

ANEXO 7. DISEÑO DEL ENFRIADOR EVAPORATIVO

La corriente de gases a la salida del post-quemador, exenta de hidrocarburos y con aún partículas en suspensión, es conducida hacia un enfriador evaporativo para reducir la alta temperatura a la que se encuentra como consecuencia de la oxidación térmica llevada a cabo en el post-quemador y de esta forma no dañar a las telas del filtro de mangas situado posteriormente en el tren de tratamiento.

El funcionamiento de este equipo se basa en la evaporación del agua en contacto directo con la corriente de gases de entrada. Con este fenómeno se consiguen dos efectos, refrigerar la corriente gaseosa y humidificarla, aunque el objetivo en este caso sea sólo el de refrigeración.

En cuanto a la clasificación de este equipo, desde el punto de vista del uso del agua se trata de un equipo sin recirculación del agua, ya que esta se evapora completamente al entrar en contacto con la corriente de gases a la alta temperatura de entrada. Y en cuanto a la forma en la que el sistema pone en contacto el agua con la corriente gaseosa se trata de un sistema de agua pulverizada mediante boquillas.

Las ventajas de este tipo de equipos se resumen en eficiencia energética y en respeto al medio ambiente ya que es una tecnología que contribuye a la disminución del efecto invernadero al limitar las emisiones de CO₂ indirectas (gracias al ahorro de energía eléctrica consumida). En consecuencia en estos equipos se consigue un coste menor por derechos de emisión de CO₂.

Se trata en definitiva de una pulverización neumática de dos fluidos, que se logra por medio de la interacción del agua con un segundo fluido, aire comprimido en este caso. Ni el líquido ni el aire requieren de una presión verdaderamente alta. Puede ser un rango típico entre 200 y 350 kPa. El tamaño de partícula es controlado variando la relación entre flujo de aire comprimido y flujo de agua.

La ventaja principal de esta forma de pulverización es que el líquido tiene una velocidad relativamente baja al salir de la boquilla, por lo tanto, las gotitas requieren una trayectoria de vuelo más corta para evaporarse.

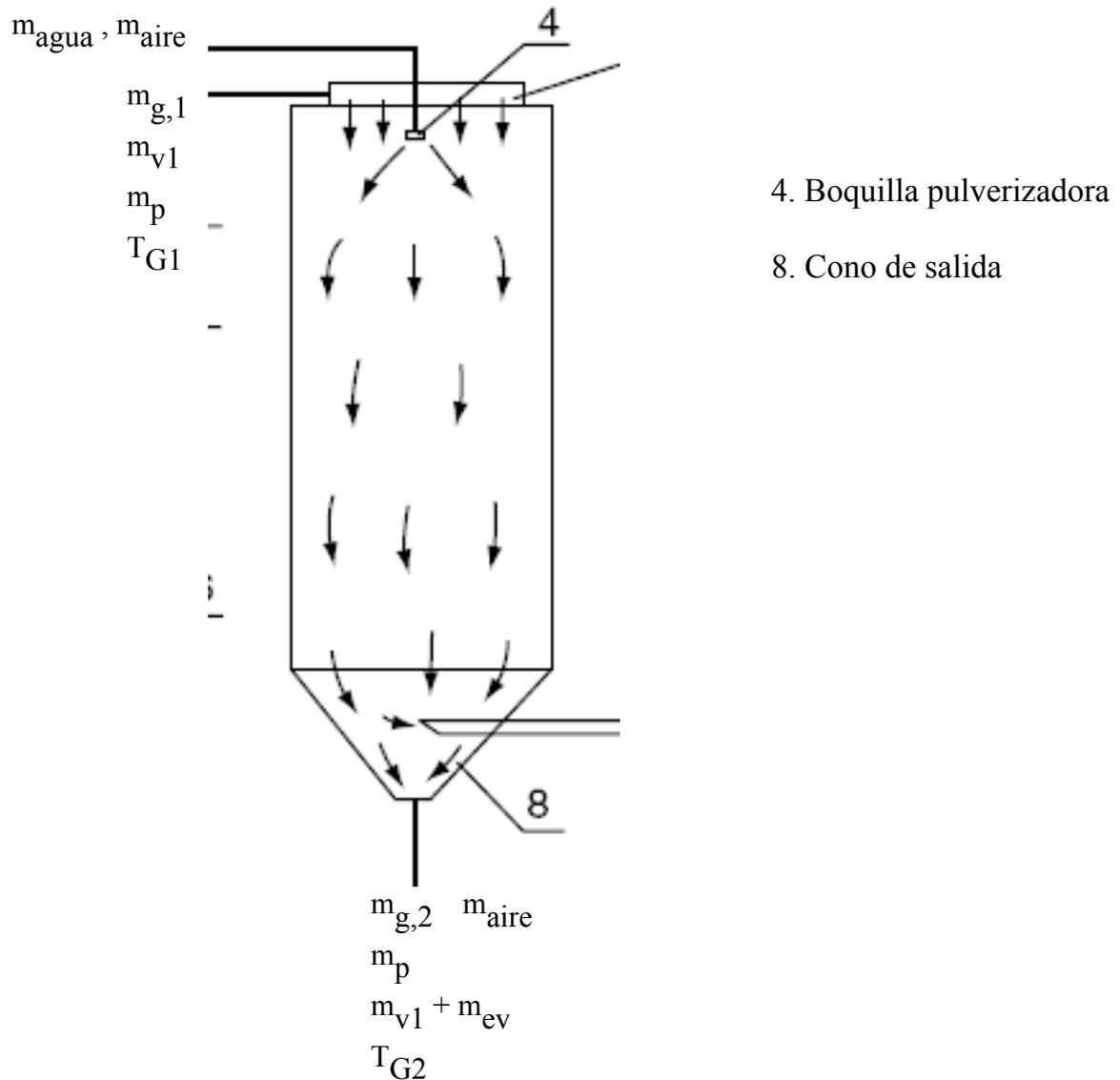
El componente crítico de este sistema de enfriamiento es la boquilla de spray, ya que si el tamaño de la gota y la cobertura del spray no son correctos, se pueden producir los siguientes problemas:

- Enfriamiento insuficiente.
- Reducción inadecuada en volumen de gas.
- Incremento en el consumo de energía.

Por tanto, en el diseño habrá que considerar este aspecto de suma importancia, dado que los beneficios de conseguir una adecuada difusión son muchos, entre los que destacar:

- Se disminuye el coste energético.
- Se reduce el tiempo necesario para la evaporación completa.
- El líquido en forma de spray genera más área de superficie por litro.

Se representa a continuación un esquema donde aparecen las principales variables que intervienen en el proceso:



En el diseño de este equipo, hay que calcular 4 magnitudes que son:

- El caudal de agua m_{agua} (kg/h) necesario para el enfriamiento del caudal de gases de entrada desde la temperatura de entrada T_{G1} hasta la temperatura de salida T_{G2} .
- El diámetro D (m) del equipo necesario.
- La altura H (m) del enfriador necesaria para que el caudal de agua pulverizada se evapore en su totalidad antes de llegar a la base.
- El diámetro de gota d_g (μm) necesario producido en boquilla para un correcto proceso de transferencia de calor y materia.

El resto de variables que entran en juego en el proceso son:

- El caudal de gases de entrada al equipo m_{g1} (kg/h) compuesto por oxígeno, nitrógeno y anhídrido carbónico. Este coincide con el caudal de salida del post-quemador, por tanto $m_{g1} = 11485,9$ (kg/h).
- El caudal de vapor de agua de entrada al equipo m_{v1} , procedente del post-quemador. Este es $m_{v1} = 1033,7$ (kg/h).
- El caudal de partículas en suspensión, el cual coincide con el caudal de partículas presente en el post-quemador y a su vez con el de salida del separador ciclónico. Por tanto, $m_p = 746,32$ (kg/h).
- La temperatura del caudal de gases de entrada al equipo T_{G1} ($^{\circ}\text{C}$), la cual coincide con la de salida del post-quemador, ya que los conductos están aislados térmicamente. Por tanto, $T_{G1} = 850$ $^{\circ}\text{C}$.
- El caudal de aire comprimido m_{aire} (kg/h), de entrada con el agua en el sistema de aspersion por boquillas.
- El caudal de gases de salida del equipo m_{g2} , compuesto también por oxígeno, nitrógeno y anhídrido carbónico. En este proceso solo se produce un incremento másico de vapor de agua para conseguir el enfriamiento, por tanto este caudal coincide en valor con el de entrada, es decir, $m_{g2} = m_{g1} = 11485,9$ (kg/h).

- El caudal de agua evaporada m_{ev} (kg/h) para producir el enfriamiento del caudal de gases deseado, el cual sale junto con el vapor de agua ya presente en el caudal de gases de entrada (m_{v1}). En este proceso de enfriamiento se evapora todo el agua pulverizada, por tanto, $m_{ev} = m_{agua}$ (kg/h).

- La temperatura de salida del caudal de gases enfriado, T_{G2} (°C). El valor de esta temperatura es función del material usado para los tejidos en el filtro de mangas. El filtro, como se ve en el Anexo 9, está compuesto por mangas de material Nómex, que tiene una máxima temperatura sostenida de 205 °C, por tanto, se impone un $T_{G2} = 190$ °C.

