

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA**

**FACULTAD DE INGENIERIA QUIMICA Y MANUFACTURERA**



*Diseño y Construcción de una Torre de Enfriamiento de  
Tiro inducido con Flujo en Contracorriente*

Tesis para obtener el Título Profesional de  
**INGENIERO QUIMICO**

**KARIN MARIA PAUCAR CUBA**  
**MAGALI CAMILA VIVAS CUELLAR**

Promoción 95 – I

Lima – Perú

**1999**

# INDICE

	Página
<b>RESUMEN</b>	
<b>CAPITULO 1. INTRODUCCION</b> .....	1
<b>CAPITULO 2. TORRE DE ENFRIAMIENTO. GENERALIDADES</b> .....	3
<b>2.1. Consideraciones Teóricas</b> .....	3
2.1.1. Teoría de la Torre de Enfriamiento .....	3
2.1.2. Tipos de Torres de Enfriamiento .....	10
2.1.3. Psicometría .....	16
<b>2.2. Partes de una Torre de Enfriamiento</b> .....	24
2.2.1. Estructura .....	24
2.2.2. Empaque.....	26
2.2.3. Eliminador de gotas .....	28
2.2.4. Distribuidores de agua .....	30
2.2.5. Chimeneas y extractores .....	32
2.2.6. Estanque.....	34
<b>2.3. Torres de Enfriamiento usadas a nivel Industrial</b> .....	35
<b>2.4. Criterios de Selección</b> .....	37
2.4.1. Por el tipo de proceso .....	37
2.4.2. Condiciones Climatológicas .....	38
2.4.3. Tipo de materiales .....	41
2.4.4. Calidad del agua .....	49

<b>CAPITULO 3. DISEÑO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.....</b>	<b>51</b>
<b>3.1. Selección del tipo de Torre de Enfriamiento .....</b>	<b>51</b>
<b>3.2. Método del Potencial Entálpico para el diseño de una torre de enfriamiento.....</b>	<b>54</b>
<b>3.3. Cálculos de la Etapa de Diseño .....</b>	<b>62</b>
3.3.1. Bases de diseño .....	63
■ Carga de calor .....	66
■ Relación L/G .....	66
■ Aire Requerido .....	67
3.3.2. Número de Unidades de Difusión .....	67
3.3.3. Características del Empaque .....	70
■ Area de la sección transversal .....	71
■ Altura del empaque .....	71
3.3.4. Equipos Auxiliares .....	72
1. Características del extractor .....	72
2. Características de la Bomba .....	74
3. Diseño del Calentador (mezclador) .....	79
4. Dimensiones de la poza .....	83
5. Distribuidor de agua: Rociador .....	85
<b>3.4. Diagrama detallado de la Torre .....</b>	<b>86</b>
<b>3.5. Resultados del Diseño .....</b>	<b>88</b>

<b>CAPITULO 4. IMPLEMENTACION DE LA TORRE DE</b>	
<b>ENFRIAMIENTO</b> .....	<b>90</b>
<b>4.1. Ubicación</b> .....	<b>90</b>
<b>4.2. Instalación y montaje</b> .....	<b>92</b>
4.2.1. Descripción de los materiales a emplear y sus dimensiones .....	92
4.2.2. Selección de Accesorios en Equipos Auxiliares .....	94
4.2.3. Selección de los Instrumentos de Medición .....	95
<b>4.3. Corridas de prueba</b> .....	<b>98</b>
<b>CAPITULO 5. EVALUACION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO</b>	
<b>MEDIANTE CORRIDAS EXPERIMENTALES</b> .....	<b>99</b>
<b>5.1. Pruebas experimentales</b> .....	<b>99</b>
<b>5.2. Correlación del empaque</b> .....	<b>104</b>
<b>5.3. Resultados. Discusión</b> .....	<b>114</b>
<b>CAPITULO 6. COSTO ECONOMICO DE LA TORRE DE</b>	
<b>ENFRIAMIENTO</b> .....	<b>117</b>
<b>CAPITULO 7. CONCLUSIONES</b> .....	<b>126</b>
<b>CAPITULO 8. RECOMENDACIONES</b> .....	<b>129</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....	<b>130</b>
<b>APENDICE</b> .....	<b>132</b>

## **RESUMEN**

Una Torre de Enfriamiento es un equipo industrial que permite el enfriamiento del agua por contacto directo con aire atmosférico, basándose en los principios de transferencia simultánea de masa y calor.

En esta Tesis se hace una descripción de los diferentes tipos de torres, de sus componentes y de los criterios de selección para su diseño e instalación.

En el diseño de la torre de enfriamiento se considera la teoría desarrollada por Merkel sobre el potencial entálpico y las condiciones atmosféricas del lugar de instalación de la torre. Las dimensiones de la torre de enfriamiento se calculan a partir de los siguientes parámetros de diseño: temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada, temperatura del agua de entrada y salida, y flujo de agua circulante. La exactitud del diseño depende de la precisión con que se midan las condiciones de operación, grado de pulverización y de la distribución uniforme del agua y del aire a través del empaque.

De entre los diferentes tipos de Torres de Enfriamiento, los que más uso tienen a nivel industrial, son las torres de enfriamiento de tiro inducido con flujo en contracorriente, por este motivo, se construyó una torre de este tipo, de sección cuadrada y a nivel planta piloto, que permita la evaluación de empaques.

Siendo el empaque de las torres, el elemento que proporciona el área interfacial de contacto entre el aire y el agua caliente, se realiza el estudio

del número de unidades de difusión ( $KaV/L$ ) o característica del empaque; cuyo valor depende de la forma, dimensiones y material de construcción.

Finalmente se obtienen las curvas características de los dos tipos de empaques empleados (laminar y salpicadura) a partir de los resultados de las pruebas experimentales; y se determinan los costos que involucra la construcción e instalación de la torre.

# CAPITULO 1

## INTRODUCCIÓN

El crecimiento de la industria origina que se necesite grandes cantidades de agua, para enfriamiento de condensadores en plantas de energía, plantas químicas, destilerías y refinerías; para enfriamiento de: máquinas de combustión interna, compresoras en la refrigeración o manufactura de gases líquidos, pecheras de los hornos en las plantas de aceración, para acondicionamiento de aire y para otros muchos procesos similares.

En algunos lugares donde el suministro de agua es limitado, no se puede permitir su desecho luego de calentarse. Una forma económica de lograr enfriar el agua, disipando el calor con mínima pérdida de agua, es mediante el uso de una torre de enfriamiento, en la cual el agua se enfría por contacto con el aire atmosférico, para luego ser recirculada por el sistema de enfriamiento.

El presente trabajo de investigación considera el diseño y construcción de una torre de enfriamiento de tiro inducido a nivel planta piloto similar a las que existen a nivel industrial, es decir, de sección cuadrada y de tiro inducido. En bibliografía [5] y [13] se tienen algunas referencias.

La implementación de esta torre de enfriamiento permitirá:

- Familiarizar al alumno con los fundamentos de los cursos de Fenómenos de transporte, Transferencia de masa, Transferencia de calor, y ofrecerle un equipo que permita aplicar sus estudios teóricos de operaciones unitarias.
- Estudiar la influencia de las diferentes variables de operación en el rendimiento de la torre, así como el comportamiento de diferentes empaques (tanto en la forma, dimensiones y el tipo de material) en la eficiencia de la torre.
- Como estudios posteriores: obtención de correlaciones de transferencia de masa y calor para cada tipo de empaque, tratamiento de aguas, instrumentos de control y corrosión industrial.



## CAPITULO 2

### TORRE DE ENFRIAMIENTO. GENERALIDADES

#### 2.1. Consideraciones Teóricas

##### 2.1.1. Teoría de la Torre de Enfriamiento

Una torre de enfriamiento es una torre en la cual el agua caliente es enfriada por contacto directo con una corriente de aire frío. El enfriamiento ocurre parcialmente por la transferencia de calor sensible de el agua a el aire y parcialmente por la evaporación de agua hacia la corriente de aire. El calor latente del agua es tan grande que una cantidad pequeña de evaporación produce grandes efectos de enfriamiento; sin embargo, puesto que la rapidez de transferencia de masa es generalmente pequeña, el nivel de temperatura es también bastante pequeño. Bajo condiciones atmosféricas normales el calor perdido por evaporación es cercano al 80% del calor total transferido.

El flujo de calor sensible transferido en la interfase aire-agua ( $i$ ) para un elemento de la torre de sección transversal  $A$  igual a la unidad, altura  $dZ$ , superficie interfacial específica/ volumen empacado igual a  $a$  y superficie interfacial de la sección  $dS$ , véase la figura 2.1, es dada por:

$$G C_S dt = h_G a_H dZ (t_i - t)$$

$$L C_L dT = h_L a_H dZ (T - t_i)$$

y el flujo de evaporación de agua por:

$$GdY = k' a_M dZ (Y_i - Y_G)$$

El flujo de calor perdido por el agua es por tanto:

$$LC_L dT = [ h_G a_H (t_i - t) + \lambda k' a_M (Y_i - Y_G) ] dZ \quad (1)$$

donde:

$G$  : Flujo másico de aire seco,  $\text{kg/h} \cdot \text{m}^2$

$L$  : Flujo másico de agua,  $\text{kg/h} \cdot \text{m}^2$

$t$  : Temperatura del aire,  $^{\circ}\text{C}$

$T$  : Temperatura del agua,  $^{\circ}\text{C}$

$C_S$  : Calor húmedo de la mezcla aire-vapor,  $\text{J/kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$

$C_L$  : Calor específico del agua,  $\text{J/kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$

$h_G, h_L$  : Coeficiente de transferencia de calor del aire y agua respectivamente,

$$\text{J/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C} \cdot \text{h}$$

$a_H, a_M$  : Superficie interfacial específica para la transferencia de calor y masa

respectivamente,  $\text{m}^2/\text{m}^3$

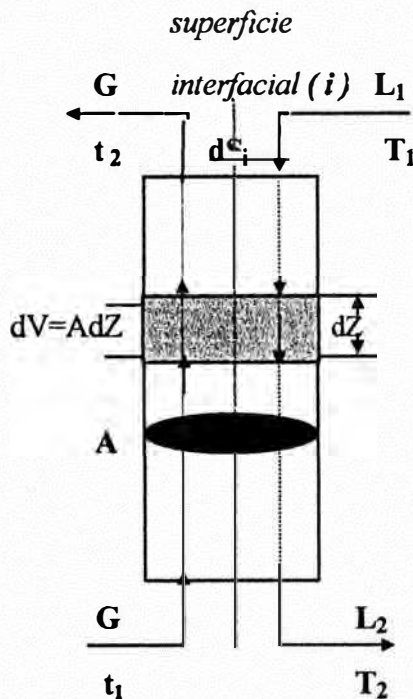
$k'$  : Coeficiente de transferencia de masa del aire,  $\text{kg/m}^2 \cdot \text{h}$

$Y$  : Humedad absoluta, masa vapor / masa aire seco,  $\text{kg/kg}$

$\lambda$  : Calor latente de vaporización,  $\text{J/kg}$

$G, L$  : perteneciente al aire y agua respectivamente

además :  $dS_i = adZ$  y  
 $dV = AdZ = dZ$



**Figura 2.1.-** Balance de calor en una torre de altura diferencial.

Para el sistema aire-vapor de agua:  $h_G = k' C_S$ , y considerando:  $a_H = a_M = a$   
 en la expresión (1) se tiene:

$$LC_L dT = k' [(C_S t_i + \lambda Y_i) - (C_S t + \lambda Y_G)] adZ \quad (2)$$

El factor  $(C_S t + \lambda Y)$  es la entalpía,  $H$ , del aire húmedo expresado en  $J/kg$  de aire seco, la relación anterior muestra que el flujo de calor transferido por el agua es proporcional a la diferencia de entalpía,  $H_i$ , de aire saturado con agua a la temperatura interfacial y la entalpía,  $H_G$ , de aire a la temperatura  $t$  y humedad  $Y_G$ . La ecuación puede ser escrita como:

$$L C_L dT = k'(H_i - H_G) a dZ \quad (3)$$

o expresado de otra forma:  $= h_L a_H (T - t_i) dZ$

**El balance de materia** para el flujo de aire y agua en contracorriente puede ser escrita como:  $dL = G dY$

Integrando la ecuación a lo largo de la torre:

$$L_2 - L_1 = G (Y_2 - Y_1)$$

Donde los sufijos 1 y 2 representan condiciones a la entrada y salida de la torre respectivamente.

Considerando que la carga  $G$  del aire permanece constante a través de ella debido a que está basada únicamente en el aire seco, y la carga líquida no es muy constante debido a la evaporación de agua en el aire seco; sin embargo, como las pérdidas de saturación del agua al aire ascienden a menos de 2% del agua circulada, entonces el flujo de agua circulada en la torre *pueden ser considerada constante* sin introducir un error serio.

**El balance de energía** para la torre es dado por:

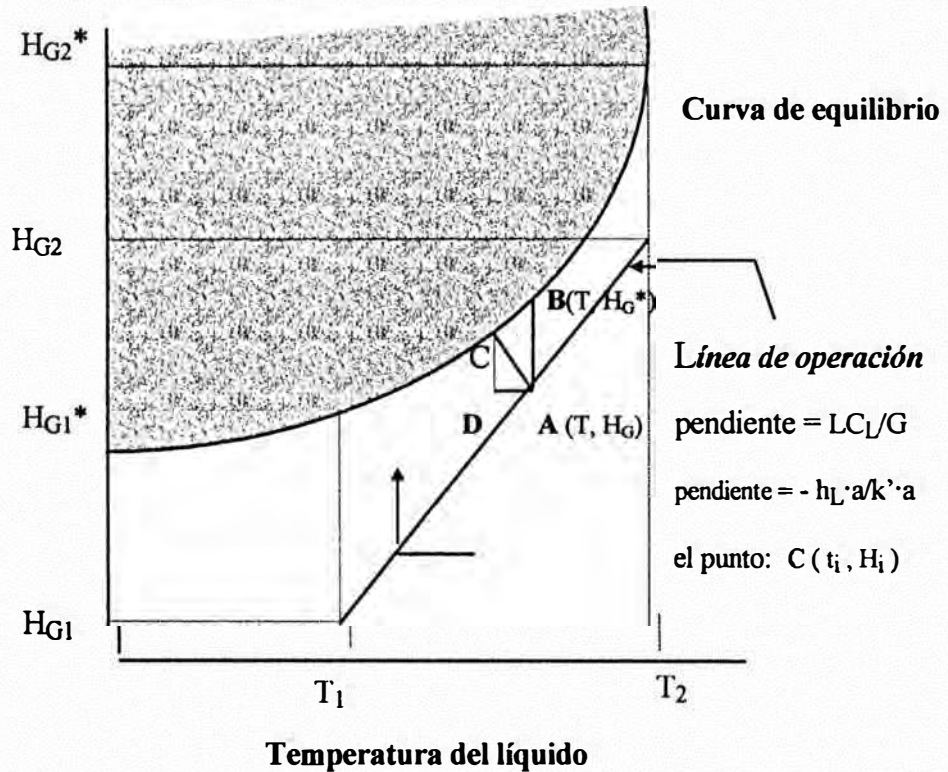
$$L C_L dT = G C_S dt + G \lambda dY = G dH$$

Integrando la ecuación a lo largo de la torre:

$$L C_L (T_2 - T_1) = G (H_{G2} - H_{G1}) \quad (4)$$

Este balance de entalpía puede representarse graficando la entalpía del gas  $H_G$  contra  $T_L$ , (*figura 2.2*). La línea **AB** sobre la gráfica representa la ecuación (4) y pasa a través de los puntos que representan las condiciones finales de los

dos fluidos y la línea es una recta con pendiente  $LC_L/G$ . La curva en el equilibrio de la figura se grafica para las condiciones del aire en la interfase aire-agua, es decir, la entalpía del aire saturado a cada temperatura.



**Figura 2.2.-** Diagrama de operación en una torre de enfriamiento.

La integración gráfica de la ecuación (3) a lo largo de la línea de operación en la (figura 2.2) para puntos tales como C que representan condiciones en la interfase y la fuerza motriz de entalpía ( $H_i - H_G$ ) permite calcular la altura empacada  $Z$  y el número de unidades de transferencia de entalpía de la película del aire,  $N_G$ :

$$N_G = \int_{H_{G1}}^{H_{G2}} \frac{dH}{(H_i - H_G)} = k'a \int_0^Z \frac{dZ}{G} = k'a Z / G$$

La ecuación anterior se puede expresar como:

$$N_G = \frac{\int_{H_{G1}}^{H_{G2}} dH}{(H_i - H_G)_{av}} = \frac{H_{G2} - H_{G1}}{(H_i - H_G)_{av}}$$

en donde la parte última de la ecuación es el número de veces en que la fuerza motriz promedio divide al cambio en la entalpía. Esta es una medida de la dificultad de la transferencia de entalpía,  $N_G$ .

En consecuencia:

$$Z = H_{tG} \cdot N_G \quad (5)$$

en donde la altura de una unidad de transferencia de entalpía del gas es  $H_{tG} = G/k'a$ .

Con frecuencia se prefiere  $H_{tG}$  en lugar de  $k'a$  como una medida del comportamiento del empaque, puesto que depende menos del comportamiento de los flujos y tiene la dimensión de longitud.

También se puede hacer uso de una fuerza motriz global que represente la diferencia en entalpía para las fases totales pero expresadas en función de  $H_G$ , la distancia vertical **AB** (*figura 2.2*). Esto requiere de su coeficiente global correspondiente y lleva a números ( $N_{OG}$ ) y alturas globales de las unidades de transferencia ( $H_{tOG}$ ):

$$Z = H_{tOG} \cdot N_{OG}$$

$$N_{OG} = \int_{H_{G1}}^{H_{G2}} \frac{dH}{(H_G^* - H_G)} \quad (6)$$

$$H_{t_{OG}} = G / K_a$$

El uso de la ecuación (5) es satisfactorio sólo si la curva de entalpía en el equilibrio de la (figura 2.2) es recta, que no lo es exactamente. Para empaques en torres de enfriamiento, sólo se posee  $K_a$  o  $H_{t_{OG}}$  y no los coeficientes de fase individuales.

En la industria para torres de enfriamiento de agua se utiliza con frecuencia otra forma de la ecuación (6) a partir de la ecuación (3):

$$G \int_{H_{G1}}^{H_{G2}} dH = L C_L \int_{T_1}^{T_2} dT \quad \text{y} \quad G \int_{H_{G1}}^{H_{G2}} dH = K_a (H_G^* - G) \int_0^Z dZ$$

combinando ambas relaciones se tiene:

$$n_d = KaZ/L = \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{(H_G^* - H_G)} \quad (7)$$

donde  $n_d$  representa el número de unidades de difusión y  $H_G^*$  es la entalpía del aire saturado a la temperatura del agua, T.

El uso generalizado de la ecuación (7) que considera la diferencia del potencial de entalpía como la fuerza impulsora para torres de enfriamiento fue sugerida por Merkel en 1925.

### 2.1.2. Tipos de Torres de Enfriamiento

Casi todos los diseños existentes son capaces de llevar a cabo con una total garantía el acondicionamiento del agua en las condiciones prefijadas. La experiencia y las limitaciones económicas van a ser básicas en cuanto a la selección de uno u otro tipo.

Para la clasificación de las torres de enfriamiento se pueden establecer diversos criterios, pero uno de las más usuales para establecer dicha clasificación es *el medio con el que se les suministra el aire* en la torre. En base a este concepto se puede clasificar en:

A) *De tiro mecánico*: Forzado e Inducido.

B) *De circulación natural*: Atmosférica y tiro natural.

#### ***A) Torres de tiro mecánico***

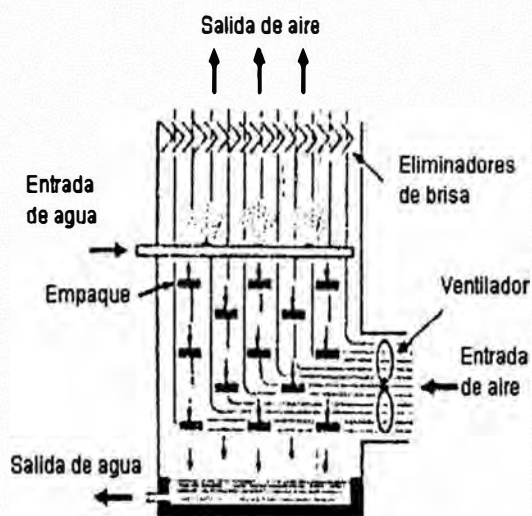
El agua se distribuye cerca de la parte superior del cuerpo y cae a un estanque recolector. Cuando cae pasa a través del aire que se fuerza a pasar a través del empaque; el aire puede ser forzado por ventiladores desde abajo, tiro forzado, o aspirado desde arriba, tiro inducido, veáse las *figuras 2.3 y 2.4*. Estas torres permiten una mayor carga de agua, empaques llenos más compactos y,



por tanto, torres más pequeñas, a la vez que se puede lograr una mayor aproximación a la temperatura húmeda, pero con el inconveniente de mayores costes de mantenimiento y mayor peligro de averías. Se tiene:

#### - Torres de tiro forzado

Son torres más ligeras al no tener que soportar el peso de los equipos mecánicos, pero al encontrarse en sobrepresión las pérdidas de agua son más probables. Una torre de este tipo trabaja bien con aguas corrosivas, pues el ventilador puede estar cerca del suelo y las piezas más susceptibles a la corrosión están accesibles con facilidad para la inspección, mantenimiento y reparación.



**Figura 2.3.- Torre de enfriamiento de tiro forzado.**

En las torres de tiro forzado el agua discurre a través del empaque en contracorriente con el aire (figura 2.3), este tipo de torre sólo se usa hoy para

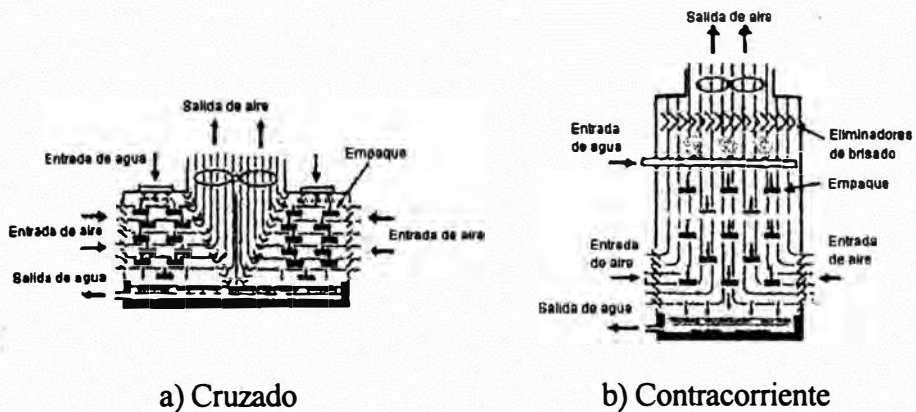
pequeñas instalaciones o en casos muy específicos, la distribución de aire es relativamente pobre, puesto que el aire debe dar una vuelta de 90° a gran velocidad, además, los vapores que se descargan a la atmósfera en la parte superior a baja velocidad tienden a recircular hacia la aspiración de los ventiladores, pudiendo reducir el rendimiento de la torre hasta en un 20% y producir además, en climas fríos depósitos de hielo en los equipos mecánicos y edificios cercanos.

#### **- Torres de tiro inducido**

Son empleados para grandes caudales, ya que al ser de mayor tamaño, el peso de los equipos de aspiración colocados en la parte superior representa un menor problema.

En las torres de tiro inducido el sentido de las corrientes aire-agua, puede ser cruzado y en contracorriente, veáse la *figura 2.4*. En el primer caso, se produce una corriente horizontal de aire inducido sobre una cámara de succión que actúa de "plenum". En el segundo caso, el aire en contracorriente con el agua que cae desde arriba hace un recorrido vertical ascendente a alta velocidad, para evitar la recirculación.

Comparando las torres de tiro inducido cruzado con las de tiro inducido en contracorriente, las primeras tienen un menor rendimiento térmico, pero presentan la ventaja de menor resistencia através del empaque y, por tanto, menor pérdida de tiro y velocidades de aire superiores en general, menor potencia y estructuras más bajas.



a) Cruzado

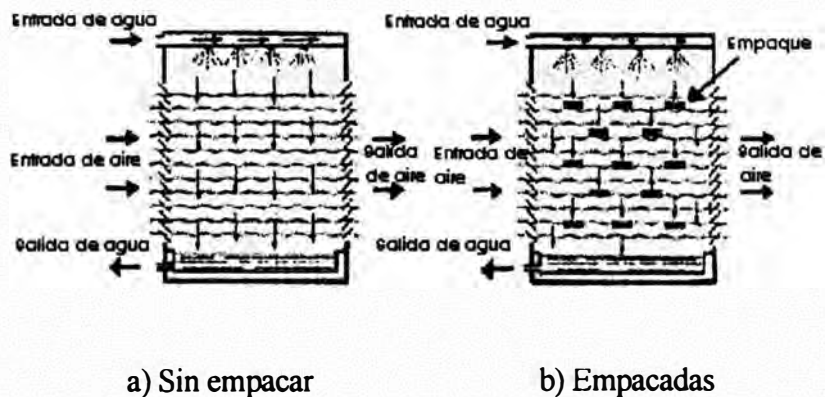
b) Contracorriente

**Figura 2.4.- Torre de enfriamiento de tiro inducido.****B) Torres de circulación natural****- Atmosférica**

Se aprovecha las corrientes atmosféricas de aire, el aire penetra a través de los rompivientos en una sólo dirección, cambiando con la estación del año y las condiciones atmosféricas, las torres atmosféricas (figura 2.5) están destinadas para necesidades de enfriamiento de 315 000 a 420 000 kJ/min. En lugares expuestos que tienen vientos con velocidades promedio de 8 a 9 km/h, las torres atmosféricas pueden ser las más económicas, y donde los costos de energía son altos puede aún ser preferibles a velocidades de aire tan bajas como 4 a 4.5 km/h. Puesto que las corrientes atmosféricas penetran a todo el ancho de la torre, las torres se hacen muy angostas en comparación con otros tipos, y deben ser muy largas para una capacidad igual, existen torres que tienen más de 600 m. de largo. Las pérdidas por arrastre se manifiestan a todo lo largo y son mayores que en otros tipos de torres. Este tipo usa los potenciales

disponibles más ineficientemente ya que opera a flujo cruzado, siendo los potenciales más efectivos a contracorriente.

Las torres atmosféricas tienen un costo inicial alto, debido a su gran tamaño, sin embargo, eliminan el costo principal de operación de las torres de tiro mecánico, es decir, debido al ventilador.



