

## INFLUENCIA DE LOS SEPARADORES DE GOTAS EN EL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE TORRES DE REFRIGERACIÓN

**M. Lucas Miralles<sup>1\*</sup>, P. J. Martínez Beltrán<sup>1</sup>, J. Ruiz Ramírez<sup>1</sup>, A. Viedma Robles<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> Dep. Ingeniería de Sistemas Industriales. Univ. Miguel Hernández. Edificio Torreblanca,  
Av. Del Ferrocarril, s/n., 03202, Elche (Alicante), España.

Tel.: 966 658 561, Fax: 966 658 979. e-mail: [mlucas@umh.es](mailto:mlucas@umh.es).

<sup>2</sup> – Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. Univ. Politécnica de Cartagena,  
Campus Muralla del Mar. C/ Dr Fleming, s/n – 30202 Cartagena (Murcia) España.

Tel.: 968 325 984, Fax: 968 325 999.

**Resumen:** *El principio de funcionamiento de torres de refrigeración se basa en el intercambio de energía y masa entre una corriente de agua y una de aire. Estos dispositivos pulverizan agua que se encuentra con una corriente de aire, y que al no estar saturado, hace que se evapore una pequeña parte de ésta y se enfríe el resto. A su vez, la corriente de aire captura pequeñas gotas de agua, que no han sufrido cambio de fase, y salen al exterior del equipo. Para reducir la cantidad de agua arrastrada se instalan separadores de gotas en la sección de salida. Éstos limitan la cantidad de agua arrastrada mediante impacto inercial. La presencia de un separador de gotas reduce el flujo másico de aire que atraviesa la torre, disminuyendo así su capacidad de enfriamiento. Aunque la pérdida de presión es una variable fundamental, a la hora de evaluar el comportamiento de un separador de gotas, será necesario evaluar su influencia en el comportamiento térmico de la torre. Así pues, el objetivo principal de este trabajo consiste en caracterizar el comportamiento térmico de la torre con la instalación de distintos separadores de gotas. El trabajo experimental permitirá conocer si la presencia de los separadores de gotas únicamente reduce el flujo másico de aire a causa de la pérdida de presión, o si adicionalmente los procesos de transferencia de calor y masa se ven afectados. Para la modelización termodinámica se empleará el parámetro Característica Termodinámica de la torre.*

**Palabras clave:** *Torres de refrigeración, Comportamiento térmico, Separador de gotas.*

## 1. INTRODUCCIÓN

El principio de funcionamiento de torres de refrigeración se basa en el intercambio de energía y masa entre una corriente de agua y una de aire. Estos dispositivos pulverizan agua que se encuentra con una corriente de aire, y que al no estar saturado, hace que se evapore una pequeña parte de ésta y se enfríe el resto. A su vez, la corriente de aire captura pequeñas gotas de agua, que no han sufrido cambio de fase, y salen al exterior del equipo. A esta cantidad de agua se denomina arrastre. Existen diversos aspectos medioambientales destacables relacionados con las torres de refrigeración y, en particular, con el arrastre de torres de refrigeración. En origen, el interés se asoció a la emisión de partículas radioactivas desde centrales nucleares (Pasquill (1962) y Van der Hoven (1968)). Los trabajos de Aynsley y Carson (1973) y de Pedersen et al. (1987) describen diversos problemas medioambientales que se resumen a continuación:

- Pérdida de un bien escaso, como es el agua, sin realizar la función de enfriamiento para la que se ha ubicado en la torre.
- Posibilidad de generar problemas de corrosión en equipos, conductos y elementos estructurales que rodean la torre.
- Formación de hielo en las zonas cercanas a la instalación en períodos invernales.
- Degradación de cultivos del entorno por deposición de sales.
- Efectos sobre la salud humana debido a la exposición a compuestos, bien químicos, bien biológicos del agua arrastrada.

De todos los aspectos medioambientales glosados, el más destacable es el referido a la posibilidad de deteriorar la salud humana. En este sentido, la contaminación por legionella tiene un especial protagonismo.

Para reducir la cantidad de agua arrastrada se instalan separadores de gotas en la sección de salida. La presencia de un separador de gotas reduce el flujo másico de aire que atraviesa la torre, disminuyendo así su capacidad de enfriamiento. Este efecto puede ser muy perjudicial en torres de refrigeración de tiro natural puesto que a través de ellas únicamente pasa el flujo producido por la diferencia de densidades entre la entrada y la salida de la torre. En torres de refrigeración de tiro mecánico, la reducción de la capacidad de la torre causada por la pérdida de presión adicional introducida por el separador puede compensarse con un aumento en el consumo del ventilador. Por lo tanto, para un funcionamiento económico de la torre, la pérdida de presión a través del separador de gotas debe ser lo menor posible.

Aunque la pérdida de presión es una variable fundamental, a la hora de evaluar el comportamiento de un separador de gotas, será necesario evaluar su influencia en el comportamiento térmico de la torre. Se han encontrado en la bibliografía diversos trabajos experimentales relacionados con la caracterización termodinámica de torres de refrigeración. Thomas y Houston (1959) y Lowe y Christie (1962) obtuvieron correlaciones para los coeficientes de transferencia de calor y masa con los flujos másicos de agua y aire como variables independientes en torres de refrigeración con distintos tipos de relleno. Kelly y Swenson (1956) estudiaron la transferencia de calor y la pérdida de presión para una torre de refrigeración equipada con rellenos de salpicadura. Muestran los resultados en función de la relación entre los flujos másicos de agua y aire, y concluyeron que factores adicionales a tener en cuenta eran la altura del relleno, su geometría y la temperatura de entrada del agua. Goshayshi y Missenden (2000) estudiaron el coeficiente de transferencia de masa y la pérdida de presión para rellenos lisos y rugosos en torres de refrigeración atmosféricas.

Diversos autores han desarrollado correlaciones para los coeficientes de transferencia de calor y masa en función del cociente entre flujo másico de agua y flujo másico de aire: Bedekar et al. (1998) para una torre de refrigeración de tiro mecánico a

contracorriente equipada con un relleno de tipo laminar, Milosavljevic y Heikkila (2001) en dos prototipos de torres de refrigeración con siete rellenos laminares diferentes, Gharagheizi et al. (2007) para dos tipos de rellenos laminares, y Lemouari et al. (2007) para una torre de tiro forzado con un relleno vertical en dos regímenes de funcionamiento. Elsarrag (2006) llevó a cabo un estudio experimental para evaluar los coeficientes de transferencia de calor y masa en torre de refrigeración de tiro inducido con un relleno cerámico. Obtiene los coeficientes de transferencia como función del cociente flujo másico de agua/flujo másico de aire y de un grupo adimensional basado en la diferencia entre las entalpías del aire y del aire saturado a la temperatura del agua, que marca el grado de dificultad de la transferencia de masa.

