



端处高压空气温度下的焓值。 千卡/标米<sup>3</sup>

$c_a^h, c_a^c$ ——高压空气在可逆式换热器热端、冷端温度下的定压比热, 千卡/标米<sup>3</sup>·K

$T_a^h, T_a^c$ ——高压空气在可逆式换热器热、冷端温度 K

$P_a^h, P_a^c$ ——高压空气在可逆式换热器热、冷端处压力 绝压

$P_f^h, P_f^c$ ——低压气体在可逆式换热器热、冷端处压力 绝压

膨胀机产冷量  $q_x$  与膨胀空气量  $\Delta$ , 在膨胀机内理论焓降  $\Delta i_0$  及膨胀机绝热效率  $\eta_x$  有关, 其关系式为:

$$q_x = \Delta \cdot \Delta i_0 \cdot \eta_x \quad \text{千卡/标米}^3 \text{加工} \quad (2)$$

膨胀空气从下塔抽取饱和状态空气, 部分作为可逆式换热器环流空气, 在其内复热后与部分旁通空气汇合, 再经机前换热器冷却(图1), 达到机前空气状态参数。显然, 由膨胀空气热平衡得到:

$$q_T - q_V = \Delta(i_x - i_H) \quad \text{千卡/标米}^3 \text{加工} \quad (3)$$

式中:  $q_T$ ——环流空气热负荷 千卡/标米<sup>3</sup>加工

$q_V$ ——机前换热器热负荷 千卡/标米<sup>3</sup>加工

$i_x$ ——机前空气焓值 千卡/标米<sup>3</sup>

$i_H$ ——从下塔抽取饱和空气焓值 千卡/标米<sup>3</sup>

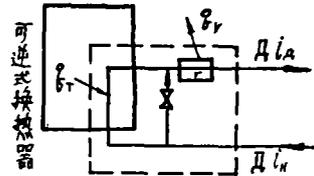


图1

环流空气在可逆式换热器冷段复热, 为其提供补充的冷量, 从而保证其冷端温差, 获得可逆式换热器自清除的条件。环流热负荷  $q_T$  (即环流空气复热量) 由可逆式换热器热平衡方程式确定:

$$q_T = (i_a^h - i_a^c) - (1-L)(i_f^h - i_f^c) + q_3^6 \quad \text{千卡/标米}^3 \text{加工} \quad (4)$$

为了分析膨胀空气量与可逆式换热器温度工况等参数的关系, 我们可以将(4)式变换为:

$$q_T = c_f^h \Delta T^h - c_f^c \Delta T^c + q_3^6 + L(i_f^h - i_f^c) + (q_{is}^{c^a} - q_{is}^{h^a}) \quad \text{千卡/标米}^3 \text{加工} \quad (4-1)$$

式中:  $i_a^h, i_a^c$ ——正流空气在热端、冷端处焓值 千卡/标米<sup>3</sup>

$i_f^h, i_f^c$ ——低压气体(纯氧、纯氮、污氮)在热端、冷端处平均焓值 千卡/标米<sup>3</sup>

$c_f^h, c_f^c$ ——低压气体在热、冷端处平均定压比热 千卡/标米<sup>3</sup>·K

$\Delta T^h, \Delta T^c$ ——热端、冷端平均温差 K

$q_{is}^{c^a}$ ——冷端高压空气温度  $T_a^c$  下, 等温节流效应产冷量 千卡/标米<sup>3</sup>

$$q_{is}^{c^a} = c_a^c \cdot (0.268 - 0.00086 P_a^c) \cdot \left( \frac{273}{T_a^c} \right)^2 \cdot (P_a^c - P_f^c) \quad \text{千卡/标米}^3 \quad (4-2)$$

$q_3^6$ ——可逆式换热器跑冷损失 千卡/标米<sup>3</sup>加工

$$\text{令 } q_3^6 = k_3 \cdot q_3; \quad k_3 = 0.30 \sim 0.40$$

在全低压空分设备稳定运转工况下, 膨胀机产冷量  $q_x$  与环流热负荷  $q_T$  由装置总热量平衡及可逆式换热器热平衡方程式所确定了。因此, 膨胀机的进气参数从理论上可以由(2)、(4)式加以确定, 但是至今尚未找出理论焓降  $\Delta i_0$  与膨胀机前焓值  $i_x$  的函数关系, 故未能获得膨胀空气量与机前焓值的数学表达式。本文在总结理论焓降与机前温度关系的基础上, 试图解决膨胀空气量和机前温度的数学表达式。