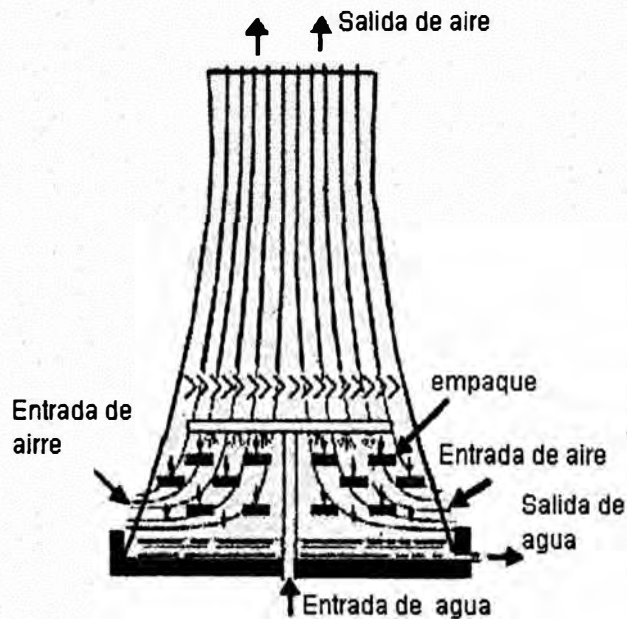
**Figura 2.5.-** Torres de enfriamiento atmosféricas.

### **- Tiro natural**

Están constituidos por una gran chimenea (*figura 2.6*) cuya misión es inducir el tiro a través del empaque, la corriente de aire se establece por tiro natural, pues la diferencia de temperatura entre el aire en las condiciones atmosféricas, más pesado, y en las condiciones de salida de la envolvente hiperbólica de la torre, más ligero; crea una diferencia de densidades que induce una corriente de aire a través del sistema. Este tipo de torres deben ser altas para promover este efecto y deben también tener una sección transversal grande debido a la baja velocidad con que el aire circula comparadas con las de tiro mecánico. El agua

de enfriamiento distribuída sobre el empaque circula a contracorriente del aire inducido.

Las torres de tiro natural aunque más caras en coste inicial que las de tiro inducido, tienen la ventaja de requerir menos consumo al no tener ventiladores, sólo se utiliza corriente para el bombeo, asimismo la inspección y mantenimiento son mínimos y la vida de estas torres es extremadamente larga. Estas torres son óptimas para enfriar grandes volúmenes de agua, que llegan a los 100 000 m<sup>3</sup>/h y aún superiores. Debido a la gran altura de estas torres se consigue una mejor dispersión de la nube de vapor, ventaja que reduce la formación de niebla al nivel del piso y la recirculación de vapores húmedos y calientes.



**Figura 2.6.-** Torre de enfriamiento hiperbólica de tiro natural.

En general, la torre hiperbólica de tiro natural funciona mejor cuando la diferencia entre la temperatura deseada en el agua fría y la temperatura del bulbo húmedo es igual o mayor a la diferencia de temperatura entre el agua caliente y el agua fría. La circulación de aire en una torre de tiro natural aumenta en la temporada de temperatura ambiente baja. Este aumento contrarrestará la pérdida de fuerza de transferencia de calor con bajas temperaturas de bulbo húmedo, esta pérdida no se puede contrarrestar en las torres de tiro mecánico sin aumentar el volumen de aire y con el costo adicional de tener ventiladores más potentes.

De cualquier modo, la definición del tipo más idóneo requiere un estudio detallado. Atendiendo el caudal de agua a enfriar, el campo normal de utilización de los diferentes tipos de torres es:

- Tiro forzado : de 10 a 10 000 m<sup>3</sup>/h.
- Tiro inducido : de 10 a 50 000 m<sup>3</sup>/h
- Tiro natural : de 10 000 a 100 000 m<sup>3</sup>/h.

### 2.1.3. Psicrometría

Se ocupa de la determinación de las propiedades de las mezclas de un gas y un vapor. El sistema aire-vapor de agua (objeto de estudio) es el que se encuentra con mayor frecuencia y por tanto se cuenta con cartas psicrométricas excepcionalmente completas para esta mezcla (Apéndice N°1). Esta carta se preparó para una presión total de 1 atm (14.696 psi) y propiedades como:

humedad, entalpía, y volumen húmedo están graficadas contra la temperatura. Las condiciones de referencia de aire gaseoso y agua líquida saturada a 0°C (32°F) fueron tomadas para el caso de las entalpías.

Los principios comprendidos en la determinación de las propiedades de otros sistemas son los mismos que rigen el de aire-vapor de agua, además, cuando en las operaciones con mezclas ocurren cambios en el contenido de vapor sin cambios en el contenido del gas, es conveniente usar una unidad basada en la cantidad no cambiante del gas. La terminología y relaciones asociadas con la psicrometría son:

**a) Humedad Absoluta (Y).** Es igual a la masa de vapor de agua transportada por una unidad de masa de aire seco; y si las cantidades se expresan en moles la relación se denomina *humedad molal absoluta, Y'*. En condiciones en que se aplica la *ley de los gases ideales* se tiene:

$$Y' = p / (P - p)$$

$$Y = M_{\text{agua}} \cdot p / M_{\text{aire}} \cdot (P - p)$$

Donde:

P : Presión total, atm.

p : Presión parcial del vapor de agua, atm.

$M_{\text{agua}}$  y  $M_{\text{aire}}$  : Peso molecular del agua y aire respectivamente, kg / kmol

Cuando la presión parcial  $p$  del vapor de agua en el aire, a una temperatura de bulbo seco dada, es igual a la presión de vapor de agua  $p_S$ , a la misma temperatura, el aire está saturado y a la humedad absoluta se le designa como la **humedad absoluta de saturación,  $Y_S$** .

**b) Porcentaje de humedad absoluta ó porcentaje de saturación.** Se define como la razón de la humedad absoluta a la de saturación y está dada por:

$$100 Y/Y_S = 100 p (P - p_s) / [ p_s (P - p)]$$

**c) Porcentaje de humedad relativa (H.R).** Se define como la presión parcial del vapor de agua en aire, dividida entre la presión del vapor de agua a la temperatura de bulbo seco dada. Por tanto:

$$\text{H.R.} = 100 p / p_s$$

**d) Punto de rocío.** Es la temperatura a la cual una mezcla aire-vapor de agua se satura cuando se enfría a presión total constante sin contacto con el líquido.

La temperatura a la cual el agua ejerce una presión de vapor igual a la presión parcial del vapor de agua en la mezcla dada.

Bajo este principio, un método usado para la determinación de humedad consiste en que una superficie metálica brillante se enfría en la presencia de la mezcla de aire y la aparición de una niebla que empaña la superficie especular indica que se ha alcanzado el punto de formación de rocío.

**e) Calor Húmedo,  $C_S$ .** Es el calor que se requiere para elevar la temperatura de 1 kg de aire seco y su vapor en un 1°C a presión constante. Para la mayoría de los cálculos en ingeniería se usan:

$$C_S = 1005 + 1884Y \quad \text{ó}$$

$$C_S = 0.24 + 0.45Y$$



Donde:

1005 y 1884 ; 0.24 y 0.45 : Son las capacidades caloríficas del aire seco y vapor de agua expresadas en unidades SI e Inglesas respectivamente.

**f) Volumen Húmedo,  $v_h$ .** Es el volumen en metros cúbicos de la mezcla (aire más vapor de agua) por 1 kg de aire seco a la temperatura y presión total dominante. La ley de gases ideales da el volumen húmedo como:

$$v_h = 8315 [1/\bar{M}_{\text{aire}} + Y/\bar{M}_{\text{agua}}](t + 273)/p \text{ ó}$$

$$v_h = 0.73 [1/M_{\text{aire}} + Y/M_{\text{agua}}](t + 460)/p$$

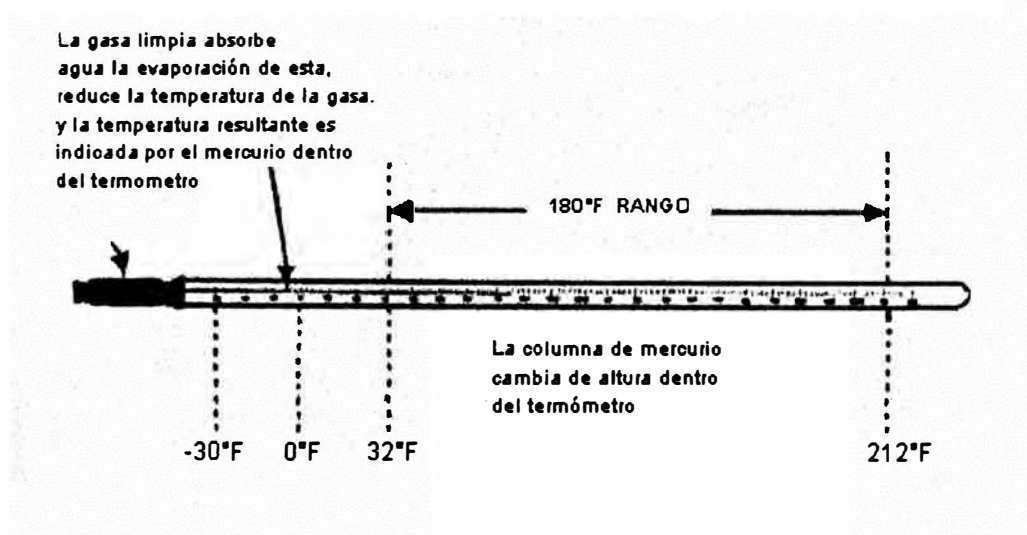
Donde  $p$  esta dado en  $N/m^2$  y atm, y  $t$  en  $^{\circ}C$  y  $^{\circ}F$  cuando  $v_h$  se expresa en  $m^3/kg$  ó  $pie^3/lb$  de aire seco respectivamente.

Así el volumen de una mezcla, se obtiene multiplicando la masa de gas seco en la mezcla por el volumen húmedo. Cuando el aire está saturado, al volumen húmedo se denomina, **volumen saturado ( $v_{h_s}$ )**.

**f) Temperatura de bulbo seco,  $t$ .** Es la temperatura de una mezcla de aire-vapor de agua determinada en la forma ordinaria por la inmersión de un termómetro en la mezcla.

**g) Temperatura de bulbo húmedo,  $t_b$ .** Es la temperatura de equilibrio dinámico obtenida en estado estacionario por una pequeña cantidad de líquido que se evapora en una gran cantidad de mezcla aire-vapor de agua no saturada.

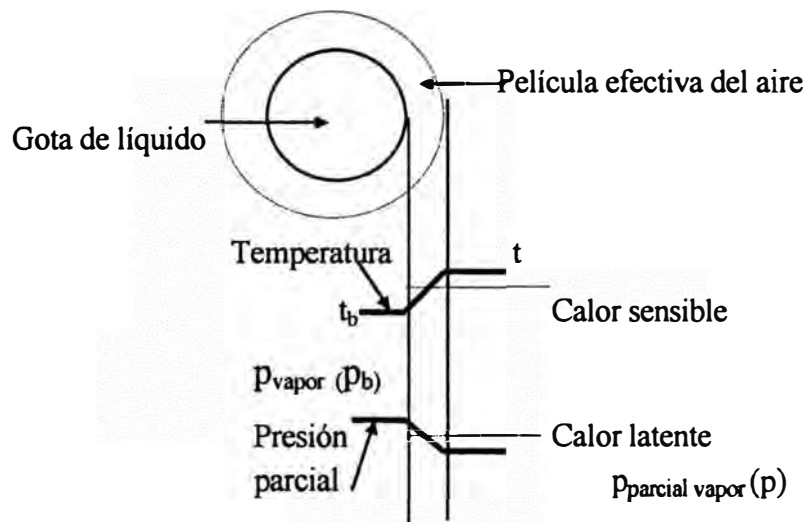
Entonces en la superficie de agua la velocidad de transferencia de masa que se aleja de ella es igual a la velocidad de transferencia de calor por convección que se acerca a su superficie. Bajo ciertas condiciones, dicha temperatura puede usarse para medir la humedad de la mezcla. Para este propósito, un termómetro cuyo bulbo está cubierto con un material fibroso humedecido con el líquido, se sumerge en una corriente de la mezcla gaseosa, que se está moviendo rápidamente (*figura 2.7*). La temperatura del bulbo alcanzará finalmente un valor inferior a la temperatura de bulbo seco de la mezcla, si no está saturado, conocidos ambos valores se puede determinar la humedad de la mezcla.



*Figura 2.7.- Temperatura de bulbo húmedo.*

Para explicar el mecanismo, considérese una gota de líquido como en la *figura 2.8* que se sumerge en una corriente de aire-vapor de agua no saturada que se mueve rápidamente. Si el líquido se encuentra a una temperatura más

elevada que la del punto de formación de rocío del aire, la presión de vapor del líquido será mayor en la superficie de la gota que la presión parcial del vapor en el aire y el líquido se evaporará y se difundirá en el aire. El calor latente que se requiere para la evaporación será proporcionado por el calor sensible de la gota del líquido, que entonces se enfriará. Tan pronto como la temperatura del líquido disminuye por debajo de la temperatura del bulbo seco del aire, fluirá calor del aire al líquido, a una rapidez que irá aumentando a medida que se incrementa la diferencia en temperatura. Finalmente la rapidez de transferencia de calor del gas al líquido será igual al calor necesario para la evaporación y la temperatura del líquido permanecerá constante y en un valor bajo, la *temperatura del bulbo húmedo  $t_b$* .



**Figura 2.8.-** Teoría de la gota de agua.

Alcanzado el equilibrio y considerando que no existe un cambio apreciable en la temperatura de bulbo seco, se tiene:

$$k'_g \lambda (p_b - p) = h_G (t - t_b)$$

Donde:

$k'_g$  : Coeficiente de transferencia de masa,  $\text{kg} / \text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{atm}$ .

$\lambda$  : Calor latente de evaporación a la temperatura de bulbo húmedo,  $\text{J} / \text{kg}$ .

$p_b$  : presión de vapor del agua a la temperatura de bulbo húmedo, atm.

$p$  : presión de vapor del agua a la temperatura ambiente, atm.

$h_G$  : Coeficiente de transferencia de calor del aire,  $\text{J} / \text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ .

$t$  : Temperatura de bulbo seco de la mezcla de aire-vapor de agua,  $^\circ\text{C}$ .

$t_b$  : Temperatura de bulbo húmedo,  $^\circ\text{C}$ .

En condiciones ordinarias, la presión parcial y la presión de vapor son pequeñas en relación con la presión total y por tanto, la ecuación anterior se puede expresar en base a humedades:

$$k' \lambda (Y_{t_b} - Y) = h_G (t - t_b)$$

Donde:

$k'$  : coeficiente de transferencia de masa,  $\text{kg} / \text{h} \cdot \text{m}^2$

$Y_{t_b}$  : Humedad absoluta de la mezcla aire-vapor del agua a la temperatura de bulbo húmedo,  $\text{kg} / \text{kg}$  aire seco.

$Y$  : Humedad absoluta de la mezcla aire-vapor del agua en el ambiente,  $\text{kg} / \text{kg}$  aire seco.

que es la relación que más se usa y en donde la cantidad  $(t - t_b)$  es la *depresión de bulbo húmedo*. Para el sistema aire-vapor de agua un análisis exhaustivo

lleva a un valor de  $h_G / k' = 950 \text{ J/ kg}\cdot^\circ\text{K}$  ( $0.227 \text{ Btu/lb}\cdot^\circ\text{F}$ ) que es la denominada *relación psicrométrica*.

**h) Temperatura de saturación adiabática,  $t_s$ .** Si una corriente de aire se mezcla perfectamente con una cantidad de agua a la temperatura  $t_s$  en un sistema adiabático, la temperatura del aire descenderá y su humedad aumentará. Si  $t_s$  es tal que el aire que sale del sistema está en equilibrio con el agua,  $t_s$  es la temperatura de saturación adiabática y la línea que relaciona la temperatura con la humedad del aire es la llamada línea de saturación adiabática y la ecuación de dicha línea es:

$$\lambda ( Y_{t_b} - Y ) = C_s ( t - t_b )$$

Puede observarse que la expresión final obtenida para la temperatura de bulbo húmedo y para la de saturación adiabática son idénticas si  $C_s$  se reemplaza por  $h_G/k'$ . Se ha demostrado experimentalmente que, para sistemas aire-vapor de agua, el valor de  $h_G/k'$  es aproximadamente igual a  $C_s$ , o que aproximadamente,  $h_G/k' \cdot C_s = 1$ . Esta es la llamada relación de Lewis, la cual nos lleva a la casi igualdad de las temperaturas de bulbo húmedo y saturación adiabática.

**i) Entalpía, H.** La entalpía de una mezcla de aire-vapor de agua es la suma de las entalpías relativas del contenido en aire y vapor. Consideremos una masa unitaria de aire que contiene una masa  $Y$  de vapor a la temperatura de bulbo seco ( $t$ ), para una mezcla no saturada, el vapor está en un estado de sobrecalentamiento, y se puede calcular la entalpía con relación a los estados

de referencia, gas y líquido saturado a  $t_0$ . La entalpía del aire sólo es  $C_{\text{aire}}(t-t_0)$  y la entalpía del vapor, por masa unitaria de vapor,  $C_{\text{vapor}}(t - t_0) + \lambda_0$ , en donde  $\lambda_0$  es el calor latente de vaporización a la temperatura de referencia. Por tanto se tiene:

$$H = C_{\text{aire}}(t - t_0) + Y [C_{\text{vapor}}(t - t_0) + \lambda_0] = C_s (t - t_0) + Y \lambda_0$$

Donde:

$C_{\text{aire}}$  y  $C_{\text{vapor}}$ : Calor específico, J / kg·°C

Con referencia a aire gaseoso y agua líquida a 0°C (32°F), se tiene la siguiente expresión para la entalpía:

$$H = (1005 + 1884 Y) t + 2\,502\,300 Y \quad \text{ó}$$

$$H = (0.24 + 0.45 Y) (t - 32) + 1075.8 Y$$

Donde:

H, se expresa en J / kg de aire seco ó Btu / lb de aire seco

## 2.2. Partes de una Torre de Enfriamiento

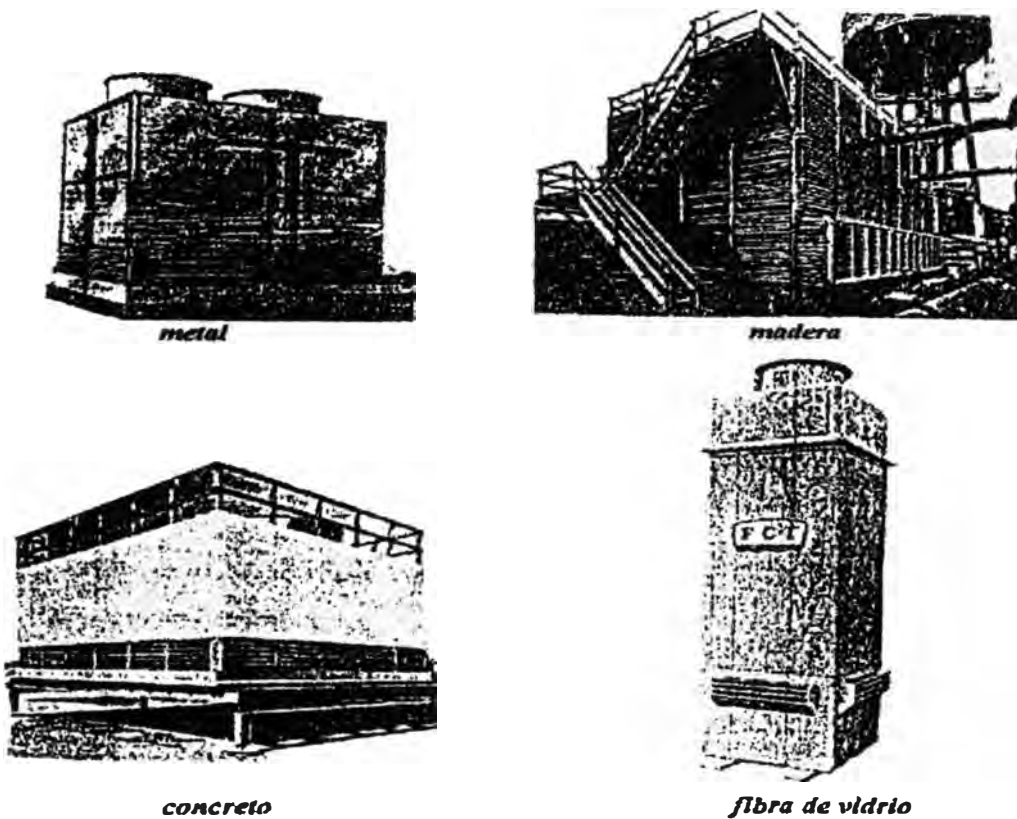
Los elementos básicos en una torre de enfriamiento se detallan a continuación y el material que se escoga para su construcción debe considerar aspectos como: *costos y durabilidad*.

### 2.2.1. Estructura

Es el esqueleto portante de la torre. Se construye en hormigón, metálica, madera tratada o plástico tal como se muestra en la *figura 2.9*. En

hormigón es la más duradera pero también es la más cara inicialmente. La estructura metálica puede presentar ventajas al facilitar el montaje, pero siempre será de menor duración. El acero debe ser galvanizado por inmersión en caliente dada la alta corrosividad existente. Acero inoxidable, aluminio, etc., son prácticamente prohibitivos por su coste. La madera da buenos resultados donde es barata y de calidad apropiada.

Los plásticos también han conseguido ser usados con frecuencia debido a su natural resistencia a atmósferas corrosivas y condiciones de operación, los tipos



*Figura 2.9.- Estructura de una torre de enfriamiento.*

de plásticos generalmente usados son: poliestireno, polipropileno, polietileno de alta densidad, pvc y fibra de vidrio reforzado (en espesores que van de 3-5mm ó 1/8 - 3/16 pulg. dependiendo de su tamaño).

### 2.2.2. Empaque

Es el corazón de la torre de enfriamiento, la función del empaque es aumentar la superficie disponible en la torre, ya sea distribuyendo el líquido sobre una gran superficie o retardando la caída de las gotas a través del aparato. En las torres de enfriamiento debido a los requerimientos de grandes volúmenes de aire y pequeñas caídas de presión permitidas se consideran según la *figura 2.10* dos tipos básicos de empaque: de salpicadura y laminares (de no salpicadura).

Los primeros están formados por parrillas constituídas por listones de diversos materiales: madera (especialmente tratada), poliestireno, polietileno u otros tipos de plásticos, aunque a veces para casos especiales se utilizan aluminio, materiales cerámicos, etc. Estos listones son apilados en plataformas y separados entre sí a distancias variables que rompen al agua en gotas menudas a medida que caen de plataforma en plataforma. Las torres de empaque de salpicadura son los más utilizados en instalaciones industriales.

En los empaques de tipo laminar el agua se extiende en infinidad de láminas delgadas de gran superficie, el empaque ideal, debe tener desniveles que permitan humedecer bien la superficie adsorbente. De lo contrario el agua tiende a fluir en pequeño riachuelo y desde que la película de agua se

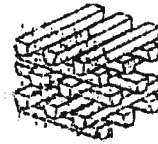


adhiera a la superficie del empaque no hay gotas de agua que impidan el flujo de aire a través de la torre. De esta forma se favorece el manejo de una mayor velocidad y volumen de aire, así como alturas de empaque y alturas de bombeo menores.

Estos empaques tienen alto rendimiento por metro cuadrado de superficie ocupada, pero son caros. Los materiales frecuentemente utilizados en la fabricación de este tipo de empaque deben ser resistentes y ligeros en peso, tales como: celulosa, amianto-cemento, plásticos, acero galvanizado, aluminio, etc, y en formas de chapas onduladas.



*salpicadura*



*Listones de madera extendida*



*Planchas de ardo-yeso-cemento*



*Planchas de celulosa corrugadas*



*Planchas onduladas de metal o plástico*

*laminares*

**Figura 2.10.- Tipos de empaques en una torre de enfriamiento.**

En general, todos los empaques deben tener un bajo coste y ser fácilmente instalados, libertad de canalización del aire o del agua, alto índice de transferencia de masa y calor, oponiendo poca resistencia al flujo de aire y garantizando una gran resistencia al desgaste.

### 2.2.3. Eliminador de gotas

Para evitar, al menos parcialmente el arrastre de gotas de agua por el aire caliente que sale de la torre, se utilizan los llamados eliminadores de gotas.

Los eliminadores de gotas, situados por encima del sistema de distribución actúan generalmente haciendo variar la dirección del aire caliente separándose así el agua de arrastre o producto de condensación, que se va acumulando en los eliminadores y que cae de nuevo en forma de películas delgadas sobre el empaque.

Con un buen diseño, las pérdidas de agua no deben exceder al 0.2% del agua recirculada sobre la torre de enfriamiento evitando daños en instalaciones próximas; además, también desempeñan otras muy importantes funciones: al ofrecer mínima resistencia al flujo del aire, crean una depresión en el espacio que hay entre ellos y los ventiladores, consiguiendo así que el flujo de aire a través del empaque sea uniforme en su tendencia a nivelar la diferencia de presiones; retención de tratamiento químico y prevención de manchas por aditivos químicos, como cromato. Las formas más comunes se muestran en la *figura 2.11*, empleándose uno, dos, tres o más bafles

dependiendo de la necesidad de cada torre. Los distribuidores de agua rotatorio tienen un eliminador especial adherido a cada área.

Los materiales utilizados para estos eliminadores de gotas deben resistir una atmósfera corrosiva y suelen ser de madera tratada, plásticos, chapa galvanizada, aluminio, fibra de vidrio, asbesto con impregnaciones de caucho, plástico o amianto. Los eliminadores rotatorios son de hojas metálicas con bordes de arrastre de neopreno.