La principal conclusión que se obtiene de la revisión bibliográfica es que se dispone de múltiples estudios experimentales del comportamiento térmico de torres de refrigeración centrados en el efecto que tiene el relleno. Sin embargo, no se han encontrado en la bibliografía trabajos experimentales relacionados con el efecto que tiene el separador de gotas en el comportamiento térmico de la torre. En este sentido, el principal objetivo de este trabajo es investigar experimentalmente el comportamiento térmico de una torre de refrigeración cuando se instalan seis tipos de separadores de gotas diferentes. El trabajo experimental permitirá deducir si el separador de gotas reduce únicamente el flujo másico de aire a causa de su pérdida de presión, o si adicionalmente se ven afectados los procesos de transferencia de calor y masa que tienen lugar en el interior de la torre. Esto es, si instalar un separador de gotas con una cierta pérdida de presión es equivalente a reducir el flujo másico de aire con un variador de frecuencia, por ejemplo. Una cuestión adicional a resolver es encontrar el tipo de correlación adecuada para caracterizar la torre. En la parte final del trabajo se muestra la validación de las correlaciones experimentales obtenidas con la comparación de la temperatura de salida del agua que calculan frente a la obtenida experimentalmente. Junto con la validación de las correlaciones se muestran las implicaciones energéticas derivadas de la instalación de los distintos separadores.

## **2. MÉTODO**

### **2.1. Análisis de una torre de refrigeración**

La Figura 1 muestra un diagrama esquemático de una torre de refrigeración a contracorriente donde aparecen las corrientes de aire y agua, así como las principales variables empleadas en el análisis. El desarrollo de las ecuaciones de conservación que gobiernan la transferencia de calor y masa entre la corriente de aire húmedo y la de agua que circulan por el interior de una torre de refrigeración se describe en Pinazo (1985), si bien, la notación empleada aquí deriva de Kuehn et al. (1998) por ser más compacta y mantener la notación establecida en Termodinámica en lo relativo a las entalpías. En Poppe (1991) y Kloppers y Kröger (2005) se muestran las ecuaciones detalladas incluyendo la posibilidad de la saturación del aire.

El modelo empleado en este trabajo es unidimensional considerando el siguiente conjunto de hipótesis:

- la transferencia de calor y masa únicamente es en la dirección normal a los flujos;
- se desprecia la transferencia de calor y masa a través de las paredes al exterior;
- se desprecia la energía aportada por ventiladores, en caso de existir;
- se consideran los calores específicos del agua y aire seco constantes;
- coeficientes de transferencia de calor y masa constantes a lo largo de la torre;
- valor de número de Lewis constante a lo largo de la torre;
- agua perdida por arrastre despreciable;

- propiedades del agua y aire uniformes en cada sección transversal de la torre; y
- sección transversal de la torre uniforme.

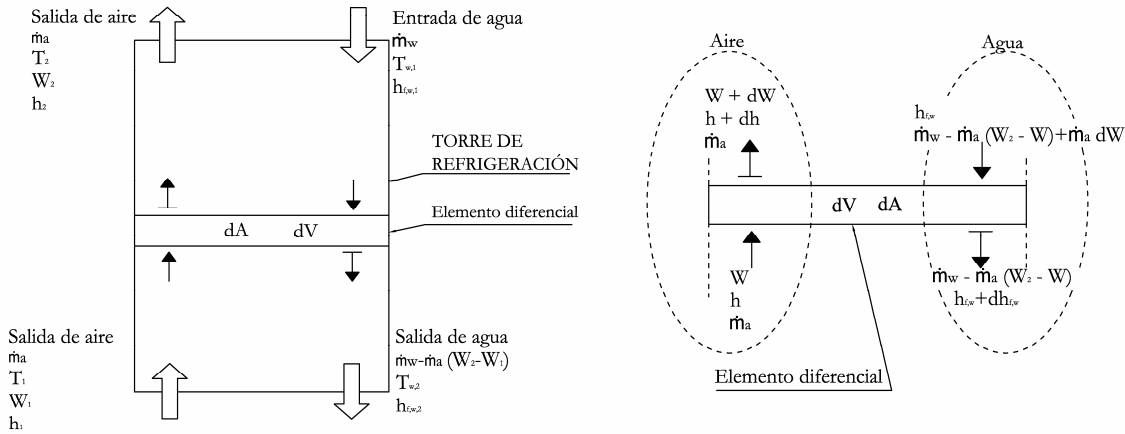


Figura 1- Diagrama esquemático de una torre de refrigeración a contracorriente.

Planteando el principio de conservación de la energía en régimen estacionario para el volumen de control mostrado en la Figura 1, se obtiene

$$\dot{m}_a \cdot h + ((\dot{m}_w - \dot{m}_a(W_2 - W) + \dot{m}_a dW)h_{f,w}) = \dot{m}_a \cdot (h + dh) + ((\dot{m}_w - \dot{m}_a(W_2 - W)) \cdot (h_{f,w} + dh_{f,w})) \quad (1)$$

de donde:

$$\dot{m}_a \cdot dh = -(\dot{m}_w - \dot{m}_a(W_2 - W)) \cdot dh_{f,w} + \dot{m}_a \cdot dW \cdot h_{f,w} \quad (2)$$

La energía transferida por convección del agua al aire, junto con la necesaria para el cambio de estado del agua evaporada se extrae de la variación de energía de la corriente de agua al enfriarse. Mostrando el caso en que la temperatura del agua es superior a la temperatura del aire, para una mejor comprensión de las ecuaciones, se llega a:

$$\underbrace{-(\dot{m}_w - \dot{m}_a(W_2 - W)) \cdot dh_{f,w}}_{\text{Variación de entalpía del agua}} = \underbrace{h_C \cdot A_V \cdot dV \cdot (T_w - T)}_{\text{Calor Sensible}} + \underbrace{h_D \cdot A_V \cdot dV \cdot (W_{s,w} - W) \cdot h_{fg,w}}_{\text{Calor Latente}} \quad (3)$$

y la transferencia de masa en el lado del aire queda como:

$$\dot{m}_a \cdot dW = h_D \cdot A_V \cdot dV \cdot (W_{s,w} - W) \quad (4)$$

El número de unidades de transferencia (NTU) se define como:

$$NTU = \frac{1}{\dot{m}_a} \cdot \int_{ent}^{sal} h_D \cdot A_V \cdot dV = \int_{ent}^{sal} \frac{dW}{(W_{s,w} - W)} \quad (5)$$