对于全低压空分设备来说, 当膨胀机前后压力一定的条件下, 由气体热力性质图发现,

机前温度愈高，其理论焓降愈大，并可近似地用直线关系加以描述：

$$\Delta i_0 = a_1 T_{\pi} - a_2 \quad \text{千卡/标米}^3 \quad (5)$$

式中  $a_1$ 、 $a_2$  为与机前机后压力有关的系数。当机前压力为 5.0~6.0 绝压，机后压力为 1.2~1.6 绝压的范围内，根据理想气体等熵过程分析，并应用真实气体图表对绝热指数的修正，得到系数  $a_1$ 、 $a_2$  的计算公式：

$$a_1 = 0.302V + b_1(P_1 - P_2) \quad (6)$$

$$a_2 = b_0(P_1 - P_2) - (1.96 + 0.28P_2) \cdot V \quad (7)$$

$$V = 0.327 + 0.037(P_1 - 4P_2) \quad (8)$$

式中  $P_1$ 、 $P_2$  分别为膨胀机前、后压力（绝压）； $b_0$ 、 $b_1$  在一定温度区域为常数，其数值见表。若将（5）式代入（2）式，则

$$q_{\pi} = \Delta \cdot \eta_{\pi} (a_1 T_{\pi} - a_2) \quad \text{千卡/标米}^3 \text{加工} \quad (9)$$

若取膨胀空气复热之平均定压比热  $C_{\pi}$ ：

$$C_{\pi} = \frac{i_{\pi} - i_H}{T_{\pi} - T_H} \quad \text{千卡/标米}^3 \cdot \text{K} \quad (10)$$

在膨胀机前压力为 5~6 绝压条件下，由气体热力性质图整理得到平均定压比热  $C_{\pi}$  的关系式：

$$\left. \begin{aligned} C_{\pi} &= C_0 - C_1 T_{\pi} \\ C_0 &= d_1 + d_2 P_1 \\ C_1 &= d_3 + d_4 P_1 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

式中  $d_1$ 、 $d_2$ 、 $d_3$ 、 $d_4$  在一定温度区域内是一常数，其值见下表：

系数  $b_0$ 、 $b_1$ 、 $d_1$ 、 $d_2$ 、 $d_3$ 、 $d_4$  数值表

$T_{\pi}(\text{K})$	$b_0$	$b_1 \times 10^3$	$d_1$	$d_2 \times 10^2$	$d_3 \times 10^4$	$d_4 \times 10^5$
130—167	0.904	4.11	0.363	0.75	3.00	1.50
167—208	0.554	2.00	0.328	0.90	1.10	2.00
208—260	0.192	0.51	0.300	1.02	0.30	1.70

若将（10）式代入（3）式，则

$$q_{\pi} - q_v = \Delta \cdot C_{\pi} (T_{\pi} - T_H) \quad \text{千卡/标米}^3 \text{加工} \quad (12)$$

由方程式（9）、（12）联解，得到膨胀空气量  $\Delta$  与膨胀机前温度的数学表达式：

$$\Delta = \frac{1}{a_1 T_H - a_2} \cdot \frac{q_{\pi}}{\eta_{\pi}} - \frac{a_1}{a_1 T_H - a_2} \cdot \frac{q_{\pi} - q_v}{C_{\pi}} \quad \text{标米}^3 / \text{标米}^3 \text{加工} \quad (13)$$

$$T_{\pi} = T_H + \frac{q_{\pi} - q_v}{\Delta \cdot C_{\pi}} = T_H + \frac{a_1 T_H - a_2}{\frac{q_{\pi}}{\eta_{\pi}} \cdot C_{\pi} - a_1} \quad \text{K} \quad (14)$$

