

# 无热再生干燥器设计探讨

覃拥军

(柳州市力风空气净化设备厂, 广西 柳州 545007)

**摘要:** 对无热再生干燥器设计中的几个问题进行探讨, 并给出了相应的计算方式。

**关键词:** 无热再生干燥器; 气量; 空隙率; 排气阀

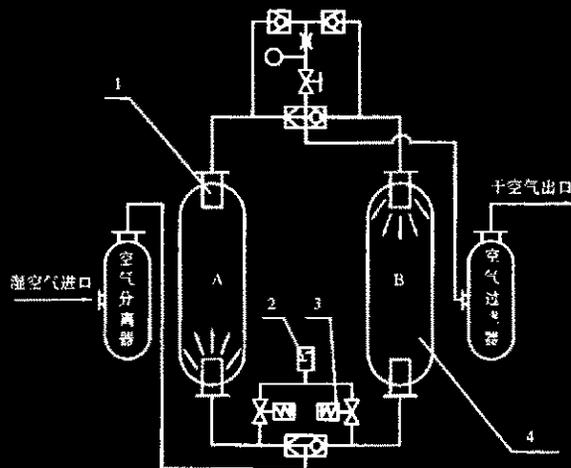
**文献标识码:** B

无热再生空气干燥器是国内厂家较早设计生产的一种空气净化装置, 因其结构简单、运行可靠、干燥性好的特点, 而广泛应用于各个行业气源净化要求较高的场合。本文提出无热再生空气干燥器设计及运用中容易忽视与混淆的几个问题, 与大家探讨。

## 1 再生气量的选择

典型的无热再生空气干燥器的工艺流程如图示, 双塔交替工作, 吸附→再生→均压→(吸附)→, 大约 10 min 左右完成一个周期。其工作基本原理用一句话来说就是: 高压吸附, 低压解吸。在变压吸附过程中, 遵循一个原则, 就是当再生气与原料气的实际体积比等于 1 时, 再生气的出口最高露点等于原料气的入口露点。因此, 在每一个周期中, 必须使再生气的体积超过实际原料气的体积, 即再生气与原料气实际体积比大于 1, 才能实现压缩气体吸附干燥的无热

再生。基于上述原理, 通常再生气量的计算如下:



1 滤网 2 消声器 3 排气阀 4 塔体

图 1 无热再生干燥器工艺流程图

$$p_1 V_1 / T_1 = p_2 V_2 / T_2 \quad (1)$$

$$p_1 (XV_1) / T_1 = p_3 V_3 / T_3 \quad (2)$$

$$V_3 \geq V_2 \quad (3)$$

式中  $V_1$ —常压下气体体积(处理量)

$V_2$ —压缩后气体体积

$V_3$ —再生气体体积

$p_1$ —大气压力

$p_2$ —压缩气体压力

$p_3$ —再生气体压力

$T_1$ —常压气体温度

$T_2$ —压缩气体温度

$T_3$ —再生气体温度

$X$ —再生气百分比

由公式(1)及  $V_2 = p_1 V_1 T_2 / p_2 T_1$

由公式(2)及  $V_3 = p_1 XV_1 T_3 / p_3 T_1$

代入(3)式得:

$$p_1 XV_1 T_3 / p_3 T_1 \geq p_1 V_1 T_2 / p_2 T_1$$

$$\text{即 } X \geq p_3 T_2 / p_2 T_3$$

如忽略吸附过程强度变化,则再生耗气比等于再生压力与压缩压力的比值,即  $X \geq p_3 / p_2$ 。

实际上,上述计算忽略了每个干燥周期中有一个均压过程,均压时压力逐渐提高,这一过程所起的再生作用很小,如果1/2周期为5min,均压时间为40s,则再生时间只有260s,代入(3)式则:

$$V_3 \cdot 260 / 300 \geq V_2$$

$$\text{即 } X \geq 15 p_3 / 13 p_2$$

例如,当工作压力为1.0 MPa时,  $p_2 = 1.1$  MPa(绝对压力),  $p_3 = 0.1$  MPa,再生耗气比  $X \geq 10.5\%$ 。

## 2 滤网的设计

国内厂家在干燥器管道与塔体的联接上大都采用滤网结构,但随意性较大,从而导致了干燥效果差或压力降过大。实际证明,滤网网孔面积之和越大,则压力降越小,但这将导致滤网入伸塔体的长度增加,从而使干燥效果下降。滤网的设计原则应为:网孔的总的实际透气面积  $\geq$  管道面积。由于滤网外布满了活性氧化铝式分子筛,因此网孔的实际透气面积 = 网孔个数  $\times$  孔眼面积  $\times$  吸附剂的空隙率。

下面以X-P型活性氧化铝为例,给出空隙率的

计算方法:

真比重  $\gamma_{真} = 3.3$  g/cm<sup>3</sup>, 孔容系数  $C = 0.4$

则假比重  $\gamma_{假} = \gamma_{真} / (1 + 3C) = 1500$  kg/m<sup>3</sup>

而堆比重  $\gamma_{堆} = 750$  kg/m<sup>3</sup>, 则

空隙率 =  $1 - \gamma_{堆} / \gamma_{假} \times 100\% = 50\%$

依以上计算,网孔的面积之和应  $\geq 2 \times$  管道面积。

## 3 排气阀通径的选择

排气阀是无热再生空气干燥器中的一个重要元件,选择好的排气阀对提高整机质量很重要。而如果不能正确选择排气阀的通径也会影响整机的质量。

排气阀的排气有两个过程,一是打开的瞬间大流量的放空,二是再生气的缓慢排出。由于再生气流量较小(约为处理气量的15%),因此选用较小管径的排气阀,势必造成排气噪音大和加速排气阀的损伤。实际上主要应考虑瞬间排空这一过程。因为它对排气阀的冲击和影响最大。下面给出依据瞬间排空排气阀通径的计算方法:

正常工作状态下管道流速为8~12 m/s,在此取  $V_{流} = 10$  m/s,假设塔体容积为  $V_{塔}$ ,则依据上述空隙率的计算,塔中空气的体积为  $50\% \times V_{塔}$ ,消声器排空时间大致为12~15 s,在此取  $t = 12$  s,则排气阀的通径  $d$  计算如下:

$$\pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 \times V_{流速} \times t = 50\% V_{塔}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times V_{塔}}{2 \times \pi \times 10 \times 12}} = 7.28 \times 10^{-2} \sqrt{V_{塔}}$$

依此上下圆整,可选取正确的标准通径的排气阀。

例如,处理气量为6 m<sup>3</sup>/min的无热再生干燥器,如其塔体体积  $V_{塔} = 0.13$  m<sup>3</sup>,则通径

$$d = 7.28 \times 10^{-2} \sqrt{0.13} = 0.026 \text{ m} = 26 \text{ mm}$$

而DN25的排气阀的内径为27 mm,故选用DN25的排气阀较为合适。

由于冷冻式干燥器受工作原理和结构所限,压力露点只能达到2~10℃,而微加热及有热再生干燥器结构相对复杂,在国内也在不断完善之中,无热再生空气干燥器在一定时期内还将继续发挥行业中的主导作用,研究和完善无热再生空气干燥器,使其更趋合理和完美,在经济和社会效益上,将有积极的意义。