

空分低压透平膨胀机的选型和改型

杭州制氧机厂工艺科 谢贵发

一、问题的提出

目前我国空分行业已生产和完成技术设计的用于空分设备的透平膨胀机,就其轮径规格而言已达十余种。此数尚不包括用于氮液化设备的小型透平膨胀机及用于特殊场合的大型透平膨胀机。然而透平膨胀机的新产品设计方法却仍处在单配设计阶段,这种状况既费时,而且在一定程度上已影响到产品质量、主要零部件的通用性以及生产效率的提高。那么,如何扩大现有透平膨胀机产品的适应范围及其通用性呢?又如何使用户能方便地选择到所需要的产品,或者对已有的透平膨胀机进行改型使其适应新的运转条件呢?这就是本文所要探讨和解决的问题。

只要分析一下透平膨胀机现有产品的工况参数、结构参数和结构型式,就可看出,它们基本上大同小异,相差无几,实际上已自然地形成了一个较完整的叶轮轮径分档。因此,只要在现有产品的基础上对叶轮的轮径进行统一的规划分档,并对各种轮径再辅以改变通流部分尺寸的方法,则不仅能扩大现有产品的流量适应范围,而且还能提高产品的“三化”水平,为今后空分设备透平膨胀机的系列化打好基础。

本文根据“三化”的原则,对透平膨胀机的主要结构尺寸——轮径 D_1 的分档和另一重要结构参数——喷咀环相对宽度 $\frac{b_p}{D_1}$ 的变化范围,提出了设想,并推荐了透平膨胀机选型的方法,对于现有空分设备中透平膨胀机的改型也作了介绍。

二、理论基础

1. 影响流量的因素:

根据透平原理可知,流经透平机械通流部分各截面的气体重量流量相等,亦即质量是连续的。故对向心径流式透平膨胀机叶轮的进口截面可列出如下流量方程式:

$$3600G = 3600\pi D_1 b_1 \tau_1 \sin \alpha_1 c_1 \gamma_1 = V_H \gamma_H \quad (1)$$

式中: G ——流经透平膨胀机的重量流量,(公斤/秒)

D_1 ——叶轮外径,(米)

b_1 ——叶轮进口处轴向宽度,(米)

τ_1 ——叶轮进口处有效通流面积系数

α_1 ——叶轮进口处气流角,(度)

c_1 ——叶轮进口处气流的绝对速度,(米/秒)

γ_1 ——叶轮进口处气体重度,(公斤/米³)

V_{H1} ——透平膨胀机的标准状态下的容积流量, (标米³/时)

γ_{H1} ——标准状态下气体的重度, (公斤/米³)

若不计叶轮进口轴向宽度的过盖值, 则 $b_1 \approx b_p$ (b_p 为喷咀环的轴向宽度)。以 b_p 代替(1)式中的 b_1 , 并经简单变换, 可将(1)式改变为下列形式:

$$A \cdot D_1^2 \cdot \frac{b_p}{D_1} = \frac{V_H \gamma_H}{C_1 \gamma_1} \quad (2)$$

在(2)式中, 设 $A = 3600\pi\tau_1 \sin\alpha_1$, 它仅与结构参数 α_1 和 τ_1 有关。对于结构相似的透平膨胀机, A 值为常数。

从(2)式可得出下述结论: 当透平膨胀机的工况不变, 且 A 值相同时, 流经透平膨胀机的标准状态容积流量 V_H 取决于 D_1 和 $\frac{b_p}{D_1}$ 。亦即对于几何相似的透平膨胀机, V_H 正比于轮径 D_1 的平方; 而对于相同轮径的透平膨胀机, V_H 则正比于喷咀环的轴向宽度 b_p 。因此, 如果我们在某一设定工况下, 按一定的规律选定一组轮径尺寸, 那么便可得到一组与轮径对应的流量点。这些流量点叫做该设定工况下各档轮径的名义流量。显然, 各档轮径的名义流量是不连续的。为了获得一个连续的流量区域, 可通过在一定范围内改变各档轮径的 $\frac{b_p}{D_1}$ 值来实现。

从(2)式还可看出, 改变 D_1 是改变流量的主要因素, 它对流量变化的影响远比 $\frac{b_p}{D_1}$ 要大。并且若确定了 D_1 , 则其它主要零部件的结构尺寸即可随之而定。所以 D_1 是透平膨胀机结构系列中主要的特征结构尺寸。

2. 工况改变对流量的影响:

前面指出了在某一设定工况下, 透平膨胀机的流量与 D_1 和 $\frac{b_p}{D_1}$ 的变化关系。但实际上透平膨胀机的工况条件往往是不相同的。那么当同一台透平膨胀机在不同工况下工作时, 它的流量是怎样变化的呢?

