



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA  
DE MÉXICO



FACULTAD DE INGENIERÍA

“EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO TÉRMICO DE LA TORRE DE  
ENFRIAMIENTO CT-502”

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE

**INGENIERO MECÁNICO**

P R E S E N T A N

**DOMINGO RAMÍREZ HERNÁNDEZ**

**RAMÓN ULISES VILLARREAL CALLEROS**

**ASESOR: M. I. VICENTE GUILLERMO LÓPEZ FERNÁNDEZ**

CIUDAD UNIVERSITARIA JUNIO DE 2008

*Agradecemos*

*At la Universidad Nacional Autónoma de México por el orgullo de pertenecer a esta institución y habernos formado en sus aulas.*

*At la Facultad de Ingeniería por guiarnos en la senda del conocimiento y sembrar en nosotros el ideal de forjar un México mejor.*

*At los profesores miembros del jurado Ing. José Adrián Valera Negrete, M.I. Vicente Guillermo López Fernández, Ing. Armando Maldonado Susano, M.I. Ricardo Riquelme Morales e Ing. Raúl Alfonso Sánchez Plata por sus consejos en la elaboración de este trabajo.*

*Agradezco*

*A mis padres por el haberme permitido cumplir esta etapa de mi vida.*

*A mis hermanos por apoyarme en los momentos difíciles.*

*A mis amigos por estar siempre a mi lado, y enfrentar conmigo los retos juntos y nunca darse por vencidos.*

*Gracias A Todos*

*Domingo Ramírez Hernández*

## *Agradezco*

*A mis padres Ramón José Villarreal Montoy y Adda Calleros Rubalcaba por darme el don más precioso: la vida. Por enseñarme el valor de la constancia y la honestidad por medio de su ejemplo.*

*A mis hermanas Aranzazú y Jazmin por motivarme siempre en todas las etapas de mi vida. A Ismael Anaya quien siempre me ayudó en mis tragedias computacionales. A Luis Soto por guiarme en los laberintos de la ingeniería.*

*A mis tíos Freya y José Luis y a mis primos Omar, Freya y Luis por estar siempre cerca de mí.*

*A Karla Mariela Jiménez Aráoz por contagiarme de su optimismo y llenar mi vida de alegría.*

*A mis amigos fx infantiles de la Basílica de Guadalupe por enfrentar siempre juntos los retos que nos ha marcado la vida.*

*At mis amigos del equipo de atletismo de la Facultad de Ingeniería,  
por compartir tantas competencias en la lucha por vencer nuestros  
propios límites. En especial agradezco los consejos del profesor  
Jaime Whaley Dillman por enseñarme a apreciar el honor de  
portar los colores universitarios.*

*At mis compañeros de generación por formar juntos un sólido  
equipo.*

*Ramón Ulises Villarreal Calleros*

# Índice

---

Introducción.....	1
Objetivos .....	2
Capítulo I Generalidades.....	3
I.1 Características de una torre de enfriamiento .....	3
I.1.1 Características de operación de una torre húmeda .....	3
I.1.2 Características físicas .....	4
I.1.2.1 Proceso de Transferencia de calor .....	7
I.1.3 Clasificación de las torres de enfriamiento .....	9
I.1.3.1 Tipo de operación .....	9
I.1.3.2 Tipo de flujo de aire .....	11
I.1.3.3 Tipo de fabricación .....	17
I.1.3.4 De acuerdo a la forma .....	19
I.1.3.5 De acuerdo a la forma de transferencia de calor .....	21
I.1.3.6 Tipo de estructura .....	21
I.1.4 Relleno.....	24
I.1.4.1 Tipos de relleno .....	24
Capítulo II Torre de enfriamiento CT-502 .....	31
II.1 Especificaciones .....	31
II.2 Inspección general de la torre.....	32
II.2.1 Estructura general .....	32
II.2.2 Persianas.....	34
II.2.3 Empaque .....	36

