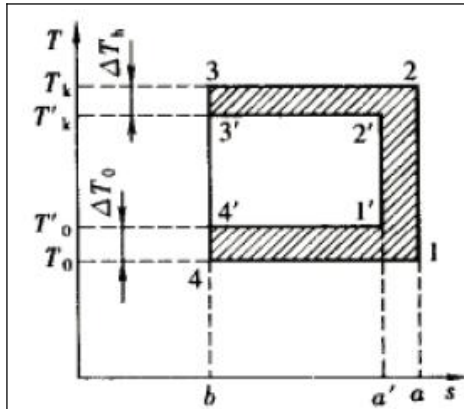


	<p>逆卡诺循环 P504</p> $\varepsilon = q_0 / \Sigma w$ $q_0 = T'_0 (s_1 - s_4)$ $q_k = T'_k (s_1 - s_4)$ $\Sigma w = q_k - q_0$ $\varepsilon = T'_0 / (T'_k - T'_0)$	<p>T'_0 / T'_k - 冷热源温度 K</p> <p>s_1 / s_4 - 状态点 1 和 4 的比熵 kJ/kg·K</p> <p>q_0 - 面积 14ba1 q_k - 面积 23ba2</p> <p>Σw - 12341</p>
	<p>湿蒸气区逆卡诺循环(理想循环)P504</p> $q_0 = h_1 - h_4$ $-q_k = h_2 - h_3$ $\Sigma w = w_c - w_e = (h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)$ $\varepsilon = (h_1 - h_4) / [(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)]$	<p>h_1, h_2, h_3, h_4 - 状态 1 2 3 4 的焓 kJ/Kg</p> <p>w_c - 消耗功, 面积 123041</p> <p>w_e - 获得膨胀功, 面积 3043</p> <p>Σw - 面积 12341</p>

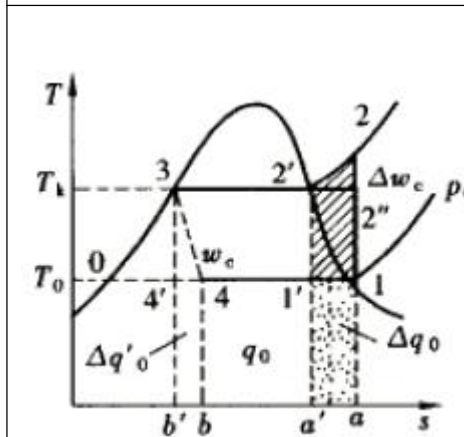


有传热温差的制冷循环 P505

$$\varepsilon = (T'_0 - \Delta T_0) / [(T'_k - T'_0) + (\Delta T_k + \Delta T_0)]$$

有传热温差时制冷系数总小于逆卡诺循环的制冷系数,其减小的程度一般称为温差损失, ΔT_0 和 ΔT 越大, 则温差损失越大

$$\begin{aligned} \varepsilon'_c &= T_0 / (T_k - T_0) = (T'_0 - \Delta T_0) / [(T'_k + \Delta T_k) - (T'_0 - \Delta T_0)] \\ &= (T'_0 - \Delta T_0) / [(T'_k - T'_0) + (\Delta T_k + \Delta T_0)] \\ &< \varepsilon_c = T_0 / (T_k - T_0) \end{aligned}$$



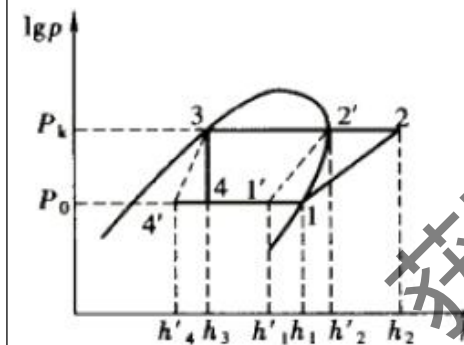
膨胀阀代替膨胀机理论理论循环 P506

$$q_0 = h'_1 - h_4$$

与理想循环比:
制冷量减少-面积 44'b'b4
膨胀功减少-面积 034'0

$$w = h'_2 - h'_1$$

$$\varepsilon = (h'_1 - h_4) / (h'_2 - h'_1)$$

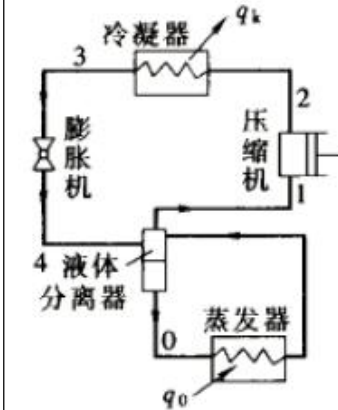


干压缩代替湿压缩 P506

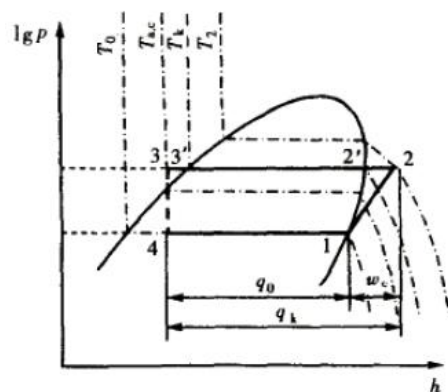
$$q_0 = h_1 - h_4 \quad w = h_2 - h_1$$

制冷量增加-面积 a11'a'a
耗功量增加-面积 122'1'1

$$\varepsilon = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1)$$



蒸气压缩式制冷理论循环的热力计算
P507



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

$$M_R = \frac{\phi_0}{q_0} \quad V_R = M_R v_1 = \frac{\phi_0}{q_v}$$

$$q_k = h_2 - h_3$$

$$\phi_k = M_R q_k = M_R (h_2 - h_3)$$

$$w_{th} = h_2 - h_1 \quad -P_{th} = M_R (h_2 - h_1)$$

$$\varepsilon_{th} = \phi_0 / P_{th} = q_0 / w_{th} = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) \quad \eta_R - \text{制冷效率}$$

$$\eta_R = \varepsilon_{th} / \varepsilon$$

$$\phi_k = \phi_0 + P_{th} \text{ 或 } q_k = q_0 + w_{th}$$

q_0 - 单位质量制冷量 kJ/Kg q_v - 单位容积制冷量 kJ/m³

v_1 - 压缩机吸气比容, 即压缩机入口气态制冷剂的比容 m³/kg

M_R - 制冷剂质量流量 kg/s V_R - 体积流量 m³/s

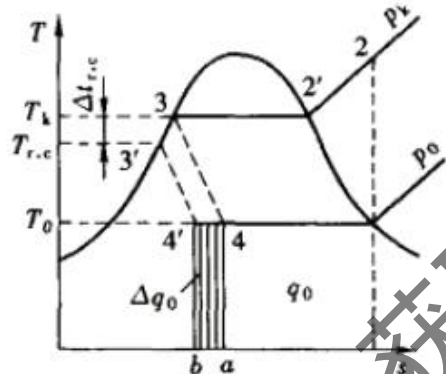
ϕ_0 - 制冷量 kJ/s 或 kw q_k - 冷凝器单位质量换热量 kJ/Kg

ϕ_k - 冷凝器热负荷 kJ/s 或 kw w_{th} - 压缩机单位质量耗功量 kJ/Kg

P_{th} - 压缩机理论耗功率 kJ/s 或 kw ε_{th} - 理论制冷系数

η_R - 制冷效率

平衡检验



过冷循环 P508

$$\varepsilon_{\text{过冷}} = (q_0 + \Delta q_0) / w_c = [(h_1 - h_4) + (h_4 - h'_4)] / (h_2 - h_1)$$

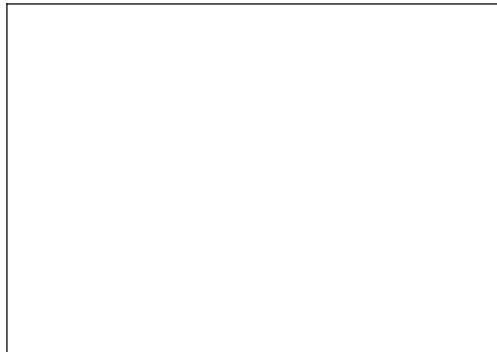
$$= \varepsilon_0 + (C'_x \cdot \Delta t_{r,c}) / (h_2 - h_1)$$