如果用带“'”的符号表示新的工况参数, 则从(2)式可得出不同工况下的流量关系式:

$$\frac{V_H' \gamma_H'}{C_1' \gamma_1'} = \frac{V_H \gamma_H}{C_1 \gamma_1} \quad (3)$$

$\gamma_H' = \gamma_H$, γ_1' 和 γ_1 可按下列二式求得:

$$\gamma_1' = \frac{P_0'}{Z_0' R' T_0'} \left[\rho' + (1 - \rho') \left(\frac{P_3'}{P_0'} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]^{\frac{k}{(k-1)m'}}$$

$$\gamma_1 = \frac{P_0}{Z_0 R_0 T_0} \left[\rho + (1 - \rho) \left(\frac{P_3}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]^{\frac{k}{(k-1)m}}$$

式中: P_0' 、 P_0 、 T_0' 、 T_0 ——透平膨胀机进口处气体的压力和温度

P_3' 、 P_3 ——透平膨胀机出口(扩压管后)的气体压力

Z_0' 、 Z_0 ——气体的可压缩性系数

ρ' 、 ρ ——透平膨胀机的反击度

m' 、 m ——喷咀环多变膨胀指数。对于同一台透平膨胀机可认为

$$m' = m = \frac{k}{k - \varphi^2(k-1)} \cdot (\text{其中 } \varphi \text{ 为喷咀速度系数, 本文取 } \varphi = 0.96 = \text{const})$$

速度 c_1' 和 c_1 又分别可表示如下:

$$c_1' = 91.5\varphi' \sqrt{(1-\rho')\Delta h's}$$

$$c_1 = 91.5\varphi \sqrt{(1-\rho)\Delta h_s}$$

式中: $\Delta h's$ 和 Δh_s ——不同工况参数下透平膨胀机总的等熵焓降, (千卡/公斤)

将上述各式代入(3)式,并改变透平膨胀机转速和通流部分尺寸,使 $\rho' \approx \rho$, 便可导出不同工况下流量关系式的实用形式:

$$V_{H'} = V_H \cdot \left(\frac{\Delta h's}{\Delta h_s} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{P_0' Z_0 T_0}{P_0 Z_0' T_0'} \cdot \left[\frac{\rho + (1-\rho) \left(\frac{P_3'}{P_0'} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{\rho + (1-\rho) \left(\frac{P_3}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right]^{\frac{k}{(k-1)m}} \quad (4)$$

(4)式即为基本的选型公式。

新工况下透平膨胀机的转速 n' 可按式确定:

$$n' = n \cdot \sqrt{\frac{\Delta h's}{\Delta h_s}} \quad (5)$$

式中: n ——原工况下透平膨胀机的转速, (转/分)

从(4)、(5)式可知,如果已知透平膨胀机在工况参数为 P_0 、 T_0 和 P_3 时的流量为 V_H 和转速 n , 就可按(4)式和(5)式分别求得任何工况参数下透平膨胀机的通流能力和转速。

3. 改变 $\frac{b_p}{D_1}$ 对透平膨胀机特性的影响:

改变 $\frac{b_p}{D_1}$ 是为了扩大各档轮径的流量范围,使各档轮径的流量能连成一片,构成一个既连续又有一定重迭区的流量区间。事实上若仅改变 $\frac{b_p}{D_1}$, 即使工况条件保持相同, V_H 也并不会象预期那样正比于 $\frac{b_p}{D_1}$ 。因为仅改变 $\frac{b_p}{D_1}$ 将导致叶轮和喷咀环二者出口面积比 $\frac{F_y}{F_p}$ 的改变。这时

为了确保流量连续,反击度 ρ 必将随之变化。亦即喷咀环出口气体状态必须有所改变才能适应面积比的变化。但 ρ 的变化不仅将改变级中能量分配的比例,而且还将使透平膨胀机中气体的流动过程偏离原来的规律,从而引起透平膨胀机效率的恶化。因此,为了保持气体的流动过程接近或相似于原来的规律,就需相应改变叶轮的出口面积 F_y , 以使 ρ 的变化尽可能地小。

