用平衡方程 $e_4 = e_5 + \Delta e_{thr}$

火用损失 $\Delta e_{thr} = e_4 - e_5$

5、蒸发过程 (5-0)

火用平衡方程 $e_5 + \frac{E_{q0}}{q_m} = e_0 + \Delta e_{eva}$

火用损失

$$\Delta e_{eva} = e_5 - e_0 + \frac{E_{q0}}{q_m}$$

最大的火用损失发生在压缩机