制冷量增加-面积 a44'ba

ε_0 - 无过冷的饱和循环制冷系数

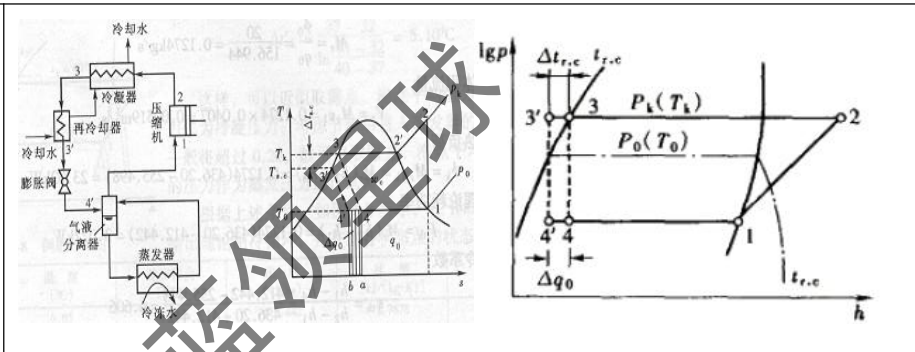
C'_x - 制冷剂液体在 T_k 和 $T_{r,c}$ 之间 [即 $1/2 (T_k + T_{r,c})$] 的平均比热

— kJ/Kg.K



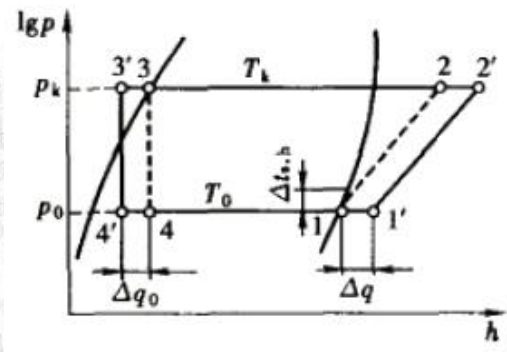
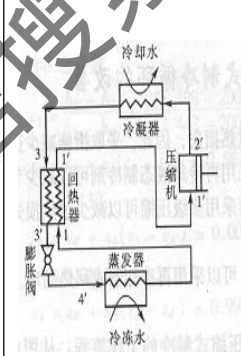
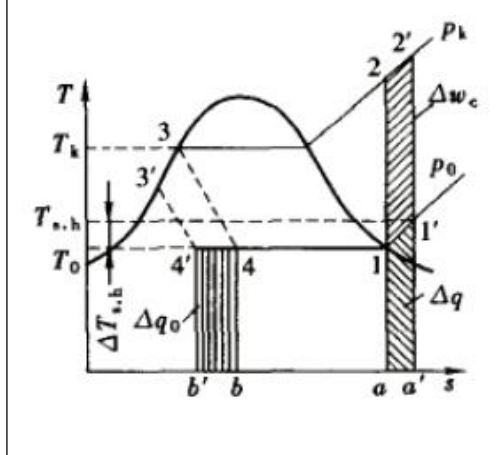
回热循环 P509

$$\begin{aligned} \varepsilon &= (q_0 + \Delta q_0) / (w_c + \Delta w_c) \\ &= (h_1 - h_4 + h_4 - h'_4) / (h_2 - h_1 + h'_2 - h'_1) \\ &= (h_1 - h'_4) / (h_2 - h_1 + h'_2 - h'_1) \\ h_4 - h'_4 &= h'_1 - h_1 \end{aligned}$$

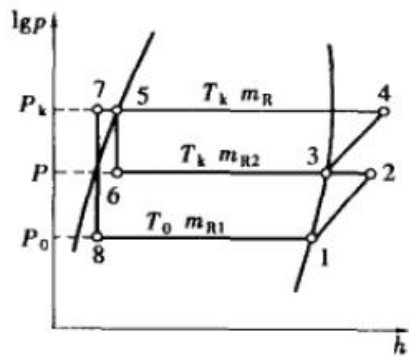
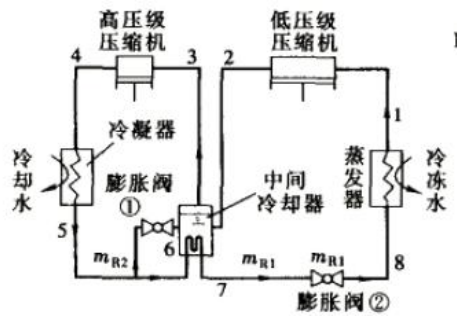


制冷量增加-面积 44'b'b4

压缩机耗功量增加-面积 1'2'211'



获取更多资料



一次节流、中间完全冷却的双级压缩制冷

$$m_{R1} = \phi_0 / (h_1 - h_8)$$

$$m_{R1}(h_2 - h_3) + m_{R1}(h_5 - h_7) = m_{R2}(h_3 - h_6)$$

$$m_{R2} = m_{R1}[(h_2 - h_3) + (h_5 - h_7)] / (h_3 - h_6)$$

低、高级压缩机理论耗功率

$$P_{th1} = m_{R1}(h_2 - h_1)$$

$$P_{th2} = m_{R2}(h_4 - h_3)$$

$$P_{th} = P_{th1} + P_{th2}$$

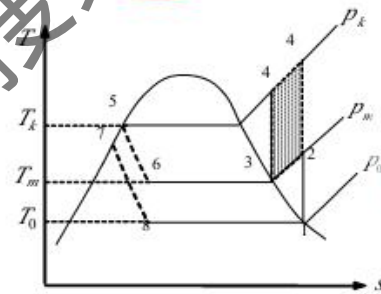
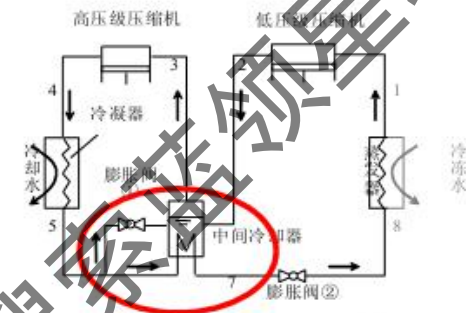
理论制冷系数

$$\varepsilon_{th} = \phi_0 / P_{th} = \phi_0 / (P_{th1} + P_{th2})$$

P512

$$Kw = kg/s \times kJ/Kg$$

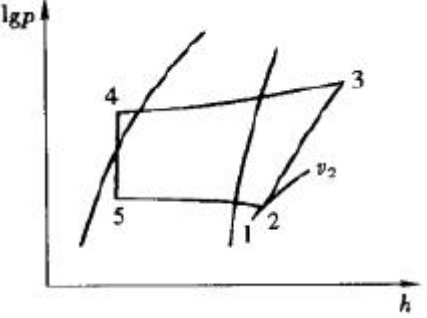
适用于氨双级制冷系统



获取更多资料 微信搜 球球星球

	<p>一次节流、中间不完全冷却的双级压缩制冷</p> $m_{R1}h_2 + m_{R2}h'_3 = (m_{R1} + m_{R2})h_3 = m_R h_3$ $m_{R1} = \phi_0 / (h_0 - h_9) \text{ —}$ $m_{R2}(h'_3 - h_6) = m_{R1}(h_5 - h_7)$ <p>低、高级压缩机理论耗功率</p> $P_{th} = P_{th1} + P_{th2} = m_{R1}(h_2 - h_1) + m_R(h_4 - h_3)$ <p>理论制冷系数</p> $\varepsilon_{th} = \phi_0 / P_{th} = \phi_0 / (P_{th1} + P_{th2})$	<p>P513</p> <p>适用于 R22、R134a 等制冷系统</p> <p>此循环一般增设回热器，使流出蒸发器的制冷剂蒸气由 t_0 升到 t_1</p> <p>低压级压缩机吸气过热度取 $20 \sim 50^\circ\text{C}$，循环中 t_7 比 t_6 高 $5 \sim 8^\circ\text{C}$</p>
<p>按制冷系数最大为原则确定中间压力</p>	$t_{佳} = 0.4t_k + 0.6t_0 + 3$	<p>P514</p>
<p>按高低压压缩机的压缩比相等为原则</p>	$p = \sqrt{p_k \cdot p_0}$	<p>P514</p>
<p>热泵循环</p> <p>制热系数 P514</p>	$\varepsilon_h = \phi_h / P = (\phi_0 + P) / P = \varepsilon + 1$ $\phi_0 = \phi_h \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_h}\right) \quad \phi_h = \phi_0 \left(1 + \frac{1}{\varepsilon}\right)$	<p>公式成立条件必须是工况（冷凝、蒸发温度、再冷度、过热度）完全相同</p>