如果当喷咀环相对轴向宽度从 $\frac{b_p}{D_1}$ 变化到 $\frac{b_p'}{D_1}$ 时,对透平膨胀机效率的影响不大,则可按下式近似确定叶轮出口截面所需的外径 D'_{2w} :

$$D'_{2w} = \sqrt{\frac{b_p'}{b_p} \cdot \left(\frac{P_3 \cdot P_0'}{P_3' \cdot P_0} \right)^{\frac{1}{m}} \cdot \left[\frac{\rho' + (1-\rho') \left(\frac{P_3'}{P_0'} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{\rho + (1-\rho) \left(\frac{P_3}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right]^{\frac{k}{(k-1)m}} \cdot (D_{2w}^2 - D_{2g}^2) + D_{2g}^2} \quad (6)$$

式中: D_{2w} 和 D_{2g} ——叶轮出口截面原来的外径和内径, (米)

由于透平膨胀机的工况参数一般相差不大, 故也可按下式粗略的估算 D'_{2w} :

$$D_{2w}' = \sqrt{\frac{b'_p}{b_p}(D_{2w}^2 - D_{2g}^2) + D_{2g}^2} \quad (6a)$$

按计算所得的 D'_{2w} 值便可进行叶轮子午面流道形状的修正, 如图 1 所示。

应指出, (6) 式和 (6 a) 式仅适用于目前普遍采用的出口部分流型为 $R \cdot \lg \beta_2 = \text{常数}$ 的叶轮。

三、透平膨胀机的 $\frac{b_p}{D_1} - V_H$ 图

1. 轮径的分档和 $\frac{b_p}{D_1}$ 变化范围的确定:

轮径分档是否合理, 以及 $\frac{b_p}{D_1}$ 变化范围的确定是否适当, 都直接影响到今后系列的先进性。因此在进行上述工作时我们考虑到以下几项因素:

(1) 各档轮径的名义流量应具有合适的比例, 使得 $\frac{b_p}{D_1}$ 在适当的范围内改变, 即能构成连续的流量区域, 且相邻两档轮径间还具有较大的流量重叠区。这样既能满足各种流量的要求, 又可避免叶轮性能的重复, 而不使轮径档数过多。

(2) 当 $\frac{b_p}{D_1}$ 在上述范围内变化时, 应不使透平膨胀机的效率有较明显的降低。

(3) 应使轮径分档与原有轮径规格具有较大的衔接性。

(4) 应与空分设备系列中可能发展的产品规模相适应。

在考虑上述几项因素并结合参考 R40 优先数系后, 推荐九档优先选用的轮径和两档备用轮径, 均列于表中。 $\frac{b_p}{D_1}$ 的变化范围选择从 0.03~0.06。在表中还相应列出了各档轮径在工况参数为 $P_0=5.5$ 公斤/厘米², $T_0=130$ K, $P_3=1.35$ 公斤/厘米², $\rho=0.49$ 下的名义标态流量、流量适应范围、名义转速及与其配套的空分设备的规格。

各档轮径的流量、转速及配套空分设备表

轮径(毫米)	40	70	90*	100	130*	160	190	230	280	330	400
名义流量 (标米 ³ /时)	暂缺	750	1200	2400	3600	5400	7500	11000	16500	22500	36000
流量范围 (标米 ³ /时)	"	500~ 1000	800~ 1700	1600~ 3200	2400~ 4800	3600~ 7200	5000~ 10000	7500~ 15000	11000~ 22000	15000~ 30000	24000~ 48000
名义转速 (转/分)	"	52600	41000	36900	28400	23100	19400	16000	13200	11200	9220
配套空分设备 (标米 ³ /时 O ₂)	150	300	800	1000 1500		3200	6000	10000	20000	30000	50000