Otro parámetro habitualmente utilizado para representar el comportamiento térmico de la torre es la Característica Termodinámica de la torre (CT), que se define como:

$$CT = \frac{h_D \cdot A_V \cdot V}{m_w} = \frac{\dot{m}_a}{m_w} \cdot NTU \quad (6)$$

Señalar que la definición del Número de Unidades de Transferencia (NTU) y de la Característica Termodinámica de la torre (CT) no es homogénea en la literatura intercambiando ambos términos. Por ejemplo, lo que la Ecuación (6) define como Característica Termodinámica, en Ashrae (2004) aparece como NTU y otras fuentes directamente trabajan con el término (kAV/L). En este capítulo se ha tomado como referencia las definiciones que se encuentran en Pinazo (1985). A través de la Característica Termodinámica de la torre se puede comparar el comportamiento de diferentes torres de refrigeración o extrapolar su comportamiento a unas condiciones diferentes a las suministradas por el fabricante.

La integral en la Ecuación (5) puede resolverse numéricamente conociendo la evolución de las propiedades del aire húmedo y del agua a lo largo de la torre. Sustituyendo el número de Lewis  $Le = h_C/h_{Dc_{pa}}$  en la Ecuación (3) e incluyendo la Ecuación (4), se obtiene

$$-(\dot{m}_w - \dot{m}_a(W_2 - W)) \cdot dh_{f,w} = \frac{\dot{m}_a \cdot dW}{(W_{s,w} - W)} \cdot [Le \cdot c_{pa} \cdot (T_w - T) + (W_{s,w} - W) \cdot h_{fg,w}] \quad (7)$$

Sustituyendo las Ecuaciones (4) y (7) en (2), y usando las hipótesis de calores específicos constantes  $h_{s,w} - h = c_{pa}(T_w - T) + h_g^0(W_{s,w} - W)$ ,

$$\frac{dh}{dW} = Le \cdot \frac{(h_{s,w} - h)}{(W_{s,w} - W)} + (h_{g,w} - Le \cdot h_g^0). \quad (8)$$

Con lo que la Ecuación (2) puede escribirse

$$\dot{m}_a \cdot dW \left[ \left[ Le \cdot \frac{(h_{s,w} - h)}{(W_{s,w} - W)} + (h_{g,w} - Le \cdot h_g^0) \right] - h_{f,w} \right] = -(\dot{m}_w - \dot{m}_a(W_2 - W)) \cdot dh_{f,w} \quad (9)$$

y,

$$\frac{\dot{m}_a \cdot dW \left[ \left[ Le \cdot \frac{(h_{s,w} - h)}{(W_{s,w} - W)} + (h_{g,w} - Le \cdot h_g^0) \right] - h_{f,w} \right]}{(\dot{m}_w - \dot{m}_a(W_2 - W)) \cdot (h_{s,w} - h)} = \frac{-dh_{f,w}}{(h_{s,w} - h)}. \quad (10)$$

Y con la Ecuación(4), se obtiene

$$\frac{h_D \cdot A_V \cdot dV}{\dot{m}_w} \left\{ \frac{(W_{s,w} - W) \left[ Le \cdot \frac{(h_{s,w} - h)}{(W_{s,w} - W)} + (h_{g,w} - Le \cdot h_g^0) \right] - h_{f,w}}{\left( 1 - \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_w} (W_2 - W_1) \right) \cdot (h_{s,w} - h)} \right\} = \frac{-dh_{f,w}}{(h_{s,w} - h)}. \quad (11)$$

El término entre llaves del lado izquierdo de la Ecuación (11) es aproximadamente igual a la unidad para las condiciones de operación habituales en torres de refrigeración, Pinazo (1985).

$$\left\{ \frac{(W_{s,w} - W) \left[ Le \cdot \frac{(h_{s,w} - h)}{(W_{s,w} - W)} + (h_{g,w} - Le \cdot h_g^0) \right] - h_{f,w}}{\left( 1 - \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_w} (W_2 - W_1) \right) \cdot (h_{s,w} - h)} \right\} \approx 1 \quad (12)$$

Por lo que la Característica Termodinámica de la torre se puede definir como

$$CT = \frac{1}{\dot{m}_w} \int_{ent}^{sal} h_D \cdot A_V \cdot dV = \int_{ent}^{sal} \frac{-dh_{f,w}}{(h_{s,w} - h)} = -c_{pw} \int_{ent}^{sal} \frac{dT_w}{(h_{s,w} - h)}. \quad (13)$$

La definición de la Característica Termodinámica de la torre como se muestra en la Ecuación (13) también puede obtenerse de las hipótesis planteadas en la teoría de Merkel (1925), que fue el primer autor en plantear un conjunto de ecuaciones para evaluar la operación de torres de refrigeración.

La resolución analítica de la integral presente en la definición de la Característica Termodinámica de la torre es inviable por no disponer de funciones integrables para la entalpía del aire y para la entalpía del agua en condiciones de saturación a la temperatura del agua. Por este motivo se buscan alternativas para resolver la integral característica. Se pueden encontrar múltiples trabajos en la bibliografía que muestran distintos procedimientos para resolver la integral característica. Spangemacher (1972) realiza una revisión de los mismos. En este trabajo se ha optado por emplear el Método de Tchebyshev recogido por las normas ATC-CTI 105 (2000) y BS4485 (1988), y que ofrece resultados con niveles de discrepancia menores del 1% a la del método propuesto en la UNE-EN 14705 (2006). Mohiuddin and Kant (1996) siguiendo el método de integración de Tchebyshev's, muestran en detalle el procedimiento de integración para el cálculo de la Característica de la torre, definida en la Ecuación (13).

Para evaluar la Característica Termodinámica de la torre de acuerdo a la Ecuación (13) experimentalmente se registraron las siguientes variables: temperatura de entrada y salida de agua, flujo másico de aire y agua, y las propiedades psicrométricas del aire a la entrada. La entalpía del aire a la salida se obtiene usando la Ecuación (2) considerando despreciable la evaporación. El procedimiento de cálculo de Tchebyshev se resume en la Tabla 1 donde los subíndices A, B, C y D corresponden a los intervalos de integración en los que se ha dividido la torre.