严格地说，（13）、（14）式中膨胀空气复热平均定压比热  $C_{\pi}$  是机前温度的函数，若要获得机前温度准确的数学解，尚应将（11）式代入（14）式后得到一元二次方程式：

$$AT_{\pi}^2 + BT_{\pi} + C = 0 \quad (15)$$

式中：

$$\begin{cases} A=C_1 \\ -B=C_0+C_1T_H-\frac{q_T-q_V}{q_D}\cdot\eta_D\cdot a_1 \\ C=C_0T_H-\frac{q_T-q_V}{q_D}\cdot\eta_D\cdot a_2 \end{cases}$$

故膨胀机前空气温度  $T_D$  的合理解为:

$$T_D=\frac{-B-\sqrt{B^2-4AC}}{2A} \quad K \quad (16)$$

膨胀空气量  $\Pi$  为:

$$\Pi=\frac{1}{a_1T_D-a_2}\cdot\frac{q_D}{\eta_D} \quad \text{标米}^3/\text{标米}^3\text{加工} \quad (17)$$

而从工程计算角度考虑, 由于定压平均比热  $C_D$  随着温度  $T_D$  的变化率极小, 所以采用方程式 (13)、(14) 式, 应用试凑法计算也很简捷。

## 二、计算简例与确定膨胀空气量的方法分析

### 1. 计算简例:

若由装置总热平衡和可逆式换热器热平衡算得, 膨胀机产冷量  $q_D$  为 1.75 千卡/标米<sup>3</sup>加工, 环流热负荷  $q_T$  为 2.93 千卡/标米<sup>3</sup>加工, 若已知  $L=0$ ,  $q_V=0$ ,  $\eta_D=0.80$ ,  $P_1=5.5$  绝压,  $P_2=1.36$  绝压。试算装置的膨胀机前后参数。

解: 1. 首先估计机前温度区域, 假定  $T_D$  在 167°K 以下, 则由表得到系数,  $b_0=0.904$ ,  $b_1=4.11\times 10^{-3}$ ,  $d_1=0.363$ ,  $d_2=0.75\times 10^{-2}$ ,  $d_3=3.0\times 10^{-4}$ ,  $d_4=1.5\times 10^{-5}$ , 由 (6)、(7)、(8)、(11) 式计算系数  $a_1$ 、 $a_2$ 、 $c_0$ 、 $c_1$ , 则:

$$\begin{aligned} V &= 0.327 + 0.037(P_1 - 4P_2) \\ &= 0.327 + 0.037 \times (5.5 - 1.36 \times 4) = 0.3292 \\ a_1 &= 0.302V + b_1(P_1 - P_2) \\ &= 0.302 \times 0.3292 + 4.11 \times 10^{-3} \times (5.5 - 1.36) = 0.1164 \\ a_2 &= 0.904 \times (P_1 - P_2) - (1.96 + 0.28P_2) \times V \\ &= 0.904 \times (5.5 - 1.36) - (1.96 + 0.28 \times 1.36) \times 0.3292 = 2.972 \\ c_0 &= d_1 + d_2P_1 = 0.363 + 0.75 \times 10^{-2} \times 5.5 = 0.4042 \\ c_1 &= d_3 + d_4P_1 = 3 \times 10^{-4} + 1.5 \times 10^{-5} \times 5.5 = 3.825 \times 10^{-4} \end{aligned}$$

### 2. 确定机前温度和膨胀空气量:

由  $P_1$  查得饱和温度  $T_H=99.2^\circ K$ , 代入 (15) 式得

$$\begin{aligned} A &= C_1 = 3.825 \times 10^{-4}, \\ -B &= C_0 + C_1T_H - \frac{q_T - q_V}{q_D} \cdot \eta_D \cdot a_1 \\ &= 0.4042 + 3.825 \times 10^{-4} \times 99.2 - \frac{2.93}{1.75} \times 0.80 \times 0.1164 \\ &= 0.2862 \\ C &= C_0T_H - \frac{q_T - q_V}{q_D} \cdot \eta_D \cdot a_2 \end{aligned}$$

$$= 0.4042 \times 99.2 - \frac{2.93}{1.75} \times 0.80 \times 2.972 = 36.12$$

$$\begin{aligned} \therefore T_{\pi} &= \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \\ &= \frac{0.2862 - \sqrt{(0.2862)^2 - 4 \times 3.825 \times 10^{-4} \times 36.12}}{2 \times 3.825 \times 10^{-4}} = 160 \text{ K} \end{aligned}$$