Para el cálculo del caudal de agua necesario para llevar a cabo el enfriamiento deseado desde T_{G1} hasta T_{G2} se plantea un balance global de energía en el equipo, donde la energía contenida en el caudal de gases y vapor de agua de entrada, y en menor medida la energía contenida en las partículas en suspensión, se emplea para evaporar el agua pulverizada y llevar el vapor producido desde los 25 °C hasta los 190 °C de salida. Dicho balance queda como sigue:

$$m_{g1} \cdot C_{p,g1} \cdot (T_{G1} - T_{G2}) + m_{v1} \cdot C_{p,v1} \cdot (T_{G1} - T_{G2}) + m_p \cdot C_{p,s} \cdot (T_{G1} - T_{G2}) = \\ = m_{ev} \cdot [\lambda_{T_{wh}} + C_{p,v} \cdot (T_{G2} - 25)] + m_{aire} \cdot C_{p,aire} \cdot (T_{G2} - 25)$$

donde,

- $C_{p,g1}$ es el calor específico medio ponderado del caudal de gases entre la temperatura de entrada T_{G1} y de salida T_{G2} . Por tanto:

$$C_{p,g1} = 1,117(\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

- $C_{p,v1}$ es el calor específico medio ponderado del vapor de agua entre la temperatura de entrada T_{G1} y la de salida T_{G2} . Por tanto:

$$C_{p,v1} = 2,154 (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

- $C_{p,s}$ es el calor específico de las partículas en suspensión, cuyo valor es de $C_{p,s} = 0,795$ (kJ/kg·K).

- $\lambda_{T_{wh}}$ es el calor latente de vaporización a la temperatura de bulbo húmedo T_{wh} , siendo esta de 20 °C. Por tanto, $\lambda_{T_{wh}} = 2454,30$ (kJ/kg).

- $C_{p,v}$ es el calor específico medio ponderado del vapor de agua entre 25 °C y la temperatura de salida T_{G2} . Por tanto: $C_{p,v} = 1,906$ (kJ/kg·K).

- $C_{p,aire}$ es el calor específico medio ponderado del vapor de agua entre 25 °C y la temperatura de salida T_{G2} . Por tanto: $C_{p,aire} = 1,014$ (kJ/kg·K).

En cuanto al consumo de aire es función de la cantidad de agua pulverizada, como primera estimación en este tipo de equipos se puede tomar como necesarios 0,5 m³ de aire comprimido para atomizar 1 kg de agua, por tanto:

$$Q_{aire} = m_{agua} (kg/h) \cdot 0,5 \frac{m^3, aire}{kg, agua}$$

$$m_{aire} (kg/h) = Q_{aire} \cdot \rho_{aire} = m_{agua} \cdot 0,5 \cdot 1,204$$

donde la densidad del aire seco a una temperatura de 20 °C es de 1,204 (kg/m³).

Sustituyendo valores en el balance de energía y despejando, se obtienen los caudales de agua y aire necesarios:

$$m_{agua} = m_{ev} = 3591,54 \text{ (kg/h)}$$

$$m_{aire} = 2162,11 \text{ (kg/h)}$$

En la siguiente gráfica se puede estimar la altura necesaria de la torre en metros (representada en el eje de ordenadas) para evaporar un determinado tamaño de gota en micras (representado en el eje de abscisas) en función de la diferencia de temperatura entre el caudal de gas de entrada y el líquido pulverizado (las escalas son logarítmicas):

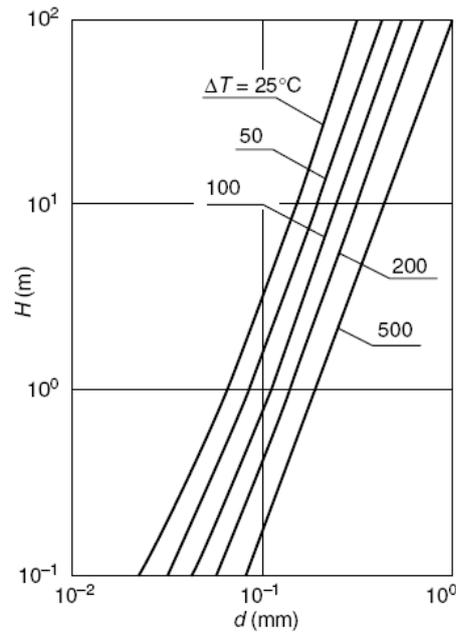


FIGURE 10.13 Height H of the drying chamber versus diameter d ; ΔT = temperature difference between the drying air and the particle.