Tabla 1. Procedimiento del cálculo de la Característica Termodinámica de la torre

Entalpía del aire			
Temperatura del agua ( $T_w$ )	saturado a la temp. del agua ( $h_{s,w}$ )	Entalpía del aire ( $h$ )	$1/(h_{s,w}-h)_j$
$T_{w,2}$		$h_1$	
$T_A = T_{w,2} + 0,1 (T_{w,1} - T_{w,2})$	$h_{s,w} (T_A)$	$h_A = h_1 + 0,1 (h_2 - h_1)$	$1/(h_{s,w} (T_A) - h_A)$
$T_B = T_{w,2} + 0,4 (T_{w,1} - T_{w,2})$	$h_{s,w} (T_B)$	$h_B = h_1 + 0,4 (h_2 - h_1)$	$1/(h_{s,w} (T_B) - h_B)$
$T_C = T_{w,2} + 0,6 (T_{w,1} - T_{w,2})$	$h_{s,w} (T_C)$	$h_C = h_1 + 0,6 (h_2 - h_1)$	$1/(h_{s,w} (T_C) - h_C)$
$T_D = T_{w,2} + 0,9 (T_{w,1} - T_{w,2})$	$h_{s,w} (T_D)$	$h_D = h_1 + 0,9 (h_2 - h_1)$	$1/(h_{s,w} (T_D) - h_D)$
$T_{w,1}$		$h_2$	

$$\sum_{j=1}^4 1/(h_{s,w}-h)_j$$

$$CT = c_{pw} \frac{T_{w,1} - T_{w,2}}{2} \sum_{j=1}^4 \frac{1}{(h_{s,w} - h)_j} \quad (14)$$

La Característica Termodinámica de la torre correspondiente a diferentes condiciones de operación puede correlacionarse en términos de la relación de flujos máscicos de agua y aire, como sugiere ASHRAE (2004).

$$CT = \frac{h_D \cdot A_V \cdot V}{\dot{m}_w} = c \left( \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right)^{-n} \quad (15)$$

Este tipo de correlaciones puede emplearse para predecir el comportamiento térmico de la torre de refrigeración. Kloppers and Kröger (2003) recomiendan que cuando se empleen en este sentido las correlaciones, consecuentemente se emplee el mismo procedimiento de análisis que se ha seguido para la construcción de la correlación. Siguiendo esta recomendación, en el apartado de resultados se muestra la predicción de la temperatura de salida del agua utilizando las correlaciones obtenidas junto con el método de integración de Tchebyshev y se comparan con los resultados experimentales.

## 2.2. Instalación Experimental

La instalación experimental está localizada en la cubierta del edificio Torrepinet, en el Campus de Elche de la Universidad Miguel Hernández. Si bien la ubicación física de todos los componentes de la misma se sitúa en la cubierta del edificio, tanto el control de la instalación, como el sistema de adquisición de datos se encuentran en el laboratorio ubicado en la planta inferior. La Figura 2 muestra una fotografía de la planta piloto.



Figura 2- Fotografía de la planta piloto de ensayo.

El elemento central de la planta piloto es la torre de refrigeración. Ésta es un modelo comercial de la casa Intercal, el PI-M1/3R3-3B3, es de tiro forzado, de dimensiones 653 x 525 x 2597 mm, con unas condiciones nominales de funcionamiento suministradas por el fabricante de Potencia nominal: 30 kW; Caudal de agua: 5,2 m<sup>3</sup>/h; Salto Térmico: 5°C; Temperatura del agua caliente: 35°C; Temperatura del agua fría: 30°C; Temperatura de bulbo húmedo: 27°C y Ventilador axial: 0,55 kW. El sistema de distribución del agua es a presión mediante rociadores. El relleno es de tipo panal de abeja. La carcasa es de fibra de vidrio con resina de poliéster. Se ha dotado a la instalación de un variador de frecuencia conectado directamente al motor que acciona el ventilador con el objeto de poder modificar el gasto másico de aire que atraviesa la torre. Para el control del caudal de agua de circulación se ha instalado una válvula de equilibrado. El elemento que simula la carga térmica es un calentador de la marca Stiebel Eltron modelo DHKW 45, constituido por 15 resistencias eléctricas de 3 kW controladas por 5 interruptores desde el cuadro general instalado en el laboratorio.

### **Separadores de gotas**

Para la realización de los distintos ensayos, se han usado seis separadores de gotas. Los separadores A, B y C corresponden a separadores de lamas construidas en fibra y montadas sobre un marco de material plástico resistente a las condiciones ambientales. Estos separadores tienen 13, 18 y 22 lamas respectivamente cuyas dimensiones se pueden observar en la siguiente figura. El separador tipo D está construido de material plástico. La forma de base es un hexágono regular que se extruye con cuatro cambios de dirección. El separador tipo E está construido con malla plástica a rombos pequeños. La forma que tiene es la de una extrusión de un triángulo a lo largo de un eje inclinado unos 45° aproximadamente. El separador tipo F está constituido por la misma malla que el E.



La diferencia respecto al separador E está en que se ha dividido en dos partes con la inclinación de la malla girada 180° a mitad de separador.

Tabla 2. Variables medidas en el ensayo y sensores utilizados

<b>Variable a medir</b>	<b>Marca</b>	<b>Tipo de sensor utilizado</b>	<b>Rango de medida</b>	<b>Precisión</b>	<b>Tipo Salida</b>
Temperatura de entrada y salida del agua de torre	Seditesa	RTDs pt100	-200°C – 600°C	0,08°C	Resistencia
Caudal de agua enfriada	Contacesa	Caudalímetro de ruedas ovaladas	2 – 20 m <sup>3</sup> /h	0,4 % Fondo de escala	4-20 mA
Velocidad del aire a la salida de la torre	Testo	Anemómetro de Molinete	0,5 – 20 m/s	0,1 m/s±1,5% lectura	4-20 mA
Temperatura Ambiente	Young	RTDs pt1000	-50°C – 50°C	0,2°C	4-20 mA
Humedad Ambiente	Young	Sonda Capacitiva	0 – 100%	3% (10-90%) y 4% (0-10%, 90-100%)	4-20 mA
Presión Atmosférica	Oregon Scientific	Estación de medida de presión barométrica	794 a 1050 mbar	5 mbar	Display
Velocidad del Viento	Young	Anemómetro de cazoletas	0 – 50 m/s	0,3 m/s	4-20 mA
Temperatura del aire a la salida de la torre	E+E	Sonda Capacitiva	-20°C – 80°C	0,3°C	4-20 mA
Humedad del aire a la salida de la torre	E+E	Sonda Capacitiva	0 – 100%	±2%	4-20 mA