计算得到膨胀机前温度  $T_{\pi} = 160 \text{ K}$ ，符合估计的机前温度区域，而膨胀空气量  $\Pi$  由(17)式求得：

$$\begin{aligned} \Pi &= \frac{1}{a_1 T_{\pi} - a_2} \cdot \frac{q_{\pi}}{\eta_{\pi}} = \frac{1}{0.1164 \times 160 - 2.972} \times \frac{1.75}{0.80} \\ &= 0.1397 \text{ 标米}^3/\text{标米}^3 \text{ 加工} \end{aligned}$$

(3) 机后参数确定：

由  $P_1 = 5.5$  绝压， $T_{\pi} = 160 \text{ K}$ ，查得

$$i_{\pi} = 2252 \text{ 千卡/千克分子，}$$

其理论焓降  $\Delta i_0 = a_1 T_{\pi} - a_2 = 0.1164 \times 160 - 2.972$

$$= 15.65 \text{ 千卡/标米}^3 = 350 \text{ 千卡/千克分子}$$

膨胀机后焓值

$$i_{\pi}^{\circ} = i_{\pi} - \Delta i_0 \cdot \eta_{\pi} = 2252 - 350 \times 0.8 = 1972 \text{ 千卡/千克分子}$$

由机后压力  $P_2 = 1.36$  绝压，查得机后温度  $T_{\pi}^{\circ} = 117.5 \text{ K}$ ，故膨胀空气入上塔时过热度为  $33.5 \text{ K}$ 。

## 2. 确定膨胀空气量方法的分析：

(1) 从膨胀空气量和机前温度数学表达式清楚地看出，当装置总热平衡和可逆式换热器热平衡分别确定膨胀机产冷量和环流热负荷的条件下，膨胀空气量和机前温度是计算确定值，由此机后过热度亦为确定值，不是任意选定的数值。

(2) 现有的全低压空分设备工艺流程计算中，往往是先选定膨胀机后过热度<sup>[2,3,4,5]</sup>与确定机前温度后<sup>[2]</sup>，由方程式(2)算得膨胀空气量，实质上就是满足了装置总热平衡。而空分设备稳定运转又必须保证可逆式换热器热平衡，亦即尚应满足膨胀空气复热之热平衡方程式(3)。所以，当膨胀空气量、机前温度及下塔抽取的膨胀空气焓值一定时，则只有设置机前换热器，其热负荷  $q_v$  由(3)式确定。若不用机前换热器，由(3)式可见，只有改变下塔抽取的膨胀空气焓值  $i_H$ ，如国产 3200 标米<sup>3</sup>/时制氧机，工艺流程计算中设置一个调湿器，并要求含湿度达 38%<sup>[6]</sup>。显然，机前换热器与调湿器的设置，是预先选定机后过热度参数的必然结果，而增加这种换热设备却使机前温度降低，膨胀空气量增大，精馏工况变差，氧提取率相应降低。

(3) 确定膨胀机前温度是计算膨胀空气量的前提，它可以由(16)式直接确定，也可以由(14)式采取试凑法算得。而在对膨胀空气量影响因素分析时，我们把膨胀空气平均定压比热  $C_{\pi}$  视为参变量。这可以从公式(11)看出，当  $P_1 = 5.0 \sim 6.0$  绝压， $T_{\pi} = 130 \sim 260 \text{ K}$  范围内，其  $-\frac{\partial C_{\pi}}{\partial T_{\pi}} = (3.9 \sim 1.05) \times 10^{-4} \text{ 千卡/标米}^3 \text{ 加工} \cdot \text{K}$ ，而膨胀空气平均定压比热的相对变化率  $-\partial C_{\pi}/C_{\pi}^{\circ}/\partial T_{\pi} = (0.3 \sim 1.0) \times 10^{-3}/\text{K}$ ，即是说，即使机前温度的估计偏差  $20 \text{ K}$ ，其  $C_{\pi}/C_{\pi}^{\circ}$  值仅仅偏差了  $-(0.6 \sim 2)\%$ 。所以，我们在以后分析膨胀空气量影响因素时，直接应用(13)式进行数学分析，仍可得到正确的结论。