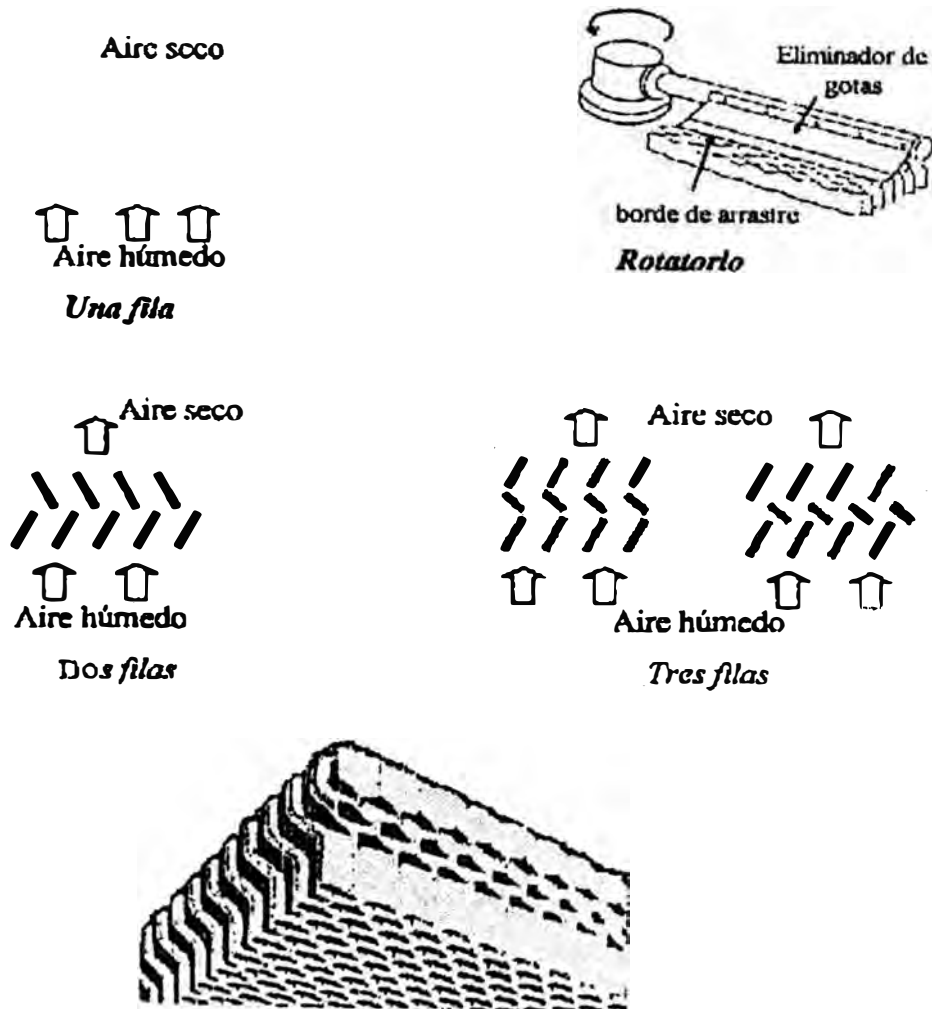


Figura 2.11.- Eliminadores de gotas.

#### 2.2.4. Distribuidor de agua

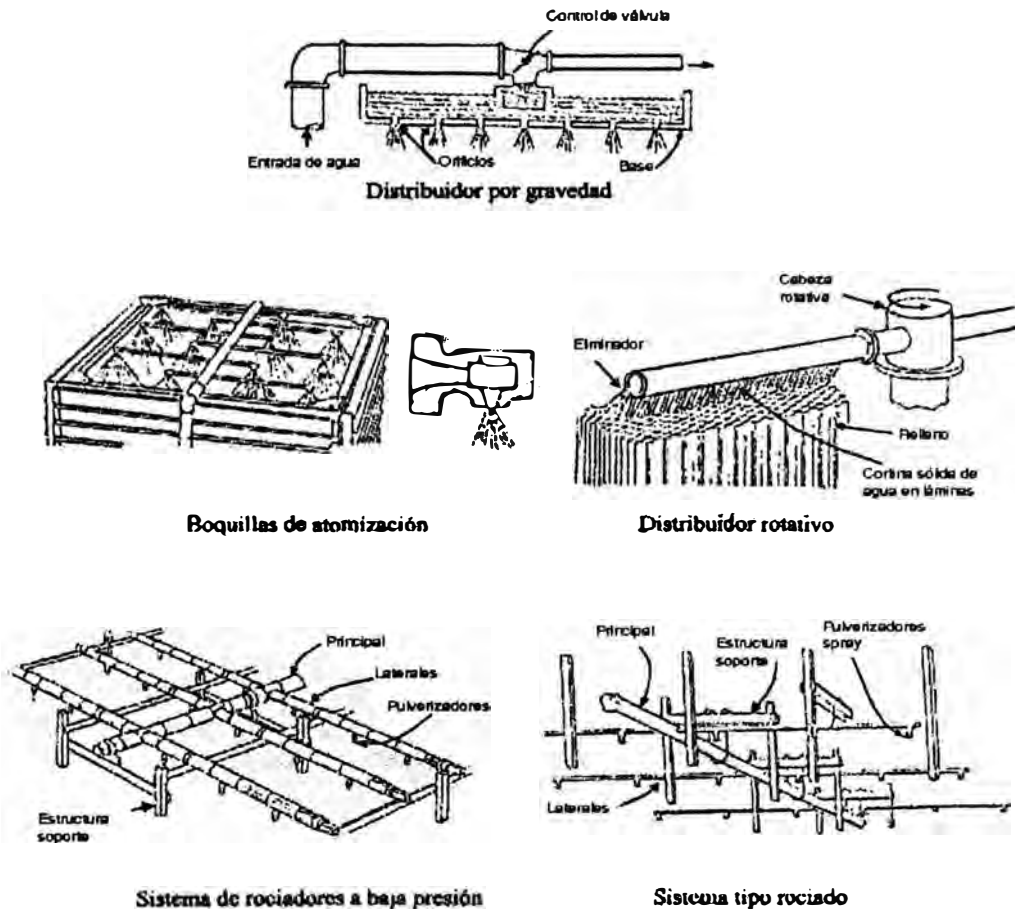
Especial cuidado se debe tener en el diseño del sistema de distribución del agua, los requerimientos para los sistemas de distribución son los siguientes:

- El sistema debe dispersar el agua uniformemente sobre el área superficial del empaque.
- Si es posible, el sistema debe ser de ajuste automático y manual cuando se desee operar a diferentes flujos.
- El sistema debe ser capaz de operar prolongadamente sin mantenimiento.

En la *figura 2.12* el agua que ingresa a la torre de enfriamiento es distribuída por gravedad o bajo presión sobre los empaques. *Un sistema de distribución por gravedad*, se emplea comúnmente en torres de tiro inducido en flujo cruzado, consiste de un recipiente colocado en la parte superior de la torre completamente abierto para su inspección y mantenimiento. El agua es bombeada al recipiente y fluye por gravedad a través de orificios desmontables de plástico o porcelana sobre la base del recipiente. Como una corriente de agua sale de cada orificio ocurre un arreglo difusional justo debajo y se extiende eventualmente sobre el empaque de la torre.

*Boquillas de atomización*, son usadas en torres atmosféricas y empaques tipo salpicadura junto con un sistema de atrapagotas. Manejan el agua de ingreso a baja presión, la boquilla mostrada en la *figura 2.12* es del tipo cámara giratoria, con forma cónica interna y garganta de descarga con

áreas concéntricas giratorias combinadas para igualar y balancear el flujo de agua.



*Figura 2.12.- Distribuidores de agua.*

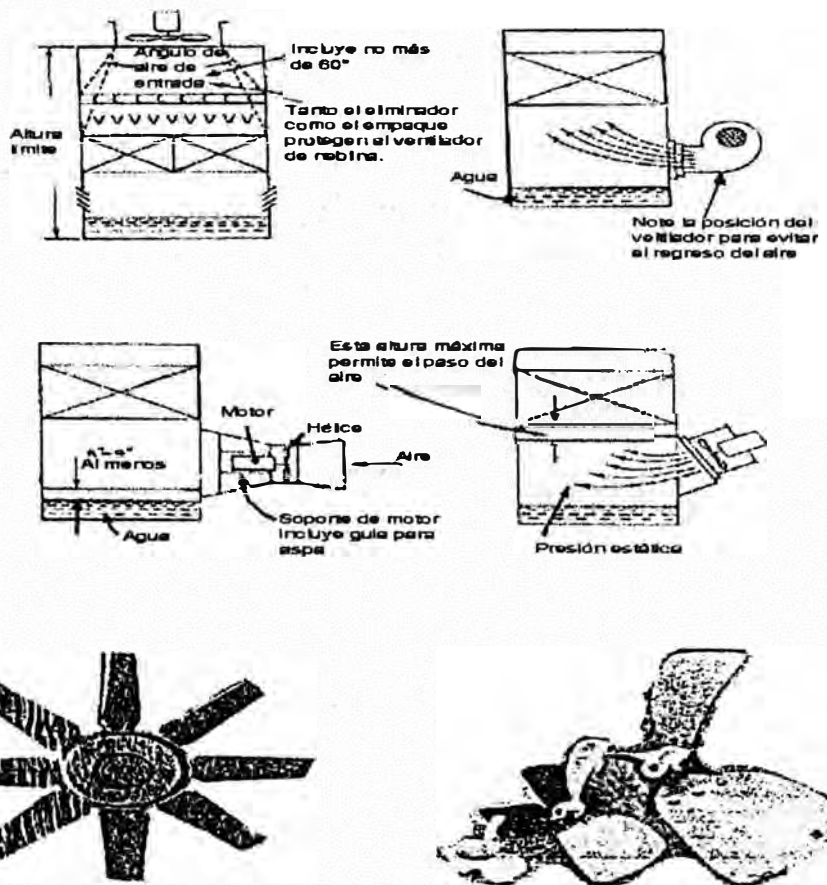
El resultado es un rociador cónico hueco de gran capacidad el cual probablemente no obstruya la boquilla. *Los distribuidores rotativos*, son un concepto relativamente nuevo. Dos brazos distribuidores ranurados conectados a un eje están apoyados sobre un cojinete de bolas empaquetado y engrasado. Una cabeza máxima de 0.5 metros de agua produce una velocidad de 25 a 30 rpm, la cual es variada por ajuste de la muesca para el ángulo

apropiado. Los brazos rotativos descargan una cortina de agua eventualmente sobre la parte superior del empaque de la torre. Para *red de rociadores* de baja presión, el cabezal central completo es sostenido por una estructura a manera de silla. Este sistema debe ser limpiado periódicamente usando la válvula de limpieza ubicada en el extremo final del cabezal. *El sistema tipo rociado*, es tipo cabeza lateral, usa tubería de metal con boquillas de rociado en caída, instalados en espacios regulares laterales. La forma de rociado de las boquillas asegura que se cubra el área total de la torre aún cuando exista variaciones en la demanda de agua de enfriamiento.

#### 2.2.5. Chimeneas y Ventiladores

En la *figura 2.13* se muestra el montaje y posición de ventiladores para algunos tipos de torres de enfriamiento. En las torres de tiro inducido, que son las más utilizadas a nivel industrial, encima de los eliminadores de gotas van instalados los ventiladores, alojados en unas chimeneas o cilindros, que tienen como principal función proporcionar al ventilador una cámara para un funcionamiento más efectivo y para dirigir el chorro de aire húmedo lejos de la torre, evitando en lo posible la recirculación. El diseño de éstas chimeneas es importante ya que para el buen funcionamiento del ventilador es necesario que el flujo de aire que reciba sea suave, con lo que aumentará su rendimiento. Este factor es función de la forma de la chimenea, que debe seguir en su contorno una curva logarítmica o, en su defecto, elíptica, para así conseguir una recuperación de velocidad que puede suponer hasta un 20 por

100 de ahorro en la potencia teórica precisada por el ventilador. También para mejorar el rendimiento, así como para evitar ruidos es importante, que la holgura existente entre los extremos de las palas del ventilador y la chimenea sea lo menor posible, siempre en función del diámetro del ventilador y aumentando con éste, lo cual nos obliga a utilizar materiales fácilmente configurables y procedimientos de fabricación delicados para asegurar la absoluta igualdad de todos los diámetros del cilindro. Los materiales más usados son: madera, chapa y plástico, los dos primeros por consideraciones económicas.



*Figura 2.13.- Montaje de ventiladores e impulsores.*

Los ventiladores, para controlar mejor el flujo de aire, pueden estar accionados por motores de dos velocidades, lo que permitirá ahorrar energía en el caso de necesitar menor cantidad de aire. Las palas de los ventiladores en la *figura 2.13* suelen ser preferentemente de aluminio, acero galvanizado o plástico reforzado, y casi siempre orientables para poder ajustar el caudal de aire de acuerdo con las condiciones climatológicas existentes, favoreciendo el control de temperatura de agua fría. Se admite, como valor medio, que la potencia consumida por una torre de tiro inducido es de 1CV por cada 200 m<sup>3</sup>/min. de aire.

#### 2.2.6. Estanque

Es la balsa de recolección de agua fría antes de ser bombeada de retorno a los equipos de intercambio de calor. Para torres industriales se hace en hormigón y en ellas se instalan las cimentaciones de la estructura de la torre; las torres pequeñas instaladas sobre los techos de las plantas industriales normalmente tienen estanques de metal o madera, algunas formas más comunes son mostradas en la *figura 2.14*. Es importante el estudio de la capacidad de reserva del estanque, la profundidad de la misma se establece normalmente, fijando un tiempo mínimo,  $t$ , para que el sistema pueda funcionar sin caudal de retorno, siendo por lo tanto:

$$P = R \cdot t / S$$

Donde:

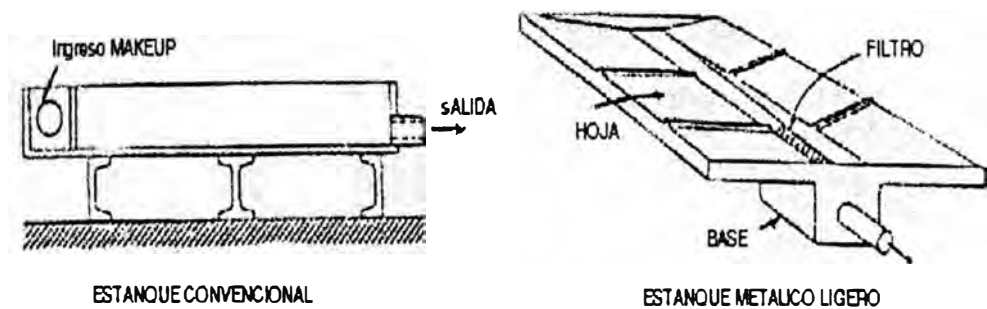


$P$  = Profundidad de la piscina, m.

$S$  = Superficie en planta,  $m^2$ .

$R$  = Caudal de Refrigeración,  $m^3/h$

$t$  = tiempo, h.



*Figura. 2.14.- Estanques*

### **2.3. Torres de Enfriamiento usados a nivel Industrial**

La torre Hiperbólica es ideal para centrales térmicas, ya que enfría grandes volúmenes de agua ocupando un espacio proporcionalmente pequeño, si bien en la actualidad las torres de flujo cruzado están haciéndole una gran competencia.

Para plantas químicas y similares, la fuerte inversión inicial y las limitaciones geográficas y de rendimiento de las torres de tiro natural las hacen inaceptables excepto en contados casos, y se tiende a utilizar sistemas donde el aire pueda ser controlado impulsándolo o induciéndolo a través de la torre. Este tipo de torres de tiro mecánico, que es el que se encuentra casi exclusivamente en las plantas químicas, tiene dos variantes principales, según el aire sea impulsado al interior

de la torre o extraído de ella por medio de ventiladores, que se llaman, respectivamente, de tiro forzado e inducido.

Hay un factor que no debe olvidarse, y es la previsión de futuras necesidades de mayor cantidad de agua fría. Es muy normal el que una planta química o petroquímica piense en ampliar sus instalaciones al cabo de un cierto tiempo de su puesta en marcha, por lo cual es conveniente para todo tipo de cálculos contar ya con la futura torre (o sistema de torres), si se conoce esto, ahorrará fuertes sumas cuando llegue el momento de la expansión. En caso de no conocerse exactamente si van a tener lugar ampliaciones o no, es buena práctica dejar espacio previsto para el caso de que la respuesta sea afirmativa.

Ya se ha visto anteriormente la variedad de torres de enfriamiento con sus ventajas y desventajas. Aquí mencionaremos algunas torres que se emplean en la actualidad en diferentes empresas con el fin de notar las condiciones de operación bajo las que trabajan y que se acercarán a las condiciones de la torre diseñada:

COMPAÑIA	TIPO DE TORRE	CONDICIONES DE OPERACIÓN				AREA TRANSVERSAL (m <sup>2</sup> )
		F (m <sup>3</sup> /h)	T <sub>c</sub> (°C)	T <sub>f</sub> (°C)	T <sub>bh</sub> (°C)	
FERTISA	Tiro inducido contracorriente	1562.0	35.0	25.0	21.6	224.4
QUIMPAC	Tiro inducido flujo cruzado	875.1	30.0	21.5	18.0	104.9
HUARANGAL	Tiro inducido contracorriente	550.0	33.3	27.0	22.0	30.0

Donde:

$F$  : Flujo circulante de agua.

$T_c$  : Temperatura caliente de agua

$T_f$  : Temperatura fría de agua

$T_{bh}$ : Temperatura de bulbo húmedo

En el mercado nacional son varias empresas las que se dedican a la venta y construcción de torres de enfriamiento, a las cuales se les puede pedir información de acuerdo a nuestros requerimientos de agua de enfriamiento. Estas empresas cuentan con tablas a partir de las cuales considerando el rango de enfriamiento, la aproximación y la temperatura de bulbo húmedo, recomiendan el tipo y el tamaño de la torre de enfriamiento necesario. Otras empresas se dedican al mantenimiento y tratamiento que necesita el agua de enfriamiento para evitar problemas tales como: corrosión, incrustaciones, microorganismos y fangos.

## **2.4. Criterios de Selección**

### **2.4.1. Por el tipo de proceso**

El proceso de enfriamiento del agua está entre los más antiguos que haya desarrollado el hombre. Por lo común, el agua se enfría exponiendo su superficie al aire; una torre de enfriamiento reduce ordinariamente los requerimientos de enfriamiento de agua por cerca del 98% aún cuando hay alguna contaminación natural causada por la saturación del aire con el vapor de agua. El agua de

enfriamiento proviene del uso en sistemas de enfriamiento de procesos en diferentes equipos tales como: condensadores, hornos, maquinarias y otros. La torre de enfriamiento nos ayuda a recircular el agua de que se disponga, cualquiera sea su origen. Industrias como plantas químicas (ácidos, caústicos, etc.), extrusión de plásticos, fábricas de pinturas, de aceites comestibles, etc., emplean torres de enfriamiento ya sea para limpiar el aire de sustancias corrosivas ó para recuperación de cierto componente químico ó lo más común para propósito de enfriamiento. De acuerdo al rango de enfriamiento del agua de proceso, se usa un determinado equipo de enfriamiento:

<b>Sistema de Enfriamiento</b>	<b>Tipos y usos</b>	<b>Rango de Enfriamiento</b>	<b>Problemas más comunes</b>	<b>Cantidad relativa de agua usada</b>
Paso único	Agua procesal Sistema Potable Servicios varios	3°C - 6°C Intercambio bajo	Corrosión Incrustación Sedimentos "Fouling" Crecimientos Biológicos	Muy alta proporción
Recirculación cerrada	Chaquetas de motor Diesel Radiadores de automóvil	6°C - 9°C Intercambio mediano	Corrosión Incrustación Sedimentos "Fouling"	Mínima
Recirculación abierta	"Spray Ponds" Torres de enfriamiento Condensadores Evaporativos	12.5°C - 18°C Intercambio elevado	Corrosión Incrustación Sedimentos "Fouling" Crecimientos Biológicos	Moderada

#### 2.4.2. Condiciones Climatológicas

Una torre de enfriamiento usa la atmósfera como medio de enfriamiento, está también sujeta a las variaciones de ésta. La temperatura de bulbo húmedo, la temperatura de bulbo seco, humedad relativa, los fuertes vientos y temporales de

arena, interferencia y la recirculación son algunos puntos que comentaremos brevemente.

La selección de la **temperatura de diseño de bulbo húmedo** debe ser hecha en base a las condiciones existentes en el lugar propuesto para la torre de enfriamiento, y será la que determine la temperatura óptima de agua fría hasta ó cerca al tiempo de carga máxima demandado. Los análisis de funcionamiento han mostrado que las instalaciones industriales basadas en la temperatura de bulbo húmedo que están excediendo en no más del 5% del total de horas durante un verano normal han dado resultados satisfactorios. Las horas en la cual el pico de la temperatura de bulbo húmedo exceden al nivel superior en 5% están raramente en horas consecutivas, y ocurren generalmente en periodos de relativamente corta duración.

Aunque es buena práctica establecer un diseño aproximado de la **temperatura de bulbo seco** (coincidente con el diseño de la temperatura de bulbo húmedo) es absolutamente requerido sólo cuando el funcionamiento térmico de algunos tipos de torres es afectado por este parámetro. Estos tipos incluyen la torre hiperbólica de tiro natural, la torre reductora de vapor y la torre de conservación de agua. Es también requerido donde hay una necesidad de conocer la razón de evaporación a las condiciones de diseño para algún tipo de torre.

Aunque normalmente, las torres de enfriamiento son instalados con persianas protectoras a la entrada del aire en la dirección prevaleciente del viento, éstas pueden ser una desventaja en áreas de **fuertes vientos y temporales de arena**. En tales lugares una torre en contracorriente es probablemente la mejor, tres lados pueden estar descubiertos como salida, con el lado libre protegido de los vientos prevalecientes; es necesario tener persianas de entrada de aire ajustables en dos de los lados abiertos, para que durante fuertes vientos y temporales de arena puedan ser cerrados por un sencillo mecanismo. El tipo flujo cruzado, de otra forma, tendría un sistema de entrada de aire y distribución de cubierta expuesta.

También se aconsejan torres con profundos estanques, para recoger arena y calmar el aluvión. La entrada de agua de la pared del estanque a la bomba puede ser un diseño de rebose por compuerta, el cual ayuda a prevenir la existencia de arena a la entrada de la bomba. Si los sólidos suspendidos son un problema, un sistema de filtración lateral será favorable.

Donde predomina altas velocidades del viento, podría ser deseable colocar una torre de enfriamiento de tiro mecánico en la dirección prevaleciente del viento.

**La Interferencia** ocurre cuando una porción del efluente saturado de una torre contra el viento contamina el ambiente de una torre opuesto al viento. Aunque

la colocación y orientación propia de la torre de enfriamiento puede minimizar el efecto de interferencia.

**La recirculación** consiste en la variación de la temperatura de bulbo húmedo debido a alguna porción de aire saliente de la torre que es inducido a la entrada del aire originado por la dirección y fuerza de los vientos, también afecta la forma de la torre, la velocidad de descarga de aire y la altura y espaciamiento del cilindro del ventilador.

#### 2.4.3. Tipo de materiales

Al escoger materiales para la construcción de torres de enfriamiento se procura lograr un balance entre durabilidad y costo. Excluyendo el equipo mecánico, la principal selección deberá ser para el empaque y la estructura de la torre.

Una gran variedad de materiales son usados en la construcción de torres de enfriamiento incluyendo varios tipos de maderas, metales y plásticos así como tableros de cemento-asbesto y concreto.

**Madera.** En un tiempo la madera fue considerada el material seleccionado que prevalecía, al examinar madera para torres de enfriamiento se encontrará que los más comerciales ofrecen maderas suaves, siendo éstas una amplia variedad de coníferas, y maderas duras, de hojas anchas. La madera está formada por celulosa y lignina, en abstrusas combinaciones con resinas, gomas, aceites

esenciales, taninos, azúcares y otras sustancias no bien definidas y que determinan los complicados fenómenos físico-químicos que presentan las maderas. Las cualidades de las maderas varían según las especies, el lugar donde se desarrollan, la rapidez de crecimiento, la época en que se cortan y aún son variables de un árbol a otro, de todo lo cual resulta que los datos formulados acerca de sus propiedades como el peso específico, la resistencia a la flexión, a la torsión, a la presión, etc., deben aceptarse dentro de límites muy amplios.

Las maderas que se usaban comercialmente para torres son Madera Roja Europea, Cedro rojo occidental, Pino Douglas, Pino del sur, Roble, ciprés, el abeto amarillo, etc., siendo muchas de éstas ofrecidas en madera de tres primeras clases. La madera como cualquier material orgánico, está expuesto a pudrirse, aunque algunas maderas son naturalmente más resistentes que otras.

La madera se deteriora de dos principales formas de ataque: degradación alcalina y bacterias y algas. La principal ventaja de la madera para torres de enfriamiento es su durabilidad, costo inicial bajo, así como también la flexibilidad para su fabricación y maquinado.

En el comercio de la madera hay una considerable variación en nomenclatura, clasificación y descripción general de maderas más comunes; para evitar confusiones se recomienda usar el nombre botánico, como se muestran en la *tabla 2.1*:



*Tabla 2.1. Clasificación de maderas comunes*

<b>Madera</b>	<b>Nombre botánico</b>	<b>Otros nombres</b>
Pino Douglas	<i>Psedotsuga Taxifolia</i>	Pino colombiano, Pino oregón
Cedro Rojo Occidental	<i>Thuja Plicata</i>	
Rojo Europea	<i>Pinus Sylvestris</i>	Pino Scots, Madera Roja Báltica, Red deal, etc.

Considerando estas maderas, se escoge comúnmente el Pino Douglas para estructuras de madera, o buena calidad de madera roja europea para la estructura y empaque (todos con tratamiento adecuado), y por su costo, el cedro rojo occidental normalmente sólo para el empaque y eliminadores.

Preservantes para madera son aprovechables para incrementar efectivamente la vida del material, tenemos: cromato ácido de cobre, arseniato amoniacal de cobre, creosota y métodos modernos de aplicación por presión difusión. La sustancia más empleada es la creosota con una retención de  $208 \text{ kg/m}^3$  por 6 horas en inmersión, obteniéndose una impregnación aceptable; este método no es muy adaptable a técnicas de producción y no es común. El barniz y la pintura son medios elementales de preservación, pero poco eficaces debido a que sólo actúan en las capas superficiales.

**Metales.** Este material es frecuentemente usado en la manufactura de todas las partes de los componentes de la torre de enfriamiento, particularmente cuando la altura del empaque en la torre es pequeña. Acero dulce es común para estructura, y una variedad de metales son usados para empaque.

Los metales son usados para empaque por la alta razón superficie a volumen que se obtiene y la facilidad con la cual formas especiales pueden ser diseñadas y construidas. Si se emplean materiales metálicos de espesores razonables, las formas son de autosoporte. Acero dulce, aluminio y acero inoxidable son los más usados. Ocasionalmente, se puede hacer un diseño usando empaque construido de cobre o bronce.

**Aluminio**, es relativamente barato, es un metal ligero (gr. esp.=2.7) de excelente conductividad eléctrica y térmica, de buena resistencia a la corrosión por su alta pureza. El aluminio se caracteriza por su sensibilidad a la corrosión por álcalis, el medio donde se sumerga debe tener un pH entre 6.5 y 8.5.

El material puede dañarse rápidamente en áreas de alta contaminación atmosférica. Las aleaciones de aluminio tiene como principal objeto aumentar su resistencia mecánica y resistencia a la corrosión, ya que el aluminio puro es blando y frágil. Tenemos como ejemplo la aleación de duraluminio (4.6% Cu, 1.5% Mg, resto Al) por sus propiedades mencionadas se usa como soporte de empaque.

