

回冷空气制冷机原理及应用

北航505 秦钢

北京市制冷学会

一九七九年十一月 北京

当制冷工质在制冷机中仅以气体状态存在时，这种制冷机称为气体制冷机。由于在多数情况下气体制冷机是以空气为工质的，所以习惯上称为空气制冷机。

以空气为工质制冷的原理与蒸汽制冷机中利用液态工质在不同压力下的相变制冷完全不同，它是基于压缩气体的绝热膨胀并对外作功和节流效应，从而获得低温气流，再用此低温气流来吸热制冷的。由于两种制冷机的原理不同，因此它们有着完全不同的特性。

在历史上，人们首先是用空气制冷机（节流效应）实现人工制冷的。但由于当时的技术水平所限，空气制冷机的实际制冷系数很低，无法与相继出现的蒸汽制冷机竞争，所以在 -120°C 以上的普冷温度范围内，很快就被完全淘汰了，而仅用于空气分离设备和其他需要极低温度的场所，成为深冷技术的基础。近几十年来，由于透平技术（叶片机）、空气静压轴承、高效率紧凑热交换器等等新技术、新产品的出现和发展，在普冷温度范围内的某些用冷领域中，重新采用空气制冷机的条件逐渐成熟。

近十几年来，国外在这个方面作了不少工作，某些国家不仅有专门的设计研究机构，并有系列化定型产品，使用日趋广泛。主要用于使用温度低于 -80°C 的连续运行的生产性低温装置，以及使用温度虽高于 -80°C ，但为非连续运行的低温设备。目前了解到的应用领域有：各种低温环境试验（ -60°C —— -80°C 的人工气候室）；

钢材的冰冷处理和冷加工工艺 ($-70 \sim -120^{\circ}\text{C}$)；食品的快速冷冻 ($-50^{\circ}\text{C} \sim -100^{\circ}\text{C}$)；低温硫化工艺及废铜废钢件的粉碎 (-120°C)；石油气的回收 (-100°C)，以及飞机、军用车辆的空调等等。

从70年代初起，国内在这方面也作了不少工作。北航505教研室制冷小组从74年起，对在普冷温度范围内重新采用空气制冷机问题，进行了比较系统的理论探讨和试验研究。在各种小型专题试验研究的基础上，自己动手为某部队建成了体积为 $4.4\text{米} \times 4.3\text{米} \times 2.7\text{米} = 52\text{米}^3$ ，最低温度可达 -100°C ，用空气制冷机降温的人工气候室。于76年5月交付使用以来几年的运行证明，性能良好，超过了设计要求。与五机部第六设计院合作，为该部队设计了 1000米^3 ， -60°C ； 200米^3 ， -80°C ； 60米^3 ， -80°C 三个人工气候室及其共用的空气制冷机系统，现正在进行设备安装工作。此外，三机部609研究所，430厂、232厂等单位也先后建成了小型设备。目前国内正在建造和已建成投产的采用空气制冷机降温的设备已有几十台，主要是各种人工气候室和冰冷处理设备。石油气的回收和食品快速冷冻设备也在研制中。

通过几年来的实践和分析，我们认为，与蒸汽制冷机相比，除在使用温度高于 -80°C 时其制冷系数明显低于蒸汽制冷机外，在其他方面空气制冷机都比蒸汽制冷机优越，其主要优点是：

1. 在使用温度低于 -80°C 时，空冷机的制冷系数已与蒸汽制

冷机接近或反比蒸汽制冷机高，而流程、设备、操作、维护等则简单的多。因此是在要求使用温度低于 -80°C 时的一种很有前途的制冷手段。

2. 工质是无害的来源无限的空气，不存在工质的购买、运输、保管及由此引起的各种问题和费用。更重要的是系统气密性要求因此而可以大大降低，简化了设备的设计、生产和维护、运行的可靠性大大提高。