### 三、膨胀空气量与诸因素的关系

#### 1. 与机前换热器热负荷间的关系:

从(13)式可以得到膨胀空气量与机前换热器热负荷间的变化率为:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial q_v} = \frac{a_1}{a_1 T_H - a_2} \cdot \frac{1}{C_D} \quad \text{标米}^3/\text{千卡} \quad (18)$$

当  $P_1=5.6$  绝压,  $P_2=1.36$  绝压,  $C_D=0.364$  千卡/标米<sup>3</sup>K 条件下, 算得  $\frac{\partial \Pi}{\partial q_v} = 0.0305$  标米<sup>3</sup>/千卡, 即是说机前换热器热负荷每增加 1 千卡/标米<sup>3</sup>加工, 则膨胀空气量相应增加 3.05% 标米<sup>3</sup>/标米<sup>3</sup>加工, 这是由于膨胀空气被污氮<sup>[5]</sup>或纯氮、纯氧<sup>[6]</sup>冷却而降低了机前温度, 使理论焓降减小的结果。所以应尽量地减少其热负荷, 甚至使其值为负数 ( $\frac{\partial \Pi}{\partial q_v} < 0$ ), 即是使膨胀空气被加热, 提高机前温度, 从而收到减少膨胀空气量的效果, 如“全低压空分流程中减少膨胀空气量的探讨”一文中采取用膨胀后空气加热旁通空气的方法, 使膨胀空气量减少<sup>[7]</sup>, 其理论根据就在于此。

#### 2. 与跑冷损失的关系:

由(13)式可得膨胀空气量与跑冷损失间的变化率为:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial q_3} = \frac{1}{a_1 T_H - a_2} \cdot \frac{1}{\eta_D} \cdot \left( 1 - k_3 \cdot \frac{a_1 \eta_D}{C_D} \right) \quad \text{标米}^3/\text{千卡} \quad (19)$$

而由方程式(6)、(8)算得  $a_1$  数值一般小于 0.12, 故  $\frac{\partial \Pi}{\partial q_3} > 0$ , 这表示了跑冷损失增大, 则膨胀空气量相应增多。在  $P_1=5.6$  绝压,  $P_2=1.36$  绝压,  $\eta_D=0.80$ ,  $k_3=0.30$ ,  $C_D=0.364$  千卡/标米<sup>3</sup>K 时,  $\frac{\partial \Pi}{\partial q_3} = 0.125$  标米<sup>3</sup>/千卡, 即是说, 装置总跑冷损失每减少 0.1 千卡/标米<sup>3</sup>加工, 则膨胀空气量约减少 1.25% 标米<sup>3</sup>/标米<sup>3</sup>加工。因此, 研究和采取减少空分设备跑冷损失的措施, 减少膨胀空气量, 可提高氧提取率。从公式(19)可见, 对  $\eta_D$  较低,  $C_D$  值较大(机前温度低)的小型制氧机来说, 其  $\frac{\partial \Pi}{\partial q_3}$  值增大, 亦即采取减少跑冷损失的措施, 而使膨胀空气量减少的效果更为显著。

#### 3. 与可逆式换热器热端温差的关系:

由(13)式得到膨胀空气量与可逆式换热器热端温差间的变化率为:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \Delta T^h} = \frac{1}{a_1 T_H - a_2} \cdot \frac{C_r^h}{\eta_D} \left( 1 - \frac{a_1 \eta_D}{C_D} \right) \quad \text{标米}^3/\text{标米}^3 \text{加工} \cdot \text{K} \quad (20)$$

由于  $\frac{a_1 \eta_D}{C_D} < 1$ , 故  $\frac{\partial \Pi}{\partial \Delta T^h} > 0$ , 所以, 可逆式换热器热端温差减小, 将使膨胀空气量减少, 当  $T_a^h=303\text{K}$ ,  $P_1=5.6$  绝压,  $P_2=1.36$  绝压,  $\eta_D=0.80$ ,  $C_D=0.364$  千卡/标米<sup>3</sup>·K 时,  $\frac{\partial \Pi}{\partial \Delta T^h} = 0.032$  标米<sup>3</sup>/标米<sup>3</sup>加工·K, 即是说可逆式换热器热端温差每减少 1℃, 则膨胀空气量减少约 3.2% 标米<sup>3</sup>/标米<sup>3</sup>加工, 相当于使跑冷损失减少 0.3 千卡/标米<sup>3</sup>加工的有关措施的效果相当, 因此应尽量减小可逆式换热器的热端温差。同样小型制氧机采取这一措施, 膨胀空气量的减少更为明显。