逆卡诺循环制热系数 P514	$\varepsilon_{hc} = \varepsilon_c + 1 = T'_k / (T'_k - T'_0)$	最大
空气调节器中压缩机向蒸发器提供的实际冷量	$Q = 0.9Q_k = 0.9kQ_0$ W 活塞式 $k = Q_k / Q_0 = 1.72ne^{0.0437t_1}$	Q_k —压缩机在空调工况下的制冷量 W Q_0 —标准工况($t_1=30^\circ\text{C}$, $t_2=-15^\circ\text{C}$ 下的制冷量)W
制冷剂 P517	$2m+2=n+p+q+r$	饱和碳氢化合物 C_mH_{2m+2} 卤代烃 $C_mH_nF_pCl_qBr_r$
活塞式制冷压缩机理论输气量 P540	$V_h = \frac{\pi}{240} D^2 S n Z$ m ³ /s	气缸直径 D (m)、活塞行程 S (m)、气缸数 Z、曲轴转数 n (r/min)
滚动转子式压缩机理论输气量 P540	$V_h = \frac{\pi}{60} n(R^2 - r^2)LZ$ cm ³ /s	气缸半径 R (cm)、转子半径 r (cm)、气缸轴向厚度 L (cm)、压缩机转速 n (r/min)、气缸数 Z
双螺杆式制冷压缩机理论输气量 P540	$V_h = \frac{1}{60} C_n C_\phi D^2_0 L n$ m ³ /s	主动转子公称直径 D_0 (m)、转子长度 L (m)、面积利用系数 C_n 、扭角系数 C_ϕ 、主动转子转速 n (r/min)
单螺杆式制冷压缩机理论输气量 P540	$V_h = \frac{2V_p Z n}{60}$ m ³ /s	星轮封闭时的最大基元容积 V_p 、转子齿数 Z、转子转速 n (r/min)
涡旋式制冷压缩机理论输气量 P540	$V_h = \frac{1}{30} n \pi P_h H (P_h - 2\delta) (2N - 1 - \frac{\theta^*}{\pi})$ m ³ /s	涡旋体高度 H (m)、涡旋体壁厚 δ (m)、基圆半径 a (m)、涡旋节距 $P_h=2\pi a$ (m)、小室数 N、回转角 θ^* (rad)、转速 n (r/min)
容积效率 P540	$\eta_v = \frac{V_R}{V_h} = \lambda_v \lambda_p \lambda_t \lambda_l$	实际输气量 V_R 、理论输气量 V_h 余隙系数、节流系数、预热系数、气密系数: λ_v 、 λ_p 、 λ_t 、 λ_l
中小型活塞式压缩机容积效率 P541	$\eta_v = 0.94 - 0.085[(\frac{p_2}{p_1})^{\frac{1}{m}} - 1]$	C 约为 0.04、转数等于或大于 720 r/min、氨多变指数 $m=1.28$; R22, $m=1.18$
相对余隙容积 P541	$C = V_c / V_g$	余隙容积 V_c 、气缸工作容积 V_g

	<p>制冷压缩机工作能力, P542</p> <p>制冷量 Kw</p> $\phi_0 = M_R(h_1 - h_5) = (\eta_v V_h / v_2)(h_1 - h_5) = \eta_v V_h q_v$ <p>制热量 Kw</p> $\phi_h = M_R(h_3 - h_4) = M_R(h_1 - h_5) + M_R(h_3 - h_1)$ $\phi_h = \phi_0 + fP_{in}$	<p>M_R - 制冷剂单位单位质量流量, kg/s</p> <p>h_1 - 蒸发器出口制冷剂的比焓, kJ/Kg</p> <p>h_5 - 蒸发器进口制冷剂的比焓, kJ/Kg</p> <p>η_v - 制冷压缩机的容积效率</p> <p>V_h - 制冷压缩机的理论输气量, m³/s</p> <p>v_2 - 制冷压缩机入口气态制冷剂的比容, m³/Kg</p> <p>h_3 - 制冷压缩机出口气态制冷剂的比焓, kJ/Kg</p> <p>h_4 - 冷凝器出口液态制冷剂的比焓, kJ/Kg</p> <p>P_{in} - 压缩机配用电机的输入功率, Kw</p> <p>f - 输入功率转化为制热量的系数, 小型压缩机 0.75, 良好的大型压缩机 0.9, 不计散热 1</p>
<p>制冷压缩机耗功率 P543</p> $P_i = M_R w_i = M_R \frac{w_{th}}{\eta_i} = \frac{\eta_v V_h (h_3 - h_2)}{v_1 \eta_i}$ $\eta_i = P_{th} / P_i = (M_R w_{th}) / (M_R w_i)$ $= w_{th} / w_i$ $= \frac{T_0}{T_k} + bt_0$	<p>开启式制冷压缩机配用电机的功率 Kw</p> $P = (1.10 \sim 1.15) P_e / \eta_d$ $\frac{P_e}{\eta_d} = \frac{P_i}{\eta_m \eta_d} = \frac{P_{th}}{\eta_i \eta_m \eta_d} = \frac{\eta_v V_h (h_3 - h_2)}{v_1 \eta_i \eta_m \eta_d}$ $P_{in} > P_e > P_i > P_{th}$	<p>w_i - 单位质量制冷剂的实际耗功率, kJ/Kg</p> <p>w_{th} - 单位质量制冷剂的理论耗功率, kJ/Kg</p> <p>h_2 - 制冷压缩机气缸入口处气态制冷剂的比焓, kJ/Kg</p> <p>b-氨取 0.001; R22 取 0.0025</p> <p>P_i - 指示功率, Kw</p>

$w_{th} = h_3 - h_2$ $P_i = M_R (h_3 - h_2) / \eta_i$ $P_e = P_i + P_m = P_i / \eta_m$ $= P_{th} / \eta_i \eta_m = \frac{\eta_v V_h (h_3 - h_2)}{v_1 \eta_i \eta_m}$ $\eta_m = P_i / P_e$ $P_{in} = P_{th} / \eta_i \eta_m \eta_e = P_e / \eta_e = P_{th} / \eta_s$ <p style="text-align: center;">—</p> $= \frac{P}{\eta_e} = (1.10 - 1.15) \frac{\eta_v V_h (h_3 - h_2)}{v_1 \eta_i \eta_m \eta_d \eta_e}$ $\eta_s = \eta_i \eta_m \eta_e$		P_e – 轴功率, Kw P_m – 摩擦功率, Kw P_{th} – 理论功率, Kw η_i – 指示效率 η_m – 摩擦效率 η_e – 轴效率 η_s – 绝热效率 η_d – 传动效率, 直联 1, 三角皮带 0.90–0.95 η_0 – 电动机效率
制冷性能系数 COP P544	开启式 $COP = \phi_0 / P_e = \varepsilon_{th} \eta_i \eta_m$ 封闭式 式 $COP = \phi_0 / P_{in} = \frac{\phi_0}{P_{th}} \eta_i \eta_m \eta_d \eta_e$ $= \varepsilon_{th} \eta_i \eta_m \eta_d \eta_e$	η_0 – w/w 或 Kw/Kw
制热性能系数 P544	开启式 $COP_h = \phi_h / P_e$	w/w 或 Kw/Kw