II.2.4 Eliminadores de arrastre.....	36
II.2.5 Ventiladores y conos venturi.....	37
II.2.6 Sistema de distribución.....	39
II.2.7 Tina de agua caliente .....	40
II.2.8 Línea de repuesto.....	47
II.3 Desempeño actual .....	47
<b>Capítulo III Balance de masa y energía .....</b>	<b>49</b>
III.1 Balances de masa y energía .....	51
III.1.1 Balance de masa.....	51
III.1.2 Balance de energía.....	52
III.1.2.1 Humedad específica .....	54
III.2 Cálculos de desempeño de la torre .....	55
III.2.1 Calor disipado.....	55
III.2.2 Rendimiento.....	56
III.2.3 Eficiencia de Carnot.....	56
III.2.4 Número de unidades de difusión .....	56
III.3 Memoria de cálculo .....	57
<b>Capítulo IV Análisis Térmico .....</b>	<b>81</b>
IV.1 Calor disipado.....	81
IV.2 Eficacia calorífica.....	82
IV.3 Eficiencia de Carnot.....	84
IV.4 Análisis de rendimiento.....	85
IV.5 Número de Merkel .....	87

Capítulo V Estudio Económico .....	89
V.1 Propuesta de reparación .....	89
V.2 Propuesta de sustitución .....	91
V.3 Cálculo de variables económicas .....	92
Conclusiones .....	94
Anexo 1 Propiedades del aire .....	96
Anexo 2 Carta psicrométrica del proceso .....	98
Anexo 3 Cotización .....	99
Bibliografía .....	101



# Introducción

---

El presente trabajo surge de la necesidad de realizar un análisis para determinar las características de funcionamiento de una torre de enfriamiento instalada en planta desde el año de 1977, siendo que ha recibido muy poco mantenimiento desde entonces.

Las torres de enfriamiento son equipos ampliamente utilizados en la industria para llevar a cabo procesos de enfriamiento del agua proveniente de otros equipos de intercambio de calor.

En el primer capítulo se explicará el funcionamiento de una torre de enfriamiento y se mencionarán los distintos tipos de torres que existen para poder clasificar a detalle el equipo del que se trata.

Posteriormente se presentarán datos tomados en campo que permitirán conocer las características de operación. Así mismo por medio de fotografías se podrá tener un panorama más claro del deterioro del que ha sido objeto la torre en estudio.

Partiendo de los datos recabados, en el capítulo tercero se llevará a cabo un balance de energía y masa. Se desarrollarán cálculos como son el calor disipado, número de unidades de difusión, rendimiento y eficiencia.

Con base en los resultados, en el capítulo cuatro se desarrollará un análisis termodinámico de la torre de enfriamiento. Dicho análisis se hará en forma comparativa tomando como referencia las propiedades termodinámicas de una celda que ya fue reparada.

Considerando factores económicos, el capítulo cinco ofrece una perspectiva de los costos de las distintas alternativas de solución y se determinará cuál de ellas representa la mejor relación costo beneficio.

# Capítulo I

## Generalidades

---

### I.1 Características de una torre de enfriamiento

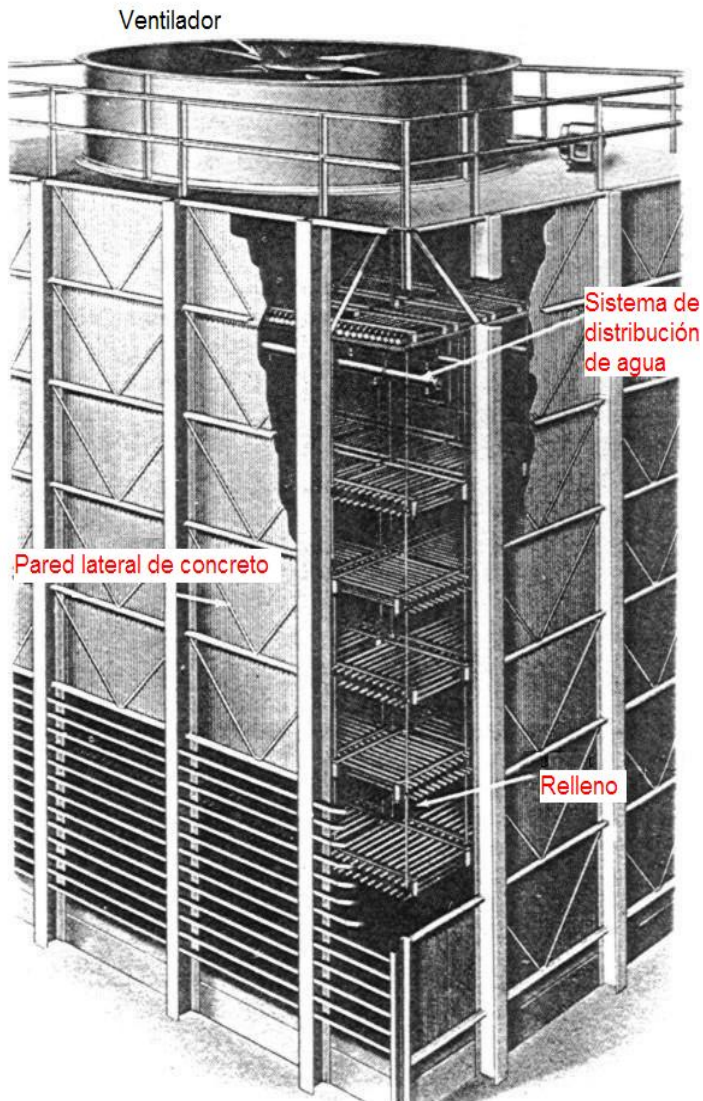
#### I.1.1 Características de operación de una torre húmeda