#### 4. 与可逆式换热器冷端温差的关系:

由(13)式得到膨胀空气量与可逆式换热器冷端温差间的变化率为:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \Delta T^c} = \frac{a_1}{a_1 T_{H1} - a_2} \cdot \frac{C_f^c}{C_D} \quad \text{标米}^3/\text{标米}^3 \text{ 加工} \cdot \text{K} \quad (21)$$

从(21)式可见,  $\frac{\partial \Pi}{\partial \Delta T^c} > 0$ , 所以冷端温差增大, 也会使膨胀空气量增大, 这是由于冷端温差增大时, 环流热负荷(保证冷端温差所需之补充冷量)减少, 亦即膨胀空气复热量减少而使机前温度降低, 理论焓降相应减少, 膨胀空气量增大。所以不仅仅可逆式换热器自清除要求冷端差减小, 而且从流程来分析看, 减少膨胀空气量, 提高空分设备氧提取率也要求冷端温差减小。当  $T_1^c = 101\text{K}$ ,  $P_1 = 5.6$  绝压,  $P_2 = 1.36$  绝压,  $C_D = 0.364$  千卡/标米<sup>3</sup>·K 时,  $\frac{\partial \Pi}{\partial \Delta T^c} = 0.0116$  标米<sup>3</sup>/标米<sup>3</sup> 加工 K, 即是说冷端温差每减少 1℃, 膨胀空气量约减少 1.16% 标米<sup>3</sup>/标米<sup>3</sup> 加工, 这数值与跑冷损失减小 0.1 千卡/标米<sup>3</sup> 加工的有关措施相当, 因此, 应尽可能地降低可逆式换热器冷端温差。但是应该看到, 热端温差减小 1℃, 膨胀空气量减少的数值, 约为冷端温差减小 1℃ 数值的三倍。这一比例表明, 在设计可逆式换热器时, 在保证自清除的条件下, 应优先考虑热端温差的降低问题。

#### 5. 与膨胀机绝热效率的关系:

由(13)式得到膨胀空气量与膨胀机绝热效率间的变化率为:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \eta_D} = - \frac{q_D}{a_1 T_{H1} - a_2} - \frac{1}{\eta_D^2} \quad \text{标米}^3/\text{标米}^3 \text{ 加工} \quad (22)$$

显然,  $\frac{\partial \Pi}{\partial \eta_D} < 0$ ; 故提高膨胀机绝热效率可以使膨胀量明显的减少。特别是, 对于小型空分设备, 跑冷损失较大, 要求膨胀机产冷量较大, 故采用高效透平膨胀机, 将使膨胀空气量有更为显著的降低。

#### 6. 综合分析方程式:

当各种不同因素同时偏离设计工况时, 对膨胀空气量影响的综合关系式可由全微分获得:

$$\Delta \Pi = \sum_i \frac{\partial \Pi}{\partial i} \Delta i \quad (23)$$

式中:  $\Delta \Pi = \Pi - \Pi^s$

$\Delta i = i - i^s$

$i$  —— 某一参数符号(如温差、压力、效率……)

$s$  —— 理论计算值(或设计值)

### 四、环流空气量与膨胀空气量间的关系

环流空气主要用来补充可逆式换热器所需之冷量, 确保其适当的自清除条件; 同时, 它又作为膨胀空气的一部分; 而膨胀空气是用来在膨胀机内膨胀产冷, 确保空分装置冷量平衡的条件。这就构成了环流空气与膨胀空气间的联系。