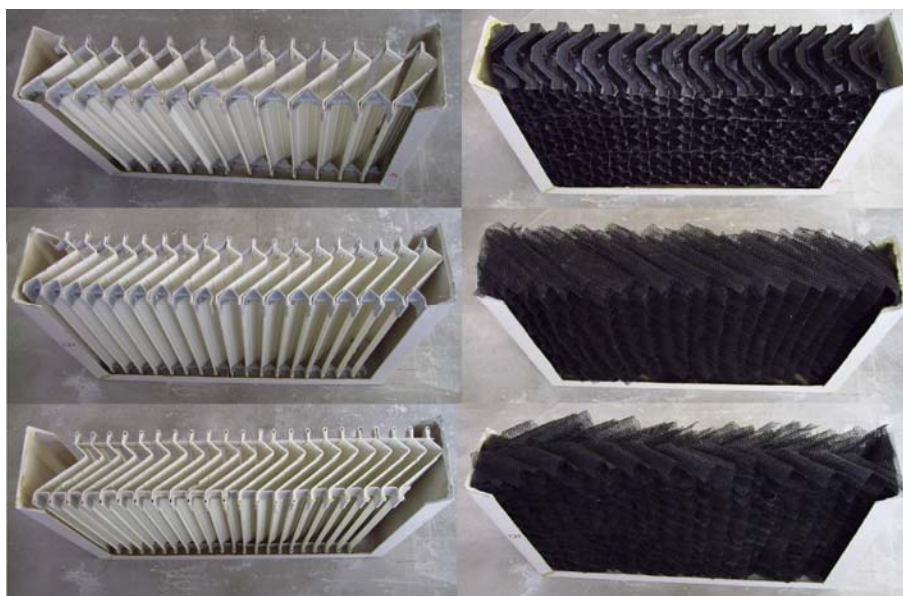


Figura 3- Separadores de gotas ensayados. Arriba Izquierda: Separador A. Centro Izquierda: Separador B. Abajo Izquierda: Separador C. Arriba Derecha: Separador D. Centro derecha: Separador E. Abajo Derecha: Separador F.

### 2.3. Procedimiento experimental

En este apartado se describen las condiciones de ensayo llevadas a cabo para caracterizar termodinámicamente la torre de refrigeración con la instalación de los distintos separadores de gotas empleados en la medida del arrastre. Como documentos de referencia se han considerado el informe CTI "Acceptance Test Code for Water Cooling Towers" y la norma UNE-EN 13742 "Ensayos de recepción de las prestaciones térmicas de las torres de refrigeración húmedas de tiro mecánico fabricadas en serie". La información recogida de las normas servirá para definir las condiciones en las que se debe encontrar el equipo, la estacionariedad de las medidas, la frecuencia de las lecturas, así como marcará un límite de referencia para la precisión de los equipos. Cuando las condiciones de un ensayo cumplan con las exigencias definidas, se obtendrá un par de valores  $[(\dot{m}_w / \dot{m}_a), CT]$ . La curva característica se calculará a partir de un conjunto de pares de valores  $[(\dot{m}_w / \dot{m}_a), CT]$ .

En el momento de llevar a cabo el ensayo, la torre se debe encontrar en condiciones aceptables de operación:

- El sistema de distribución del agua debe estar limpio y libre de materiales extraños que puedan obstruir el flujo.
- Los equipos mecánicos deben encontrarse en buen estado de funcionamiento. Los ventiladores deben girar en el sentido correcto.
- Los separadores de gotas deben estar limpios y libres de algas y otros depósitos que puedan impedir el flujo normal de aire.
- El relleno debe estar libre de impurezas, incrustaciones, restos de aceite, alquitrán, hojarasca o algas.
- El nivel de agua en el recipiente de recogida de agua fría debe mantenerse constante durante el ensayo, con objeto de asegurar un flujo apropiado de aire hacia el relleno.

Para que el ensayo sea válido, las variaciones en las condiciones del mismo deben ajustarse a los siguientes límites:

- El caudal de agua de circulación no debe variar más del 2%
- La carga térmica no debe variar más del 5%
- Salto térmico no debe variar más del 5%
- Las lecturas de temperatura del aire pueden fluctuar durante el ensayo bajo los siguientes límites:
  - Valor de la temperatura de bulbo húmedo: 1°C/hora
  - Valor de la temperatura media de bulbo seco: 3°C/hora
- La velocidad del viento no debe exceder los siguientes límites:
- Velocidad media del viento: 3.5 m/s
- Velocidad instantánea: 7 m/s

En torres de arrastre mecánico, la duración del ensayo, una vez alcanzado el régimen estacionario, no debe ser inferior a una hora. Para conseguir las condiciones estacionarias se considera un periodo de puesta en marcha de 30 minutos. A partir de ese momento se comienza la toma de datos por un tiempo definido por el experimentador. Una vez procesados, se comprueba si se ha conseguido algún intervalo de tiempo superior a 1 hr, donde las variables están dentro de los límites definidos por la estacionariedad de las condiciones de ensayo. Para la captura de datos se ha empleado

el sistema de adquisición de datos instalado en la planta piloto realizando las medidas cada 10 s, con lo que la frecuencia de lectura es mucho mayor que la exigida en las normas.

Además de las variables descritas en las normas, para la obtención de la curva característica es preciso disponer del flujo másico del aire en la torre. Este valor se determina en la sección de salida a partir de la velocidad de salida y de las propiedades psicrométricas del aire en ese punto. Para la medida del aire en la sección de salida se ha construido un cabezal con un acondicionador de flujo en su interior tipo Honeycomb con objeto de controlar las condiciones de medida. Este dispositivo se consideró de interés instalarlo para evitar la influencia que el viento exterior tenía en la lectura. Dado que el separador de gotas se encuentra enrasado con la sección de salida, el viento exterior incorporaba una componente horizontal a la velocidad de salida que impedía la determinación del flujo másico de aire. El cálculo del valor del flujo másico de aire se determina realizando una medida dividiendo la sección de salida en 9 partes iguales y un promediado del valor obtenido. El cabezal se mantendrá instalado durante todo el ensayo para cada uno de los separadores obteniendo el comportamiento térmico de la torre de la planta piloto con esta modificación.