**Acero dulce galvanizado**, es común para estructura de torre y empaque, espesores adecuados de galvanizado dará una satisfactoria vida del empaque en variados medios atmosféricos. Este material ha sido usado por algunos fabricantes cuando se tuvo problemas con el aluminio. Un componente agresivo para el zinc que se encuentra en el agua es el cloruro de sodio, si éste

se encuentra presente en el agua en cualquier cantidad por encima de 150 p.p.m. algunos tratamientos deberán ser usado antes de que ocurra la descincado.

**Acero inoxidable**, no es usado algunas veces por su costo. Son de alta aleación y el elemento que les proporciona su resistencia a la corrosión es el cromo. Hay tres clases principales de aceros inoxidables que se designan según su estructura metalúrgica. Cada una de las clases está formada por diversas aleaciones que tienen algunas diferencias en la composición y que muestran propiedades físicas y magnéticas afines. Las tres principales clases son: martensíticos, ferríticos y austeníticos. Los aceros inoxidables austeníticos se emplean como material estructural en equipos de la industria de la alimentación y química, por su elevada resistencia a la corrosión asociada a su contenido de níquel, cromo y molibdeno.

**Acero dulce**, es ampliamente usado para la construcción de las cubiertas y ventiladores de torres de tiro mecánico, y el acero comercial es usado comunmente. Se ha establecido que, por la adición de pequeñas cantidades de cobre, el acero al menos tendrá una resistencia a corrosión atmosférica de tres veces que un acero dulce ordinario.

El uso de pinturas y tratamientos posteriores están gradualmente eliminando el uso de materiales con espesores gruesos. La vida del acero depende del sistema

de protección usado, grado de mantenimiento y condiciones de operación, por ejemplo alta contaminación atmosférica.

**Plásticos.** Han encontrado uso en la torre de enfriamiento por su natural resistencia a atmósferas y condiciones de operación agresivas. Los plásticos encontrados en empaques y estructuras son poliestireno, polipropileno, polietileno de alta densidad, P.V.C., fibra de vidrio reforzado, etc.

Todos estos materiales son adecuados para refrigeración normal, aire acondicionado y para muchas plantas de procesos. Un material tal como el P.V.C. o polipropileno será usado cuando exista contaminación del agua con aceite o solvente.

Algunas ventajas y desventajas son tabulados en la tabla 2.2.

*Tabla 2.2. Ventajas y Desventajas de los Plásticos*

<i>MATERIAL</i>	<i>VENTAJAS</i>	<i>DESVENTAJAS</i>	<i>TEMPERATURA OPERACIÓN MAX RECOMENDADO</i>
P.V.C.	Amplio rango de inercia en condiciones de operación.	No se moja fácilmente	46°C
Poliestireno Polipropileno	Material no se lixivía demasiado.	Algunos plásticos no deben estar en contacto con aceite o aceite en solución.	46°C 65°C
Polietileno de alta densidad	No es soporte natural de incrustaciones o algas.	Algunas son un peligro de fuego, por ejemplo: poliestireno.	68°C
Fibra de Vidrio reforzado	Algunos plásticos, tales como el P.V.C., tienen menos riesgo de fuego que la madera.		Depende de la resina.

Fibra de vidrio reforzado es usualmente usado para la estructura de torres y es fabricado en espesores delgados de 3.1 a 4.7 mm (1/8 a 3/16 pulgada) dependiendo del tamaño de la torre. Sus partes componentes son hechas en moldes de acero o madera, aunque moldes semejantes de metales son usados algunas veces por su gran durabilidad.

**Cemento Asbestos.** Asbesto es el término comercial aplicado a una variedad de mineral fibroso el cual puede diferir ampliamente en composición, fuerza y utilidad. Hay tres principales grupos, y uno con el cual nosotros estamos principalmente interesado es la Crisotile o variedad de cementos blancos. Asbesto es usualmente encontrado en estrato rocoso y en el estado de fibra, el cual actualmente contiene variados cristales de 3.1 mm (1/8 pulgada) a varios milímetros de longitud, y de un espesor constante de 1/ 19680 mm (1/500000 pulgada).

#### Análisis típico de cristal de Crisotile

Sílica ( $S_2O_2$ )	39.05 %
Alumina ( $Al_2O_3$ )	3.67 %
Oxido férrico ( $Fe_2O_3$ )	] 2.41 %
Oxido ferroso (FeO)	
Magnesia (MgO)	40.07 %
Oxido de sodio ( $Na_2O$ )	0.32 %
Agua combinada ( $H_2O$ )	<u>14.48 %</u>
	100.00 %

El material es normalmente explotado o extraído en Canadá, Rodesia, Sur Africa y U.R.R.S.S. El cemento asbesto es una mezcla de cemento Portland y fibra de asbesto, proporcionando un refuerzo el cual da una máxima efectividad en espacio de fibra, lugar y mezcla. El agregado es mezclado y formado dentro de un mate y exprimido a alta presión de acuerdo al perfil requerido, aunque las tuberías son formadas en una manera diferente. La ventaja de usar asbesto en el trabajo de una torre de enfriamiento es la economía en obtener resistencia a corrosión, pudrición, fuego, lixiviación y erosión general. Más del 95% de las torres de enfriamiento construidas en los Estados Unidos tiene carcasas hechas de cemento asbesto. Para propósitos de decoración, donde la pintura es sólo externa, la pintura deberá ser resistente a los álcalis y poros, siendo probablemente de emulsión bituminosa o acetato de polivinilo.

**Concreto.** Este material es más usado para pozas o estanques, y ocasionalmente carcasa. Carcasa de concreto no es muy conveniente para las torres pequeñas, y son inusuales para torres en servicio de aire acondicionado debido al peso y a la masa de material. Recomendaciones generales en material y mezcla para el tanque, y en el comercio en general considera que es buena práctica usar una mezcla de 1:1.6:3.2. correctamente vibrada y compactada, con una temperatura al menos de 5°C, la razón se refiere a cemento, arena y agregado respectivamente, con un agregado de tipo de 4.7- 19mm (3/8 – 3/4 pulgada), dependiendo del espesor de la estructura.

#### 2.4.4. Calidad del agua

La limitación en el uso de cada uno de los materiales va a ser función de la perdurabilidad que se desee y la calidad del agua a enfriar. Para que ésta sea lo suficientemente limpia tendremos que recurrir a tratarla, lo cual nos asegurará una larga vida tanto de la torre como de los equipos a refrigerar. El tratamiento puede ser tan elemental como una purga, con un dosificador de algún producto químico, llegándose en algunos casos a instalaciones completas de decantador, filtros e intercambiadores iónicos. El tratamiento debe ser adecuado para eliminar los bicarbonatos y sulfatos de calcio, sodio y hierro; el bióxido de carbono; los sedimentos y sólidos en arrastre; los vapores ácidos y los hidrocarburos, aceites, grasas, etc., que eliminan pueden influir en el rendimiento de la torre. También, y para evitar la formación de algas, suele añadirse cloro al agua. Por ejemplo las aguas alcalinas con un valor de pH mayor de 7.5 a 8 reducirá el contenido de lignina de la madera, y esto daña seriamente la fuerza mecánica. Por esta razón, se debe tener especial cuidado cuando se use un tratamiento básico de intercambio de agua en torres de enfriamiento construídas de madera, por que la degradación alcalina puede surgir muy rápidamente.

Los sistemas de enfriamiento de agua industrial operan con diferentes calidades de agua:

- *Limpia sin turbidez y con dureza acondicionable:* es condición ideal para torres eficientes, de fabricación con materiales económicos. Torre de flujos en contracorriente.

- *Con turbidez y dureza de difícil acondicionamiento:* la torre para esta calidad de agua debe ser equipada con filtro, ablandador de agua, dosificador de aditivos y purgas, todos ellos para evitar deposiciones o incrustaciones en el sistema de enfriamiento incluyendo la torre.
- *Con arrastre de productos de procesos industriales:* en cada caso deberá analizarse el contaminante y su dilución para determinar el tipo de panel de intercambio, material de fabricación, tipo y material de fabricación de distribuidores o pulverizadores. Seleccionar los accesorios de la torre que permitan fácil acceso a los paneles y distribuidores de agua para su limpieza y mantenimiento frecuente, evitando que se reduzca el coeficiente total de transferencia K y la capacidad de la torre. Las torres de flujo cruzado y paneles por salpicadura son las más indicadas para esta condición de operación.
- *En los climas muy fríos que puedan solidificar el agua:* el criterio para la selección es torres equipadas con medios de control de flujo de aire, para evitar el congelamiento en los paneles de intercambio. Otro control es la temperatura del agua en la poza de agua fría mediante la derivación de parte del agua caliente a dicha poza.

La determinación de la calidad del agua se hace por diferentes métodos: volumétricos, colorimétricos y turbidimétricos; para lo cual se hace uso de equipos como fotómetro de flama, del colorímetro fotoeléctrico y la conductancia eléctrica específica, así como de instrumentos para pH.



En el análisis del agua es muy común la determinación del Grado Hidrotimétrico el cual nos indicará el contenido global en sales de calcio y magnesio del agua; que hacen al agua dura o incrustante y el Alcalimétrico el cual se define como la dosis total de los hidróxidos alcalinos y la mitad de la dosis de los carbonatos (TA=fenolftaleína) o grado alcalimétrico (Naranja de Metilo) el cual mide las dosis de los hidróxidos carbonatos y bicarbonatos alcalinos. Algunos las clasifican en: aguas duras y aguas blandas.

## CAPITULO 3

### DISEÑO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO

#### 3.1. Selección del tipo de Torre de Enfriamiento

Es práctica muy usual, al elaborar el pliego de condiciones, no determinar el tipo de torre preferido, dejando en manos de los fabricantes esta selección, pues por su experiencia, tienen mayores posibilidades de encontrar la solución idónea para unas determinadas condiciones. El problema que este sistema plantea es la posterior dificultad de hacer una buena evaluación de ofertas, ya que los distintos fabricantes pueden proponer distintos tipos de torres.

El pliego de condiciones debe ser lo más detallado posible, y especialmente exacto en cuanto a las condiciones térmicas de diseño.

Los datos que deben ser suministrados al fabricante para que éste pueda diseñar la torre son básicamente los siguientes:

- Caudal de agua por enfriar ( $m^3/h$ ).

- Temperatura del agua a enfriar (°C).
- Temperatura de salida requerida del agua (°C).
- Temperatura ambiental de bulbo húmedo (°C).
- Tipo de agua o líquido, análisis de la misma, posibles contaminaciones y tipo de tratamiento, si lo hay.
- Pérdidas por arrastre máximas permitidas (%).
- Fuerza del viento para diseño ( $\text{Kg/cm}^2$ ).
- Dirección dominante del viento.
- Situación geográfica, altura del lugar de instalación (m.s.n.m.).
- Situación respecto a otras estructuras, edificios, chimeneas, etc.
- Tipos de equipos mecánicos y especificaciones que deben cumplir.
- Precio de la energía eléctrica y de otros factores (características eléctricas: V, Hz) que puedan influir en la economía de la instalación.
- Otras partidas que hayan de ser suministradas por el fabricante (requerimiento de tina, balsa o reservorio; accesorios eléctricos e hidráulicos opcionales; tubería, exteriores, etc.)
- Pruebas de funcionamiento y aceptación.

Una vez recibidas las ofertas de los distintos fabricantes consultados, deberemos dar el paso final en la selección. Esta selección deberá basarse en tres factores:

1. Análisis técnico.
2. Inversión inicial (torre, balsa, pozos, bombas, cableado, arrancadores, líneas de alimentación y retorno, etc.).

3. Coste de operación y mantenimiento (energía utilizada en el tiempo de amortización, amortización de la inversión inicial, gastos de mantenimiento, etc.).

Una vez seleccionadas las mejoras ofertas técnicamente, haremos la evaluación del coste total, incluyendo los factores 2 y 3.

El resultado de este estudio debe conducir a la elección de la torre de refrigeración más apropiada para las condiciones en que va a desarrollar su cometido, dentro de las características económicas generales de nuestra concreta planta industrial.

Se eligió la torre por las siguientes ventajas:

**1.- Eficiencia:** Las torres de tiro inducido resultan ser las más eficientes cuando se desea trabajar con grandes caudales y si los equipos de aspiración son colocados en la parte superior de la torre no ocasionan problemas si dispone de poco espacio.

**2.- No existen problemas de distribución y recirculación de aire:** A diferencia de las de tiro forzado el aire ingresa sin hacer ángulo de  $90^\circ$ , lo cual facilita su distribución uniforme en el empaque y produce velocidades de salida de aire altas, lo cual hace la recirculación de aire mínima a través de la torre. El aire húmedo se descarga a través del ventilador a alta velocidad hacia las corrientes naturales de aire, evitando que el aire fresco de entrada se contamine con aire húmedo, evitando de esta manera la reducción del rendimiento de la torre.

**3.- Diseño más compacto:** Todas sus partes se instalan en un área muy pequeño,

**4.- De fácil instalación:** Todas sus partes son desmontables.

**5.- El aire puede entrar a lo largo de una o más paredes de la torre,** y como resultado, la altura requerida de la torre para entrada de aire es pequeña.

**6.- Mayor control del diferencial de enfriamiento:** Lo que permite un rendimiento óptimo, pues el agua más fría entra en contacto con el aire más seco y el agua más tibia entra en contacto con el aire más húmedo.

### 3.2. Método del Potencial Entálpico para el diseño de una torre de enfriamiento

En 1925, Merkel propuso una teoría relacionada con la evaporación y la transferencia de calor sensible que ocurre en un proceso de contacto directo tal como una torre de enfriamiento o de humidificación de aire, para una diferencia de entalpía del aire. Una representación tal fue establecida (pero no limitada) a varios tipos de torres de enfriamiento. La derivación fue hecha para el contacto de aire y agua en contracorriente.

Existen seis asunciones básicas hechas en el desarrollo de esta teoría para simplificar cálculos matemáticos.

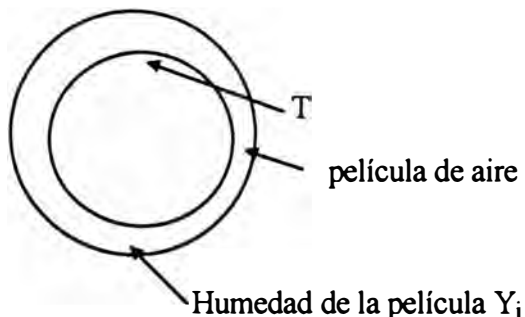
**Las unidades más comunes para diseño, son las unidades inglesas y serán usadas en adelante.**

Aire húmedo

Temperatura  $t$

Humedad Absoluta  $Y$

Entalpía  $H$



El modelo sobre el cual la teoría de Merkel fue desarrollada consiste de una gota líquida a la temperatura “T” rodeada por una película delgada de aire (interfase).

Asunción 1:

“La película de aire está saturada y por tanto también está a la temperatura T, tiene una humedad  $Y_i$  y una entalpía  $H_i$ . Rodeando la película del aire está la masa de aire húmedo para algunas temperaturas mas bajas  $t < T$ , y humedad absoluta  $Y < Y_i$  y una entalpía  $H < H_i$ ”.

Si  $a$  es la superficie interfacial ( $\text{pie}^2 / \text{pie}^3$ ) y  $V$  es el volumen de contacto ( $\text{pie}^3$ ), luego el área de la superficie interfacial,  $S_i = a \cdot V$  ( $\text{pie}^2$ ) y la superficie diferencial de la película interfacial del modelo de la gota es  $dS_i = a \cdot dV$  (superficie elemental).  $L$  ( $\text{lbs/h} \cdot \text{pie}^2$ ) de agua que fluye hacia abajo y  $G$  ( $\text{lbs/h} \cdot \text{pie}^2$ ) de aire que fluye hacia arriba (en contracorriente).

Entonces el calor es transferido desde la gota de agua al seno del aire húmedo a través de la interfase por dos mecanismos: transferencia de calor sensible (convección) y calor latente de evaporación (transferencia de masa por difusión).

Asunción 2:

“La interfase no ofrece resistencia a la transferencia de calor desde la gota de agua al seno del aire húmedo por uno u otro de esos mecanismos”.

La razón de la transferencia de calor sensible por convección:

$$dq_s = h_G (T - t) a \cdot dV \quad (1)$$

Donde:

$h_G$  : Coeficiente de transferencia de calor por convección,  $\text{Btu/ h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$ .

La razón de la transferencia de masa es dada por:

$$dL = k'_g (p_{i_T} - p_t) a \cdot dV \quad (2)$$

Donde:

$k'_g$  : Coeficiente de transferencia de masa,  $\text{lb/ h} \cdot \text{pie}^2 \cdot \text{atm}$

$p_{i_T}, p_t$  : Presión parcial de vapor en la película interfacial a la temperatura T y a la temperatura t del aire húmedo, respectivamente.

Asunción 3:

“El contenido de vapor (humedad absoluta) es proporcional a la presión parcial:

$$p_{i_T} \propto Y_i \text{ y } p_t \propto Y$$

Entonces la ecuación (2) se transforma en:

$$dL = k' (Y_i - Y) a \cdot dV \quad (3)$$

Donde:

$k'$  : Coeficiente de transferencia de masa,  $\text{lb/ h} \cdot \text{pie}^2$

La razón de transferencia de calor evaporativo (latente) debido a la transferencia de masa difusional:

$$dq_L = \lambda dL = \lambda k' (Y_i - Y) a dV \quad (4)$$

Donde:

$\lambda$  : Calor latente de vaporización,  $\text{Btu/lb}$  .

Sumando (1) y (4) la razón de la transferencia de calor total es:

$$dq_{\text{total}} = [h_G (T - t) + \lambda k' (Y_i - Y)] adV \quad (5)$$

Para este punto en la derivación, el concepto de calor húmedo,  $C_S$  (capacidad de calor de una mezcla de aire-vapor de agua) es usualmente introducido.

Sumando y restando el término  $C_S (T - t)$  en el lado derecho de la ecuación (5):

$$= h_G [(T - t) + \lambda k' (Y_i - Y)] a \cdot dV$$

$$= h_G T adV - h_G t adV + \lambda k' Y_i adV - \lambda k' Y adV$$

$$= k' [\lambda Y_i - \lambda Y + T (h_G/k') - t (h_G/k')] adV$$

$$= k' [\lambda Y_i + C_S(T - t) - \lambda Y + (T - t) (h_G/k') - C_S(T-t)] adV$$

$$dq_{\text{total}} = k' \{ (C_S T + \lambda Y_i) - (C_S t + \lambda Y) + C_S(T-t) [h_G/C_S k' - 1] \} adV \quad (6)$$

#### Asunción 4:

“Para mezclas de aire-vapor de agua se cumple la relación de Lewis,  $Le = h_G/C_S k' = 1$ ”

Esto hace que el último término de la ecuación (6) se elimine, y con ello  $h_G$  también; así sólo un coeficiente, el de transferencia de masa permanece.

#### Asunción 5:

“El calor húmedo,  $C_S$  se asume constante sobre el rango de temperatura  $t$  a  $T$ ”.

El término  $(C_S T + \lambda Y_i)$  es la entalpía de la película interfacial,  $H_i$ , y el término

$(C_S T + \lambda Y)$  es la entalpía del aire húmedo,  $H$ .

De estas dos asunciones la ecuación (6) se transforma en:

$$dq_{\text{total}} = k (H_i - H) \, adV \quad (7)$$

En adelante, no se hará distinción entre  $k$  y  $k'$ .

Realizando un balance de calor alrededor de la gota de agua, es aparente que, el contenido total de calor perdido por la gota de agua debe ser igual al contenido total de calor ganado por la corriente de aire.

$$dq_{\text{total}} = d(LC_L T) = d(G H) \quad (8)$$

El flujo de másico de aire ( $G$ ) y el calor específico del agua ( $C_L$ ) son constantes, luego en (8):

$$dq_{\text{total}} = C_L \, d(L T) = G \, d(H)$$

$$dq_{\text{total}} = C_L [LdT + TdL] = GdH = k (H_i - H) \, adV \quad (9)$$

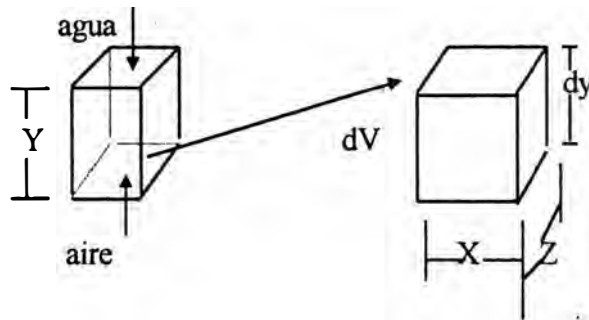
Dividiendo por  $(H_i - H)$  e integrando resulta:

$$C_L \left\{ \int_{T_{\text{out}}}^{T_{\text{in}}} \frac{Ldt}{H_i - H} + \int_{T_{\text{out}}}^{T_{\text{in}}} \frac{TdL}{H_i - H} \right\} = k \, a \, V \quad (10)$$

$$= G \int_{H_{\text{in}}}^{H_{\text{out}}} \frac{dH}{H_i - H}$$

Para el cálculo anterior se considera un volumen elemental  $dV$ . Es obvio, que cuando las integraciones son efectuadas,  $dV$  llega a ser  $V$ . Sin embargo,  $dV = XZdY$  en coordenadas cartesianas,





así la integración está siendo realmente hecha en una dimensión, no en tres.

$$V = XYZ, \quad \text{así: } XZ = V/Y ; \quad dV = XZdy = V dY/Y$$

$$\int_0^V k a dV = \int_0^y k a \frac{V}{Y} dy = \frac{k a V}{Y} \int_{y=0}^{y=Y} dy$$

Donde:  $Y =$  una constante.

Por tanto la integración da:  $(k a V/Y) \cdot Y = k a V$

$k \cdot a$ , se asume que es constante o representa el valor promedio del volumen del empaque.

#### Asunción 6:

“El flujo de agua  $L$ , es constante”

Esto implica:

$$1) dL = 0$$

2) En (10)  $L$  puede ser puesta fuera del signo de integración.

Por tanto, dividiendo entre  $L$ ,

$$\frac{k a V}{L} = C_L \int_{T_{\text{salida}}}^{T_{\text{entrada}}} \frac{dT}{H_i - H} = \frac{G}{L} \int_{H_{\text{entrada}}}^{H_{\text{salida}}} \frac{dH}{H_i - H} \quad (11)$$

La ecuación (11) es la representación integral de la teoría de Merkel. Note que con las asunciones y simplificaciones hechas es posible llegar a una ecuación diferencial separable de primer orden, no lineal (9). La no linealidad es la razón por la que una función analítica no se encuentra como una solución. En vez de ello, un método gráfico o numérico debe ser empleado.

Las asunciones pueden ser resumidas como sigue:

1. La película interfacial que rodea la gota de agua está saturada y a la temperatura del agua  $T$ .
2. La película interfacial no ofrece resistencia a la transferencia de masa o calor desde la gota de agua al seno del aire húmedo.
3. El contenido de vapor en la película interfacial y en el aire húmedo es proporcional a la presión parcial respectiva.
4. La relación de Lewis,  $Le = h_G / C_S k' = 1$ .
5. El calor húmedo  $C_S$  es constante en el rango de temperatura de  $t$  a  $T$ .
6. El flujo másico de agua es constante.

Años después, numerosas aproximaciones han sido inventadas en un intento para compensar varias de las asunciones y aproximaciones hechas. En 1949, Mickley introdujo gradientes de temperatura y humedad, coeficientes de transferencia de masa y calor desde el agua a la película interfacial, y desde la película al aire. Baker y Mart (1952) desarrollaron un “factor de corrección de agua caliente” el cual reduce la dispersión de los datos en las pruebas. Los factores de corrección

de temperatura han sido aplicadas en las curvas de demanda en algunos casos, y las curvas (características) del empaque en otras. Los efectos de la temperatura del aire, presión barométrica sobre la característica del empaque  $k aV/L$  han sido discutidos por Lefevre (1985).

### Método de integración

La integral para  $KaV/L$  sobre la temperatura del agua,

$$(11a) C_L \int_{T_{salida}}^{T_{entrada}} \frac{dT}{H_i - H} \text{ va a estar asociado con el número de unidades de } \underline{\text{difusión}},$$

mientras la integración sobre al entalpía,

$$(11b) G/L \int_{H_{entrada}}^{H_{salida}} \frac{dh}{H_i - H} \text{ es conocido como el número de unidades de } \underline{\text{transferencia}}$$

Históricamente, el método de las unidades de difusión fue favorecida sobre el método de las unidades de transferencia, aunque, como anotara Lefevre (1987) tiene una forma fácil de integración y el método de unidades de transferencia tiene la exactitud adicional de tener en cuenta la evaporación. El método de solución de la integral fué gráfico, con medidas directas del área bajo la curva de  $1/(H_i - H)$  vs. la temperatura del agua, o por método cuadrático, en el que el área bajo la curva es subdividido en incrementos de área las cuales

corresponden a incrementos sucesivos de temperatura. Un ejemplo detallado del método cuadrático de integración para contracorriente es dado por Baker y Shryock (1961). El método de integración comúnmente empleado ha sido el método de 4 puntos de Chebyshev (Apéndice N°2).

Los cuatro puntos de la integración de Chebyshev es lo suficientemente aproximado.

Lefevre (1987) ha notado la inexactitud del método de integración de los cuatro puntos de Chebyshev. Benton (1989) en una comparación de siete métodos, encontró que para integrales del tipo indicado en la ecuación (11) el método de Gauss es el más apropiado. Las inexactitudes inherentes en el método de Chebyshev para puntos llegan a ser más aparentes para “puntos próximos” donde la línea de entalpía del aire húmedo se aproxima muy cercanamente a la línea de entalpía de la película interfacial saturada.

### ***3.3. Cálculos de la Etapa de Diseño***

Para poder efectuar un escalamiento y obtener en las pruebas de evaluación de la torre valores representativos a los de nivel industrial es que se eligió el trabajar con un flujo de agua de enfriamiento de 20 galones por minuto.

En base a los Informes Ambientales obtenidos de SENAMHI para temperaturas de bulbo húmedo en Lima para distintas épocas del año se eligió una temperatura de 75°F como base de diseño (Apéndice N°3).

### 3.3.1 Bases de Diseño

1. Se considera que el aire ingresa y sale saturado.
2. La temperatura de salida del aire es el promedio de las temperaturas de entrada y salida del agua.
3. El cálculo de las propiedades del aire en el sistema de enfriamiento estarán en base a la temperatura de referencia de 32°F.