3. 易于获得极低的低温，降温性能可靠。并且可以据此实现蓄冷，即利用小容量设备获得短时间大冷量供应，因而可以大大减小某些科研用低温设备的投资和研制周期。

4. 由于空气制冷机是先获得低温气流，再用此冷气流来冷却其他物体，因而特别适用于经常起停的非连续运行性低温设备，如低温环境试验设备和冰冷处理设备。这时设备的冷量利用率高，可以弥补其制冷系数低的缺点，使设备的总耗电量反而小于制冷系数较高的蒸汽制冷机。

5. 实际流程灵活多变，对于各种使用要求和现场条件的适应性强。

6. 制冷压缩机可以采用普通低压空气压缩机，因而可以综合利用。易于组成特殊制冷量要求的机组，大大减少某些科研设备的投资和研制周期。

7. 机组产冷量易于调节，操作简单。

综上所述可见，空气制冷机有着一系列明显的优点，因而是一种很有发展前途的制冷手段，应该大力推广。当然，由于空气制冷机固有的缺点——在较高使用温度时制冷系数明显低于蒸汽制冷机，因此在普通冷藏、冷冻、空调、制冰等用冷领域内使用的可能性不大。本文的目的在于介绍空气制冷机的原理及特点，以求在我国的具体条件下使两种制冷技术各得其所，为发展我国的制冷事业，贡献力量。

一、空气制冷机原理：

就本质而言，空气制冷机的降温原理与任何一种热机的工作原理是完全一样的，都是利用压缩气体在特定装置内膨胀时，可以将其本身所含热能部份地转化成机械能并输出给外界的特点进行工作的。由于气体的部份热能转化成了机械能并输出给了外界（如带动发电机转子发电或带动压缩机工作等），所以膨胀后气体的温度必然大大低于膨胀前的温度。它们的区别仅在于：在热机中，目的是获得机械能，因而膨胀前工质温度很高（加油燃烧），膨胀后气体温度虽然大大降低了，但仍较高，并作为废气排出。在空气制冷机中，目的是获得很低温度的膨胀后气流供使用，而膨胀功则往往白白浪费了，因此膨胀前高压气流的温度较低（一般为常温或负温），膨胀后气流温度更低。两种机器的根本工作原理虽然一样，但因使用目的的不同，因而结构上各有特点，成为两个不同的行业。

与蒸汽制冷机类似，空气制冷机的基本流程也由四个环节所组成，如图1所示。它由压缩机、后冷却器，涡轮冷却器和用冷装置四个基

本环节组成。

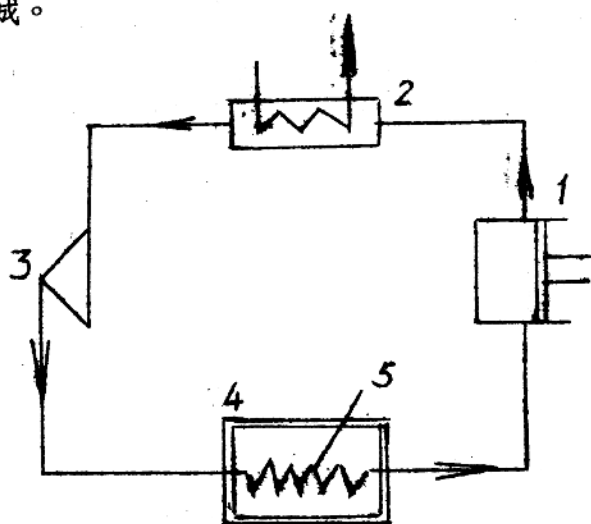


图 1 空气制冷机基本原理流程

1. 压缩机；2 后冷却器；3. 涡轮；4. 用冷装置；5. 负载热交换器。

该流程所能获得的涡轮出口气流温度不超过 $-70^{\circ}\text{C} \sim -80^{\circ}\text{C}$ ，并且随使用温度的降低，制冷系数下降很快。因此，除用于各种供给连续低温气流的装置，以及飞机，军用车辆空调外，使用不多，所以对它们不单独作进一步深入的分析讨论。