	封闭式 $COP_h = \phi_h / P_{in}$	
蒸汽压缩式部分负荷综合性能系数 (IPLV) 70Kw 以上的机组应配置容量卸载机构 美国标准 P426	$IPLV = 2.3\%A + 41.5\%B + 46.1\%C + 10.1\%D$ $IPLV = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D$	A—100%负荷时的性能系数 w/w, 冷却水进水温度 30℃ B—75%负荷时的性能系数 w/w, 冷却水进水温度 26℃ C—50%负荷时的性能系数 w/w, 冷却水进水温度 23℃ D—25%负荷时的性能系数 w/w, 冷却水进水温度 19℃
冷水机组的噪声 P553	$L = L_0 - 20 \lg \frac{r}{r_0} + 3$ dB	L ₀ —距机组 1m, 距地面 1.5m 处的噪声值, dB
风冷热泵机组冬季制热量 P553	$\phi_h = qk_1k_2$ Kw	q—产品样本中的瞬时制热量 (室外空气干球温度 7℃, 湿球温度 6℃ k ₁ —使用地区室外空调计算干球温度的修正系数 k ₂ —机组化霜修正系数, 每小时化霜一次 0.9, 二次 0.8
冷却水泵扬程 P562	$H_p = 1.1(H_f + H_d + H_m + H_s + H_0)$ MPa	H _f 、H _d —冷却水管路系统总的沿程阻力和局部阻力 MPa H _m —冷凝器冷却水侧阻力 MPa H _s —冷却塔中水的提升高度 (从塔底部水池到喷淋器的高差 m) × 0.0098 H ₀ —冷却塔布水器喷头的喷雾压力 MPa, 引风式 0.02-0.05 MPa 水喷射式 0.08-0.15 MPa
冷凝温度	水冷 $t = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} + 4 \sim 8$ °C	<u>t_{w1}、t_{w2}—冷却水进、出水温度℃;</u> <u>t_k—夏季空调室外计算干球温度℃</u>
冷却水量	风冷 $t = t_k + 15$ °C $G = \frac{1.2Q}{c(t_{w2} - t_{w1})} = \frac{1.2Q}{c\Delta t}$ kg/s	<u>Q—压缩机的实际制冷量 KW;</u> <u>Δt—冷却水温升, 卧式冷凝器 4-8℃, 进水温度高取下限、冷凝器水行程数少取下限。</u>
冷却塔的冷却能力 P565 开式冷却水补水量 P566 开式冷却水系统的补水量包括: 蒸发损	$Q_c = K_a AH (MED)$ kJ/h $MED = \frac{\Delta I - \Delta 2}{\ln \frac{\Delta 1}{\Delta 2}}$	K _a —冷却塔填料部分的总焓移动系数; H—填料层高度, m MED—对数平均比焓差, kJ/kg i _{w1} 、i _{w2} —对应于 T _{w1} 、t _{w2} 饱和空气的比焓, kJ/kg i _{s1} 、i _{s2} —对应于 T _{s1} 、t _{s2} 饱和空气的比焓, kJ/kg

<p>失，飘逸损失，排污损失和泄露损失，当选用逆流式冷却塔或横流式冷却塔时，空调冷却水的补水量应为：电制冷 1.2-1.6%，溴化锂吸收式制冷 1.4-1.8%。</p>	$\Delta 1 = i_{w1} - i_{s2} \quad \Delta 2 = i_{w2} - i_{s1}$ $K_a = C_1 (W / A)^\alpha (G / A)^\beta$ <p>冷却塔的实际冷却能力=实际 MEDs/样本 MEDy</p>	<p>t_{w1}、t_{w2}—冷却水进出口的水温，$^{\circ}\text{C}$； t_{s1}、t_{s2}—室外空气进出口的湿球温度，$^{\circ}\text{C}$ W—冷却塔水量，kg/h； G—冷却塔风量，kg/h α、β—系数分别为 0.45 和 0.60 A—冷却塔断面积，m^2； $C1$—P566 表 4.4-9</p>
<p>★吸收式制冷 氨-水工质对 P571 溴化理-水工质对</p>	$\xi = \frac{m_{\text{NH}_3}}{m_{\text{NH}_3} + m_{\text{H}_2\text{O}}} \quad \text{kg/kg}$	$\xi = \frac{m_{\text{LiBr}}}{m_{\text{LiBr}} + m_{\text{H}_2\text{O}}} \quad \text{kg/kg}$
<p>溴化理-水工质对 P571</p>	$\xi = \frac{m_{\text{LiBr}}}{m_{\text{LiBr}} + m_{\text{H}_2\text{O}}} \quad \text{kg/kg}$	
<p>吸收式制冷机的热力系数 P571</p>	$\xi = \frac{\phi_0}{\phi_g}$	<p>ϕ_0—制冷量；ϕ_g—消耗的热量</p>
<p>最大热力系数 P571 热力完善度</p>	$\xi_{\max} = T_0 (T_g - T_e) / T_g (T_e - T_0) = \varepsilon_c \eta_c$ $\eta_d = \xi / \xi_{\max}$	<p>T_g—发生器中热媒温度；T_0—蒸发器中被冷却物温度（可取进出水平均温度）；T_e—环境温度（可取冷却水进出水平均温度） ε_c—逆卡诺循环制冷系数；η_c—正卡诺循环制冷系数</p>
<p>水溶液的沸点与同压力下水的沸点成正比 P572</p>	$t = At' + B$	<p>A、B—系数，为浓度的函数</p>

吸收式制冷 P571-574

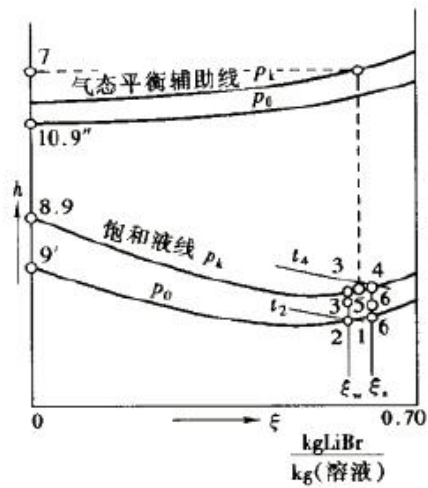


图 4.5-3 比焓—浓度图上的溴化锂吸收式制冷理论循环

$m_1 = m_2 = m_3$

$\xi_3 = \xi_w$

$\xi_7 = 0$

$\xi_4 = \xi_s$

$m_3 = m_7 + m_4$

$m_3 \xi_3 = m_7 \xi_7 + m_4 \xi_4$

$m_3 = m_7 \frac{\xi_4 - \xi_7}{\xi_4 - \xi_3} = m_7 \frac{\xi_s}{\xi_s - \xi_w} = m_7 f$

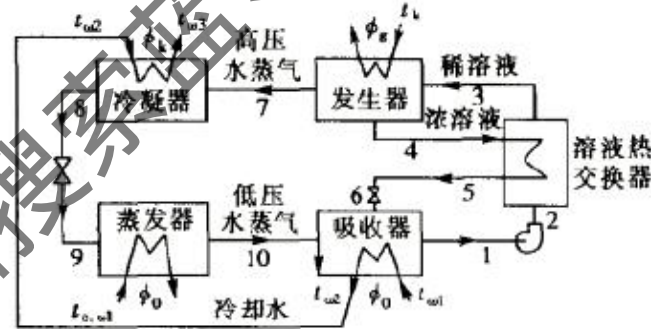
循环分倍率 $f = \frac{m_3}{m_7} = \frac{\xi_s}{\xi_s - \xi_w}$

放气范围 $\Delta \xi = \xi_s - \xi_w$

ξ_s - 浓溶液浓度

ξ_w - 稀溶液浓度

放气范围大，溶液循环倍率小，运行经济性好，但溴化锂-水溶液浓度大，易产生结晶，因此，放气范围和溶液的循环倍率很重要，溴化锂吸收式制冷的四大性能指标为热力系数，热力完善度，放气范围和溶液循环倍率。