Para el diseño de la torre de flujo en contracorriente de tiro inducido se consideran los siguientes datos de operación:

Lado del agua:  $L = 20 \text{ gpm } (0.08 \text{ m}^3/\text{min})$

Temperaturas:

$$T_1 = 102.40 \text{ } ^\circ\text{F } (39.11^\circ\text{C})$$

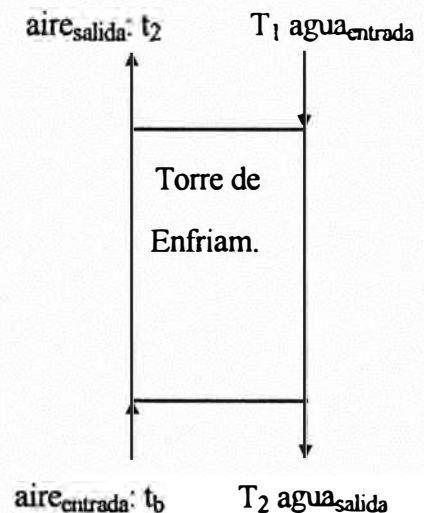
$$T_2 = 80.40 \text{ } ^\circ\text{F } (26.89^\circ\text{C})$$

$$t_b = 75.00 \text{ } ^\circ\text{F } (23.89^\circ\text{C})$$

$$t_2 = 91.40 \text{ } ^\circ\text{F } (33.00^\circ\text{C})$$

$$dT = 22.00 \text{ } ^\circ\text{F } (12.22^\circ\text{C})$$

$$a_p = 5.40 \text{ } ^\circ\text{F } ( 3.00^\circ\text{C})$$



Donde:

$T_1$ : Temperatura de ingreso de agua caliente

$T_2$ : Temperatura de salida de agua fría

$t_b$  : Temperatura de bulbo húmedo del aire de ingreso

$t_2$  : Temperatura de salida del aire

dT: Rango de enfriamiento del agua

$a_p$ : Aproximación del agua fría a la temperatura del aire de ingreso

Del balance de energía para el sistema se tiene:

$$L \cdot C_L \cdot \Delta T = G \cdot \Delta H \quad (a)$$

Donde:

L,G: Flujo de agua y aire respectivamente, lb / h

$C_L$ : Calor específico del agua, BTU/(lb°F)

$\Delta H$ : ( $H_1 - H_2$ ), diferencia de entalpía

$H_1$ : Entalpía de entrada de la mezcla aire-vapor de agua a  $t_b$ , Btu/lb aire seco

$H_2$ : Entalpía de salida de la mezcla aire-vapor de agua a  $t_2$ , Btu/lb aire seco

**- Ecuación para el cálculo de la Entalpía de la mezcla aire- vapor de agua:**

$$H = (0.24 + 0.45 \cdot Y)(t-32) + 1075.8 \cdot Y$$

Donde:

1075.8 es el calor latente de vaporización, Btu/ lb a  $t = 32^\circ\text{F}$ .

Y : Humedad absoluta de la mezcla, lb agua/lb aire seco.

Para las condiciones de saturación:

$$H^* = (0.24 + 0.45 \cdot Y_S)(t-32) + 1075.8 \cdot Y_S \quad (1)$$

**- Ecuación para el cálculo de la humedad absoluta de la mezcla aire-vapor de agua:**

$$Y = 0.622 p / (14,696 - p)$$

$$Y_S = 0.622 p_S / (14,696 - p_S) \quad (2)$$

Donde:

$p$ ,  $p_S$ : Presión parcial del vapor en la mezcla y en la saturación, respectivamente.

$Y_S$ : Humedad de la mezcla en la saturación, a la presión de saturación  $p_S$ .

La tabla con los valores de  $p_S$  fueron tomadas de bibliografía (4) y se presenta en Apéndice N°4.

**- Ecuación para el cálculo del volumen húmedo de la mezcla aire-vapor de agua:**

$$v_h = (0.0252 + 0.0405Y)(t + 460) \quad (3)$$

Donde:

$v_h$ : Volumen húmedo,  $\text{pie}^3 / \text{lb aire seco}$

### **Cálculo de la entalpía de ingreso del aire ( $H_1$ ):**

Se tiene las siguientes propiedades:

$$p_S (t_b = 75^\circ\text{F}) = 0.435 \text{ psi}$$

$$\text{Reemplazando en (2): } Y_S = 0.018972 \text{ lb agua/lb aire seco}$$

Reemplazando en (1):

$$H^* = (0.24 + 0.45 \cdot 0.018972)(75-32) + 1075.8 \cdot 0.018972$$

---


$$H_1 = 31.097 \text{ Btu/lb aire seco}$$


---

**Cálculo de la entalpía de salida del aire (H<sub>2</sub>):**

Se tiene las siguientes propiedades:

$$p_s(t_2 = 91.4^\circ\text{F}) = 0.7334 \text{ psi}$$

$$\text{Reemplazando en (2): } Y_s = 0.032671 \text{ lb agua/ lb aire seco}$$

Reemplazando en (1):

$$H^* = (0.24 + 0.45 \cdot 0.032671)(91.4 - 32) + 1075.8 \cdot 0.032671$$

$$H_2 = 50.277 \text{ Btu/lb aire seco}$$

**■ Cálculo de la carga de calor (Q):**

De la ecuación (a) se tiene la carga de calor en el sistema:

$$Q = L \cdot C_L \cdot \Delta T$$

Luego para las condiciones de diseño:

$$Q = 20 \cdot 8.34 \cdot 1 \cdot (102.4 - 80.4)$$

Donde:

8.34 Densidad del agua, lb/ gal

$$Q = 220\,176 \text{ Btu/h}$$


---

**■ Cálculo de la relación (L/G):**

Reemplazando en (a):

$$L/G = (50.277 - 31.097)/(1)(22)$$

$$L/G = 0.872$$


---



■ **Cálculo del flujo de aire seco (G):**

El flujo de aire seco se obtiene a partir de:

$$G = L / 0.872 \quad G = 20 \cdot 8.34 \cdot 60 / 0.872$$

$$G = 11477.06 \text{ lb de aire seco/h}$$

■ **Cálculo de la humedad de salida de la mezcla aire-vapor de agua ( $v_h$ ):**

Se tiene:

$$t = 91.4 \text{ °F}$$

$$Y = 0.032671 \text{ lb agua/lb de aire}$$

Reemplazando en (3):

$$v_h = (0.0252 + 0.0405 \cdot 0.032671)(91.4 + 460)$$

$$V_h = 14.625 \text{ pie}^3/\text{lb de aire seco}$$

■ **Cálculo del flujo volumétrico de aire requerido (G):**

$$G = 11477.06 \cdot 14.625 / 60$$

$$G = 2797.51 \text{ pie}^3/\text{min}$$

---


$$G = 2797.51 \text{ CFM}$$


---

3.3.2. Número de Unidades de Difusión

De la relación:

$$n_d = K \cdot a \cdot V / L = \int \frac{dt}{(H^* - H)}$$

Donde:

$K$  : Coeficiente de transferencia de masa global

$a$  : Area específica del empaque por volumen unitario del empaque

$V$  : Volumen del empaque, (área)·(altura)

$H^*$ : Entalpía de la mezcla aire-vapor de agua saturado a la temperatura ( $T$ ) del agua

$H$  : Entalpía de la mezcla aire-vapor de agua a la temperatura ( $t$ ) del aire.

Se debe considerar:

■ **El cálculo de la entalpía de saturación ( $H^*$ ) es a cada temperatura del agua:**

$$p_s(T=80.4^\circ\text{F}) = 0.5146 \text{ psi}$$

$$\text{Reemplazando en (2): } Y_s = 0.02257 \text{ lb agua/ lb aire seco}$$

$$\text{Reemplazando en (1): } Y = Y_s \text{ se tiene:}$$

$$H^* = (0.24 + 0.45 \cdot 0.02257)(80.4 - 32) + 1075.8 \cdot 0.02257$$

$$H^* = 36.389 \text{ Btu/ lb aire seco}$$


---

■ **El cálculo de la entalpía ( $H$ ) :**

Se obtiene a partir de la línea de operación de la mezcla aire-vapor de agua, ec.

(a):

$$H_2 = H_1 + (L / G) \cdot C_L \cdot \Delta T$$

Así tenemos para  $T = 82.6^{\circ}\text{F}$ ,  $\Delta T = 2.2^{\circ}\text{F}$

$$H = 31.097 + 0.872 \cdot (82.6 - 80.4)$$

$$H = 33.015 \text{ Btu/ lb aire seco}$$

Luego mediante la integración numérica se obtiene el área entre la línea de saturación y la de operación considerando diferencias finitas de temperaturas ( $\Delta t$ ) de  $2.2^{\circ}\text{F}$  (Apéndice 5).

T ( $^{\circ}\text{F}$ )	H* (Btu/lb aire seco)	H (Btu/lb aire seco)	H*-H	(H*-H) <sub>av</sub>	$\frac{\int dt}{\int (H^*-H)_{av}}$
75.0	31.097				
80.4	36.389	31.097	5.292		
82.6	39.045	33.015	6.030	5.661	0.3886
84.8	41.719	34.934	6.785	6.408	0.3433
87.0	44.409	36.852	7.557	7.171	0.3068
89.2	47.117	38.771	8.346	7.951	0.2767
91.4	50.274	40.689	9.585	8.965	0.2454
93.6	53.703	42.607	11.096	10.340	0.2128
95.8	57.159	44.526	12.633	11.865	0.1854
98.0	60.645	46.444	14.201	13.417	0.1640
100.2	64.238	48.362	15.876	15.038	0.1463
102.4	68.676	50.277	18.399	17.137	0.1284
					2.3976

Luego en la ecuación:

$$n_d = Ka V/L = \int \frac{dt}{(H^*-H)_{av}} = 2.39$$

$$n_d = 2.3976$$

**En resumen:**  $L/G = 0.872$

$$KaV/L = 2.397$$

El número de las unidades de transferencia  $\int \frac{dH}{(H^*-H)}$ , mencionado en el sección

2.1.1., también pueden ser determinado a partir de los valores de entalpía empleados anteriormente, así tenemos:

T (°F)	H* (Btu/lb aire seco)	H (Btu/lb aire seco)	$10 \cdot \frac{1}{H^* - H}$
80.4	36.389	31.097	1.889
82.6	39.045	33.015	1.658
84.8	41.719	34.934	1.474
87.0	44.409	36.852	1.323
89.2	47.117	38.771	1.198
91.4	50.274	40.689	1.043
93.6	53.703	42.607	0.901
95.8	57.159	44.526	0.792
98.0	60.645	46.444	0.704
100.2	64.238	48.362	0.630
102.4	68.676	50.277	0.544

Los datos de las dos últimas columna se grafican uno contra el otro con H como abscisa; y el área bajo la curva resulta 2.097. De la ecuación (6) de la sección

2.1.1.:

$$N_{OG} = KaV/G = 2.097$$

### 3.3.3. Características del Empaque

- Se tiene empaques laminares de poliestireno con 0.05 mm de espesor y corrugación CF 1200.
- La velocidad promedio del aire para empaques eficientes es  $V=600$  pie/min.
- Para las condiciones de diseño establecido, el flujo de aire es  $G=2797.51 \text{ pie}^3/\text{min}$ . Luego el área del empaque requerido será:

$$A_{\text{aire}} = 2797.51/600 \quad A_{\text{aire}} = 4.66 \text{ pie}^2$$

$$L_{\text{aire}} = 2.16 \text{ pie (65.80 cm)}$$

- En este tipo de empaque el agua puede fluir a  $V_{\text{max}} = 8 \text{ gal}/(\text{min} \cdot \text{pie}^2)$

■ **Area del empaque:** Para las condiciones de diseño establecido, el flujo de agua es  $L = 20 \text{ gpm}$ . Luego el área del empaque requerido será:

$$A_{\text{agua}_{\text{min}}} = 20/8 \quad A_{\text{agua}_{\text{min}}} = 2.50 \text{ pie}^2$$

$$L_{\text{agua}_{\text{min}}} = 1.58 \text{ pie (48 cm)}$$

De acuerdo a las áreas obtenidas considerando el flujo de aire y de agua, se escoge el área del empaque que satisface ambos flujos.

$$\text{Area del empaque} = 4.66 \text{ pie}^2$$

$$\text{Lado del empaque} = 2.16 \text{ pie (65.8 cm)}$$

■ **Altura del empaque:** En las curvas características del empaque ubicamos para  $L/G = 0.872$  y  $n_d = 2.397$  y una velocidad aproximada de  $600 \text{ pie}/\text{min}$ , la altura que satisface estos requerimientos es de 4 pies, Apéndice N°6.

Se tiene ocho empaques laminares los cuales forman 4 niveles con 2 empaques por nivel, la separación entre niveles es de 1.18 pulg. (3 cm).

Cada empaque tiene las siguientes dimensiones:

$$\text{Largo} = 2.14 \text{ pie (65.3 cm)}$$

$$\text{Ancho} = 1.07 \text{ pie (32.8 cm)}$$

$$\text{Altura} = 0.98 \text{ pie (30.0 cm)}$$

Las dimensiones finales de la torre son de:

$$\text{Lado} = 2.15 \text{ pie (0.656 m).}$$

$$\text{Altura} = 7.97 \text{ pie (2.43 m).}$$

### 3.3.4. Equipos Auxiliares

#### 1 . Características del Extractor

El flujo de aire a través del extractor centrífugo no debe exceder de 2500

pie/min

$$\text{Así: } V_{\max} = 2500 \text{ pie/min} \qquad A_{\min} = G / V_{\max}$$

$$A_{\min} = 2797.51 / 2500 \qquad A_{\min} = 1.12 \text{ pie}^2$$

El diámetro mínimo a través del cual fluye el aire:

$$A_{\min} = 3.14 \cdot D^2 / 4$$

$$D_{\min} = (4 \cdot A_{\min} / 3.14)^{0.5}$$

$$D_{\min} = (4 \cdot 1.12 / 3.14)^{0.5}$$

$$D_{\min} = 1.19 \text{ pie (36.4 cm)}$$

Los ductos para el flujo de aire tienen un diámetro de 16 pulgadas

(40.6cm)

Para el aire:

$$G = 2797.51 \text{ pie}^3/\text{min}$$

$$G = 2797.51 \text{ pie}^3/\text{min} \cdot 0.3048^3 \text{ m}^3/\text{pie}^3 \cdot \text{min} / 60 \text{ s}$$

$$G = 1.32 \text{ m}^3/\text{s}$$

Considerando diámetros de entrada y salida del extractor de 15 pulgadas, el número máximo de revoluciones se determina teniendo en cuenta lo siguiente:

La velocidad periférica máxima del extractor centrífugo para no producir ruido

$$v = 12000 \text{ pie/min}$$

$$v = 12000 \text{ pie/min} = D \cdot 3.1416 \cdot \text{rev.}$$

$$\text{rev} = 12000 / (1.25 \cdot 3.1416)$$

$$\text{rev} = 3100 \text{ RPM}$$

Para la dimensión considerada y 1750 RPM la velocidad periférica tiene un valor de 7330.4 pie/min. La caída de presión en el sistema es de 3 pulgadas de agua (7.6 cm de agua), Apéndice N° 7a.

De catálogos:

Se tiene instalado un extractor centrífugo con diámetros de entrada y salida de 15 pulgadas (38.1 cm) y motor de 3 HP con 1750 RPM, Apéndice N° 7b.

#### *Ingreso de aire a través de la torre*

El aire ingresa por un área equivalente al área de la torre, tenemos 4 ventanas de ancho 2.16 pie (65.8 cm).

$$4 \cdot \text{lado} \cdot \text{altura} = 4.66 \text{ pie}^2$$

$$\text{altura} = 4.66 / (4 \cdot 2.16)$$

altura = 0.54 pie (16.46 cm) como mínimo.

La Torre de enfriamiento cuenta con 4 entradas rectangulares de aire de 2.13 x 0.66 pie (65 x 20 cm).

## 2 . Características de la Bomba

### CALCULO DE LA POTENCIA DE LA BOMBA

Realizando un balance de energía mecánica entre la superficie del tanque (1) y el punto de descarga (2), según figura 3.1:

$$W = g \cdot \Delta Z / g_c + \Delta V^2 / (2 \cdot g_c) + \Delta P / \rho + \Sigma f \quad ( I )$$

Donde:

W : trabajo transferido al fluido

g : aceleración de la gravedad, 32.2 pie/ s<sup>2</sup>

g<sub>c</sub> : factor de conversión constante, 32.2 pie· lb / (lb· s<sup>2</sup>)

ΔV<sup>2</sup> : caída de la velocidad entre el punto 2 y 1, pie/ s

ΔP : caída de presión entre el punto 2 y 1, lbf / pie<sup>2</sup>

Σf : pérdida por fricción en el sistema, pie · lbf / lb

ΔZ : diferencia de altura entre el punto 2 y 1, pie

ρ : densidad del fluido, 62.4 lb/ pie<sup>3</sup>

Además se tienen las siguientes relaciones:

$$\Delta Z = Z_2 - Z_1$$



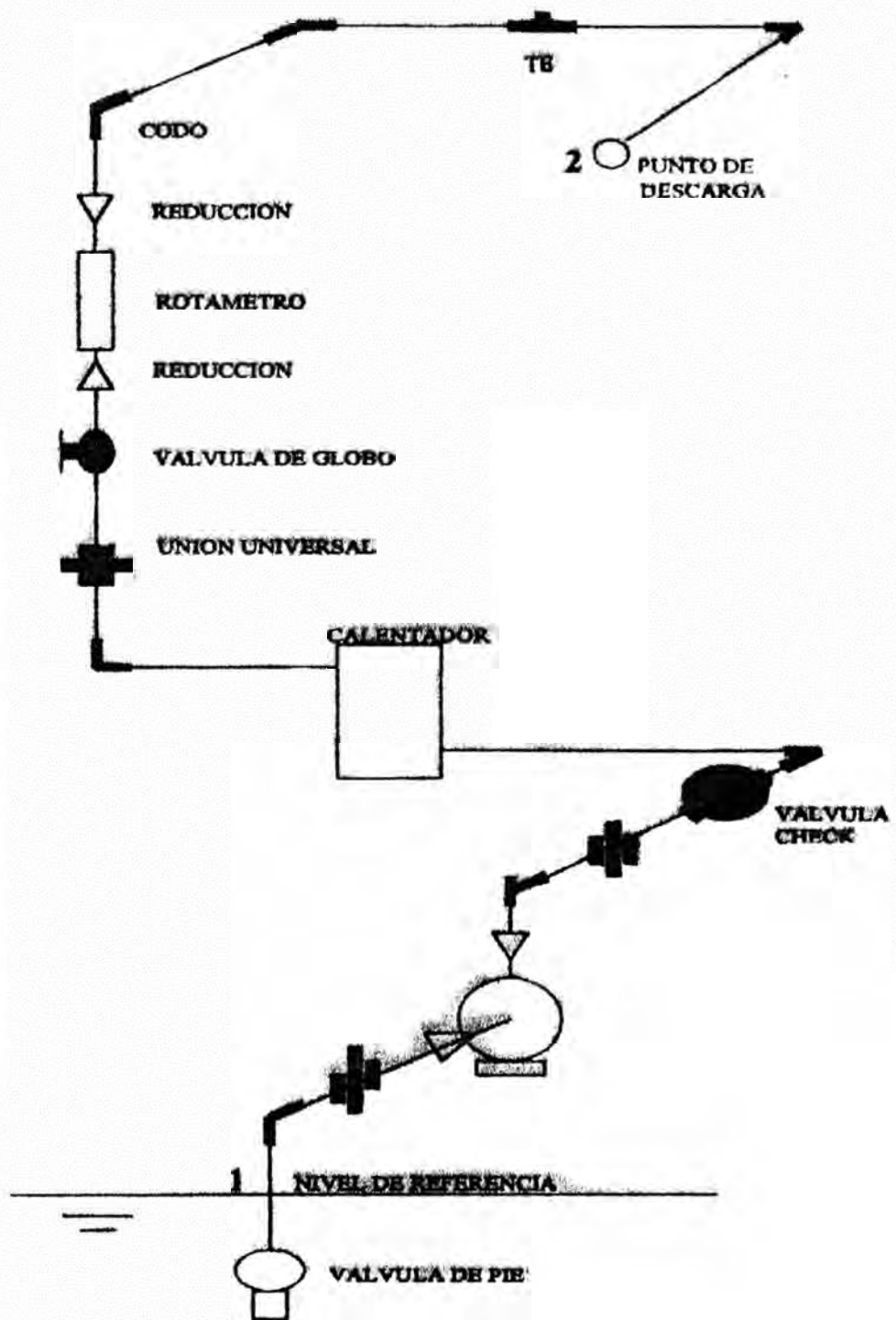


Figura 3.1.

$$\Delta V^2 = V_2^2 - V_1^2$$

$$\Delta P = P_2 - P_1$$

$$L = 20 \text{ gpm (flujo de diseño)}$$

Reemplazando los valores en cada relación:

$$\Delta Z = 250 \text{ cm} \cdot 1 \text{ pie} / 30.48 \text{ cm} = 8.20 \text{ pie}$$

Luego:

$$(g \cdot \Delta Z / gc) = 8.20 \text{ lbf} \cdot \text{pie} / \text{lbm} \quad (\text{a})$$

Para un diámetro de tubería de 2" de diámetro nominal y cedula 40 de acero comercial:

$$D_i = 2.067 \text{ pulg} \quad A_{\text{secc. transv.}} = \text{PI} \cdot (2.067 / 12)^2 / 4 = 0.0233 \text{ pie}^2$$

$V_1 = 0$  (Para el agua en el nivel del tanque).

$$V_2 = 20 \text{ gpm} \cdot (1 \text{ min} / 60 \text{ s}) \cdot (0.1334 \text{ pie}^3 / 1 \text{ Gal}) / 0.0233 \text{ pie}^2$$

$$V_2 = 1.908 \text{ pie} / \text{s}$$

Luego:

$$\Delta V^2 / (2gc) = ((1.908 - 0)^2 \text{ pie}^2 / \text{s}^2) / (2 \cdot 32.2 \text{ pie} \cdot \text{lb} / \text{lbf} \cdot \text{s}^2)$$

$$\Delta V^2 / (2gc) = 0.0565 \text{ lbf} \cdot \text{pie} / \text{lb} \quad (\text{b})$$

Para el sistema se tiene que en el punto  $P_1 = 0 \text{ psi}$  y  $P_2 = 2.5 \text{ psi}$  (Para pulverizador 1-B, Apéndice N°8), luego:

$$\Delta P = 2.5 \text{ psi}$$

$$\Delta P / \rho = 2.5 \text{ lbf} / \text{pulg}^2 \cdot 144 \text{ pulg}^2 / 1 \text{ pie}^2 \cdot (1 / 62.4 \cdot \text{pie}^3 / \text{lb})$$

$$\Delta P / \rho = 5.77 \text{ lbf} \cdot \text{pie} / \text{lb} \quad (\text{c})$$

Las pérdidas por fricción  $\Sigma f$  del sistema se determina:

$$\Sigma f_{\text{sistema}} = \Sigma f_{\text{tubería}} + \Sigma f_{\text{accesorios}} \quad (1)$$

$\Sigma f$  a través de la tubería:

$$\Sigma f = (f \cdot L \cdot V^2) / (2 \cdot D \cdot g_c) \quad (1a)$$

Donde:

$f$  : factor que se calcula en base a la rugosidad relativa ( $e/D$ ) y el número de Reynolds.

$L$  : Longitud de la tubería, pie.

$D$  : Diámetro de la tubería, pie.

- Para calcular ( $e/D$ ) de tablas, se utiliza el diámetro (2 pulg.) y tipo de tubería (Acero galvanizado) empleado:

$$e/D = 0.003$$

- Determinación del Número de Reynolds:

$$NRe = \rho \cdot V \cdot D / \mu$$

Donde:

$\rho$  : densidad del agua,  $62.4 \text{ lb/pie}^3$

$\mu$  : viscosidad del agua,  $6.72 \times 10^{-4} \text{ lb} / \text{pie} \cdot \text{s}$

Para la tubería de 2" se tiene :  $V = 1.908 \text{ pie} / \text{s}$

Entonces:

$$NRe = (62.4 \text{ lb/pie}^3) \cdot (1.908 \text{ pie/s}) \cdot (2.067 \text{ pulg} \cdot 1 \text{ pie} / 12 \text{ pulg}) / (6.72 \cdot 10^{-4})$$

$$N Re = 30517.8$$

Entonces de tablas ( $e/D$  vs.  $NRe$ ) se tiene:

$$f = 0.0299$$

La longitud de tubería empleada en el sistema es:

$$L = 494 \text{ cm} \cdot 1 \text{ pie} / 30.48 \text{ cm}$$

$$L = 16.20 \text{ pie}$$

Reemplazando valores en (1a):

$$\Sigma f_{\text{tubería}} = (0.0299 \cdot 1.908^2 \cdot 16.20) / (2 \cdot 32.2 \cdot 2.067 / 12) \text{ pie} \cdot \text{lbf} / \text{lb}$$

$$\Sigma f_{\text{tubería}} = 0.1589 \text{ lbf} \cdot \text{pie} / \text{lb}$$

**$\Sigma f$  a través de válvulas, codos y accesorios:**

$$\Sigma f_{\text{accesorios}} = (K \cdot V^2) / (2 \cdot g_c) \quad (1b)$$

Donde:  $K$ : Es el número equivalente de cabeza de velocidad debido a pérdidas por fricción en flujo turbulento.

Así tenemos:	Unid.	K	$f_{\text{acces.}}$
1. Válvula de globo 2"	( 1 )	6.00	0.3392
2. Codos 2"	( 6 )	0.75	0.0424
3. Tes 2"	( 2 )	0.40	0.0226
4. Unión universal 2"	( 3 )	0.04	0.0023
5. Reducción de 2" a 1"	( 2 )	0.20	0.0113
6. Válvula Check	( 1 )	10.00	0.5653
7. Válvula de pie	( 1 )	15.00	0.8479

Luego:

$$\Sigma f_{\text{accesorios}} = 1 \cdot 0.3392 + 6 \cdot 0.0424 + 2 \cdot 0.0226 + 3 \cdot 0.0023 + 2 \cdot 0.0113 \\ + 1 \cdot 0.5653 + 1 \cdot 0.8479$$

$$\Sigma f_{\text{accesorios}} = 2.0812 \text{ lbf} \cdot \text{pie/ lb}$$

Reemplazando en (1) tenemos:

$$\Sigma f_{\text{sistema}} = 0.1589 + 2.0812$$

$$\Sigma f = 2.2401 \text{ lbf} \cdot \text{pie/ lb} \quad (\text{d})$$

Luego reemplazando (a), (b), (c) y (d) en la relación ( I ):

$$W = 8.20 + 0.0565 + 5.77 + 2.2401 \text{ lbf} \cdot \text{pie/ lb}$$

$$W = 16.27 \text{ lbf} \cdot \text{pie/ lb}$$

$$\text{Pot} = 16.27 \text{ lbf} \cdot \text{pie/ lb} \cdot (1 \text{ HP/ } 3300 \text{ lbf} \cdot \text{pie}) \cdot 20 \text{ gpm} \cdot 8.34 \text{ lb/ gal}$$

$$\text{Pot} = 0.822 \text{ HP}$$

Considerando una eficiencia del 70%

$$\text{Pot} = 1.2 \text{ HP}$$

Se tiene instalado una bomba centrífuga de 1.4 HP.