Para la obtención de la curva característica de funcionamiento es preciso obtener distintos valores de la relación  $(\dot{m}_w / \dot{m}_a)$ . Para conseguir este propósito la planta experimental está dotada de una válvula micrométrica de equilibrado para el ajuste del caudal de agua y un variador de frecuencia para modificar la velocidad de giro de ventilador y de ese modo el flujo de aire. Los valores considerados de referencia para los ensayos han sido: 5200, 4000 y 3000 l/hr para el caudal de agua y 50, 37,5 y 25 Hz para la frecuencia del variador, de esta forma se barre un rango entre el valor nominal y aproximadamente la mitad del mismo. Con la combinación de éstos se consiguen 9 pares de valores  $[(\dot{m}_w / \dot{m}_a), CT]$  a partir de los que se construye la curva característica. La condiciones de carga térmica se mantuvieron constantes, en la potencia nominal (30 kW), a lo largo de todos los ensayos con la conexión del conjunto de resistencias eléctricas disponibles en la planta piloto.

### 3. RESULTADOS

La Figura 4 muestra el resumen de los resultados de los 54 (6 separadores x 9 relaciones agua/aire) ensayos térmicos realizados. Los valores mostrados en la Figura 4 se obtienen de forma experimental siguiendo el procedimiento de integración numérica de Tchebyshev. La incertidumbre máxima de las medidas, son del 17.71% y 17.01% para la relación de flujos másicos de agua y aire y para la Característica Termodinámica de la torre, respectivamente. Estos valores se determinan de acuerdo a la Guía ISO para la determinación de la incertidumbre (1993) (con un nivel de confianza del 95%) usando los datos de los sensores descritos en la Tabla 2.

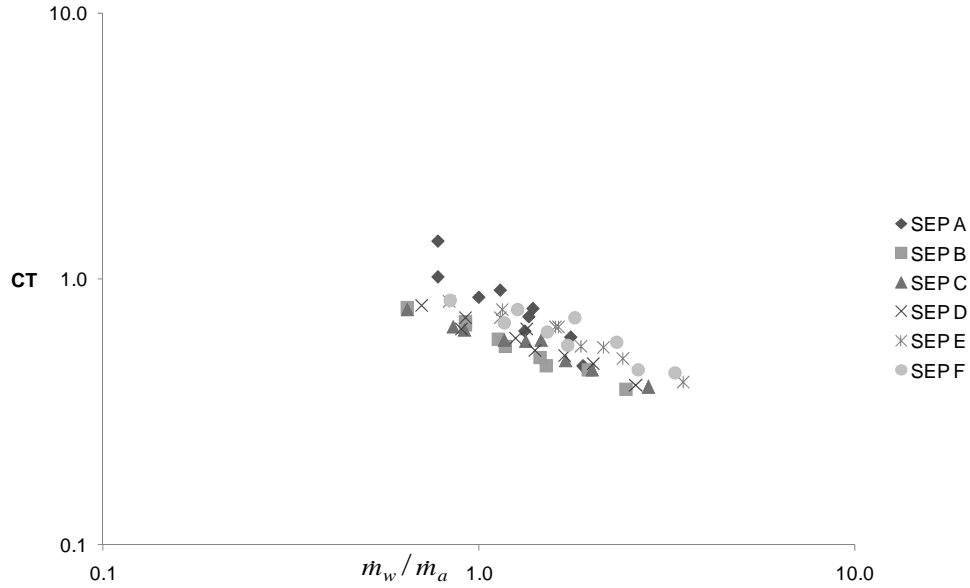


Figura 4- Valores de la Característica Termodinámica de la torre frente a la relación flujo másico de agua/flujo másico de aire para la torre de refrigeración con los seis separadores de gotas ensayados.

Se puede apreciar como la Característica Termodinámica de la torre disminuye a medida que la relación entre el flujo másico de agua y aire crece para todos los separadores. Además, se puede comprobar la diferente magnitud de la Característica de la torre para los distintos separadores de gotas. Esto suministra la evidencia de que la presencia de un separador de gotas influye en el producto del área de intercambio por el coeficiente de transferencia de masa, y no sólo en el flujo másico de aire. Si la presencia del separador únicamente afectara al flujo másico de aire, todas las curvas tendrían el mismo valor de la Característica de la torre para el mismo valor del ratio de flujos másicos. Este fenómeno se puede justificar entendiendo que el separador de gotas es una superficie mojada adicional al relleno contribuyendo al intercambio de masa y energía. Con lo que la estructura del separador es determinante en la magnitud de esta contribución. Las constantes  $c$  y  $n$  para las correlaciones de las Característica Termodinámica de la torre según ASHRAE, en términos del ratio flujo másico de agua/flujo másico de aire se presentan en la Tabla 3.

Tabla 3. Coeficientes de las correlaciones de la Característica Termodinámica de la torre para los distintos separadores de gotas

Separador de gotas	$c$	$n$
A	0.944	0.889
B	0.627	0.547
C	0.635	0.439
D	0.669	0.495
E	0.796	0.503

F	0.787	0.461
---	-------	-------

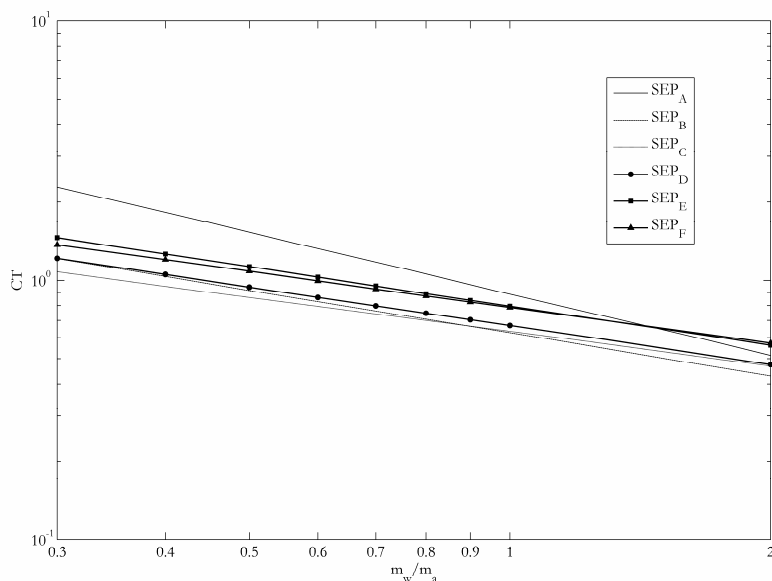


Figura 5- Representación de las correlaciones de la Característica Termodinámica de la torre para los seis separadores de gotas ensayados.