P571

单效型 $Q_{吸} + Q_{冷} = Q_{发} + Q_{蒸}$

双效型 $Q_k = Q_0 + Q_g = Q_0(1 + 1/\xi)$

吸收式机组名义制冷量、制热量 P578

$COP_0 = \phi_0 / (\phi_g + P)$ kw/kw

$COP_h = \phi_h / (\phi_g + P)$ kw/kw

ϕ_g - 名义加热源耗热量 kw

P - 名义消耗电功率 kw

<p>蓄冷平均法 P597</p>	$Q = \sum_{i=1}^{24} q_i = nmq_{\max} = nq_p$ $Q = (1+k)Q_d$	<p>Q—设备选用日总冷负荷 kWh; Q_d—设备计算日总冷负荷 kWh q_i—i时刻空调冷负荷 kW; q_{\max}—设计日最大小时冷负荷 kW q_p—设计日平均小时冷负荷 kW; n—设计日空调运行小时数 h m—平均负荷系数, 宜取 0.7-0.8; k—制冷站设计日附加系数, 5%-8%</p>
<p>蓄冷全负荷蓄冷 P597 蓄冷装置有效容量</p> $Q_s = \sum_{i=1}^{24} q_i = n_1 c_f q_c$ <p>蓄冷装置名义容量 $Q_{s0} = \varepsilon Q_s$</p> $q_c = \frac{\sum_{i=1}^{24} q_c}{n_1 c_f}$	<p>部分负荷蓄冷 P597</p> <p>蓄冷装置有效容量 $Q_s = n_1 c_f q_c$</p> <p>蓄冷装置名义容量 $Q_{s0} = \varepsilon Q_s$</p> $q_c = \frac{\sum_{i=1}^{24} q_c}{n_2 + n_1 c_f}$	<p>q_i—建筑物逐时冷负荷 n_1—夜间制冷机在制冰工况下运行的小时数 n_2—白天制冷机在空调工况下运行小时数 ε—蓄冷装置的实际放大系数 c_f—制冷机制冰时制冷能力的变化率即实际制冷量与空调工况制冷量的比值, 活塞 0.6-0.65; 螺杆 0.64-0.7; 离心(中压) 0.62-0.66; 离心(三级) 0.72-0.8</p>
<p>有限电时蓄冷装置有效容量 P598</p>	$Q_s \eta_{\max} \geq q_{i\max}$ $q_c \geq Q_s / (n_1 c_f)$	<p>Q_s—为满足限电要求所需蓄冷装置容量 kWh η_{\max}—所选蓄冷装置的最大小时取冷率 $q_{i\max}$—限电时段空调系统的最大小时冷负荷 kW q_c—修正后的制冷机空调工况制冷量 kWh</p>
<p>水蓄冷贮槽容积 P598</p>	$V = \frac{Q_s P}{1.163 \eta \Delta t} \quad \text{m}^3$	<p>Q_s—设计日所需蓄冷量 kWh P—容积率 1.08-1.3, 分层型及容量大的右取低限, 其余形式及容量小的取高限; η—蓄冷效率 0.8-0.85; Δt—蓄冷槽可利用的进出水温差 5-8°C</p>

<p>水蓄冷稳流器 P598</p>	$Fr = q \sqrt{\frac{gh_i^3 (\rho_1 - \rho_a)}{\rho_a}}^{0.5}$ <p>一般 $Fr < 2$, 取 $Fr = 1$</p>	<p>Fr—稳流器进口的 Fr 数 q—稳流器有效单位长度的体积流量 $m^3/(ms)$; g—重力加速度 $9.81m/s^2$ h_i—稳流器最小进口高度 m, 对下部稳流器进口高度是指其出水孔与槽底的垂直距离, 对上部是指其出水孔与液面的垂直距离 ρ_1—进口水密度 kg/m^3; ρ_a—周围水密度 kg/m^3 v—进水的运动黏度 m^2/s</p>
<p>水蓄冷稳流器进口的 Re</p>	<p>$Re = q/v$</p>	<p>Q_j—输送冷量 kw Δt—供回液温差 $^{\circ}C$</p>
<p>蓄冰系统工程中泵的流量 P603</p>	<p>25%乙烯乙二醇溶液 (工作温度 $-6 \sim 5^{\circ}C$)</p> $L \approx Q_j / (3.83 \Delta t) \quad L/s$ <p>卤水泵 $L \approx Q_j / (4.2 \Delta t) \quad L/s$</p>	<p>食品的比热容 P614</p> <p>食品的温度在冻结点以上</p> $c_r = 4.19 - 2.30X_s - 0.628X_s^3$ <p>$kJ/kg \cdot K$</p> <p>食品的温度在冻结点以下水分冻结量</p> $X_i = \frac{1.105X_w}{1 + \frac{0.8765}{\ln(t_f - t + 1)}}$ <p>食品冻结后的比热容</p> $c_r = 0.837 + 1.256X_w \quad kJ/kgK$
<p>食品的比焓 P614</p> <p>取 $t = -40^{\circ}C$ 时食品冻结状态的比焓值作为计算零点, 是一相对值</p>	<p>食品在初始冻结点以上的比焓 kJ/kg</p> $h = h_f + (t - t_f)(4.19 - 2.30X_s - 0.628X_s^3)$	<p>h—食品在初始冻结点 t_f 以上的比焓 kJ/kg; X_s—食品中固形物的质量分数%; h_f—食品在初始冻结点 t_f 时的比焓 kJ/kg t—食品的温度 $^{\circ}C$; t_f—食品的初始冻结点 $^{\circ}C$</p>
	<p>食品在初始冻结点以下</p>	<p>h—食品在初始冻结点 t_f 以上的比焓 kJ/kg t—食品冻结终止温度 $^{\circ}C$ t_f—食品中水分全部冻结时的参考温度 (取 $-40^{\circ}C$)</p>

	$h = (t - t_r) \left[1.55 + 1.26 X_s - \frac{(X_w - X_b) r_0 t_f}{t_f t} \right]$ $X_b = 0.4 X_p$	r_0 —水的冻结潜热, 333.6 kJ/kg; X_w —食品的含水率 (质量分数) % X_b —食品中结合水的含量 (质量分数) % X_p —食品中蛋白质的质量分数%
果蔬表面水蒸发所造成的失水量 P615	$m = \beta M (p_g - p_s) \quad \text{kg/s}$	β —蒸发系数 1/sPa; P616 表 4.7-12 M —果蔬的质量 kg p_g —果蔬表面的水蒸气压 Pa; p_s —果蔬周围空气的水蒸气压 Pa
食品冻结时间 P616 食品的冻结点按-1°C计算, 冻结终了热中心点的温度为-15°C 冻结终了不是-15°C时, 从图 4.7-1 P616 中根据冻结终了温度查出修正系数 m	平板状食品 $\tau_{-15} = \frac{W(105 + 0.42t_c)}{10.7\lambda(-1 - t_c)} \delta \left(\delta + \frac{5.3\lambda}{\alpha} \right)$ 圆柱状 $\tau_{-15} = \frac{W(105 + 0.42t_c)}{6.3\lambda(-1 - t_c)} \delta \left(\delta + \frac{3.0\lambda}{\alpha} \right)$ 球状 $\tau_{-15} = \frac{W(105 + 0.42t_c)}{11.3\lambda(-1 - t_c)} \delta \left(\delta + \frac{3.7\lambda}{\alpha} \right)$	δ —食品的厚度或半径 m α —表面传热系数 W/m ² K; P617, 表 4.7-13 λ —食品冻结后的热导率 W/mK W —食品的含水量 kg/m ³ t_c —冷却介质的温度°C
冷库计算吨位 P617	$G = \Sigma V_i \rho_s \eta / 1000 \quad \text{t}$	V_i —冷藏间或冰库的公称体积 m ³ η —冷藏间或冰库的体积利用系数 P617, 表 4.7-14 ; 表 4.7-15 ρ_s —食品的计算密度 kg/m ³ P618, 4.7-16
冷却间和冻结间冷加工能力 P618	吊挂式 $m_d = (m'_d / 1000)(24 / t)$ 搁架排管式 $m_g = (N m'_g / 1000)(24 / t)$	m_d —设有吊轨的冷却间、冻结间每日冷加工能力 t l —吊轨有效长度 m; t —货物冷加工时间 h m'_d —吊轨单位长度净载货质量 kg/m, P618 表 4.7-17 m_g —搁架式冻结间每日冷加工能力 t; m'_g —每件食品的净质量 kg N —搁架式冻结设备设计摆放冻结食品容器的件数 m'_g —每件食品的净质量 kg