### 3 . Diseño del Calentador (mezclador) .

Considerando la necesidad de disponer de agua caliente para la alimentación a la torre de enfriamiento, se probaron varias alternativas para el calentamiento del agua, así tenemos:

a) *Equipo con Resistencia Eléctrica.* El calentamiento de agua para poder lograr un aumento de temperatura de 22°F a un flujo de 36 gpm requiere de aproximadamente 116 KW, siendo alta la potencia requerida no se considera ésta posibilidad.

b) *Intercambiador de Doble Tubo.* Para su diseño se consideró un intercambiador de doble tubo de 2 ½ - 1 ¼ pulg. con las siguientes condiciones:

- Lado del agua:

Flujo de agua                      36 gpm

Temperatura de ingreso : 88.4 °F.

Temperatura de salida : 102.4 °F.

- Lado del vapor:

Vapor proporcionado por

el caldero.

Obteniéndose un área de transferencia de 6 pies<sup>2</sup> que corresponden a una longitud de tubería de intercambio de 13.08 pie (3.98 m).

Por los resultados obtenidos, podría considerarse ésta posibilidad; sin embargo, su uso no es posible dado el costo y dificultad de mantenimiento especialmente en la zona de las horquillas.

c) *Intercambiador de Coraza y Haz de Tubos.* Debido a que su uso se recomienda especialmente cuando se requiere de grandes áreas de transferencia (más de 200 pies<sup>2</sup>) y a su costo no se considera esta posibilidad.

d) *Intercambiador de Serpentin Helicoidal en una poza de agua.*

Teniendo en cuenta que el coeficiente total de transferencia de calor

obtenido para este tipo de equipo es de aproximadamente  $60\text{BTU/h}\cdot\text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$ , el área de transferencia ( $15.84 \text{ pie}^2$ ) requerida para calentar el volumen de agua deseado, implica una longitud de tubería ( $1/2''$ ) de aproximadamente 121 pies (36 m), por tanto su costo no es económicamente factible.

e) *Calentamiento por Contacto Directo.* Un mecanismo usado para calentar agua consiste en poner agua en contacto directo con vapor y considerando que el grado de calentamiento que se requiere ( $22^\circ\text{F}$ ) no es muy elevado, se efectuaron pruebas en el laboratorio N°23 empleando un tanque de Eternit de  $35.4 \text{ pie}^3$  ( $1 \text{ m}^3$ ) de capacidad al cual, se le introdujo vapor a través de una tubería de acero al carbono de  $1''$  de diámetro provista de 12 agujeros de  $1/8''$  de diámetro en cada tramo, dos tramos de  $1.6 \text{ pie}$  ( $0.5 \text{ m}$ ), de tubería.

De las pruebas efectuadas para el calentamiento de diferentes volúmenes de agua en el rango deseado se ha determinado:

- El caldero proporciona aproximadamente  $500 \text{ lb/h}$  de vapor.
- No hay problemas respecto al ruido o turbulencia provocado por el contacto de ambos fluidos.
- La mínima distancia tubo - pared de tanque (para evitar deterioro del tanque cuando el vapor sale a través de los agujeros) es  $5 \text{ cm}$ .
- La distribución de temperaturas a través del tanque es casi uniforme.

Como el control de la temperatura sobre el sistema no se consigue fácilmente, se evaluó otra posibilidad.

- f) *Calentador Vapor-Agua de Doble Tubo*. En base a la visita efectuada a la empresa Síntesis Química S.A. (SIQUIMSA), donde se observara instalado un calentador vapor-agua por contacto directo que permite un mejor control de la temperatura de calentamiento del agua, para su ingreso a la torre, se consideró la evaluación de este equipo.

La selección de parámetros tales como: diámetro y longitud del tubo exterior, diámetro de tubo interno para vapor, diámetro y número de agujeros en el tubo interno, Apéndice N° 9; se establecieron en base a pruebas previas efectuadas y que a continuación se detallan:

Diámetro de tubería interna de vapor	Diámetro de Agujeros	Número de Agujeros
1/2	1/8	56
1	1/8	56
	3/8	28
	1/4	28

El equipo a emplear para efectuar las pruebas a través de la torre de enfriamiento se muestra en el Apéndice N°10 y tiene las siguientes dimensiones:

Diámetro de tubo interno : 1"  
 Longitud de tubo interno : 15.4"  
 Diámetro de agujeros en la tubo interno : 1/8"



Número de agujeros	: 56
Diámetro de tubo exterior	: 18.1"
Altura del tubo exterior	: 24.5"
Espesor de la pared del tubo exterior	: 3/32"

#### **4 . Dimensiones de la poza de almacenamiento de Agua de enfriamiento.**

Se hace uso de un tanque para el agua de enfriamiento por las siguientes razones:

a) *Disponer de un medio de almacenamiento para el condensado del vapor.* El condensado de vapor que se obtiene:

- Durante la realización de las pruebas de laboratorio correspondientes a los cursos de: LOU I,II y de Instrumentos de Control que se estiman aproximadamente en  $106 \text{ pie}^3$  ( $3\text{m}^3$ ) por semana, y
- De posibles usos del caldero en servicios diversos que podrían fijarse en un 30% más del volumen de agua antes mencionado.

Se estima conveniente disponer de un tanque de almacenamiento del condensado de vapor con una capacidad  $\sim 141 \text{ pie}^3$  ( $4\text{m}^3$ ).

b) *Disponer de un volumen suficiente de agua para las corridas en la torre de enfriamiento.* Sin recirculación, el volumen de  $141 \text{ pie}^3$  estimados anterior-mente, proporciona agua para una prueba (manteniendo la velocidad de aire constante, flujo de agua variable, un

tipo de empaque), durante 45 minutos. Con recirculación, incluso empleando agua dura, se pueden hacer diferentes pruebas (velocidad de aire variable, flujo de agua variable, dos tipos de empaque) sin problema de abastecimiento ni de concentración de sales (por pérdidas por evaporación), pues existe suficiente agua para compensar dicho efecto siendo la variación del nivel del agua en la poza mínima.

c) *Necesidad de Agua tratada.* Esta se requiere especialmente para las pruebas con los empaques del tipo laminar, debido a que el uso de agua dura reduce el área de intercambio que ofrece el empaque cuando el cambio de temperatura produce la precipitación de sólidos sobre su superficie.

Considerando los requerimientos de agua (18 a 36 gpm y 12 a 25 gpm para empaques laminar y de madera, respectivamente) para pruebas en la torre de enfriamiento y otros usos que se le pueda dar, se ha construido una poza de concreto con 141 pie<sup>3</sup> (4 m<sup>3</sup>) de capacidad, ver Apéndice N°11, y con las siguientes dimensiones:

Lados : 6.6 pie (2 m).

Profundidad : 3.3 pie (1 m).

Espesor de pared : 0.56 pie (0.17 m).

Espesor de cubierta : 0.45 pie (0.14 m).

La poza está construida de concreto con armadura hecha de fierro, con tarrajeo tanto interna como externamente, su cubierta está provista de, una

base de aproximadamente 1.3 x 0.65 x 0.44 pie (0.405 x 0.20 x 0.135 m) que sirve de soporte para la bomba de alimentación a la torre; un agujero de 2 pulg. de diámetro para la tubería de succión de la bomba y dos aberturas: una de ellas de 1.97 x 1.97 pie (0.6 x 0.6 m) corresponde a la entrada de agua proveniente de la torre de enfriamiento y otra que corresponde a una entrada (con tapa de cemento) para efectuar su mantenimiento de 1.7 x 1.8 pie (0.54 x 0.56 m).

En el interior de la poza: en una de las paredes se ha instalado una tubería de 1 pulg. de diámetro que servirá para la recolección de los condensados de vapor proveniente de los equipos de Laboratorio de Ingeniería Química y en la base una abertura de 0.5 x 0.32 x 0.16 pie (0.15 x 0.10 x 0.05 m) exactamente debajo de la tubería de succión de la bomba y que permite limpiarla con mayor facilidad. El detalle de la poza y de su construcción se muestran en el Apéndice N° 12.

## **5 . Distribuidor de agua: Rociador**

Los tipos más comunes de distribución de agua, son los pulverizadores y rociadores. Los fabricantes ofrecen pulverizadores de variadas formas y tamaños.

Para un flujo de agua de 36 gal/min y empaque laminar se usa un pulverizador ubicado a una distancia de 12" del empaque que forma un spray de radio 16", ver Apéndice N° 13.

Para el caso de empaques de madera (con el que se trabaja con bajos flujos de agua de 12 a 25 gpm), se logra una mejor distribución del líquido con el uso de un rociador de pvc con dos brazos de distribución y con las siguientes características:

Diámetro del rociador (d) : 1.6102 pulg. (1" nominal)

Longitud del rociador (l) 0.69 pies (21 cm)

Flujo de agua (104°F) 3.475 lb/ s (25 gpm)

Número de agujeros 40

Diámetro 0.177 pulg.

Para el cálculo del número de agujeros del rociador ver Apéndice N°14.

### **3.4. Diagrama detallado de la Torre**

En el diseño de la torre de enfriamiento se consideró:

#### **Flexibilidad y facilidad de operación**

El equipo permite trabajar:

- Con empaques de dimensión y forma diferentes. El equipo acepta el cambio de un empaque por otro, mediante el retiro de una de las paredes de la torre (la de acrílico).
- Con diferentes alturas de empaque. Esto se obtiene debido al sistema modular de los empaques.
- Con diferentes tipos de distribuidores de líquido. El cambio de estos distribuidores se logra también retirando la pared de acrílico de la torre.

- Con diferentes flujos de aire. Esto se consigue mediante el uso de poleas para variar la velocidad del extractor y con el desplazamiento del cono ubicado al extremo del tubo de salida del aire.
- Con diferentes flujos de líquido. Esto se logra regulando la válvula de alimentación del agua a la torre de enfriamiento.

### **Medición de las condiciones de operación necesarias**

Se tiene los siguientes instrumentos de medición:

- Un anemómetro, mide la velocidad de salida del aire rápidamente.
- Dos tubos pitot (horizontal y vertical) instalados a continuación de canaletas direccionales de flujo, también para medir la velocidad de salida del aire.
- Un rotámetro, mide el flujo del agua de alimentación a la torre.
- Una termocupla tipo “J”, mide la temperatura de salida del agua de la torre.
- Un termómetro bimetálico, mide la temperatura de entrada del agua.
- Dos psicrómetros, miden la temperatura de entrada y salida de aire de la torre.
- Un higrómetro, mide la humedad relativa de entrada del aire de la torre.
- Un manómetro diferencial de agua, mide la caída de presión de la torre.

Ver Apéndice N° 15.

### **Seguridad**

- Ubicación de instrumentos de medición e instalación eléctrica para el encendido de bomba y extractor en zonas accesibles para su manipulación durante la realización de las pruebas.

En los planos del Apéndice N°16, se presenta:

- Detalles de la estructura y diagrama completo de la Torre de Enfriamiento.
- Sistema de medición de flujo de aire, mezclador y línea de agua en la Torre de Enfriamiento.

### 3.5. Resultados del Diseño.

En la siguiente tabla se resume las condiciones de diseño para la torre de enfriamiento de agua de tiro inducido en contracorriente con aire y que permite evaluar el uso de empaques laminar y de salpicadura:

Flujo másico del agua	10 008 lb/ h
Temperatura de entrada del agua a la torre	102.4 °F
Temperatura del bulbo húmedo	75.0 °F
Temperatura de salida del agua enfriada	80.4 °F
Carga de calor	220 176.0 Btu/h
Aire seco requerido	11 477.0 lb/ h
Potencia del extractor	3.0 HP
Area de la sección transversal de la torre	4.66 pie <sup>2</sup>
Relación (lb de agua/lb de aire seco) L/ G	0.872
Altura del empaque de la torre	4.0 pies
Número de unidades de Difusión	2.397
Diámetro de los agujeros del rociador de pvc (empaques de madera)	0.170 pulg.
Pulverizador	L =9.8"(25 cm) D=1½"
Potencia de la bomba de agua	1.4 HP

Algunas observaciones:

1. La temperatura de bulbo húmedo de 75 °F utilizada para el diseño de la torre, fue la obtenida del promedio de datos registrados por SENAMHI en su estación de Jesús María, pues la estación ubicada en Carabayllo cuyos datos también pudieron ser utilizados, se encuentra fuera de servicio.
2. La temperatura de ingreso del agua a enfriar es de 102.4°F (39.1°C) considerando que el material del cual está construido el empaque no sufre deterioro cuando se trabaja a temperaturas inferiores de 115°F (poliestireno) y 150°F (madera pino colombiano) y además cuando se trabaja con flujos altos agua (más de 20 gpm) el caldero no permite alcanzar y mantener temperaturas de ingreso del agua mayores de 113°F (45°C).
3. El rango de enfriamiento establecido es de 22°F (12.2°C) y una aproximación de bulbo húmedo de 5.4°F (3°C) puesto que rangos superiores demandarían mayores dimensiones de la torre de enfriamiento y por tanto un costo mayor de la misma. Para el diseño de torres de enfriamiento se pueden considerar aproximaciones de 8 a 15 °F y rangos de enfriamiento de 15 a 30 °F. Según bibliografía (6) las torres de tiro inducido suelen trabajar en rangos de enfriamiento comprendidos entre 20 y 30 °F. En torres de enfriamiento los valores de L/G y KaV/L varían de 0.5 a 1.5 y 0.75 a 2.50 respectivamente.

4. La potencia de la bomba de agua requerida considera un factor de eficiencia del 70%, sin embargo se optó por adquirir una de 1.4 HP que permite un flujo de líquido de 20 gpm. (Apéndice N° 17).
5. La altura de 4 pies de empaque y su diseño en forma de módulos y con caja periférica tiene como ventaja el poder trabajar a diferentes alturas de empaque.

## **CAPITULO 4**

### **IMPLEMENTACION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO**

#### **4.1. *Ubicación***

Cuando llega el momento de decidir cuál debe ser la ubicación de la torre dentro del conjunto de la planta deberemos tener en cuenta varios factores.

Es absolutamente necesario conocer la dirección y velocidad del viento dominante durante el verano, así como las posibles irregularidades en éste causadas por las condiciones del terreno, tales como colinas, etc., ya que habrá que tener la seguridad de que el flujo de aire sea compatible con el precisado por la propia torre y de que no se formarán remolinos ni habrá tiro inverso o recirculación.

La torre nunca deberá estar instalada cerca de equipos de proceso “caliente”, ni aún menos de donde existan fuentes posibles de vapor, como tanques abiertos de agua caliente.



Si colocamos la torre cerca de otros equipos que utilicen aire, como aerorrefrigerantes, o la admisión de un gran compresor de aire, estaremos provocando una falta de aire fresco para todos los equipos tan próximamente situados y, lo que es aún peor, podremos enviar vapores calientes de la torre al compresor o al aerorrefrigerante, perjudicando posiblemente el proceso.

Si la emplazamos cerca de una estructura grande (chimenea, edificio, etc.), y sobre todo si ésta estructura está en la dirección del viento dominante, se producirán zonas de bajas presiones, provocando recirculación en la torre y salpicaduras de vapor en la estructura o edificio.

Dado los ambientes disponibles con los que se cuenta en el Laboratorio de Ingeniería Química se considera conveniente colocar el Equipo en una zona próxima al Caldero (ver Apéndice N° 16) por las siguientes ventajas:

- a. Buena ventilación, la descarga del aire saturado esta en dirección del viento que evita su recirculación en la torre.
- b. No existen problemas respecto al nivel de ruido que producen los diferentes equipos (mezclador, motores y caldero) cuando están en funcionamiento.

- c. La torre de enfriamiento se encuentra cerca al caldero (para conseguir el agua caliente para el proceso de enfriamiento), facilitando su manejo y control durante la operación de la misma.

#### **4.2. *Instalación y montaje***

El primer paso para la instalación de la torre de enfriamiento fue la construcción de la poza de almacenamiento de agua y una vez culminada se emplazó sobre ella la torre previamente ensamblada. Posteriormente se colocaron la bomba y calentador de agua, y se procedió a instalar tuberías, válvulas e instrumentos de medición: rotámetro y termómetro bimetalico para la línea de agua y la línea de vapor. Finalmente se ubicaron los ductos para el aire, el extractor centrifugo, los tubos pitot para mediciones de la velocidad del aire y cono de regulación de velocidad de flujo. Se colocaron los empaques laminares para ubicarlos correctamente.

Concluido el montaje de la torre de enfriamiento, se procede a realizar las corridas de prueba que se indican en la sección 4.3.

##### **4.2.1. Descripción de los materiales a emplear y sus dimensiones**

Se contruyó la torre de enfriamiento, poza de almacenamiento de agua tratada y se instaló líneas de conducción de vapor, agua y aire con sus respectivos equipos auxiliares: bomba y extractor, la descripción y dimensiones de los materiales empleados se muestran a continuación.

	<i>Material</i>	<i>Dimensiones</i>
<b>a. <u>Para el calentamiento del agua</u></b>		
Líneas de agua	Tubería de Fierro galvanizado	D = 2" L= 16 pie
Aislamiento	Preformado de lana de vidrio	D = 1" e = 1 1/2" L= 32 pie
Líneas de vapor	Tuberías de Fierro negro	D = 1" L= 32 pie
Calentador	Tanque de Fierro negro	D = 18" ( 0.45 m) H = 24" ( 0.60 m)
<b>b. <u>Para la Torre de Enfriamiento</u></b>		
Tanque de almacenamiento de Agua	Concreto armado	V=0.11 pie <sup>3</sup> (4 m <sup>3</sup> ) L = 0.6 pie (2 m) W= 0.6 pie (2 m) H = 0.3 pie (1 m)
Estructura de la Torre	Angulos de Fe negro	Lado=2", e = 3/16"
Cuerpo de la Torre	Planchas de Fe galvan  Plancha de Acrílico	e = 1/16" W= 2.1 pie (0.65 m) H = 7.00 pie (2.12 m)  e = 3/16" W= 2.4 pie (0.75 m) H = 7.3 pie (2.22 m)
Atrapagotas*	Un nivel de 0.5 pie de altura con tres módulos de Empaques de poliestireno por nivel	L = 2.1 pie (0.653 m) W = 0.7 pie (0.218 m) H = 0.5 pie (0.151 m)
Empaque de la torre	Cuatro niveles de 1 pie de altura con dos módulos de Empaques corrugados de poliestireno por nivel  Nueve niveles de 4 listones de madera de pino por nivel espaciados 15.6 cm.	Cada módulo mide L = 2.1 pie (0.653 m) W = 1.07 pie (0.328 m) H = 1 pie (0.30 m)  Cada listón mide L = 2.1 pie (0.653 m) W = 0.17 pie (0.052 m) e = 0.03 pie (0.009 m)
Distribución de agua	Rociador para salpicadura Tubo de PVC. Rociador para laminar Pulverizador	L = 0.69 pie (0.21 m) D = 1" L = 0.6 pie (0.18 m) D = 2"
<b>c. <u>Para la toma y salida del aire</u></b>		
Ductos de succión de aire	Tubos de Fe galvanizado	D = 16" e = 1/32"
Ductos de salida de aire	Tubos de Fe galvanizado	D = 14" e = 1/32"
<b>d. <u>Bomba</u> *</b>		
	Caja y impulsor de fierro fundido	D entrada y succión = 1 1/2" Pot. = 1.4 HP.
<b>e. <u>Extractor</u> *</b>		
	Acero fosfatizado recubierto con epóxico	D = 15" Pot. = 3HP r = 1750 RPM

\*Ver Apéndice N°7, 17 y 18 (Curvas Características de Extractor, Bomba y atrapagotas respectivamente)

#### 4.2.2. Selección de Accesorios en Equipos Auxiliares

Accesorios a emplear para obtener variaciones en la velocidad del aire durante el trabajo en la torre de enfriamiento.

. **Sistema de Fajas y Poleas.** Las velocidades del aire en el interior de la torre son referenciales (300, 450 y 600 pies/min, ver Apéndice 7), se obtendrán empleando un sistema de faja y poleas (una faja intercambiable\* para tres juegos de poleas), así tenemos:

Velocidad de aire en torre (pie /min)	Diámetro de polea Inf. (Matriz) (pulg.)	Diámetro de polea Sup. (eje) (pulg.)
600	4.25	3.74
450	3.70	4.31
300	3.03	4.92

\*Faja Intercambiable en V tipo B 31.

Para la instalación del sistema antes mencionado se verificó satisfacer los requerimientos de flujo de aire a la salida del extractor, los valores obtenidos (Ver en Apéndice N° 19) se tienen a continuación:

Velocidad de aire (pie/min)	Flujo de aire (pie <sup>3</sup> /min)
590.6	2752.5
427.9	1994.4
350.5	1632.3

. **Cono de Regulación.**- Además del sistema anterior, también se considera el uso de un cono regulador de flujo: Altura: 13.78 pulg. (0.35m), Diámetro base: 15.75 pulg. (0.40m) instalado en el extremo final del ducto de salida del extractor (Apéndice N° 20) y que proporcionará las variaciones en el flujo de aire requerido a medida que cierta longitud del cono se introduce en el ducto; los datos experimentales obtenidos en el ducto de salida de aire son los siguientes:

Long. de tronco de cono pulg. ( m )	Porcentaje de apertura (%)	Velocidad del aire (pie/min)	Flujo de aire sal. (CFM)
11.0 ( 0.28 )	100	2575	2753
8.9 ( 0.23 )	85	2200	2352
6.2 ( 0.16 )	64	1700	1817
3.6 ( 0.09 )	35	1100	1175
2.0 ( 0.05 )	7.3	544	592

#### 4.2.3. Selección de los Instrumentos de Medición a emplear

##### A. Medición del flujo de aire.

1. Tubo de Pitot. Consiste en la combinación de un tubo de impacto con algún otro medio que permita la medida simultánea de la presión estática. Consta de un par de tubos concéntricos: el interno actúa de tubo de impacto, mientras que el externo determina una cámara anular que contiene una serie de orificios que permiten la medida de la presión estática.

Si se conectan directamente los orificios de salida de ambos tubos a las correspondientes ramas de un manómetro en U (Apéndice N° 20), se obtiene en éste una lectura inmediata de la presión dinámica.

El valor de la velocidad promedio a través del sistema no se obtiene directamente, pues se requiere de la medición de la velocidad del aire en varios puntos y la manipulación de este tipo de instrumento requiere de especial cuidado; pues, si los tubos dejan de estar concéntricos se obtendrán medidas erróneas. La medición de los puntos a través de un ducto se realiza según la norma ASTM D3154-91 (Apéndice N° 21).

2. Anemómetro. Dentro de los diferentes tipos existentes se consideró especialmente la posibilidad del uso de:

- a) *Termoanemómetro*. Se basa en la resistencia que experimenta un filamento eléctrico sometido a cambios de temperatura en el seno de una corriente de aire, en donde el calor eliminado es función de la velocidad de la corriente y, por consiguiente, las variaciones en temperatura y resistencia son inversamente proporcionales a las de aquélla,
- b) *Anemómetro de aletas*. Consiste en el uso de un haz de aletas (sensor de velocidad) el cual produce un torque cuando gira libremente en respuesta a un flujo de aire.

Considerando que en los termoanemómetros se corre el riesgo de ensuciamiento y de corrosión del sensor (filamento de Ni) por la corriente de aire, debiéndose calibrar periódicamente y al menor grado de exactitud respecto al anemómetro de aletas; se ha seleccionado el uso de éste último para nuestras necesidades (Apéndice N° 21).

## **B. Medición de la Humedad Relativa.**

Se tienen los siguientes instrumentos:

1. Higrómetro . Se tienen básicamente los siguientes tipos:

*a) Higrómetros Mecánicos.* Se usan materiales tales como cabellos humanos y de animales, fibras de madera y plástico para medir la humedad. Estos elementos se basan en un cambio de dimensión en función de la humedad.

*b) Higrómetros Eléctricos.* Miden la resistencia eléctrica de una capa de materiales que absorben humedad expuestos al gas, su rango de medición es de 5 a 95% para una aproximación de (+/-) 5%.

2. Psicrómetro. Se tienen los siguientes tipos:

*a) Psicrómetro simple.* Consiste en la disposición de dos termómetros: termómetro de bulbo seco (el bulbo se encuentra expuesto al ambiente) y termómetro de bulbo húmedo (el bulbo o ampolla que está cubierta por una mecha saturada con agua) que permitirán obtener las temperaturas de bulbo seco y húmedo del aire respectivamente. Una vez obtenidas estas temperaturas se puede recurrir a tablas o gráficos para determinar la humedad relativa.

*b) Psicrómetro Giratorio.* Este tipo de instrumentos se usan especialmente para determinar humedades atmosféricas. Se compone de un termómetro de bulbo seco y húmedo montados en una eslinga que se hace girar manualmente para darle la velocidad deseada al gas que atraviesa por el bulbo. En el psicrómetro Assmann, el aire se hace pasar por los bulbos mediante un ventilador de motor.

Por el grado de exactitud que se obtiene con cada tipo de instrumento, dependiendo del mecanismo de su funcionamiento, y considerando que se esperan valores de humedad relativa entre 95 y 100% es que se considera conveniente trabajar con un psicrómetro simple provisto de termómetros de mercurio en una escala de 0.1°C.

#### **4.3. *Corridas de prueba***

Antes de iniciar las pruebas experimentales, se realizaron pruebas previas para verificar el correcto funcionamiento de la torre de enfriamiento y los equipos auxiliares.

Durante estas pruebas se observó:

- El buen funcionamiento del tubo pitot, su desplazamiento en la dirección de flujo, para la medición de la velocidad del aire de salida.
- El calentador de agua producía vibración en todas las tuberías del sistema, para ello se acondicionó uniones flexibles en la entrada y salida del calentador de agua y en los lados dos soportes metálicos empotrados en la pared.
- Para la medición de la temperatura promedio del agua a la salida de la torre de enfriamiento se requería el uso una bandeja de fierro galvanizado (debajo de la torre) con un orificio en la base para mantener un nivel de agua fría recolectada (7 cm) a partir del cual se efectuarían las medidas de temperatura.
- La necesidad de calibración de los instrumentos de medición, tal como: termómetro bimetálico en la entrada del agua a la torre con un termómetro de mercurio.



## CAPITULO 5

### EVALUACION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO MEDIANTE CORRIDAS EXPERIMENTALES

#### 5.1. *Pruebas experimentales*

Para la obtención de una curva característica del empaque se requiere realizar corridas con tres velocidades de aire (590.6, 427.90 y 350.7 pie/min), y para cada una de estas velocidades se debe trabajar con cuatro flujos de líquido de alimentación, de tal manera que se pueda tener valores diferentes de L/ G.