作为制冷机，在实际使用中主要采用回冷流程，其原理如图 2 所示。

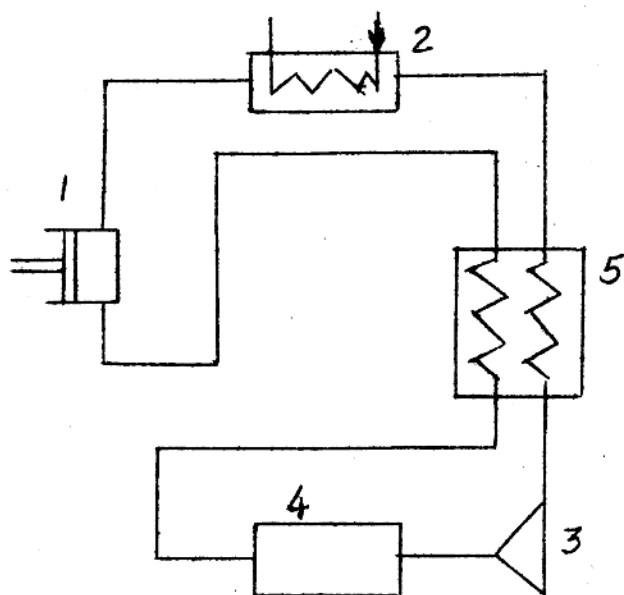


图 2 回冷空气制冷机原理流程

1. 压缩机；2 后冷却器；3 涡轮；4 用冷装置；5. 回冷热交换器。

由图可见，它由压缩机1，后冷却器2，回冷热交换器5，涡轮冷却器3及用冷装置4等五个基本环节组成。它与基本流程的区别仅在于增加了回冷热交换器5。其作用是利用用冷装置排出的冷气流来冷却进入涡轮前的高压常温气流，以回收冷量并降低涡轮进出口气流温度。下面我们对该流程的特性作进一步分析：

(一) 理论循环：

假定：工质空气为理想气体；压缩和膨胀过程为理想绝热过程；涡轮膨胀功可以全部回送给压缩机；回冷热交换器的效率等于1；且忽略管路及各附件的流动阻力损失。即我们先按理想条件来考虑，因

此称为理论循环，其 $T-S$ 图如图 3 所示。

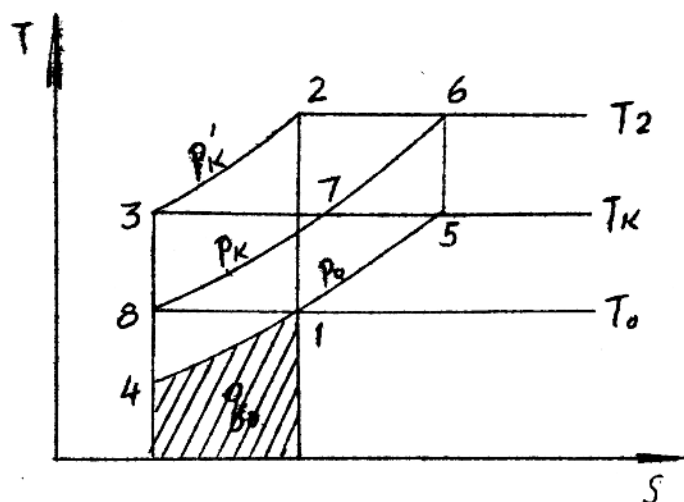


图 3 理论回冷流程 $T-S$ 图

图中 1 2 3 4 为理论基本流程的理论循环；1 5 6 7 8 4 为具有同样单位制冷量的回冷流程的理论循环；
 $T_K = T_3 = T_7$ 为后冷却器排气温度； $T_0 = T_1 = T_8$ 为用冷装置排气温度，并称之为循环的工作温度范围。 P_K 、 P_0 称之为循环的工作压力范围。5—6——压缩机内的理想压缩过程；6—7 和 7—8——高压气流在后冷却器和回冷热交换器内的等压冷却过程；8—4——气流在涡轮冷却器内的等熵膨胀过程；4—1——气流在用冷装置内的等压吸热过程；1—5——低压气流在回冷热交换器内的继续加热过程。