<p>围护结构蒸汽渗透量 P622</p> <p>假定： 1、蒸汽渗透过程均以气态形式进行 2、蒸汽渗透过程均处于稳定状态</p>	$P = (P_{sw} - P_{sn}) / H \quad \text{g} / (\text{m}^2 \text{h})$ $H = R_w + R_1 + R_2 + \dots + R_n$ $R = \delta / \mu$ <p>冷库蒸汽渗透阻的验算</p> $H_0 \geq 1.6(P_{sw} - P_{sn})$	<p>P_{sw}—围护结构高温侧空气的水蒸气的分压力 Pa P_{sn}—围护结构低温侧空气的水蒸气的分压力 Pa H—围护结构隔热层各层材料的蒸汽渗透阻之和 $\text{m}^2\text{hPa/g}$ R_w—围护结构外表面的蒸汽渗透阻 Pa, $R_w = 4\text{m}^2\text{hPa/g}$; R_n—围护结构内表面的蒸汽渗透阻 Pa, 8 (当库内有强力通风装置时为 4) δ—材料的厚度 m; μ—材料的蒸汽渗透率 $\text{g} / (\text{mhPa})$ H_0—围护结构隔热层高温侧各层材料 (隔热层以外) 的蒸汽渗透阻之和 $\text{m}^2\text{hPa/g}$</p>
<p>冷库围护结构最小总热阻 P627</p>	<p>热惰性指标</p> $D = R_1 S_1 + R_2 S_2 + \dots$ <p>最小总热阻</p> $R_{\min} = \frac{t_g - t_d}{t_g - t_l} b R_w \quad \text{m}^2\text{C}/\text{w}$	<p>S—蓄热系数 $\text{w}/\text{m}^2\text{C}$ t_g—围护结构高温侧的气温 $^{\circ}\text{C}$ t_l—围护结构低温侧的气温 $^{\circ}\text{C}$ t_d—围护结构高温侧空气的露点温度 $^{\circ}\text{C}$ b—热阻修正系数, $D \leq 4$ 时 $b = 1.2$; 其他 $b = 1.0$ R_w—围护结构外表面热阻 $\text{m}^2\text{C}/\text{w}$</p>
<p>隔热层层厚度 P 规 718</p>	$\delta' = \lambda' \left[\frac{1}{K} - \left(\frac{1}{\alpha_w} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_n} \right) \right] \quad \text{m}$	<p>λ'—所采用隔热材料的导热系数 $\text{w}/\text{m}^{\circ}\text{C}$ K—围护结构的传热系数 $\text{w}/\text{m}^2\text{C}$ δ—各层建筑材料的厚度 λ—各层建筑材料的导热系数 $\text{w}/\text{m}^{\circ}\text{C}$ α_w、α_n—墙或屋面的外、内表面放热系数 w/m</p>
<p>隔热材料设计热导率 P 规 718</p>	$\lambda = \lambda' b \quad \text{w}/\text{m}^{\circ}\text{C}$	<p>λ'—正常条件下测定的热导率 $\text{w}/\text{m}^{\circ}\text{C}$; b—热导率修正系数 P 规 718 表 4.4.4</p>
<p>围护结构热流量 P628</p>	$\phi_v = K A \alpha (t_w - t_n) \quad \text{W}$	<p>K—围护结构传热系数 $\text{w}/\text{m}^2\text{K}$; A—围护结构的传热面积 m^2 α—围护结构两侧温差修正系数, P628 表 4.7-29 t_w—围护结构外侧计算温度 $^{\circ}\text{C}$, P624 t_n—围护结构内侧计算温度 $^{\circ}\text{C}$, P627 表 4.7-34</p>

<p>冷藏间货物热流量 P631</p> <p>注:</p> <p>1、仅鲜水果、鲜蔬菜冷藏间计算 ϕ_{2c} 和 ϕ_{2d}</p> <p>2、如冻结过程中需加水时,应把水的热流量加入</p>	$\phi_2 = \phi_{2a} + \phi_{2b} + \phi_{2c} + \phi_{2d} =$ $\frac{1}{3.6} \left[\frac{m(h_1 - h_2)}{t} + mB_b \frac{c_b(\theta_1 - \theta_2)}{t} + \frac{m(\phi' + \phi'')}{2} \right] + (m_z - m)\phi'' \quad W$	<p>ϕ_{2a} - 食品热流量 W; ϕ_{2b} - 包装材料和运载工具热流量 W</p> <p>ϕ_{2c} - 货物冷却时的呼吸热流量 W; ϕ_{2d} - 货物冷藏时的呼吸热流量 W</p> <p>m - 冷间的每日进货质量 kg, P631</p> <p>h_1 - 货物进入冷间初始温度时的比焓 kJ/kg</p> <p>h_2 - 货物在冷间内终止降温时的比焓 kJ/kg</p> <p>t - 货物冷却加工时间 h, 冷藏间取 24, 冷却间、冷冻间取设计冷加工时间; B_b - 货物包装材料或运载工具质量系数 P632 表 4.8-1</p> <p>c_b - 包装材料或运载工具的比热容 kJ/kgK</p> <p>θ_1 - 包装材料或运载工具进入冷间时的温度 °C P632 P632 表 4.8-2</p> <p>θ_2 - 包装材料或运载工具在冷间内终止降温时的温度, 宜为该冷间的设计温度 °C; m_z - 冷却物冷藏间的冷藏质量 kg</p> <p>ϕ' - 货物冷却初始温度时单位质量的呼吸热流量 w/kg</p> <p>ϕ'' - 货物冷却终止温度时单位质量的呼吸热流量 w/kg</p>
<p>冷间通风换气热流量 W P632</p> <p>1、本条只适用于贮存有呼吸的食品的冷间</p> <p>2、有操作人员长期停留的冷间如加工间、包装间等, 应计算操作人员需要新鲜空气的热流量 ϕ_{3b}, 其余</p>	$\phi_3 = \phi_{3a} + \phi_{3b} =$ $\frac{1}{3.6} \left[\frac{(h_w - h_n)nV_n\rho_n}{24} + 30n_r\rho_n(h_w - h_n) \right]$	<p>ϕ_{3a} - 冷间换气热流量 W</p> <p>ϕ_{3b} - 操作人员需要的新鲜空气热流量 W</p> <p>h_w - 冷间外空气的比焓 kJ/kg</p> <p>h_n - 冷间内空气的比焓 kJ/kg</p> <p>n - 每日换气次数可采用 2-3 次 V_n - 冷间内净体积 m³</p>