Se muestra a continuación el procedimiento para la determinación de los flujos de agua con los que trabajará la torre con diferentes tipos de empaques:

*laminares y de salpicadura* (listones de madera):

#### 1) *Empaques Laminares:*

En base a la Curva Característica del empaque (que relaciona  $KaV/L$  con el valor de L/G Apéndice N° 6) para empaques laminares eficientes del tipo BRENTWOOD 1200W de poliestireno y 0,05mm de espesor para una altura de 4 pies (1.22m) proporcionadas por el fabricante se tiene a continuación las relaciones de flujos máxicos (L/G) para velocidades de aire de aproximadamente 300, 450 y 600 pie/min (1.524, 2.286 y 3.048 m/s respectivamente):

Así por ejemplo para:  $V_{aire} = 300 \text{ pie/min (1.524 m/s)}$  y

$$F_{agua} = 20 \text{ gpm (0.074 m}^3\text{/min)}$$

le corresponde una relación de flujo máxico (L/G):

Donde:

$\rho$  : Densidad del agua, 1 000 Kg/m<sup>3</sup>

Area : Area transversal de la torre, 0.422 m<sup>2</sup>

$\rho_{\text{aire}}$  : Densidad del aire, 1.1236 Kg/m<sup>3</sup>

Reemplazando:

$L/G = 1.7$  (Al cual le corresponde según la Curva Característica del empaque un valor de  $KaV/L$  igual a 1.31, el cual será verificado con los datos que se obtengan experimentalmente).

Efectuando el mismo procedimiento se tiene el siguiente cuadro:

Velocidad del aire pie/min (m/s)	Relación L/G (lb <sub>agua</sub> /h / lb <sub>aire</sub> /h)	Flujo de agua GPM (m <sup>3</sup> /min)
300 (1.524)	1.7	19.5 (0.074)
	2.0	22.9 (0.087)
	2.5	28.6 (0.108)
	3.0	34.3 (0.130)
450 (2.286)	1.2	20.6 (0.078)
	1.5	25.8 (0.097)
	1.7	29.2 (0.110)
	2.0	34.3 (0.130)
600 (3.048)	0.8	18.3 (0.069)
	1.0	22.9 (0.087)
	1.2	27.5 (0.104)
	1.5	34.3 (0.130)

## 2) *Empaques de Madera:*

Para empaques compuestos de listones de madera del tipo "A" y empleando la siguiente relación:  $KaV/L = B + A (N) (L/G)^{(-n)}$ ;  $A=0.06$ ,  $B=0.07$ ,  $n=0.62$  y  $N=N^\circ$  de niveles ( $A, B, n$  dependen del tipo de empaque. Ver Apéndice 22), se tiene a continuación las relaciones de flujos máscicos ( $L/G$ ) para velocidades de aire de 300 y 450 pie/min (1.524 y 2.286 m/s respectivamente):

Así por ejemplo:

Se tiene una torre con una altura de empaque de 4 pies (1.22 m) y considerando un espaciamiento entre empaques de 6 1/8 pulg. (15.6 cm) le corresponde un número de niveles igual a:

$$N = (1.22 / 0.156) + 1, \text{ entonces: } N = 9$$

Para:  $V_{\text{aire}} = 1.524 \text{ m/s (300 pie/min)}$  y

$$F_{\text{agua}} = 0.039 \text{ m}^3/\text{min (10.3 GPM)}$$

efectuando cálculos como en el caso anterior, le corresponde una relación de flujo máscico ( $L/G$ ):

$L/G = 0.9$  (Al cual le corresponde según la relación que se tiene para listones de madera del tipo "A" un valor de  $KaV/L$  igual a 0.576, el cual será verificado con los datos que se obtengan experimentalmente).

Efectuando el mismo procedimiento se tiene el siguiente cuadro resumen:

Velocidad de aire pie/min (m/s)	Relación (L/G) (lb <sub>agua</sub> /h/ lb <sub>aire</sub> /h)	Flujo de Agua GPM (m <sup>3</sup> /min)
300 (1.524)	0.9	10.3 (0.039)
	1.0	11.4 (0.043)
	1.2	13.7 (0.052)
	1.5	17.2 (0.065)
450 (2.286)	0.9	15.5 (0.058)
	1.0	17.2 (0.065)
	1.2	20.6 (0.078)
	1.5	25.8 (0.097)

Los datos necesarios para la evaluación de las curvas para empaques laminares y de salpicadura se obtienen mediante el siguiente procedimiento:

1. Llenar el tanque de almacenamiento de agua blanda hasta aproximadamente un 1/3 de su altura superior, para evitar posible cavitación de la bomba. Revisar las conexiones y sistema de tuberías para evitar posibles pérdidas de agua. También la válvula de pie para evitar problemas a la entrada de la bomba por obstrucción en la succión.
2. Verificación del funcionamiento adecuado del caldero, bomba de agua y extractor centrífugo.
3. Instalación del resto de instrumentos de medición: termocuplas tipo "J" previamente calibradas (a la salida del agua fría), termómetros: a la

entrada (cerca a la torre) y salida del aire (después del atrapagotas), tubo en “U” (entre atrapagotas y en el extremo final del ducto de descarga del ventilador).

4. Fijar velocidad de aire mediante el cambio de fajas y encender el extractor.
5. Regular caudal de agua de entrada a la torre con la válvula de globo (Apéndice 16) y empezar a calentar a la temperatura deseada con vapor de agua abriendo la válvula de aguja.
6. Se da un tiempo prudencial de 10 min. para que las condiciones sean casi constantes y luego se procede a tomar los datos necesarios: Temperatura de agua de entrada y salida, temperatura de bulbo húmedo y seco del aire de entrada y salida, caída de presión en el sistema, consumo de combustible en el caldero.  
  
Al realizar las corridas experimentales para cada combinación de L y G, se recomienda tomar por lo menos cuatro datos con un intervalo de tiempo de cinco minutos entre cada dato. Para disminuir el error por lectura en las temperaturas.
7. Luego se fija otro flujo de agua y se procede igual que el caso anterior.
9. Terminada la obtención de datos se procede a cerrar la válvula del vapor, apagar la bomba de agua y el extractor.

10. Efectuar el cambio de velocidad de aire y proceder igual al punto 4 al punto 8.

El tiempo promedio de evaluación por flujo de aire es de una hora.

Para el ahorro del combustible necesario para efectuar pruebas en la torre de enfriamiento, se recomienda realizarlas cuando el caldero se use en forma simultánea con otros equipos de LOU (evaporador, intercambiador de calor y extractor sólido - líquido).

## **5.2. Correlación del empaque**

La determinación de la curva característica del empaque está dado por la representación del valor de  $KaV/L$  en función de  $L/G$ , teniendo como parámetro la velocidad del gas. Esta representación se realiza en un papel logarítmico en los dos ejes y está referido a un determinado tipo, tamaño y altura de empaque, incluido el tipo de distribuidor de líquido.

En las tablas 5.1 y 5.2 se indica los datos de entrada (fijados de antemano, ya sea por la condición del ambiente o por el investigador), de salida (que miden cuando se obtiene las condiciones estacionarias en la torre), y las tablas 5.3, 5.4, 5.5 y 5.6 dan los valores calculados a partir de los datos anteriores.

El valor de la temperatura del agua de entrada considerado en cada uno de las pruebas fue de 40 °C, teniendo en cuenta que la temperatura máxima que se podía alcanzar con el mayor flujo de agua de entrada (36 GPM) era este valor.

Tabla N° 5.1 Datos obtenidos para empaques laminares

Flujo de aire (cfm)		Velocidad aire (pie/min)	Flujo de agua (gpm)	Temperatura del Agua (°C)		Temperatura del Aire de entrada (°C)		Temperatura del Aire de salida (°C)		Humedad Entrada (%)	T. Bulbo seco Entrada (°C)	DP (cmH <sub>2</sub> O)
2752.5	1994.4			Entrada	Salida	T. Bulbo húmedo	T. Bulbo seco	T. Bulbo húmedo	T. Bulbo seco			
2752.5	1994.4	590.6	30	29.2	21.5	26.5	28.2	28.6	81.0	26.0	0.15	
			27	28.7	21.5	26.5	27.3	27.8	81.0	27.0	0.15	
			22	28.3	22.0	26.5	26.0	26.4	84.0	27.0	0.15	
			18	27.8	22.0	26.5	24.6	25.0	84.0	27.5	0.15	
		427.9	33	31.7	21.5	27.0	31.8	32.2	76.0	27.0	0.10	
			28	31.1	22.5	27.0	30.9	31.3	82.0	27.0	0.10	
			25	30.4	22.5	26.0	30.4	30.7	84.0	26.5	0.10	
			20	29.3	21.5	26.0	29.5	29.9	81.0	26.5	0.10	
1632.3		350.5	36	33.2	21.0	26.5	33.1	33.5	76.0	27.0	0.05	
			32	32.7	21.0	26.0	32.5	32.9	74.0	26.5	0.05	
			27	31.9	21.5	26.5	31.9	32.3	77.5	26.5	0.05	
			23	31.3	22.0	26.0	30.9	31.5	83.0	26.0	0.05	

Flujo de aire (cfm)		Velocidad aire (pie/min)	Flujo de agua (gpm)	Temperatura del Agua (°C)		Temperatura del Aire de entrada (°C)		Temperatura del Aire de salida (°C)		Humedad Entrada (%)	T. Bulbo seco Entrada (°C)	DP (cmH <sub>2</sub> O)
2752.5	1994.4			Entrada	Salida	T. Bulbo húmedo	T. Bulbo seco	T. Bulbo húmedo	T. Bulbo seco			
2752.5	1994.4	590.6	34	29.1	20.0	24.0	29.1	29.4	77.5	25.0	0.15	
			30	28.8	20.5	24.5	28.1	28.5	81.0	25.0	0.15	
			27	28.5	21.0	24.5	27.5	27.9	83.0	25.5	0.15	
			22	27.4	20.0	25.0	26.0	26.3	75.0	25.5	0.15	
			18	26.9	20.0	25.0	24.2	24.5	74.0	26.0	0.15	
		427.9	33	31.6	20.0	26.0	32.2	32.5	67.0	26.5	0.10	
			28	30.4	20.0	26.0	31.6	32.0	65.5	26.5	0.10	
			25	29.8	20.0	26.0	30.3	30.6	68.0	26.5	0.10	
			20	29.3	21.0	25.0	27.6	28.1	73.0	26.5	0.10	
		350.5	36	33.4	19.5	26.0	33.5	33.8	62.0	26.0	0.05	
			32	33.0	21.0	25.0	32.5	32.8	72.0	26.0	0.05	
			27	31.9	21.5	26.5	31.6	32.0	75.0	27.0	0.05	
			23	31.3	22.0	26.0	30.6	31.0	78.0	26.5	0.05	

Tabla N° 5.2 Datos obtenidos para empaques de salpicadura (listones de madera)

**Primera Prueba**

Flujo de aire (cfm)	Velocidad aire (pie/min)	Flujo de agua (gpm)	Temperatura del Aqua (°C)		Temperatura del Aire de entrada (°C)		Temperatura del Aire de salida (°C)		Humedad Entrada (%)	T. Bulbo seco Entrada (°C)	DP (cmH <sub>2</sub> O)
			Entrada	Salida	T. Bulbo húmedo	T. Bulbo seco	T. Bulbo húmedo	T. Bulbo seco			
427.9	427.9	25	40.0	34.0	23.8	32.1	31.6	32.9	60.0	32.0	0.10
			40.0	33.2	23.8	32.0	30.9	32.2	60.0	33.0	0.10
			40.0	32.9	24.0	31.0	31.1	32.4	66.0	31.5	0.10
			40.0	32.4	23.8	32.1	30.0	31.5	62.0	31.5	0.10
350.5	350.5	25	40.0	34.8	23.5	31.0	33.6	34.2	64.5	31.0	0.05
			40.0	33.8	23.0	30.0	32.0	32.9	63.0	31.0	0.05
			40.0	33.0	22.5	30.0	31.4	32.5	63.0	31.0	0.05
			40.0	32.0	22.5	29.0	30.0	31.1	66.0	29.5	0.05

**Segunda Prueba**

Flujo de aire (cfm)	Velocidad aire (pie/min)	Flujo de agua (gpm)	Temperatura del Aqua (°C)		Temperatura del Aire de entrada (°C)		Temperatura del Aire de salida (°C)		Humedad Entrada (%)	T. Bulbo seco Entrada (°C)	DP (cmH <sub>2</sub> O)
			Entrada	Salida	T. Bulbo húmedo	T. Bulbo seco	T. Bulbo húmedo	T. Bulbo seco			
1994.4	427.9	25	40.0	33.3	23.0	28.0	31.5	32.5	73.0	28.5	0.10
			40.0	33.2	24.0	30.0	30.9	32.4	70.0	30.0	0.10
			40.0	32.7	23.5	29.5	30.2	31.5	68.0	30.0	0.10
			40.0	32.2	23.5	30.0	30.1	31.4	67.0	30.0	0.10
1632.3	350.5	25	40.0	34.2	23.0	29.0	32.9	33.9	67.0	30.0	0.05
			40.0	33.7	24.0	29.5	32.5	33.4	68.0	30.0	0.05
			40.0	32.7	23.0	28.5	31.0	32.1	69.0	30.0	0.05
			40.0	32.2	23.0	28.0	31.0	31.8	70.0	29.0	0.05



Tabla N° 5.3 Resultados obtenidos para empaques laminares

**Primera Prueba**

Flujo de aire (lb/h)	Flujo de agua (lb/h)	Temperatura del Agua (°F)		Temperatura del Aire de entrada (°F)		Temperatura del Aire de salida (°F)		Humedad de Entrada		Humedad de Salida	
		Entrada	Salida	T. Bulbo húmedo	T. Bulbo seco	T. Bulbo húmedo	T. Bulbo seco	lb agua/lb aire	(%)	lb agua/lb aire	(%)
11624	15012.0	104.0	84.56	70.70	79.70	82.76	83.48	0.01426	65.7	0.02439	95.7
	13510.8	104.0	83.66	70.70	79.70	81.14	82.04	0.01426	65.7	0.02302	96.3
	11008.8	104.0	82.94	71.60	79.70	78.80	79.52	0.01503	69.1	0.02128	97.4
	9007.2	104.0	82.04	71.60	79.70	76.28	77.00	0.01503	69.1	0.01964	97.2
8250	16513.2	104.0	89.06	70.70	80.60	89.24	89.96	0.01407	62.8	0.03019	97.7
	14011.2	104.0	87.98	72.50	80.60	87.62	88.34	0.01561	69.5	0.02875	97.6
	12510.0	104.0	86.72	72.50	78.80	86.72	87.26	0.01600	75.4	0.02799	98.2
	10008.0	104.0	84.74	70.70	78.80	85.10	85.82	0.01445	68.3	0.02672	97.9
6748	18014.4	104.0	91.76	69.80	79.70	91.58	92.30	0.01352	62.4	0.03272	97.4
	16012.8	104.0	90.86	69.80	78.80	90.50	91.22	0.01372	64.9	0.03145	97.3
	13510.8	104.0	89.42	70.70	79.70	89.42	90.14	0.01426	65.7	0.03035	97.6
	11509.2	104.0	88.34	71.60	78.80	87.62	88.70	0.01523	71.9	0.02867	97.5

**Segunda Prueba**

Flujo de aire (lb/h)	Flujo de agua (lb/h)	Temperatura del Agua (°F)		Temperatura del Aire de entrada (°F)		Temperatura del Aire de salida (°F)		Humedad de Entrada		Humedad de Salida	
		Entrada	Salida	T. Bulbo húmedo	T. Bulbo seco	T. Bulbo húmedo	T. Bulbo seco	lb agua/lb aire	(%)	lb agua/lb aire	(%)
11624	17013.6	104.0	84.38	68.00	75.20	84.38	84.92	0.01325	70.2	0.02593	98.1
	15012.0	104.0	83.84	68.90	76.10	82.58	83.30	0.01368	70.3	0.02431	97.2
	13510.8	104.0	83.30	69.80	76.10	81.50	82.22	0.01430	73.4	0.02290	97.0
	11008.8	104.0	81.32	68.00	77.00	78.80	79.34	0.01287	64.4	0.02132	98.1
8250	9007.2	104.0	80.42	68.00	77.00	75.56	76.10	0.01287	64.4	0.01922	97.9
	16513.2	104.0	88.88	68.00	78.80	89.96	90.50	0.01248	59.1	0.03087	98.0
	14011.2	104.0	86.72	68.00	78.80	88.88	89.60	0.01248	59.1	0.02987	97.7
	12510.0	104.0	85.64	68.00	78.80	86.54	87.08	0.01248	59.1	0.02783	98.2
6748	10008.0	104.0	84.74	69.80	77.00	81.68	82.58	0.01411	70.4	0.02349	96.3
	18014.4	104.0	92.12	67.10	77.00	92.30	92.84	0.01186	56.3	0.03361	98.1
	16012.8	104.0	91.40	69.80	77.00	91.04	90.50	0.01411	70.4	0.03149	98.0
	13510.8	104.0	89.42	70.70	79.70	88.88	89.60	0.01426	65.7	0.02987	97.7
11509.2	104.0	88.34	71.60	78.80	87.08	87.80	0.01523	71.9	0.02827	97.6	

Tabla N° 5.4 Resultados obtenidos para empaques laminares

Primera Pueba

Flujo de aire (lb/h)	Flujo de agua (lb/h)	Rango de Enfriamiento (°F)	Carga de Calor (Btu/h)	Entalpia de Entrada del aire (Btu/lb aire s.)	Entalpia de Salida del aire (Btu/lb aire s.)	Carga de Calor (Btu/h)	Relación U/G	Número de Unidades KaVL
11624	15012.0	19.44	291833.3	27.10	39.25	290710.9	1.291	1.257
	13510.8	20.34	274809.7	27.10	37.29	268802.1	1.162	1.321
	11008.8	21.06	231845.3	27.94	34.75	240548.6	0.947	1.360
	9007.2	21.96	197798.1	27.94	32.33	213560.2	0.775	1.387
8250	16513.2	14.94	246707.2	27.10	47.18	165613.6	2.001	0.911
	14011.2	16.02	224459.4	28.80	45.18	135174.2	1.698	1.043
	12510.0	17.28	216172.8	28.78	44.07	126183.7	1.516	1.158
	10008.0	19.26	192754.1	27.09	42.08	123817.0	1.213	1.175
6748	18014.4	12.24	220496.3	26.29	50.56	163817.1	2.669	0.701
	16012.8	13.14	210408.2	26.28	48.89	152817.1	2.372	0.739
	13510.8	14.58	196987.5	27.10	47.40	137007.9	2.002	0.854
	11509.2	15.66	180234.1	27.93	45.19	116420.6	1.705	0.935

Segunda Pueba

Flujo de aire (lb/h)	Flujo de agua (lb/h)	Rango de Enfriamiento (°F)	Carga de Calor (Btu/h)	Entalpia de Entrada del aire (Btu/lb aire s.)	Entalpia de Salida del aire (Btu/lb aire s.)	Carga de Calor (Btu/h)	Relación U/G	Número de Unidades KaVL
11624	17013.6	19.62	333806.8	24.88	41.21	312798.0	1.463	1.238
	15012.0	20.16	302641.9	25.57	39.03	288309.3	1.291	1.259
	13510.8	20.70	279673.6	26.25	37.07	266392.1	1.162	1.311
	11008.8	22.68	249679.6	24.90	34.75	240569.4	0.947	1.362
	9007.2	23.58	217253.7	24.90	31.64	205896.6	0.775	1.376
8250	16513.2	15.12	249679.6	24.92	48.06	190969.9	2.001	0.827
	14011.2	17.28	242113.5	24.92	46.73	179980.7	1.698	1.004
	12510.0	18.36	229683.6	24.92	43.85	156224.4	1.516	1.069
	10008.0	19.26	192754.1	26.26	37.94	96366.2	1.213	1.118
6748	18014.4	11.88	214011.1	24.24	51.68	185179.1	2.669	0.582
	16012.8	12.60	201761.3	26.26	48.89	152671.2	2.372	0.666
	13510.8	14.58	196987.5	27.10	46.73	132509.4	2.002	0.854
	11509.2	15.66	180234.1	27.93	44.52	111914.0	1.705	0.936

Tabla N° 5.6 Resultados obtenidos para empaques de salpicadura (listones de madera)

**Primera Prueba**

Flujo de aire (lb/h)	Flujo de agua (lb/h)	Temperatura del Agua (°F)		Temperatura del Aire de entrada (°F)		Temperatura del Aire de salida (°F)		Humedad de Entrada		Humedad de Salida	
		Entrada	Salida	T. Bulbo húmedo	T. Bulbo seco	T. Bulbo húmedo	T. Bulbo seco	lb agua/lb aire	(%)	lb agua/lb aire	(%)
8250	12510.0	104.0	93.20	74.84	89.78	88.88	91.22	0.01563	52.0	0.02952	91.5
	10508.4	104.0	91.76	74.84	89.60	87.62	90.32	0.01567	52.4	0.02840	92.2
	9507.6	104.0	91.22	75.20	87.80	87.98	87.98	0.01637	57.6	0.02872	92.0
6748	7506.0	104.0	90.32	74.84	87.80	86.00	88.70	0.01606	56.5	0.02689	90.6
	12510.0	104.0	94.64	74.30	87.80	92.48	93.56	0.01560	54.9	0.03371	96.1
	9507.6	104.0	92.84	73.40	86.00	89.60	91.22	0.01521	56.6	0.03031	93.9
6004.8	7506.0	104.0	91.40	72.50	86.00	88.52	90.50	0.01444	53.7	0.02927	93.1
	6004.8	104.0	89.60	72.50	84.20	86.00	87.98	0.01483	58.4	0.02704	93.0

**Segunda Prueba**

Flujo de aire (lb/h)	Flujo de agua (lb/h)	Temperatura del Agua (°F)		Temperatura del Aire de entrada (°F)		Temperatura del Aire de salida (°F)		Humedad de Entrada		Humedad de Salida	
		Entrada	Salida	T. Bulbo húmedo	T. Bulbo seco	T. Bulbo húmedo	T. Bulbo seco	lb agua/lb aire	(%)	lb agua/lb aire	(%)
8250	12510.0	104.0	91.94	73.40	82.40	88.70	90.50	0.01599	66.8	0.02947	93.7
	10508.4	104.0	91.76	75.20	86.00	87.62	90.32	0.01676	62.2	0.02832	90.8
	9507.6	104.0	90.86	74.30	85.10	86.36	88.70	0.01618	91.9	0.02728	91.9
6748	7506.0	104.0	89.96	74.30	86.00	86.18	88.52	0.01599	59.4	0.02712	91.9
	12510.0	104.0	93.56	73.40	84.20	91.22	93.02	0.01560	61.4	0.03206	93.3
	9507.6	104.0	92.66	75.20	85.10	90.50	92.12	0.01696	64.7	0.03126	93.8
6004.8	7506.0	104.0	90.86	73.40	83.30	87.80	89.78	0.01580	64.0	0.02864	93.4
	6004.8	104.0	89.96	73.40	82.40	87.80	89.24	0.01599	66.8	0.02875	95.2

Tabla N° 5.5 Resultados obtenidos para empaques de salpicadura  
(listones de madera)

**Primera Prueba**

Flujo de aire (lb/h)	Flujo de agua (lb/h)	Rango de Enfriamiento (°F)	Carga de Calor (Btu/h)	Entalpia de Entrada del aire (Btu/lb aire s.)	Entalpia de Salida del aire (Btu/lb aire s.)	Carga de Calor (Btu/h)	Relación L/G	Número de Unidades KaV/L
8250	12510.0	10.80	135108.0	31.09	46.75	129215.3	1.516	0.477
	10508.4	12.24	128622.8	31.09	45.20	116423.6	1.273	0.562
	9507.6	12.78	121507.1	31.42	45.64	117387.3	1.152	0.598
	7506.0	13.63	102682.1	31.07	43.21	100190.8	0.909	0.625
6748	12510.0	9.36	117093.6	30.56	51.97	144446.7	1.853	0.392
	9507.6	11.16	106104.8	29.70	47.63	121040.2	1.408	0.464
	7506.0	12.60	94575.6	28.85	46.30	117811.2	1.112	0.516
	6004.8	14.40	86469.1	28.83	43.21	97031.2	0.889	0.616

**Segunda Prueba**

Flujo de aire (lb/h)	Flujo de agua (lb/h)	Rango de Enfriamiento (°F)	Carga de Calor (Btu/h)	Entalpia de Entrada del aire (Btu/lb aire s.)	Entalpia de Salida del aire (Btu/lb aire s.)	Carga de Calor (Btu/h)	Relación L/G	Número de Unidades KaV/L
8250	12510.0	12.06	150870.6	29.66	46.52	139112.7	1.516	0.546
	10508.4	12.24	128622.8	31.39	41.20	113904.1	1.273	0.570
	9507.6	13.14	124929.9	30.53	43.65	108211.4	1.152	0.605
	7506.0	14.04	105384.2	30.54	43.43	106325.3	0.909	0.639
6748	12510.0	10.44	130604.4	29.68	50.02	137248.7	1.853	0.457
	9507.6	11.34	107816.2	31.39	48.90	118152.3	1.408	0.514
	7506.0	13.14	98628.8	29.67	45.42	106256.4	1.112	0.575
	6004.8	14.04	84307.4	29.66	45.41	106267.3	0.889	0.611

## Empaques laminares

### Primera Prueba

Velocidad (cfm)	Entalpia a la salida (Btu/lb aire seco)	Tem.de saturación a la salida (°C)	Tem.de saturación a la salida (°F)
590.6	52.21	33.7	92.66
	50.74	33.2	91.76
	47.89	32.2	89.96
	44.96	30.8	87.44
427.9	57.01	35.4	95.72
	56.01	35.0	95.00
	54.99	34.7	94.46
	50.46	33.1	91.58
350.5	58.98	36.1	96.98
	57.48	35.6	96.08
	56.29	35.1	95.18
	54.65	34.6	94.28

### Segunda Prueba

Velocidad (cfm)	Entalpia a la salida (Btu/lb aire seco)	Tem.de saturación a la salida (°C)	Tem.de saturación a la salida (°F)
590.6	53.61	34.2	93.56
	51.61	33.5	92.30
	50.32	33.0	91.40
	46.39	31.4	88.52
	43.18	30.0	86.00
427.9	55.19	34.8	94.64
	54.27	34.4	93.92
	52.77	33.9	93.02
	49.63	32.8	91.04
350.5	55.96	35.0	95.00
	56.17	35.1	95.18
	56.29	35.2	95.36
	54.65	34.6	94.28

## Empaques de salpicadura (listones de madera)

### Primera Prueba

Velocidad (cfm)	Entalpia a la salida (Btu/lb aire seco)	Tem.de saturación a la salida (°C)	Tem.de saturación a la salida (°F)
427.9	47.48	31.9	89.42
	46.69	31.6	88.88
	46.15	31.3	88.34
	43.53	30.2	86.36
350.5	47.93	32.1	89.78
	45.43	31.0	87.80
	42.87	29.9	85.82
	41.65	29.3	84.74

### Segunda Prueba

Velocidad (cfm)	Entalpia a la salida (Btu/lb aire seco)	Tem.de saturación a la salida (°C)	Tem.de saturación a la salida (°F)
427.9	47.96	32.2	89.96
	47.00	31.7	89.06
	45.69	31.1	87.98
	43.33	30.1	86.18
350.5	49.04	32.6	90.68
	47.38	31.9	89.42
	44.30	30.5	86.90
	42.16	29.5	85.10

Graficando los datos  $L/G$  &  $KaV/L$  de las corridas experimentales, obtenemos las gráficas del Apéndice N°23 para empaques laminares y de salpicadura respectivamente.