由于等压过程终了和初始两个状态间工质的焓差等于过程中的热交换量，工质在绝热过程终初两态间的焓差等于以热量单位表示的外功，而理想气体的焓值 $i = C_p T$ ，因此利用图 3 可以很方便的计算出理论循环的各特性参数。我们仅讨论其中的几个，并与蒸汽制冷机相比较。

1. 单位制冷量 φ_0 [大卡/公斤]：为压气机每输送一公斤空气所能制取的冷量。从图 3 中可直接写出：

$$\varphi_0 = i_1 - i_4$$

$$\because T_1 = T_0$$

$$\therefore \varphi_0 = i_0 - i_4 = C_p (T_0 - T_4) = A \ell^{\circ} P$$

即理论回冷循环的单位制冷量等于涡轮冷却器的单位膨胀功。

将理想绝热过程中状态参数间的关系式

$$\frac{T_4}{T_0} = \left(\frac{P_0}{P_k} \right)^{\frac{K-1}{K}}$$

$$\text{及 } \pi = \frac{P_k}{P_0} \quad \text{循环膨胀比 (无因次)}$$

代入后可得：

$$\varphi_0 = C_p T_0 \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{K-1}{K}}} \right)$$

上式表明，在膨胀比 π 一定时，理论回冷循环的单位制冷量与用冷装置排气的绝对温度 T_0 成正比。 φ_0 随 T_0 值的下降变化不太大，

并且只要 $T_0 \neq 0$, φ_0 就不会等于零。这与蒸汽制冷机中, 由于补偿环节(压缩机)最大压缩比和所能获得的最低压力值的限制, 每台机组所能获得的最低温度是有限的, 达到一定温度后机组的单位产冷量将等于零的情况完全不同。所以利用回冷空气制冷机是获得极低温度的有力手段。理论上可以获得接近绝对零度的低温, 实际上可以使任何气体液化, 因此该循环又称为深冷循环或空气液化循环。

从图3还可看到, 空冷机用冷装置内的吸热过程是等压升温过程。只要合理组织用冷, 可将被冷却物体冷却到接近涡轮出口气流温度 T_4 。在蒸冷机中, 吸热过程是等压等温过程, 因此只能将被冷却物体冷却到接近蒸发温度 t_0 。由于在实际使用中, 一般来说总是要求把被冷却物体从常温冷却到给定的低温, 而不同温度下的单位冷量是不等价的; 温度越低, 单位冷量的价值越高。所以等压升温吸热过程比等压等温吸热过程更为合理和有利, 它可以在用冷装置排气温度相同 ($t_0 = T_0$) 的条件下, 把被冷却物体冷却到更低的温度 ($T_4 \leq t_0 = T_0$)。

2 单位容积制冷量 φ_v : 为压缩机每输送 1 米³ 气体 (按吸气状态计算) 所能制取的冷量, 单位是 [大卡/米³]。显然:

$$\varphi_v = \frac{\varphi_0}{v_s}$$

式中 v_s ——压缩机吸气比容 [米³/公斤]

根据状态方程可求出:

$$v_s = \frac{RT_s}{P_0} = \frac{RT_k}{P_0}$$

若用 V [米³/时] 表示活塞式压缩机的理论排气量, 则机组理论制冷量 $Q_0 = V\varphi_v$ [大卡/时]。可见 φ_v 是决定机组尺寸的关键参数。

在回冷空气制冷机中, T_k 及 P_0 均为定值, v_s 也是定值, 因此 φ_v 及 Q_0 也是与 T_0 [K] 成正比, 随 T_0 的下降变化不太大。这与蒸冷机完全不同。在蒸冷机中, 由于工质的比容随蒸发温度 t_0 的下降增加很快, 因而单值容积制冷量 φ_v 及机组理论产冷量 Q_0 均随 t_0 的下降而很快下降。例如: 当 T_0 从 258 K (-15.0℃), 下降到 243 K (-30℃) 时, 回冷空气制冷机的 φ_v 及 Q_0 仅下降 6%, 而氨蒸冷机的蒸发温度 t_0 有同样变化时, 其 φ_v 及 Q_0 要下降 47%, 在实际蒸冷机中, 由于压缩机输气系数的减小 (压缩比增大), φ_v 及 Q_0 的变化量还要明显超过以上数值。