Una torre de enfriamiento es un equipo de intercambio de calor cuya función principal es la de enfriar grandes volúmenes de agua caliente, que provienen de sistemas de enfriamiento de otros procesos industriales y de la refrigeración de sistemas de aire acondicionado, para poder usarla de nuevo en el proceso.

Antiguamente el agua caliente de los procesos de enfriamiento se regresaba a estanques o ríos cercanos para que se enfriara al contacto con el agua de los mismos, sin embargo se descubrió que esto provocaba daños en el ecosistema debido al aumento de temperatura. Además de las ventajas en relación con la protección al medio ambiente, después de hacer análisis a diferentes tipos de intercambiadores de calor, se encontró que el uso de torres de enfriamiento resulta ser más eficiente que el método de regresar el agua a los estanques y también representa una ventaja económica.

La forma en que se consigue disminuir la temperatura del agua que entra a una torre es transfiriendo calor por convección con aire que circula en el interior de ella.

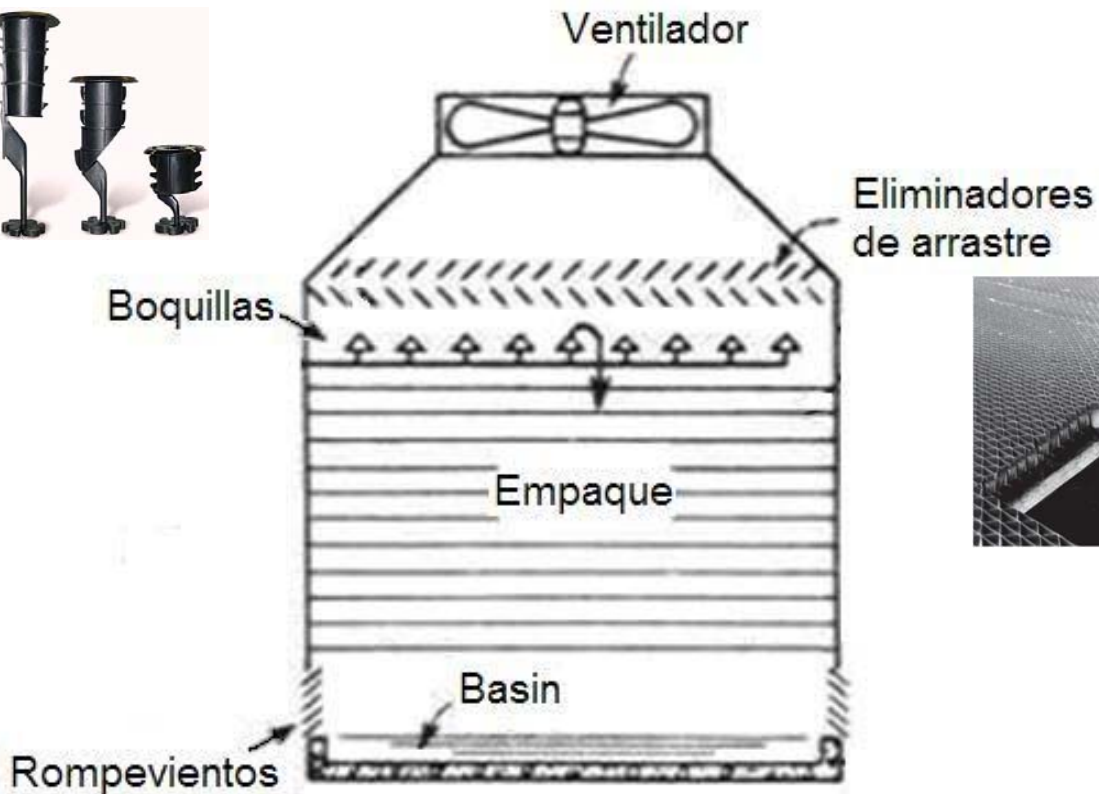
## I.1.2 Características físicas



La estructura típica de una torre de enfriamiento (figura 1.1) tiene unas paredes que pueden ser de concreto o madera. En su parte superior tiene un domo y dependiendo del modelo puede tener un ventilador en dicho domo o un ventilador en la parte frontal. El ventilador va rodeado de una estructura conocida como chimenea o cono de vénturi cuya función es la de aumentar la velocidad de salida del aire y para lograr ese objetivo tiene una reducción en su área transversal (garganta) justo donde se coloca el ventilador.