可逆式换热器冷量平衡时, 环流热负荷是确定值, 它与环流空气参数间关系为:

$$q_T = B_T \cdot C_T (T_T - T_H) \quad \text{千卡/标米}^3 \text{ 加工} \quad (24)$$

式中:  $B_T$ ——环流空气量 标米<sup>3</sup>/标米<sup>3</sup>加工

$T_H$ 、 $T_T$ ——环流空气进, 出可逆式换热器温度 K

$C_T$ ——环流空气平均定压比热 千卡/标米<sup>3</sup>·K

其  $C_T = \frac{i_T - i_H}{T_T - T_H}$ , 可由(11)式计算。

由(24)式及(13)式得到膨胀空气量理论值  $\Pi^S$  与环流量  $B_T$  比例关系:

$$\begin{aligned} \frac{\Pi^S}{B_T} &= \frac{\Pi^S C_T}{q_T} \cdot (T_T - T_H) \\ &= \frac{a_1}{a_1 T_H - a_2} \cdot \left( \frac{q_D}{q_T - q_V} \cdot \frac{C_D}{a_1 \eta_D} - 1 \right) \frac{C_T}{C_D} (T_T - T_H) \end{aligned} \quad (25)$$

在环流量等于膨胀空气量理论值条件下, 就不要再补充旁通空气量。故若不设置机前换热器, 则环流空气出口温度等于机前温度, 由(25)式可得到:

$$T_T^S = T_H + \frac{a_1 T_H - a_2}{\frac{q_D}{q_T} \cdot \frac{C_D}{\eta_D} - a_1} \quad K \quad (26)$$

显然, 它的数值就等于(14)式理论计算之机前温度(无机前换热器)的数值, 并称之为环流空气出口温度临界值  $T_T^S$ 。

由(25)式可见, 环流出口温度  $T_T$  与  $\frac{\Pi^S}{B_T}$  间变化率为:

$$\frac{\partial \Pi^S / B_T}{\partial T_T} = \frac{\Pi^S C_T}{q_T} \quad (27)$$

显然,  $\frac{\partial \Pi^S / B_T}{\partial T_T} > 0$ , 表明了环流空气出口温度降低时, 膨胀空气量理论值与环流量比例

$\Pi^S / B_T$  相应减小。所以, 当环流空气出口温度  $T_T$  低于其临界值时,  $\Pi^S / B_T$  比值小于 1, 即环流空气量大于膨胀空气量理论值。也就是说, 当环流出口空气温度选择的数值低于临界值时, 若要同时满足空分设备和可逆式换热器冷量平衡的条件下, 则必然会出现环流空气量大于膨胀机所需之膨胀空气量, 倘若将环流空气全部送至膨胀机内膨胀, 势必导致空分设备冷量过剩, 所以现有的空分设备中, 出现这种情况时, 采取部分环流空气旁通或设法利用过剩的冷量<sup>[8,9]</sup>。

另一方面, 在环流出口空气温度  $T_T$  低于其临界值  $T_T^S$  时, 由于膨胀机前温度降低, 膨胀空气量相应增大, 其值为:

$$\Pi = \left( 1 + \frac{T_T^S - T_T}{T_T^S - a_2 / a_1} \right) \Pi^S \quad \text{标米}^3 / \text{标米}^3 \text{加工} \quad (28)$$

其中  $\Pi^S$  为(17)式计算的膨胀空气量理论值。

当环流出口温度高于其临界值时, 其  $\Pi^S / B_T$  比值大于 1, 即膨胀空气量理论值大于环流量, 所以为了保证空分设备冷量平衡所需之膨胀空气量, 必须用旁通空气加以补充, 这正是我们推导膨胀空气量及机前温度的数学表达式的条件, 在这种条件下, 膨胀空气量、机前温度、机后过热度为计算确定值, 与环流热负荷有关, 而与环流空气出口温度数值无关。

综上所述, 可以归纳成以下二种情况:

当  $T_T \geq T_T^S$  时,  $B_T \leq \Pi$ ,  $\Pi = \Pi^S$ ,  $T_D = T_T^S$ ;