此外, 由于回冷空冷机的压缩膨胀比 $\pi = \frac{P_k}{P_0}$ 不大, 因而可以用提高 P_0 值的方法, 即用提高压缩机吸入压力及涡轮排气压力的方法大大提高 φ_0 值, 从而大大减小活塞式压缩机组尺寸。可使空冷机的单位容积制冷量在用冷温度为 -60℃ 以下时与中温工质蒸冷机组相同或反比它高, 克服空冷机要求活塞式压缩机尺寸较大的缺点。

3. 制冷系数 ε_R : 单位制冷量与循环单位外功的比值, 无因次。由于假设涡轮膨胀功可全部回送给压缩机, 因此可直接写出:

$$\varepsilon_R = \frac{q_0}{A_{\text{до}} - A_{\text{доп}}} = \frac{T_1 - T_4}{(T_0 - T_5) - (T_1 - T_4)} = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_1) - (T_5 - T_4)}$$

从理论基本循环可证明：

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

又因： $T_2 = T_0$ ， $T_1 = T_0 = T_3$ ， $T_k = T_5 = T_7$

代入整理后可得：

$$\varepsilon_R = \frac{T_0}{T_0 - T_4} = \frac{T_4}{T_k - T_4}$$

上式表明，理论回冷循环的制冷系数与理论基本循环的制冷系数是一样的。但回冷流程比基本流程更有利，这是因为：

(1) 在 P_0 及 $\pi = P_k / P_0$ 为定值时，回冷流程的 T_4 (T_0) 值可任意降低，而基本流程的 T_4 为定值。当然，随 T_0 (T_4) 的降低， q_0 要相应减小，但涡轮焓降可全部用来吸热制冷，因而 q_0 值比基本流程大大增加，机组尺寸将相应减小。

(2) 在等 q_0 及 P_0 值时， $P_k < P_k'$ ，循环的压缩膨胀比 $\pi = P_k / P_0$ 大大减小，因而压缩机及涡轮的功率减小，但其差值——循环的单位功将保持不变。因此在实际循环中，压缩机及涡轮中各种损失的绝对值大大减小，使实际回冷循环的制冷系数明显高于基本循环，并且在使用温度低于 -80°C 时，其实际制冷系数已与蒸汽制冷机接近或反比它高。

应特别指出，因空冷机可将物体冷却到远低于 T_0 的温度，而蒸

(二) 实际回冷循环

在实际回冷空气制冷机中，由于各种损失和传热温差的存在，压缩过程和膨胀过程都远不是等熵理想过程，回冷热交换器的效率 η_R 也必然小于 1；如果忽略工质空气流经管道及热交换器时的阻力损失，即将传热过程都看作是等压过程，则实际回冷循环在 $T-S$ 图上的表示，如图 4 所示。