Cuanto mayor es la Característica Termodinámica de la torre mayor es la capacidad de enfriamiento. La pendiente de la recta en el caso de los separadores de gotas con estructura de lamas de fibra en forma de zig-zag (A, B y C) aumenta a medida que la distancia entre lamas aumenta. Para los valores de ratios de flujo másico de agua/aire más bajos, cuanto mayor es la separación, mayor es la Característica. De este modo se puede concluir que para esas relaciones de flujos másicos la capacidad de la torre se muestra fuertemente afectada por el tipo de separador. Sin embargo, para los valores mayores de ratio flujo másico de agua/aire esta diferencia es mucho menor.

Este efecto se puede justificar partiendo de que si el separador de gotas se convierte en un relleno adicional, el resultado que tiene en el comportamiento térmico de la torre será función del intercambio de masa y energía que se produzca en su superficie y, por lo tanto, de lo mojado que esté. En este sentido, se ha encontrado que para las menores relaciones entre flujo másico de agua y aire es cuando mayores diferencias entre los separadores de lamas se encuentran. Esto puede ser debido a que estas condiciones de ensayo se consiguen con caudales de agua bajos y alta velocidad de giro en el ventilador. En esta situación es donde se espera que el agua impulsada por la corriente de aire hacia los separadores pueda mojarlos en mayor medida y este efecto se acentúa cuando menor resistencia se ofrece al flujo, es decir con menor cantidad de lamas. De esta forma se justificaría que en el caso del separador con menos lamas la superficie de intercambio pueda ser mayor.

La Característica Termodinámica de la torre de los separadores de malla romboidal (E y F) es superior a la obtenida para el separador de gotas con estructura de panal (D). Además, se puede observar como la división en dos partes del separador de malla romboidal (F) apenas presenta un comportamiento diferente del obtenido con una sola pieza de malla (E)

Se puede concluir que para la misma pérdida de presión, esto es para el mismo ratio de flujo másico de aire/flujo másico de agua, la configuración física del separador influye en el comportamiento térmico de la torre como muestran los resultados experimentales.

Con objeto de validar las correlaciones obtenidas se realiza una comparativa entre los valores experimentales de la temperatura de salida del agua de la torre con los obtenidos desde las correlaciones manteniendo el valor del resto de variables. Estos valores de temperatura predichos se han obtenido mediante las correlaciones con la estructura propuesta por ASHRAE, mostrando una desviación máxima del 3% sobre los valores medidos. A la vista de esto, se puede concluir que el tipo de correlaciones con la estructura propuesta por ASHRAE predicen el comportamiento térmico de la torre de refrigeración de forma adecuada.

El comportamiento térmico de las torres de refrigeración también se suele representar a través de lo que se denominan las curvas de diseño. En la Figura 6 se muestra el comportamiento de la torre de la planta piloto con los distintos separadores a través de la representación de las correlaciones experimentales obtenidas. Las correlaciones en escala logarítmica aparecen como rectas que en la bibliografía se les denomina como coeficiente disponible o curva motriz de la torre y que muestran la capacidad de enfriamiento de la torre para las distintas relaciones de gastos másicos agua-aire. En la figura también se representan las curvas requeridas o curvas resistentes para distintas aproximaciones (definida la aproximación como la diferencia entre la temperatura de salida del agua y la temperatura de bulbo húmedo). En este caso la representación se hace para una temperatura seca de 33,3°C, una de bulbo húmedo de 27°C y un salto térmico del agua en la torre de 5°C, por mantener los datos de selección del catálogo del fabricante.

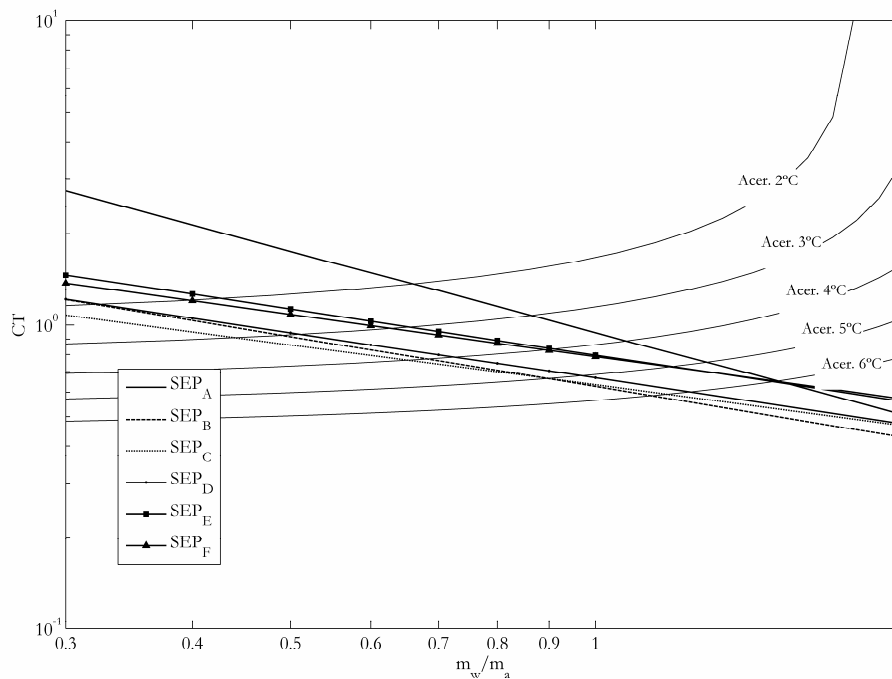


Figura 6- Curvas de diseño de la torre de refrigeración con los distintos separadores de gotas para  $T_{bs}=33,3^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{bh}=27^{\circ}\text{C}$  y Salto= $5^{\circ}\text{C}$ .

Atendiendo a la Figura 6 se puede deducir que si la relación de gastos máscos de agua-aire es de 1, el acercamiento conseguido en la torre de refrigeración de la planta piloto con el Separador A sería de 3,65°C, para los Separadores E y F de unos 4,3°C, para el Separador D de 5,1°C y para los Separadores B y C de unos 5,4°C, para las condiciones mostradas.