当  $T_T < T_T^S$  时,  $B_T > \Pi$ ,  $\Pi > \Pi^S$ ,  $T_D < T_T^S$ 。

图2为跑冷损失为1.10千卡/标米<sup>3</sup>加工、可逆式换热器热端温差 $\Delta T^h=3^\circ\text{C}$ 、冷端温差 $\Delta T^c=4.63^\circ\text{C}$ 下环流出口空气温度 $T_r$ 与环流量 $B_r$ 、膨胀空气量 $\Pi^s$ 间的关系曲线,其 $T_r^s=144\text{K}$ , $\Pi^s=14.8\%$ 标米<sup>3</sup>/标米<sup>3</sup>加工。在中小型全低压空分设备中,由于 $T_r^s$ 值较低,故选取的环流出口空气温度,一般皆能满足大于 $T_r^s$ 值,所以不会出现环流大于膨胀空气量的矛盾。但是,对于大型空分设备,饱冷损失减小,可逆式换热器温差减小,所以理论计算的膨胀空气量 $\Pi^s$ 减小,环流出口温度临界值 $T_r^s$ 较高,而会出现环流出口空气温度 $T_r$ 的选择低于临界值的情况,从而造成了环流量大于膨胀空气量的矛盾<sup>[8,9]</sup>。这只有采取提高环流空气的出口温度(使 $T_r \geq T_r^s$ )的措施加以解决才是合理的。

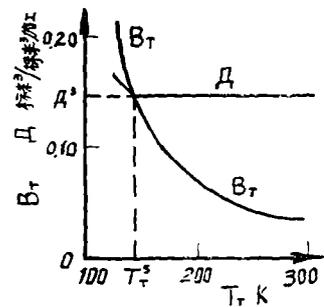


图2 环流出口空气温度与环流量、膨胀空气量间的的关系曲线

至于环流空气量,当选定环流空气出口温度以后,是由可逆式换热器热平衡方程式(24)计算得到的,而不应该作为经验数据加以推荐<sup>[8]</sup>,因为环流出口临界温度 $T_r^s$ 值对于不同的空分设备是不同的,而对于确定的空分设备可以由(13)式加以计算,不是任意选定的数值。

## 五、结 束 语

1. 环流空气出口临界温度 $T_r^s$ 数值上等于膨胀机前理论温度,可由(14)或(16)式确定。

2. 当环流空气出口温度 $T_r$ 高于或等于其临界值 $T_r^s$ 时,膨胀机前温度、膨胀空气量、机后过热度皆为确定值,可由(16)、(17)式计算确定,不能任意选定。在这种情况下,环流量小于或等于膨胀空气量,故必须使用旁通空气,使环流量与旁通量之和等于膨胀空气量,而膨胀空气量的大小与环流空气出口温度选择无关。

3. 当环流空气出口温度 $T_r$ 低于其临界值 $T_r^s$ 时,必然出现环流量大于膨胀空气量的现象。此时,膨胀机前温度低于(16)式计算的理论机前温度,膨胀空气量大于(17)式计算的理论值 $\Pi^s$ ,而且是膨胀空气量随着环流空气出口温度 $T_r$ 的降低而增大,所以应设法避免这一情况的出现。而积极有效的措施是提高环流空气出口温度,并使其高于环流空气出口温度临界值。

4. 设置膨胀空气加热器<sup>[7]</sup>、减少跑冷损失、减小可逆式换热器冷热端温差、提高膨胀机绝热效率等措施,可以使膨胀空气量的理论值减小。文中阐述了数量上的关系。

## 参 考 文 献

- [1] 《制氧原理与设备》(第五分册) 南京工学院 1975
- [2] 《全低压制氧机原理及计算》西安交通大学 1976
- [3] “6000标米<sup>3</sup>/时制氧设备(全板式)工艺流程计算书” 杭州制氧机厂 1966
- [4] “FON-10000/11000型空分设备工艺流程计算书” 杭州制氧机厂 1970
- [5] “3200米<sup>3</sup>/时全低压空分流程计算书” 开封空分设备厂
- [6] “FON-1000/1100型空分设备工艺流程计算书” 杭州制氧机厂
- [7] “全低压空分流程中减少膨胀空气量的探讨” 卢明章, 范铭 《深冷技术》№:4 1975
- [8] “可逆式换热器的最佳操作” 西德 Klaus Frischbier №:2 1977 《深冷技术》(译文)
- [9] “大型空分设备” 西德 Helmut springmann №:6 1976 《深冷技术》(译文)