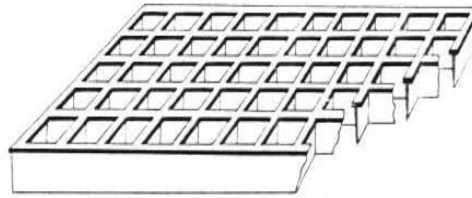
Fig. 1.1 Estructura de una torre de enfriamiento

La torre tiene rompevientos cuya función es controlar la dirección del viento que entra (figura 1.2). Para lograr el enfriamiento del agua, ésta se deja caer desde la parte más alta de la torre por medio de un sistema de distribución que permite un goteo. Para disminuir la pérdida de agua por el goteo cuenta con eliminadores de arrastre en la parte superior.



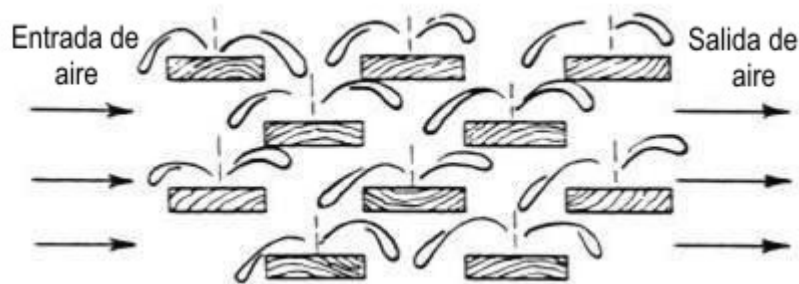
**Fig. 1.2 Componentes de las torres de enfriamiento**

En su interior se encuentra un relleno laminar (figura 1.3) apilado en capas, su función es la de frenar la caída del agua, aumentar el tiempo de transferencia de calor y hacer cada vez más pequeñas las gotas.



**Fig. 1.3 Relleno laminar**

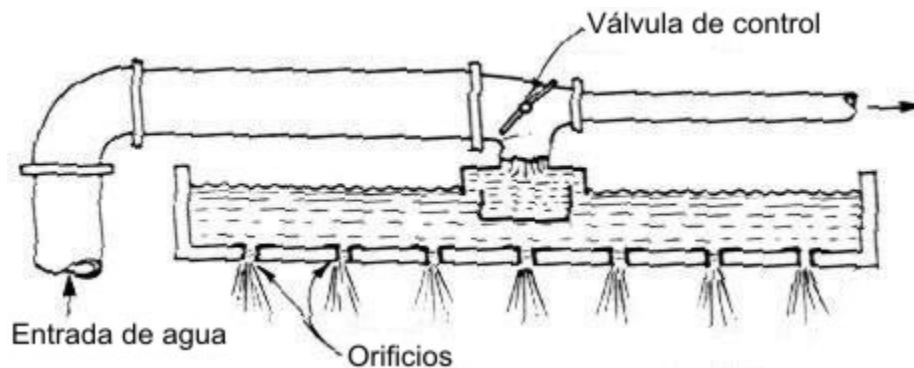
Este relleno consiste en rejillas horizontales y perpendiculares a la caída del agua, como se logra apreciar en la figura 1.4 Este arreglo tiene como objetivo principal el tratar de dividir el agua en gotas pequeñas, con el fin de provocar el mayor contacto de superficie con el aire, además estas rejillas o relleno laminar retardan la caída libre hasta el fondo de la torre; dicho retardo permite que la diferencia de temperaturas se aproxime a cero, como resultado de una buena transferencia de calor.