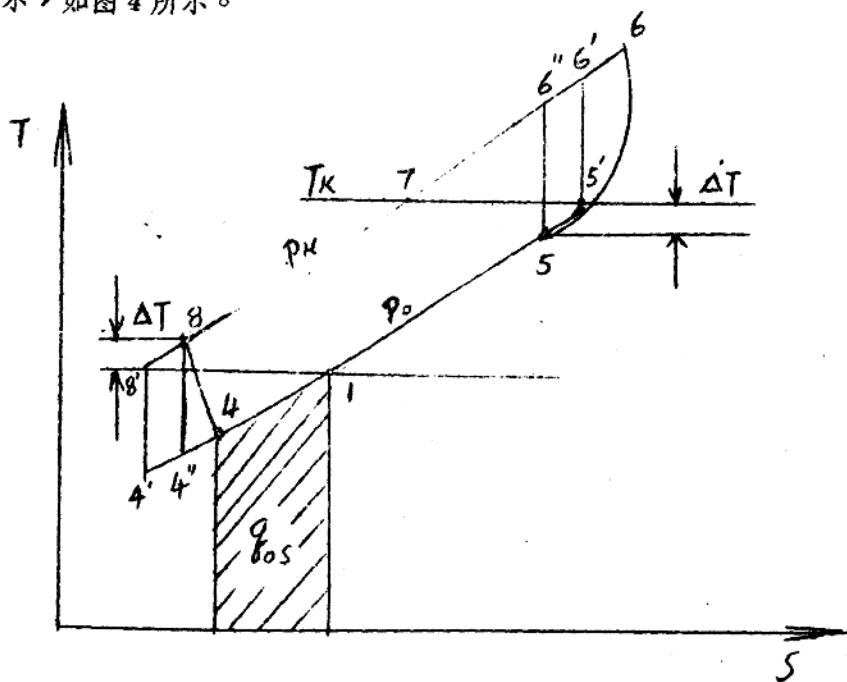


图 4 实际回冷循环

根据图4，可以求出实际回冷循环的各特性参数。下面讨论两个问题：

1. 单位制冷量 q_{os}

根据 q_{os} 的定义，从图上可直接写出：

$$q_{os} = C_p (T_1 - T_4) = C_p (T_0 - T_4) = C_p (\Delta T_{\text{回冷}} \Delta T)$$

式中：

$$\Delta T = (T_k - T_0) (1 - \eta_R) \text{——回冷热交换器端部温差。}$$

$$T_3 = T_0 + \Delta T$$

$$\Delta T_3 = T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{K-1}{K}}} \right) \cdot \eta_{ip}$$

$$= T_3 \cdot \psi \cdot \eta_{ip} \text{——涡轮实际温降。}$$

$$\psi = \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{K-1}{K}}} \right) \text{——膨胀因子，无因次。}$$

$$\eta_{ip} \text{——涡轮的内效率，无因次。}$$

代入整理后可得：

$$q_{os} = C_p [T_0 \cdot \psi \cdot \eta_{ip} - (1 - \psi \cdot \eta_{ip}) (T_k - T_0) (1 - \eta_R)]$$

在实际使用中， $(T_k - T_0)$ 值一般较大，因此应要求回冷热交换器有较高效率，以减少回冷不完全所造成的损失。一般说来 η_R 值应在 0.9 以上。

当 η_R 值较大时，由上式可见， T_k 值的增大对 q_{os} 及 $Q_{os} = G \cdot q_{os}$ 影响很小。例如：当 $P_k = 4$ 公斤/厘米²，

$P_0 = 1 \text{ 公斤/厘米}^2$, $\eta_R = 0.9$, $\eta_{ip} = 0.8$, $T_0 = -60^\circ\text{C}$ 时, 若 T_K 从 30°C 增至 50°C , q_{os} 值反从 11.78 大卡/公斤 降至 11.42 大卡/公斤 , 反减小了 3% , 实际回冷不完全损失 ΔT 仅增大了 1.47°C 。根据这一特点, 在实际中可采用风冷后冷却器, 从而大大节约设备的运行费用。

2 实际制冷系数 ε_{RS} 与 $\pi = P_K/P_0$ 的关系

假设 $\eta_{KP} = \eta_{ip}$, 即假设涡轮的内效率 η_{ip} 等于其有效效率 η_{KP} , 并且用 η_{ky} 表示压缩机的绝热效率, 则根据制冷系数的定义和图 4, 可写出:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{RS} &= \frac{q_{os}}{A l_{os}} = \frac{\Delta T_s - \Delta T}{\frac{T_{s''} - T_s}{\eta_{ky}} - \Delta T_s} \\ &= \frac{(T_0 + \Delta T - T_{4'}) \eta_{ip} - \Delta T}{\frac{T_{s''} - (T_K - \Delta T)}{\eta_{ky}} - (T_0 + \Delta T - T_{4'}) \eta_{ip}}\end{aligned}$$