Para los *empaques laminares*, se aplica regresión lineal para la determinación de los parámetros  $A$  y  $n$  de la siguiente ecuación:

$$KaV/L = A \cdot (L/G)^{(-n)} \quad (\text{Según texto 3 de la Bibliografía}) \quad (1)$$

Tomando logaritmos:  $\text{LOG}(KaV/L) = \text{LOG}(A) - n \cdot \text{LOG}(L/G)$

si llevamos la ecuación a la forma:

$$Y = a_1 + a_2 \cdot X \quad (2)$$

tenemos,  $Y = \text{LOG}(KaV/L)$        $a_1 = \text{LOG}(A)$

$X = \text{LOG}(L/G)$        $a_2 = -n$

Los datos tomados de la tabla 5.4 son:

<b>V=590.6 CFM</b>			<b>V=427.9 CFM</b>			<b>V= 350.5 CFM</b>		
	Primera Corrida	Segunda Corrida		Primera Corrida	Segunda Corrida		Primera Corrida	Segunda Corrida
$L/G$	$KaV/L$	$KaV/L$	$L/G$	$KaV/L$	$KaV/L$	$L/G$	$KaV/L$	$KaV/L$
0.77	1.387	1.375	1.213	1.175	1.118	1.706	0.935	0.936
0.94	1.360	1.362	1.516	1.158	1.069	2.001	0.854	0.854
1.16	1.321	1.311	1.698	1.043	1.004	2.373	0.739	0.666
1.29	1.257	1.259	2.001	0.911	0.827	2.670	0.701	0.581
1.46	-	1.238						

Las correlaciones obtenidas son:

$$(KaV/L)_{590.6 \text{ cfm}} = 1.33 (L/G)^{-0.17}$$

$$(KaV/L)_{427.9 \text{ cfm}} = 1.30 (L/G)^{-0.50}$$

$$(KaV/L)_{350.5 \text{ cfm}} = 1.33 (L/G)^{-0.66}$$

Observando una tendencia lineal para los *empaques de salpicadura*, se aplica regresión lineal para la determinación de los parámetros A y n de la siguiente ecuación,

$$KaV/L = 0.07 + A (N) (L/G)^{(-n)} \quad (\text{usada en el ítem 2 de la sección 5.1}) \quad (3)$$

Y arreglando (3)  $KaV/L - 0.07 = A (N) (L/G)^{(-n)}$

Tomando logaritmos:  $LOG(KaV/L - 0.07) = LOG(A \cdot N) - n LOG (L/G)$

si llevamos la ecuación a la forma:

$$Y = a_1 + a_2 \cdot X \quad (4)$$

tenemos,  $Y = LOG (KaV/L - 0.07)$   $a_1 = LOG (A \cdot N)$

$$X = LOG (L/G) \quad a_2 = -n$$

Los datos tomados de la tabla 5.5 son:

V = 427.9		CFM		V = 350.5		CFM	
Primera Corrida		Segunda Corrida		Primera Corrida		Segunda Corrida	
L/G	KaV/L	KaV/L	KaV/L	L/G	KaV/L	KaV/L	KaV/L
0.9097	0.625	0.639	0.639	0.8898	0.616	0.611	0.611
1.1523	0.598	0.605	0.605	1.1123	0.516	0.575	0.575
1.2736	0.562	0.570	0.570	1.4089	0.464	0.514	0.514
1.5162	0.477	0.546	0.546	1.8538	0.392	0.457	0.457

Las correlaciones obtenidas son:

$$(KaV/L)_{427.9 \text{ cfm}} = 0.07 + 0.061 (L/G)^{-0.36}$$

$$(KaV/L)_{350.5 \text{ cfm}} = 0.07 + 0.058 (L/G)^{-0.47}$$

Los cálculos efectuados y resultados se muestran en Apéndice N° 24.

### 5.3. *Resultados. Discusión*

- Las condiciones en las que se llevaron a cabo las corridas experimentales, tales como: flujo variable de vapor (el rango de presión de vapor proveniente del caldero es de 60 a 80 psia) ocasiona demoras en las pruebas debido a que el control de temperatura del agua de ingreso es manual.
  
- Al efectuar la verificación del flujo de aire proporcionada por el extractor, se obtuvo una variación de la velocidad del aire a través de la torre del 5 al 15% del valor considerado en la tablas correspondientes a la determinación de los flujos de agua con los que se realizarían las corridas de pruebas experimentales, es por ello que las pruebas experimentales finalmente se efectuaron a los flujos de agua que aparecen en la tabla 5.1, 5.2, 5.3 y 5.4.
  
- Las condiciones de saturación del aire alcanzadas a la salida de la torre varían entre 95 y 98% de humedad relativa para empaques de salpicadura y laminar respectivamente, verificándose aproximadamente la asunción en el diseño de la torre respecto a la saturación completa del aire a la salida de la misma.
  
- La lectura de las temperaturas de bulbo húmedo y seco del aire de salida no corresponden a los valores que se obtienen cuando se efectúa el balance de energía en el sistema, estas lecturas resultan ser inferiores en aproximadamente 3 y 1°C para empaques laminar y de salpicadura respectivamente, lo cual podría deberse a pérdidas de calor al ambiente en forma de condensado.



Además la medición de temperatura en un sólo punto no es un valor representativo de las condiciones del sistema en ese instante, se requiere colocar varios termómetros en un mismo plano y lo más cercano posible al final del empaque.

- De las dos corridas experimentales para empaques laminares y de salpicadura (Apéndice N° 23), al realizar la regresión lineal de  $KaV/L$  y  $L/G$ , se escogen las que tienen un factor de correlación  $r^2$  mayor a 0.95 como las curvas características que mejor representan a los empaques de salpicadura empleados.

Para el caso de empaques laminares la curva característica que mejor correlaciona los datos experimentales corresponde a la de velocidad de flujo de aire de 350.5 pie/min y para el caso de las velocidades de 427.9 y 590.6 pie/min se prefiere una representación gráfica ( $KaV/L$  vs  $L/G$ ) en lugar de una ecuación que los correlacione por los factores de correlación obtenidos (Apéndice N° 24).

- La comparación de las curvas características para empaques laminares obtenidas experimentalmente y las proporcionadas por el fabricante siguen la misma tendencia mas no así los mismos valores numéricos de  $KaV/L$ , esto podría deberse a la precisión con la que se hallan leído los diferentes valores de temperaturas del agua y del aire (+/- 0.5°C), flujo de agua de entrada a la torre

(+/- 0.5 gal), las lecturas manométricas en el tubo pitot (+/- 0.05 cm de agua), las distintas condiciones ambientales (humedad) a las cuales se efectuaron las pruebas, el área de intercambio de calor (pérdidas a través de las paredes y entre empaques).

Las correlaciones obtenidas (Apéndice N° 24) para empaques de salpicadura (listones de madera) son:

$$(KaV/L)_{300 \text{ cfm}} = 0.07 + 0.058 (L/G)^{-0.47}$$

$$(KaV/L)_{450 \text{ cfm}} = 0.07 + 0.061 (L/G)^{-0.36}$$

Los parámetros estimados de la anteriores ecuaciones involucran una desviación de la ecuación empleada ( $(KaV/L) = 0.07 + 0.06(L/G)^{-0.62}$ ) debido a un cambio en la distribución de los listones de madera en cada nivel, así como los errores asociados en los instrumentos de medición antes mencionado para los empaques laminares.

## CAPITULO 6

### COSTO ECONOMICO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

Los costos serán detallados por

#### 1.- Línea de Vapor:

( 2 )	Universal de Fe negro, 150 lbs. CIFUNSA	1"	3.99	6.62
( 4 )	Codo de Fe negro, 150 lbs.,90° TUPY	1"	1.48	4.91
( 1 )	Reducción de Fe negro, 300 lbs. TUPY	1"-1/2"	3.09	2.56
( 2 )	Tubos de Fe sin costura, SCH-40 x 6m	1"	33.72	55.98
( 1 )	Copla Fe negro, 150 lbs, TUPY	1"	2.02	1.68
( 2 )	Reducción Tupy en Fe negro 300 lbs	1"-3/4 "		7.29
( 1 )	Válvula de aguja deBronce para agua CRANE	3/4 "		84.39
	modelo D-71, 200 lbs/vapor, 400 lbs/agua			
( 1 )	Válvula de bronce Check Swing PEGLERS	1"		55.40
	1060-A para 150 lbs/wog			
( 1 )	Válvula esférica de bronce CIM 20 para cierre	1"		29.40
	rápido y asiento de teflón para 60 lb.			
(11)	Preformados de lana de vidrio x 1m, esp 1 1/2"	1"		153.51

<b>Válvulas</b>	<b>S/.169.3</b>
<b>Tubos y Conexiones</b>	<b>S/.195.4</b>
<b>Aislamiento</b>	<b>S/.153.5</b>

## 2. Línea de agua:

( 1 ) Check vertical bronce, con rosca y canastilla 125 lbs/wog, CIM 95	2"	27.32	22.67
( 3 ) Codos de fierro galvanizado, 150 psi 90°,CIFUNSA	2"	2.00	4.98
( 1 ) Check Swing de bronce, 125 bls/wog,CIM 80	2"	37.58	31.19
( 1 ) Válvula de globo de bronce, 150 lbs/wog CIM 75	2"	35.82	29.73
( 2 ) Tees de fierro galvanizado, 150psi, CIFUNSA	2"	2.58	4.28
( 2 ) Niple galvanizado x 2"	2"		4.12
( 2 ) Tee de Fe galvanizado	1 1/2"		4.90
( 1 ) Niple de Fe galvanizado x 3"	2"		3.08
( 3 ) Niple de Fe galvanizado x 4"	2"		12.23
( 2 ) Niple de Fe galvanizado x 6"	2"		12.24
( 2 ) Reducciones de Fe galvanizado	2"-1"		9.80
( 3 ) Codos 90° de Fe galvanizado	2"		17.38
( 2 ) Contratuerca de Fe galvanizado	2"		4.39

( 2 )	Unión simple de Fe galvanizado	2"		11.11
( 1 )	Reducción de Fe galvanizado	2" - 1 1/2"		4.90
( 3 )	Universal de fierro galvanizado, 150 lbs	2"	12.04	29.98
	CIFUNSA			
( 2 )	Reducción de fierro galvanizado	2" - 1 1/2"	3.73	6.19
( 1 )	Tubo de fierro galvanizado con rosca x 6,4m	2"	55.08	5.72
( 3 )	Cifones para manómetro	1/4"	3.58	8.91
( 1 )	Tapón macho de fierro galvanizado,150 psi	2"	0.85	0.71
	CIFUNSA			
( 1 )	Manómetro,rango de 0-100psi, conexión 1/4"	4 1/2"	45.96	38.15
	ASHCROFT DRESSER 02L -1000			
( 2 )	Manómetro,rango de 0- 60psi, conexión 1/4"	2 1/2"	20.32	33.73
	ASHCROFT DRESSER 02L -1005			
( 2 )	Reducción de fierro galvanizado	2" - 1"	2.41	4.00
( 1 )	Tubo de PVC, con rosca x 2,5m, MATUSITA	1"		11.60
( 1 )	Adaptador PVC, MATUSITA	1"		1.39
( 1 )	Unión simple de fierro galvanizado	1"		1.80
( 1 )	Tapón hembra con rosca	1"		1.50
( 1 )	Unión galvanizado	1/4"		1.50
( 1 )	Llave de cierre y purga para manómetro H 1/4"			58.74
	y M 1/4", JAKO			

<b>Válvulas</b>	<b>S/. 219.0</b>
<b>Manómetro</b>	<b>S/. 71.9</b>
<b>Tubos y conexiones</b>	<b>S/. 308.8</b>
<b>Bomba de 1.4HP</b>	<b>S/. 926.6</b>

### 3. Mezclador de vapor-agua:

( 1 )	Plancha LAC, 1220 x 2400mm	3/32"	78.89
( 1 )	Plancha de jebe puro 29" x 1m	1/8"	70.00
( 1 )	Plancha de jebe puro (120x180)	3/16"	166.00
	<b>Planchas de Fe y jebe</b>		<b>S/. 314.9</b>

### 4. Torre de Enfriamiento:

( 1 )	Angulo de Fe negro x 6m	2" x 1/8"	30.99
( 1 )	Platina de Fe x 6m	2" x 3/16"	25.29
( 1 )	Angulo de aluminio b4b7		15.50
( 3 )	Plancha de Fe galvanizado imp.1220 x 2400x1.5mm		287.79
( 3 )	Servicio de corte		46.77
( 2 )	Angulo de Fe x 6m	2" x 3/16"	86.79
( 6 )	Kilos de soldadura CELLOCORD	1/8"	35.41
( 2 )	4310		60.00
( 1 )	Bomba de a 1E - 1,4R	1" - 1"	926.56
( 8 )	Modulos de Intercambio de calor (atrapagotas)		1101.23
( 1 )	Pulverizador de agua	2"	80.00
( 4 )	Pulverizador de agua	1 1/2"	144.00

(36) Listones de madera pino		15.00
( 2 ) Niples de Fe galvanizado x 3"	2"	2.16
( 2 ) Tee de PVC con rosca, para agua	1 1/2"	7.39
( 4 ) Codos de 90° de PVC con rosca, para agua	1 1/2"	10.96
( 1 ) Plancha de acrílico con corte a medida	3/16"	180.00
<b>Planchas de Fe galv. y ángulos de Fe.</b>		<b>S/. 430.9</b>
<b>Planchas de Acrílico</b>		<b>S/. 180.0</b>
<b>Empaques y pulverizadores</b>		<b>S/. 1340.3</b>
<b>Ángulos de Al., conexiones y soldadura</b>		<b>S/. 131.4</b>

### 5. Línea de Aire

\*Construcción de un extractor centrífugo e instalación de 6 ductos de Fe galvanizado de 1/32" y  $\varnothing$  16" ( incluye soporte, codos, canaleta y cono de regulación)

2362.95

**Extractor Centrífugo**

**S/. 2362.95**

### 6. Mano de obra para la construcción del sistema de enfriamiento:

* Construcción de la torre de enfriamiento (columna)	255.00
* Construcción de poza de 4 m <sup>3</sup>	1050.00
* Apoyo en instalación de líneas de agua, vapor y de corriente	250.00
* Construcción de tanque mezclador 0.25x0.60 e inst. de tub.	195.00
* Construcción de tanque mezclador 0.40x0.60 e inst. de tub.	380.00
* Construcción de un disco (incluido material)	15.00

6" de  $\varphi$ , 3 " ancho y 1/2 " de espesor

\* Corte de plancha de jebe 14.00

\* Corte y refuerzo de torre 80.00

**Mano de Obra S/.2285.8**

## 7. Medidores

( 1 ) Termoanemómetro serie N°L389333 1134.00

( 1 ) Flujómetro para agua modelo F-451004LHN,  
marca BLUEWHITE-USA,rango 4-40 gpm 1271.00

( 2 ) Tubos Pitot 150.00

( 1 ) Termómetro bimetálico CIMPA TM 439 4" 108.00  
de 0 - 100°C conex. Posterior 1/2"

( 1 ) Termómetro bimetálico CIMPA TMC39 2 1/2" 82.93  
de 0 - 100°C conex. Posterior 1/4"

( 2 ) Termómetros escala externa -10 + 110°C 53.52  
RASOTHERM

( 2 ) Termómetros de vidrio -50/50° div.0,1° 507.31  
L = 580 mm,  $\varphi$  = 9/10 mm AMARELL

**Instrumentos de medición S/.2555,0**

**Termómetros S/. 751,8**

## 8. Poza de Almacenamiento

( 3 ) Bolsas de cemento andino 42.90

(1/2) Kilo de clavos 4" 1.50



( 4 ) m <sup>3</sup> arena gruesa		103.00
( 1 ) m <sup>3</sup> arena fina		20.00
( 2 ) m <sup>3</sup> piedra chancada		80.00
( 1 ) Galón de Sica		30.00
(18) Bolsas de cemento		250.37
(15) Fierro de construcción SIDER	3/8"	81.39
( 6 ) Kilos de alambre N°16		10.63
( 6 ) Fierros de 16mm, 9m.		20.47
( 2 ) Kilos de clavos	2"	3.96
<b>Poza de almacenamiento de agua</b>		<b>S/. 644,22</b>

#### 9. Otros:

* Construcción e instalación de una reja de protección de Fe de 3/8" tipo ladrillo (incluye pintado)		590.00
( 1 ) Juego de EPOXILUX 100 gris claro ( 1*1"A"+ 1*1/4 "B")		62.30
( 2 ) Juegos WASHPRIMER amarillo ( 2*1/4"A"+ 2* 1/4"B")		29.40
( 1 ) Arrancador/contactor 3HP, 220V y 9 amp		185.00
(20) Cintas teflón		20.00

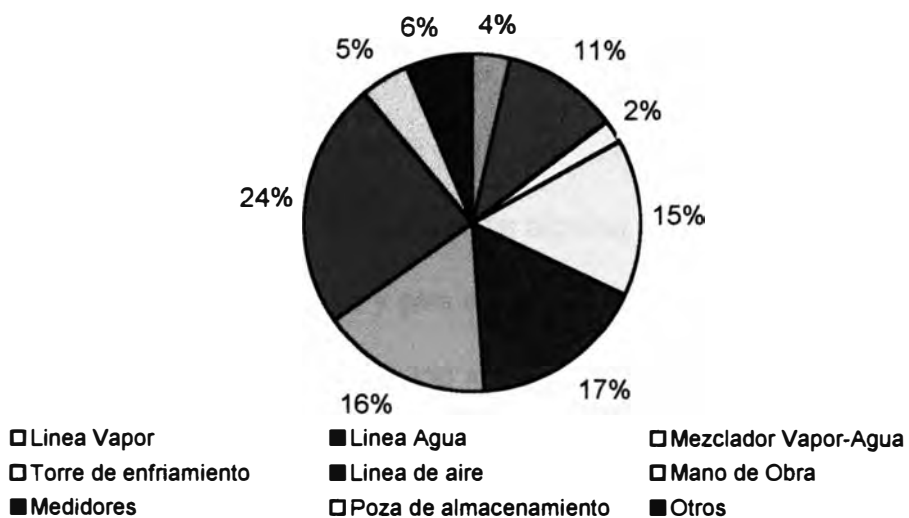
**RESUMEN DE COSTO**

Descripción	Costo Parcial (S/.)	Costo Total (S/.)
1. Línea de <u>Vapor</u>		518.4
Válvulas	169.3	
Tubos y Conexiones	195.4	
Aislamiento	153.5	
2. Línea de <u>agua</u>		1526.3
Válvulas	219.0	
Manómetro	71.9	
Tubos y conexiones	308.8	
Bomba de 1.4 HP	926.6	
3. Mezclador de <u>vapor-agua</u>		314.9
Planchas de Fe y jebe	314.9	
4. Torre de Enfriamiento		2082.6
Planchas de Fe galv. y ángulos de Fe.	430.9	
Planchas de Acrílico	180.0	
Empaques y pulverizadores	1340.3	
Angulos de Al., conex. y soldadura	131.4	
5. <u>Línea de Aire</u>		2363.0
Extractor Centrifugo	2363.0	
6. Mano de obra en la construcción del sistema de enfriamiento		2285,8
7. <u>Medidores</u>		3306.8
Instrumentos de medición	2555.0	
Termómetros	751.8	
8. Poza de Almacenamiento		644.2
9. Otros		886.7
<b>TOTAL</b>		<b>14528.0</b>

El costo total en dolares es \$ 5380.7 considerando un valor promedio (S/. 2.70) del dolar entre S/. 2.65 y 2.75 de Enero a Setiembre de 1997 respectivamente, período durante el cual se hicieron las compras de los diferentes items descritos anteriormente.

### Costo en porcentaje de la torre de Enfriamiento.

Línea de Vapor	S/. 518.4
Línea de agua	S/. 1526.3
Mezclador de vapor-agua	S/. 314.9
Torre de Enfriamiento	S/. 2082.6
Línea de Aire	S/. 2363.0
Mano de obra en la construcción del sistema de enfriamiento	S/. 2285.8
Medidores	S/. 3306.8
Poza de Almacenamiento	S/. 644.2
Otros	S/. 886.7
	<b>S/. 14 528.0</b>



# CAPITULO 7

## CONCLUSIONES

1. Se ha diseñado y construido una torre de enfriamiento de tiro inducido de flujo en contracorriente, con dimensiones de 0.656x0.656x2.43 m. que cuenta con una pared desmontable e incluye un sistema de calentamiento de agua, bomba y línea de distribución de agua, estanque, ductos para la medición de velocidad de aire y ventilador; que permite obtener una carga de enfriamiento de 249 000 Btu/h para el empaque laminar y 122 000 Btu/h para el empaque de salpicadura considerando flujos de aire de 11 624 Lb/h y 8250 Lb/h respectivamente.
2. Se ha obtenido la curva característica de dos tipos de empaques: laminar y de salpicadura (listones de madera), ver Apéndice N° 23. Las medidas experimentales fueron llevadas a cabo: para el caso de empaques laminares en un rango de velocidad de aire de 350 a 600 pie/min y en un rango de flujo de líquido de 18 a 36 gpm alcanzándose un máximo rango de enfriamiento de 13 °C y un mínimo de 6.5 °C; y para el caso de salpicadura (de madera) en un rango de velocidad de aire de 350 a 450 pie/min y en un rango de flujo de líquido de 12 a 25 gpm alcanzándose un máximo rango de enfriamiento de 8°C y un mínimo de 5 °C

Para empaques laminares se expresa gráficamente y para los de salpicadura se emplean las siguientes correlaciones:

$$(KaV/L)_{300\text{ cfm}} = 0.07 + 0.058 (L/G)^{-0.47}$$

$$(KaV/L)_{450\text{ cfm}} = 0.07 + 0.061 (L/G)^{-0.36}$$

3. El costo total de la torre de enfriamiento es \$ 5380.7, del cual sólo el 55% corresponde a la torre en sí sin considerar las líneas de aire, mezclador, líneas de vapor, poza de almacenamiento y otros. Este porcentaje es un monto aproximado que se gastaría si se desea instalar una sistema de enfriamiento con las dimensiones y material de construcción similares a los empleados.

El costo que involucra la verificación de las condiciones de operación y del ambiente haciendo uso de medidores corresponde a un 23% del costo total.

4. Los valores obtenidos de caída de presión a través de la torre son de aproximadamente: entre empaques de 0.5 pulg. de agua y entre atrapagotas de 0.05 pulg. de agua respectivamente a flujos máximos. Estos valores de caída de presión son relativamente bajos comparados con las caídas de presión que se hubiera alcanzado con empaques tipo Rasching cerámico de 1.6mm de pared y 2" que estan cercanos a 6 pulg. de agua. Los valores bajos de caída de presión permite un flujo uniforme de aire a través del empaque y se pueda obtener mayor área de contacto.

5. De las evaluaciones realizadas se permite comprobar que: el valor de las unidades de difusión ( $KaV/L$ ) varía en forma inversamente proporcional a la relación  $L/G$ , de acuerdo con las predicciones teóricas.
  
6. Para diferentes velocidades de aire y un valor de  $L/G$ , se observa que a mayor velocidad de aire se obtiene mayor valor de  $KaV/L$ . Esto significa que son sensibles a las variaciones de flujo de aire y agua, no dependen sólo de sus condiciones de entrada y salida.

## CAPITULO 8

### RECOMENDACIONES

1. Instalar una válvula de control en la línea de vapor que tendría como variable manipulada el flujo de ingreso de vapor para mantener en un valor fijo la temperatura del agua de entrada.
2. Realizar estudios y evaluaciones con otros tipos de empaques (de material, forma y dimensiones distintas) mediante la obtención de sus curvas características.
3. Realizar evaluaciones de la influencia en el funcionamiento de una torre de enfriamiento de sus accesorios tales como los pulverizadores y atrapagotas.

## BIBLIOGRAFIA

### TEXTOS

- (1) BAQUERO F., y LLORENTE M., “Equipos para la Industria Química y Alimentaria”, Editorial Alhambra 1985, Cap. 6, Pag. 352-369.
- (2) FOUST, ALAN y otros, “Principios de operaciones Unitarias”, Editorial Continental, 1º E d. Español, 7º reimpresión, México. 1975.
- (3) GURNEY, J. D. y COTTER I.A., “Cooling Towers”, Editorial Maclaren & Sony, London 1966.
- (4) KERN, DONALD, “Procesos de Transferencia de Calor”, Editorial Continental, 1ºEd. Español, México 1975.
- (5) MOLYNEUX, Laboratory Exercises in Chemical Engineering, 1967. Pag. 138 a 143.
- (6) TREYBAL, ROBERT, “Operaciones con Transferencia de Masa”, Ed HASA, 2º Edición, Buenos Aires 1973.
- (7) PERRY, JOHN H., “Chemical Engineers Handbook”, Mc. Graw Hill Book Company, Fourth Edition, New York 1963.



**REVISTAS**

- (8) BURGER ROBERT, "Cooling Tower Drift Elimination". Chemical Engineering Progress (Vol. 71,Nº7), 1975.
- (9) FELTZIN, ALLEN y BENTON DUDLEY, "A more Nearly Exact Representation of Cooling Tower Theory", Cooling Tower Institute 1991 Annual Meeting, New Orleans, Louisiana, February 6-8, 1991.
- (10) NIETO S., JAIME, "Torres de Refrigeración", Ingeniería Química, Abril 1970, Pag 43-48.
- (11) SWENSON L., KELLY N.; "Comparative performance of Cooling Tower Packing Arrangements", Chemical Engineering Progress, Page 263-268, July 1956.
- (12) COOPER HERBERT W. , "Area application for Distributor Pipes", Chemical Engineering , Page 148, October 1963.

**TESIS**

- (13) PASTRANA SOTO, W., "Diseño y Evaluación de una Torre de Enfriamiento", UNMSM, Lima 1983.
- (14) REYES ACOSTA, Rosario, "Diseño de Torre de Enfriamiento por computadora", FIQM - UNI, Lima 1989.