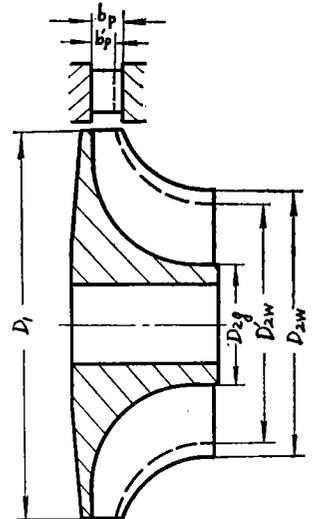


图 1 叶轮子午面流道的修正

几点说明：(1)表中带*号的轮径为备用轮径；(2)由于受空分设备配套的限制，相邻两档轮径之比未能选用相同的公比。其中轮径在130毫米以上者，相邻两档轮径之比约为1.2。轮径在130毫米以下者，轮径比分别为1.3，1.4和1.75；(3)各档轮径的名义流量均按实际的几何参数计算，故流量并不正比于轮径的平方；(4)表中所列各档轮径的名义流量均为 $\frac{b_p}{D_1}=0.045$ 时的流量数值。

2. $\frac{b_p}{D_1}-V_H$ 图：

为了直观地反映出流量 V_H 与 D_1 、 $\frac{b_p}{D_1}$ 的变化关系和选用方便起见，将各档轮径的流量 V_H 与 $\frac{b_p}{D_1}$ 的变化关系均作在同一对数坐标图上。在图上还作了相对等效率曲线，以便于选用时比较。

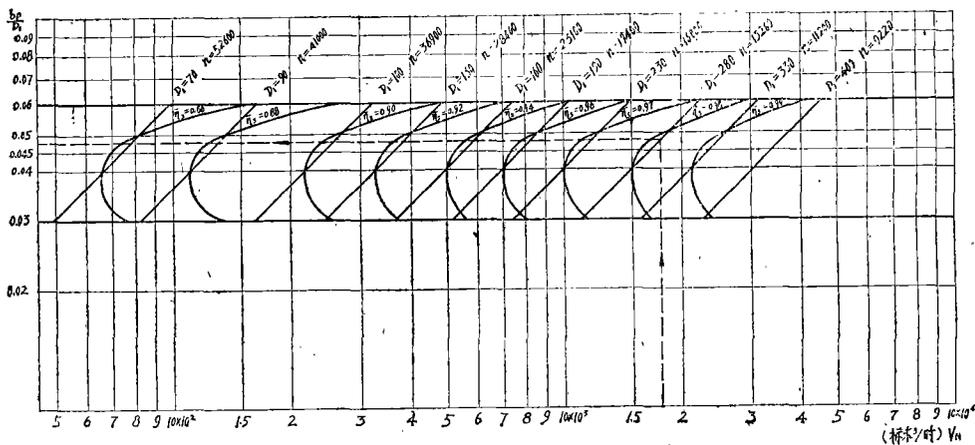


图2 各档轮径的 b_p-V_H 图
(图中，虚线为选型示例， η_r 为相对等效率线)

四、选型方法和示例

上述各档轮径所对应的流量范围，基本上构成了能满足我国空分设备目前和今后发展需要的流量区域。在表中设定的工况参数下，(4)式可简化为如下形式：

$$V_H = 0.088 \cdot V_H' \cdot \frac{Z_0' T_0'}{P_0' \sqrt{\Delta h' s}} \cdot \left[\frac{1}{0.49 + 0.51 \cdot \left(\frac{P_3'}{P_0'} \right)^{0.286}} \right]^{2.58} \quad (7)$$

(7)式即为设定工况下的选型计算式。

利用(7)式和 $\frac{b_p}{D_1}-V_H$ 图，新的透平膨胀机就无需再进行繁杂的计算和设计，而只需把给定的工况参数下的 V_H' 按(7)式换算到 $\frac{b_p}{D_1}-V_H$ 图上设定的工况参数条件下的标态流

量, 即可在图上找到与之相适应的产品的轮径 D_1 和 $\frac{b_p}{D_1}$ 。

透平膨胀机的转速可按下式确定:

$$n' = 0.3163 \sqrt{\Delta h's} \cdot n$$

式中: n —— 设定工况下的名义转速, (转/分)

(选型示例)

已知: 透平膨胀机的设计参数为:

$$P_0' = 5.68 \text{ 公斤/厘米}^2, \quad T_0' = 181\text{K}$$

$$P_3' = 1.44 \text{ 公斤/厘米}^2, \quad V_{H'} = 15000 \text{ 标米}^3/\text{时}$$

工质为空气

要求: 确定透平膨胀机的 D_1 、 b_p 和转速。

选型步骤:

(1) 根据给定的参数确定 $Z_0' = 0.981$, $\Delta h's = 13.8$ 千卡/公斤, 然后按 (7) 换算:

$$V_H = 0.088 \times 15000 \times \frac{0.981 \times 181}{5.68 \times \sqrt{13.8}} \times \left[\frac{1}{0.49 + 0.51 \left(\frac{1.44}{5.68} \right)^{0.286}} \right]^{2.58}$$

$$= 17736.08 \text{ 标米}^3/\text{时}$$

(2) 确定 D_1 和 b_p : 按换算所得之 V_H 在图 2 上可查得两种轮径 $D_1 = 280$ 毫米和 $D_1 = 330$ 毫米均能与此流量相适应。但因两种轮径的效率相差极微, 故应选择 $D_1 = 280$ 毫米较为合理。这时相应的 $\frac{b_p}{D_1} = 0.048$, 则:

$$b_p = 0.048 \times 280 = 13.44 \text{ 毫米}$$

(3) 透平膨胀机的转速:

$$n' = 0.3163 \sqrt{13.8} \times 13200 = 15510 \text{ 转/分}$$

五、透平膨胀机的改型

在实际运转的空分设备中, 往往可能因设备流程的改进或工作条件的变化, 引起透平膨胀机的连续运转工况参数与原来的设计工况参数发生较大的偏离。这时透平膨胀机的效率就会出现显著的降低。当出现这种情况时, 就需要对原有的透平膨胀机进行适当的改型, 使其能重新适应新的工况参数, 且仍具有较为理想的效率。其实, 这种改型方法与上述选型方法均基于流量连续这一原理。所不同的是在改型的情况下, 将变化后的工况参数换算到透平膨胀机原来的设计工况参数, 并重新确定出在新工况参数下透平膨胀机通流部分应该具有的尺寸。假若透平膨胀机原来的设计工况参数为 P_0 , T_0 , P_3 和 V_H , 反击度为 ρ , 转速为 n , 工况变化后的参数为 P_0' , T_0' , P_3' 和 $V_{H'}$, 则在新工况参数下喷咀环的轴向宽度为:

$$b'_p = b_p \cdot \frac{V_{H'}}{V_H} \cdot \frac{P_0 Z_0' T_0'}{P_0' Z_0 T_0} \sqrt{\frac{\Delta h's}{\Delta h's}} \cdot \left[\frac{\rho + (1-\rho) \left(\frac{P_3'}{P_0'} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{\rho + (1-\rho) \left(\frac{P_3}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right]^{\frac{k}{(k-1)m}} \quad (9)$$

式中: b_p ——透平膨胀机原来的喷嘴环轴向宽度, (毫米)

m ——设计工况时喷嘴环的多变膨胀指数

透平膨胀机在新工况参数下的工作转速 n' 和叶轮出口截面的外径 D'_{2w} 可分别按 (5) 式和 (6) 式进行计算确定。如果按 (5) 式确定的转速过高, 受到轴承工作条件或临界转速的限制, 则可适当降低转速。但这时的速度比 $\frac{u_1'}{c_0}$ 和反击度 ρ' 都将小于原来的设计值。转

速降低后的速度比 $\frac{u_1'}{c_0}$, 可按下式方便地求得:

$$\frac{u_1'}{c_0'} = \left(\frac{u_1}{c_0} \right) \left(\frac{n'}{n} \right) \quad (10)$$

反击度 ρ' 可按下式近似确定:

$$\rho' = \rho \left(\frac{\frac{u_1'}{c_0'}}{\frac{u_1}{c_0}} \right)^2 \quad (11)$$

然后按计算所得之 ρ' 代入 (9) 式和 (10) 式重新计算 b_p' 和 D'_{2w} 。但应指出, 采用降低转速的方法时, 不宜使叶轮进口处冲角过大, 一般应在 $i = +5^\circ \sim -20^\circ$ 的范围。

[改型示例]

已知: 上钢五厂 6000 标米³/时 O₂ 空分设备中, 透平膨胀机的原设计工况参数为:

$P_0 = 5.5$ 公斤/厘米², $T_0 = 128$ K, $P_3 = 1.35$ 公斤/厘米²,

$V_H = 7000$ 标米³/时, $n = 19000$ 转/分, 工质为空气。

流程改进后透平膨胀机的工况参数为:

$P_0' = 5.3$ 公斤/厘米², $T_0 = 155$ K, $P_3 = 1.25$ 公斤/厘米²,

$V_H = 4350$ 标米³/时, 工质仍为空气。

要求: 确定新工况参数下透平膨胀机的 b_p' , D'_{2w} 和 n' 。

改型步骤:

(1) 确定 b_p' : 先按给定的参数确定 $Z_0 = 0.943$, $\Delta h_s = 9.73$ 千卡/公斤,

$Z_0' = 0.97$, $\Delta h_s' = 12.56$ 千卡/公斤。代入 (9) 式得:

$$b_p' = 7.7 \times \frac{4350}{7000} \times \frac{5.5 \times 0.97 \times 155}{5.3 \times 0.943 \times 128} \times \sqrt{\frac{9.73}{12.56} \left[\frac{0.49 + 0.51 \times \left(\frac{1.25}{5.3} \right)^{0.286}}{0.49 + 0.51 \times \left(\frac{1.35}{5.5} \right)^{0.286}} \right]^{2.85}}$$

$$= 5.6 \text{ 毫米}$$

(2) 确定 D'_{2w} :

$$D'_{2w} = \sqrt{\frac{5.6}{7.7} \times \left(\frac{1.35 \times 5.3}{1.25 \times 5.5} \right)^{\frac{1}{1.337}} \times \left[\frac{0.49 + 0.51 \times \left(\frac{1.25}{5.3} \right)^{0.286}}{0.49 + 0.51 \times \left(\frac{1.35}{5.5} \right)^{0.286}} \right]^{2.58} \times (129.2^2 - 55^2) + 55^2}$$

= 115.1 毫米

(3) 确定 n' :

$$n' = \sqrt{\frac{12.56}{9.73}} \times 19000 = 21500 \text{ 转/分}$$

六、结 束 语

本文的指导思想是基于当通流部分尺寸改变和工况参数变化时,假定保持透平膨胀机的流动相似,即力求满足下列条件:(1)几何形状相似;(2)流动速度的大小及方向相似,即速度三角形相似;(3)马赫数 M ,雷诺数相等;(4)气体绝热指数相等。但实际上要满足上述条件保持完全的流动相似是不可能的,而只能力求近似的相似。对于因通流部分尺寸的改变所引起的损失变化,本文也未作说明,今后将另文讨论。由于水平有限,文中必然会出现不少谬误之处,望行业有关同志提出宝贵意见。

参考文献

- (1) Турбодетандеры кислородных установок Р.Р. Зайдель 1961.
- (2) Характеристики центробежных турбин при изменении их конструктивных параметров В.В.Невинский. Энергомашиностроение труды лпи № 323. 1972.
- (3) 水平剖分结构(E型)离心压缩机规范编制说明 一机部透平压缩机三化组 (1976.7)
(一九七八年一月)

大型空分装置液氧最大生产能力估算方法

杭州制氧机厂设计科 徐谦先

在生产气态产品的全低压空分装置中,有时为了某种需要,要求在减产气态产品的情况下,能生产尽可能多的液氧存于贮槽中备用。这就需要知道该装置的液氧最大生产能力。如何求得装置的液氧最大生产能力呢?这是一个较为烦琐的计算问题。因为它要受到多种条件的约束,而这些约束条件之间又是有机地联系在一起相互制约的。由于这种内在关系的复杂性,所以不能孤立地进行计算,必须全面地综合地加以考虑。要想进行较为精确的计算,最好采用电子计算机。但是如果受条件的限制,采用本文所述的估算方法,在一定的假定前提下,经过逐步试凑,还是可以得到近似结果的。本文着重对采用流程较为通用的、以空气作膨胀工质、不带膨胀前换热器的全低压、双高、全板式大型空分装置进行了估算,现分述于后。

一、前 提 假 定

生产气态产品的全低压空分装置能生产的最大液氧量受那些条件的约束呢?主要的有:膨胀机组的最大容量与装置需要冷量的协调性;膨胀机组旁通入污氮液化器的膨胀量(不能积上塔精馏的那部分)与分馏塔减负荷操作的可能性;膨胀后压力下的空气饱和蒸气和温度对