En cuanto al diámetro de gota, en bibliografía se encuentra alguna correlación como la siguiente:

$$D_{3,2} = \frac{535 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\sigma}}{v_{REL} \cdot \sqrt{\rho}} + 597 \cdot \left(\frac{\mu}{\sqrt{\sigma_p}} \right)^{0,45} \cdot \left(\frac{1000 \cdot \dot{V}_{FL}}{\dot{V}_{AIR}} \right)$$

donde,

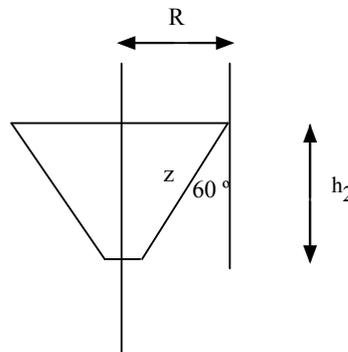
- σ , ρ y μ son la tensión superficial (N/m), densidad (kg/m^3) y viscosidad (Pa·s) del fluido, respectivamente.

- \dot{V}_{FL} y \dot{V}_{AIR} son los caudales volumétricos del líquido y de gas (en m^3/s), respectivamente.

En este caso se puede tomar un diámetro medio para el pulverizador de aire de 150 – 200 μm . Sin embargo, como la distribución de gotas no es uniforme y el diámetro máximo de gota suele ser del orden de dos veces el tamaño medio, se toma un diámetro de gota de 400 μm siendo conservador.

En lo referente a la diferencia de temperatura entre el gas de entrada y el agua pulverizada, el caudal de gas entra a 850 °C y sale a 190 °C, por lo que la temperatura media del gas es de 520 °C, y como el agua entra a una temperatura de 20 °C, la diferencia de temperatura es del orden de 500 °C.

Por tanto, entrando en la gráfica anterior con los valores de $d = 400 \mu\text{m}$ y un $\Delta T = 500 \text{ °C}$, se obtiene una altura de la torre necesaria para el enfriamiento del caudal de gases de entrada de $H = 10 \text{ (m)}$. A esta altura obtenida en gráfica hay que sumarle una altura a la entrada para que el gas se uniformice, la cual se toma de $h_1 = 2 \text{ (m)}$ y la zona del cono de altura h_2 (en m) que debe tener 60° de inclinación como mínimo. El valor de la altura de la zona del cono (h_2) depende del diámetro del equipo, como se muestra a continuación:



donde,

$$z \cdot \text{sen}\vartheta = R \Rightarrow z = \frac{R}{\text{sen}\vartheta}$$

$$z \cdot \cos\vartheta = h_2 \Rightarrow h_2 = \frac{R}{\text{sen}\vartheta} \cdot \cos\vartheta = \frac{R}{\text{tg}\vartheta} = \frac{D}{2 \cdot \text{tg}\vartheta}$$

donde $\theta = 60^\circ$.

El proceso de cálculo de la altura del cono h_2 y del diámetro D del equipo se trata de un proceso iterativo, tal y como sigue:

1. Se supone un h_2 inicial en metros, y con este valor se calcula un diámetro $D_{\text{supuesto}} = 2 \cdot h_2 \cdot \text{tg } \theta$.
2. Se calcula la altura total de la torre en metros: $H_{\text{total}} = H + h_1 + h_2$
3. Se calcula el diámetro de la torre teniendo en cuenta que estos equipos guardan normalmente una relación altura/diámetro entre 4 y 5, se toma un valor conservador de 4, por tanto:

$$H_{\text{total}} / D_{\text{calculado}} = 4 \rightarrow D_{\text{calculado}} = H/4$$

4.

- Si $D_{\text{calculado}} > D_{\text{supuesto}} \rightarrow$ se toma un h_2 de menor valor.
- Si $D_{\text{calculado}} < D_{\text{supuesto}} \rightarrow$ se toma un h_2 de mayor valor.
- Si $D_{\text{calculado}} \approx D_{\text{supuesto}} \rightarrow$ FIN, se toma como diámetro de la torre $D = D_{\text{calculado}}$

Realizando el proceso de cálculo iterativo se obtiene un $h_2 = 0,94$ (m), y por tanto:

$$\mathbf{H_{\text{total}} = 12,94 (m)}$$

$$\mathbf{D = 3,23 (m)}$$

Es decir, es necesaria una torre de enfriamiento evaporativo de 12,94 (m) de altura con un diámetro de 3,23 (m) para enfriar el caudal de gases procedente del post-quemador desde una temperatura de entrada de 850 °C hasta una de salida de 190 °C. Utilizando un caudal de agua de refrigeración de 3591,54 (kg/h), pulverizada mediante un caudal de aire comprimido de 2162,11 (kg/h).