冷间不计。		ρ_n —冷间内空气密度 kg/m ³ n_r —操作人员数量
电动机运转热流量 P633	$\phi_4 = 1000 \Sigma P_d \zeta b$ W	P_d —电动机额定功率 kw; ζ —热转化系数, 电动机在冷间内取 1, 在冷间外取 0.75 b —电动机运转时间系数, 对空气冷却器配用的电动机取 1, 对冷间内其他设备配用的电动机可按实际情况取值, 如按每昼夜操作 8 h 计, 取 8/24
操作热流量 W P633	$\phi_5 = \phi_{5a} + \phi_{5b} + \phi_{5c} =$ $\phi_d A_d + \frac{1}{3.6} \times \frac{n'_k n_k V_n (h_w - h_n) M \rho_n}{24} + \frac{3}{24} n_r \phi_r$	ϕ_{5a} —照明热流量 W; ϕ_{5b} —每扇门的开门热流量 W ϕ_{5c} —操作人员热流量 W; A_d —冷间地面面积 m ² ; n'_k —门樘数 ϕ_d —每 m ² 地板面积照明热流量, 冷却间、冻结间、冷藏间、冰库和冷间内穿堂可取 2.3w/m ² 操作人员长时间停留的加工间、包装间等可取 4.7w/m ² n_k —每日开门换气次数, 可按图 4.8-1 (P634) 取值, 对需经常开门的冷间, 每日开门换气次数可按实际情况采用 M —空气幕效率修正系数, 可取 0.5; 如不设空气幕时, 应取 1 ϕ_r —每个操作人员产生的热流量 W, 冷间设计温度高于或等于-5℃时, 宜取 279W, 冷间设计温度低于-5℃时, 宜取 395℃
冷间冷却设备负荷 P634 冷却间、冻结间和货物不经冷却而进入冷却物冷藏间的货物热流量系数 P 应取 1.3, 其他冷间取 1	$\phi_s = \phi_1 + P\phi_2 + \phi_3 + \phi_4 + \phi_5$ W	Φ_1 —围护结构热流量 W; Φ_2 —货物热流量 W Φ_3 —通风换气热流量 W; Φ_4 —电动机运转热流量 W Φ_5 —操作热流量 W; P—货物热流量系数
冷间机械负荷 P634 W	$\phi_s = (n_1 \Sigma \phi_1 + n_2 \Sigma \phi_2 + n_3 \Sigma \phi_3 + n_4 \Sigma \phi_4 + n_5 \Sigma \phi_5) R$	n_1 —围护结构热流量的季节修正系数, 宜取 1 n_2 —货物热流量折减系数 P634 表 4.8-3; n_3 —同期换气次数, 宜取 0.5-1.0(“同时最大换气量与全库每日总换气量的比数”大时取大值) n_4 —冷间用的电动机同期运转系数; P635 表 4.8-4 n_5 —冷间同期操作系数 P635 表 4.8-4

		<u>R</u> —制冷装置和管道等冷损耗补偿系数，直接冷却系统宜取 1，间接冷却系统宜取 1.2
<u>冷凝器热负荷 P641</u>	$\phi_c = \phi_e + P_i \quad \text{KW}$ <u>单级压缩</u> $\phi_c = \psi \phi_e \quad \text{KW}$	ϕ_e —压缩机在计算工况下的制冷量 KW P_i —压缩机在计算工况下的消耗功率 KW ψ —冷凝器负荷系数 P641 图 4.8-3
<u>冷凝器传热面积 P642</u> <u>蒸发器传热面积 P644</u>	$A = \phi_c / K \Delta \theta_m = \phi_c / q_l \quad \text{m}^2$ $A = \phi_e / K \Delta \theta_m = \phi_e / q \quad \text{m}^2$	<u>K</u> —冷凝器、蒸发器的传热系数 w/(m ² K) <u>$\Delta \theta_m$</u> —冷凝器、蒸发器的对数平均温差℃ <u>q_l</u> —冷凝器的热流密度 w/m ² ； <u>q</u> —蒸发器的热流密度 w/m ²
<u>冷凝器混合循环水冷却时，补充水量 P 规 735</u>	$Q_b = Q \frac{t_2 - t_1}{t_2 - t_0} \quad \text{m}^3/\text{h}$	<u>Q</u> —冷却水量 m ³ /h <u>t_1</u> —冷却水进水温度℃； <u>t_2</u> —冷却水出水温度℃ <u>t_0</u> —补充水温度℃
<u>中间冷却器的直径 P 规 728</u>	$d_z = \sqrt{\frac{4\lambda V}{3600\pi W_x}} = 0.0188 \sqrt{\frac{\lambda V}{W_x}} \quad \text{m}$	<u>λ</u> —氨压缩机高压级的输气系数，应按产品规定取值 <u>V</u> —氨压缩机高压级理论输气量 m ³ /h <u>W_x</u> —中间冷却器内气体速度，不应大于 0.5m/s
<u>中间冷却器蛇形管面积 P 规 728</u>	$A = \phi_z / K \Delta \theta_z \quad \text{m}^2$ $\Delta \theta_z = \frac{\theta_1 - \theta_c}{2.31 \lg \frac{\theta_1 - \theta_z}{\theta_c - \theta_z}} \quad \text{℃}$	<u>ϕ_z</u> —中间冷却器蛇形管的热流量 W <u>K</u> —蛇形管的传热系数,应按产品规定取,无规定时取 465-580w/(m ² ℃) <u>$\Delta \theta_z$</u> —对数平均温差℃； <u>θ_1</u> —冷凝温度℃； <u>θ_z</u> —中间冷却温度℃ <u>θ_c</u> —中间冷却器蛇形管的出液温度℃,应比中间冷却温度高 3-5℃
<u>油分离器直径 P 规 728</u>	$d_y = \sqrt{\frac{4\lambda V}{3600\pi W_y}} = 0.0188 \sqrt{\frac{\lambda V}{W_y}} \quad \text{m}$	<u>λ</u> —氨压缩机的输气系数（双级压缩时取高压级的），应按产品规定取值 <u>V</u> —氨压缩机的理论输气量（双级压缩时取高压级的）m ³ /h

<p>贮液器的体积 P646</p> <p>$V_s = (\varphi / \beta) v \Sigma q_m \quad m^3$</p> <p>低压循环贮液器</p> <p>1、上进下出</p> <p>$V_d = (\theta_q V_q + 0.6 V_h) / 0.5 \quad m^3$</p> <p>2、下进上出</p> <p>$V_d = (0.2 V'_q + 0.6 V_h + t_b V_b) / 0.7 \quad m^3$</p>		<p>W_y—油分离器内气体速度, 填料式取 0.3-0.5m/s,其他不应大于 0.8m/s</p> <p>φ—贮液器的体积系数 P646 表 4.8-20</p> <p>β—贮液器的氨液充满度, 应取 70%</p> <p>v—冷凝温度下饱和液体的比体积 m^3/kg</p> <p>Σq_m—制冷装置中每小时氨液的总循环量 kg/h</p> <p>θ_q—冷却设备蒸发器的设计灌氨体积百分比%</p> <p>V_q—冷却设备蒸发器的体积 m^3; V_h—回气管体积 m^3</p> <p>V'_q—各冷间中, 冷却设备灌氨量最大一间蒸发器的体积 m^3</p> <p>k_b—一台氨泵的体积流量 m^3/h</p> <p>t_b—氨泵由启动到液体自系统返回低压循环贮液器时间, 可采用 0.15-0.2 h</p>
<p>低压循环贮液器直径 P646</p> <p>$d_d = \sqrt{\frac{4\lambda V}{3600\pi W_d \xi_d n_d}} = 0.0188 \sqrt{\frac{\lambda V}{W_d \xi_d n_d}} \quad m$</p>		<p>λ—氨压缩机的输气系数(双级压缩时取低压级的输气系数), 应按产品规定取值</p> <p>V—氨压缩机的理论输气量(双级压缩时, 取低压级的理论输气量) m^3/h</p> <p>W_d—低压循环贮液器内的气体速度, 立式不应大于 0.5m/s, 卧式不应大于 0.8m/s; ξ_d—低压循环贮液器面积系数, 立式取 1, 卧式取 0.3</p> <p>n_d—低压循环贮液器气体进气口的个数, 立式取 1, 卧式取 1 或 2 (按实际情况)</p>
<p>氨泵的体积流量 P647</p> <p>$q_v = n_x q_z V_z \quad m^3/h$</p>		<p>n_x 循环倍数, 对负荷较稳定蒸发器较少、不易积油的蒸发器的下进上出供液系统取 3-4 倍; 负荷有波动、蒸发器组数较多、易积油的蒸发器下进上出供液系统取 5-6 倍; 上进下出液系统取 7-8 倍</p> <p>q_z—氨泵所供同一蒸发温度的氨液蒸发量 kg/h</p> <p>V_z—蒸发温度下氨饱和液体的比体积 m^3/kg</p>