因 $T_{4'} \cdot T_{s''} = T_s \cdot T_s = (T_K \Delta T) (T_0 + \Delta T)$

代入上式可消去 $T_{4'}$, 因此

$$\varepsilon_{RS} = f(T_K, T_0, \eta_{ky}, \eta_{ip}, \Delta T, T_{s''})$$

当前五个参数 η_{ip} , η_{ky} , T_K , T_0 及 ΔT 取 η_R 给定后, ε_{RS} 反是 $T_{s''}$ 的函数。将 ε_{RS} 表达式对 $T_{s''}$ 微分, 并令其等于零, 可求出最佳 $T_{s''}$ 值, 即最佳压缩终了理论温度。对应的 $\pi = P_K/P_0$ 值也是最佳值, 即在此压缩膨胀比下, 循环的制冷系数最高。最佳 $T_{s''}$ 值

计算式为：

$$\begin{aligned} & (T_0 + \Delta T - \frac{\Delta T}{\eta_{1P}}) T_{\theta}^*{}^2 - 2(T_0 + \Delta T)(T_k - \Delta T) T_{\theta}^* \\ & + (1 + \frac{\eta_{k\gamma} \cdot \Delta T}{T_k - \Delta T})(T_0 + \Delta T)(T_k - \Delta T)^2 = 0 \end{aligned}$$

计算表明， π 值对 ϵ_{RS} 的影响不是很大，并且最有利 π 的数值一般不超过 3。

例：若 $T_k = 30^\circ\text{C}$ ， $T_0 = -80^\circ\text{C}$ ， $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ ， $\eta_{k\gamma} = \eta_{1P} = 0.8$ 可求出最佳 T_{θ}^* 值为 113°C ，相应的 $\pi = 2.61$ 。

在其他压缩膨胀比下循环的 ϵ_{RS} 及 T_4 值如表所示：

表 1 不同压缩膨胀比 π 的 ϵ_{RS} 及 T_4 值

π	ϵ_{RS}	T_4
2	0.367	
2.61	0.376	-108°C
3	0.37	-113°C
4	0.33	-122.4°C
5	0.324	-129°C

请注意，在以上计算 ϵ_{RS} 最佳值时，没有考虑用冷装置内的气流组织问题，或者说没有考虑被冷却物体实际所能达到的温度，而不同的 π 值和不同的用冷方式可使物体达到不同的温度。因此，在选择 π 值不能仅从 ϵ_{RS} 最大出发，还应综合考虑机组尺寸及用冷装置内的气流组织等问题。

三 回冷空气制冷机实际流程原理

(一) 实际流程设计中必须解决的几个问题

仅有图2所示五个基本环节，虽然从原理上讲已经可以制冷，但还不能够构成实际空气制冷机。在空冷机实际流程设计时，还必须解决一些其它问题，主要有：

1. 空气的净化与干燥

空冷机的工质空气来自大气，而大气中含有各种固态杂质和水蒸汽，若不予先除去，水蒸汽在低温下将冷凝并冻结成水，则

(1) 固态杂质将首先损坏压缩机，而冰粒与其他固态杂质一起，在高速气流吹动下将象喷砂一样损坏涡轮叶轮和喷管环。

(2) 冰粒在低温管道和热交换器中集聚，将严重影响传热，甚至阻塞通道。

(3) 水蒸汽在低温下冷凝，冻结时放出的大量潜热将大大减小空气制冷机的实际产冷量。

因此，在空气制冷机中必须设置严格的过滤净化装置和干燥装置，以除去各种固态杂质和水蒸汽。

空气的净化与干燥及其方案选择，是空冷机设计中的关键问题之一，不仅对实际流程影响极大，并且对空冷机运行的可靠性和寿命有决定性影响。实践和分析表明，实际运行中空冷机发生的故障，多数都是由空气净化和干燥不良所引起。

各种干燥除水方法，如：冷冻除水，压缩除水，吸附除水等在空