#### 4. CONCLUSIONES

La idea de partida para este trabajo ha sido que la presencia de un separador de gotas reduce el flujo máscico de aire en la torre, reduciendo así su capacidad de enfriamiento. La revisión de los trabajos previos de caracterización experimental de torres ha mostrado que fundamentalmente se han centrado en analizar el efecto que tiene el relleno. Sin embargo, no se han encontrado en la bibliografía trabajos experimentales relacionados con el efecto que tiene el separador de gotas en el comportamiento térmico de la torre. En este sentido, el principal objetivo de este capítulo es investigar experimentalmente el comportamiento térmico de la torre de refrigeración instalada en la planta piloto cuando se instalan seis tipos de separadores de gotas diferentes.

El parámetro seleccionado para analizar el comportamiento térmico de la torre ha sido la Característica Termodinámica de la torre que incluye en su definición una integral que es inviable resolver de forma analítica por lo que debe resolverse por procedimiento numérico. Para llevar a cabo el trabajo experimental se ha empleado un amplio rango de relaciones entre el flujo máscico de agua y de aire. Dado que se obtienen niveles diferentes de la Característica de la torre con los distintos separadores para las mismas relaciones de flujo máscico de agua y aire, se ha demostrado experimentalmente que la configuración física del separador de gotas influye en el comportamiento térmico, más allá de la reducción del flujo máscico de aire. Este resultado se ha justificado través de la superficie mojada que presenta el separador de gotas, que se convierte en un volumen adicional de relleno que contribuye al intercambio de masa y energía.

Los resultados muestran que la mayor capacidad de enfriamiento de la torre, para los rangos de caudales de funcionamiento habituales en la instalación, se obtiene cuando está instalado el Separador A, seguido por los Separadores E y F que tienen un comportamiento muy similar entre ellos, a continuación el Separador D y finalmente los Separadores B y C.

Además, con los resultados experimentales se han obtenido correlaciones en la forma propuesta por ASHRAE (2004). A modo de contextualización de los resultados obtenidos con los de la bibliografía se tiene que los exponentes  $n$  obtenidos se encuentran dentro del rango característico recogidos en ASHRAE (2004) que lo fija entre 0,35 y 1,1.

La utilidad de disponer de correlaciones que caractericen el comportamiento térmico de una torre se justifica por su posible inclusión en análisis energéticos. En particular, el consumo de energía de un sistema térmico en el que se instala una torre de refrigeración puede estar fuertemente influido por la temperatura de salida del agua de la torre. Por esta razón, las correlaciones han sido validadas obteniendo una discrepancia máxima del 3% entre los resultados experimentales y los predichos por las correlaciones para la temperatura del agua a la salida de la torre. Esto muestra que el empleo del procedimiento de integración de Tchebyshev junto con el modelo de correlación propuesta por Ashrae es válido para evaluar la temperatura de salida del agua de la torre. Sin embargo, si el interés del estudio es otro, como por ejemplo, la determinación de la cantidad de agua evaporada quizás sea necesario emplear un método de integración que permita conocer en detalle la evolución de las propiedades a lo largo de la torre tal como hacen otros métodos numéricos.

## REFERENCIAS

- ASHRAE Handbook CD—HVAC Systems and Equipment. (2004), Chapter 36, Cooling Towers.
- Aynsley, E. y Carson, J.E. (1973). Atmospheric effects of water cooling facilities. Cooling Tower Institute. (Technical Paper TP-107B).
- Bedekar SV, Nithiarasu P y Seetharamu KN. (1998), Experimental investigation of the performance of a counter flow packed bed mechanical cooling tower, *Energy*, 23 943–947.
- British Standard (1988). BS- 4485. Water cooling towers. Part 2: Methods for performance testing. British Standards Institution.
- Cooling Technology Institute Code, Standard Specifications. (2000), Acceptance Test Code for Water Cooling Towers. Cooling Technology Institute.
- Elsarrag E. (2006), Experimental study and predictions of an induced draft ceramic tile packing cooling tower, *Energy Conversion and Management*, 47, 2034–2043.
- Gharagheizi et al. (2007)
- Goshayshi HR, Missenden JF. (2000), The investigation of cooling tower packing in various arrangements, *Applied Thermal Engineering* 20 69–80.
- Kelly NW y Swenson LK. (1956), Comparative performance of cooling tower packing arrangements, *Chemical Engineering Progress* 52 263–268.
- Kloppers JC y Kroger DG. (2003), Loss coefficient correlation for wet cooling tower fills, *Applied Thermal Engineering*, 23 2201– 2211.
- Kloppers JC y Kroger DG. (2005), A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48 pp 765–777
- Kuehn T., Threlkeld J.L. y Ramsey J.W. (1998), *Thermal environmental engineering*. Prentice Hall.
- Lemouari M, Boumaza M y Mujtaba IM. (2007), Thermal performances investigation of a wet cooling tower. *Applied Thermal Engineering*, 27, 902–909.
- Lowe HJ, Christie DG. (1962), Heat transfer and pressure drop data on cooling tower packings, and model studies of the resistance of natural draft towers to air flow. *Inst Mech Eng (Steam Group) Symposium on Heat Transfer*, 113:933.
- Milosavljevic N y Heikkila P. (2001), A comprehensive approach to cooling tower design, *Applied Thermal Engineering*, 21 899–915.
- Mohiuddin AKM y Kant K. (1996), Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers. part I: selection and tower characteristics, *Int. J. Refrigeration*, 19 (1) 43–51.
- Pasquill, F., (1962), Section 6.2 Deposition of Airborne Materials, *Atmospheric Diffusion: The Dispersion of Windborne Material from Industrial and Other Sources*, D. Van Nostrand Company, Ltd., London, pp. 226-239.
- Pedersen, G.C., Lamkin, V.K. y Seich, M., (1987), An economical solution to cooling tower drift. Cooling Tower Institute. (Technical Paper- T-87-08).
- Pinazo J.M. (1985) *Manual de Climatización. Transformaciones psicrométricas*. SPUPV 95-819. Valencia.
- Poppe, M., y Rogener, H. (1991), “Berechnung von Ruckkuhlwerken,” *VDI-Warmeatlas*, pp. Mi 1–Mi 15.
- Spangemacher K. (1972), Calculations of Cooling Towers and Injection Coolers using an Overall-Performance Factor, *Balcke-Durr*, pp 29.
- Thomas WJ y Houston P. (1959), Simultaneous heat and mass transfer in cooling towers. *Brit. Chem. Eng.* 160:217.
- Van der Hoven, I., (1968), *Deposition of Particles and Gases, Meteorology and Atomic Energy 1968* (editor D. Slade), US. Atomic Energy Commission, pp. 202-207.