<p>冷却设备的传热面积 P648</p>	$A_s = \phi_s / (K_s \Delta\theta_s) \quad \text{m}^2$	<p>ϕ_s—冷间冷却设备负荷 W; K_s—冷却设备的传热系数 w/(m²°C) $\Delta\theta_s$—冷间温度与冷却设备蒸发温度的计算温度差°C P649</p>
<p>冷却设备的传热系数 P649</p>	$K = K' C_1 C_2 C_3$	<p>K'—P 规 739; C_1—P 规 740; C_2—规 740; C_3—规 740</p>
<p>压缩机安全阀口径 P654</p>	$d = C_1 (q_v)^{0.5} \quad \text{mm}$	<p>q_v—压缩机的排气量 m³/h C_1—计算系数, R717、R22 制冷剂分别取 0.9、0.6</p>
<p>压力容器上安全阀口径 P654</p>	$d = C_2 (DL)^{0.5} \quad \text{mm}$	<p>D、L—压力容器的直径和长度 m C_2—计算系数, R717、R22 制冷剂高压侧取 8; 低压侧取 11</p>
<p>装配式冷库 P658</p> <p>计算吨位</p> $G = \Sigma V_i \rho_s \eta / 1000 \quad \text{t}$ <p>每天进货量</p> $m = 0.1G \quad \text{kg}$ <p>围护结构热流量</p> $\phi_1 = [\alpha_1 A_s + \alpha_2 A_c + A_x] \left(\frac{\lambda}{\delta} \right) (t_w - t_n) \quad \text{W}$ <p>货物耗冷量</p> $\phi_2 = \frac{1}{3.6} m C (\theta_1 - \theta_2) \quad \text{W}$ <p>通风换气耗冷量</p> $\phi_3 = \phi_{3a} + \phi_{3b} =$ $\frac{1}{3.6} \left[\frac{(h_w - h_n) n V_n \rho_n}{24} + 30 n_r \rho_n (h_w - h_n) \right]$		<p>V_i—冷藏间或冰库的公称体积 m³ η—冷藏间或冰库的体积利用系数 P617, 表 4.7-14 ; 表 4.7-15 ρ_s—食品的计算密度 kg/m³P618, 4.7-16; C—货物的比热容 kJ/(kg°C) θ_1—货物进入冷库时的温度°C; θ_2—冷库的设计温度°C α_1—冷库项围护结构的传热系数修正值,室内型为 1.0,室外型为 1.6 α_2—冷库侧围护结构的传热系数修正值室内型为 1.0,室外型为 1.3 A_s—冷库项围护结构的传热面积 m²; A_c—冷库侧围护结构的传热面积 m² A_x—冷库地坪的传热面积 m² λ—隔热材料的导热系数 w/(m²°C); δ—隔热材料的厚度 m t_w—冷库围护结构外侧计算温度°C P624 t_n—冷库围护结构内侧计算温度°C ϕ_{3a}—冷间换气热流量 W; ϕ_{3b}—操作人员需要的新鲜空气热流量 W h_w—冷间外空气的比焓 kJ/kg; h_n—冷间内空气的比焓 kJ/kg</p>

	冷库总制冷负荷 $\phi = 1.1(\phi_1 + \phi_2 + \phi_3)$	n —每日换气次数可采用 2-3 次 V_n —冷间内净体积 m^3 ρ_n —冷间内空气密度 kg/m^3 n_r —操作人员数量
冷凝器传热系数 P661	$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + [(\frac{\delta}{\lambda})_{油} + (\frac{\delta}{\lambda})_{水垢}] \times \frac{d_{外}}{d_{平}} + \frac{d_{外}}{d_{内}} \times \frac{1}{\alpha_2}}$	$d_{平} = (d_{外} + d_{内})/2$
管道和设备保温层厚度的确定, 要考虑经济上的合理性, 但是, 最小保温厚度应使其外表面温度比最热月室外空气的平均露点温度高 2℃ 左右, 以保证保温层外表面不结露。在计算保温层厚度时, 可忽略管壁导热热阻和管内表面的对流换热热阻	设备壁面: $\frac{t_a - t_f}{t_a - t_s} = 1 + \alpha_a \frac{\delta}{\lambda}$ 对于管道: $\frac{t_a - t_f}{t_a - t_s} = 1 + \frac{\alpha_a}{\lambda} (\frac{d_o}{2} + \delta) \ln(\frac{d_o + 2\delta}{d_o})$	t_a —空气干球温度, 以最热月室外空气平均温度计算, $^{\circ}C$; t_f —管道或设备内介质的温度, $^{\circ}C$; t_s —保温层的表面温度, 比最热月室外空气的平均露点温度高 2℃; α_a —外表面的对流换热系数, 一般取 $5.8 W/(m^2K)$ λ —保温材料的导热系数, $W/(mK)$ δ —保温层厚度, m ; d_o —管道的外径, m 。
制冰池的日制冰能力 P 规 732	$m_b = \frac{24m'_b n_b}{1000t_j} \quad t/日$ $t_j = 0.01 \times \frac{c_b^2}{\theta_b} \quad h$	m'_b —冰块质量 kg ; n_b —冰桶数量; t_j —结冰时间 h C —系数, 可取 0.53-0.6; 制不透明冰时宜取小值 l_b —冰块顶端横断面短边的长度 mm θ_b —制冰池内盐水的平均温度, 可取 $-10^{\circ}C$
制冰池内冷却设备传热面积 P 规 732	$A_b = \frac{\phi m}{K \Delta \theta} \quad m^2$	Φ —制冰原料水初温在 $25-30^{\circ}C$ 时, 每日生产 1t 冰的热流量, 取 $7000W/t$ m —制冰池每日制冰生产能力 t K —冰池蒸发器传热系数, 当冷却设备用 V 型蒸发器, 而盐水流速在 $0.70-0.75m/s$, 取 $465-580w/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$; 采用螺旋管蒸发器时取

		465-523w/(m ² °C) Δθ—氨蒸发温度与盐水平均温度之差可取 5°C
采暖地区机械通风地面防冻加热负荷 P 规 736	$\phi_f = \alpha(\phi_g - \phi_m) \times \frac{24}{t_g} \quad \text{W}$	α—计算修正值，当室外年平均气温小于 10°C 时取 1； 等于 10-14°C 时取 1.15
地面加加热层传入冷间的热流量	$\phi_g = A_d(\theta_r - \theta_n)K_d \quad \text{W}$	φ _g —地面加热层传入冷间的热流量 W
土壤传给地面加热层的热流量	$\phi_{tu} = A_d(\theta_{tu} - \theta_r)K_{tu} \quad \text{W}$	φ _{tu} —土壤传给地面加热层的热流量 W
土壤传热系数	$K_{tu} = \frac{1}{\frac{\delta_{tu}}{\lambda_{tu}} + \sum \frac{\delta_{i-n}}{\lambda_{i-n}}} \quad \text{w/(m}^2\text{°C)}$	t _g —通风加热装置每日运行的时间，不小于 4h A _d —冷间地面面积 m ² ； θ _r —地面加热层的温度°C； θ _n —冷间内空气温度°C；
机械通风送风量	$V_s = 1.15 \frac{3.6\phi_f}{C_k \rho_k (\theta_s - \theta_p)} \quad \text{m}^3/\text{h}$	K _d —冷间地面传热系数 w/(m ² °C)； θ _{tu} —土壤温度°C； K _{tu} —土壤传热系数 w/(m ² °C) δ _{tu} —土壤计算厚度，取 3.2m； λ _{tu} —土壤的热导率 w/(m°C) δ _{i-n} —加热层至土壤表面各层材料的厚度 m λ _{i-n} —加热层至土壤表面各层材料的热导率 w/(m°C) C _k —空气比热容 kJ/kg°C； ρ _k —空气密度 kg/m ³ θ _s —送风温度，取 10°C； θ _p —排风温度，取 5°C

获取更多资料 微信: 13260000000