**Fig. 1.4 Caída de las gotas**

### I.1.2.1 Proceso de Transferencia de calor

El proceso de transferencia de calor inicia cuando el agua se introduce por la parte superior de la torre (Fig. 1.5) y se distribuye uniformemente sobre el relleno con ayuda de vertederos o boquillas para distribuir el agua en la mayor superficie posible.



**Fig. 1.5 Sistema básico de distribución de agua.**

El relleno sirve para aumentar el tiempo en el que baja el agua así como la superficie de intercambio de calor entre el agua y el aire que fluye a contracorriente o a flujo cruzado. Una vez establecido el contacto entre dichos elementos tiene lugar una cesión de calor que se produce debido a dos principios: la transferencia de calor por convección y la transferencia de masa (proceso de enfriamiento evaporativo) desde el agua hacia el aire.

Al inicio del proceso el aire tiene una temperatura de bulbo húmedo<sup>1</sup> menor a la temperatura del agua caliente, y con la transferencia se provoca un aumento de temperatura y humedad. A su vez, el agua experimenta un descenso en su temperatura cuyo límite estará marcado por la temperatura de bulbo húmedo del aire que entra al sistema.

---

<sup>1</sup> Temperatura de bulbo húmedo (Tbh) es la temperatura en equilibrio alcanzada por una superficie en evaporación. Ocurre cuando la velocidad de calor transferido a la superficie por convección es igual al calor perdido por evaporación. Se mide en un termómetro colocado a la sombra, con el bulbo envuelto en un pabito de algodón humedecido en agua bajo una corriente de aire.

La evaporación ocurre en la superficie del agua que está en contacto con el aire no saturado. En primer lugar, “las moléculas de agua cercanas a la superficie experimentan colisiones que aumentan su energía por arriba de la necesaria para vencer la energía de unión de superficie. La energía que se requiere para mantener la evaporación debe venir de la energía interna del líquido, que entonces experimenta una reducción de temperatura. Sin embargo, si se mantienen condiciones de estado estable, la energía latente perdida por el líquido debido a la evaporación debe recuperarse mediante la transferencia de energía al líquido desde sus alrededores. Esta transferencia se debe a la convección de energía sensible del gas” (Incropera p. 325). A medida que el aire recibe vapor también recibe calor latente de vaporización. Este proceso continúa hasta que se establece un estado de equilibrio a la temperatura de bulbo húmedo del aire.

El calor asociado a la transferencia de calor por convección del agua hacia el aire está dado por la ley de enfriamiento de Newton:

$$q = A h dT$$

Donde:

$q$  = Flujo de calor

$A$  = Área de contacto

$h$  = Coeficiente convectivo de transferencia de calor

$dT$  = Diferencia de temperatura entre el agua y el aire

El proceso de evaporación depende de diversos factores como son: la presión, ya que la velocidad con que ocurre la evaporación es mayor cuando la presión es más baja y viceversa; la masa de agua evaporada, que es proporcional a la superficie en la cual se efectúa la evaporación; el coeficiente de transferencia de calor, que depende entre otras variables, de la velocidad del aire.

La evaporación sucede a mayor velocidad si existen corrientes de aire porque el viento desplaza las capas de aire sobre la superficie de evaporación y arrastra

consigo la humedad. La evaporación es más rápida entre menor porcentaje de humedad tenga el aire.

### **I.1.3 Clasificación de las Torres de enfriamiento**

Las torres de enfriamiento se pueden clasificar en diferentes formas según las características que se consideren.

#### ***I.1.3.1 Tipo de operación***

##### **Torres de tiro mecánico.**

Usan uno o varios ventiladores para suministrar un flujo de aire con volumen constante que atraviesa la torre. El rendimiento térmico tiende hacia la estabilidad, y es afectado por pocas variables psicrométricas<sup>2</sup>.

Dentro de este tipo de torres podemos encontrar dos variantes:

**Tiro forzado.** El flujo de aire frío se fuerza hacia el interior por medio de un ventilador posicionado en la entrada de la torre y se descarga por la parte superior. Las torres de tiro forzado son caracterizadas por altas velocidades de aire entrante y la baja velocidad de salida; son extremadamente susceptibles a la recirculación y se considera que tiene características de estabilidad más bajas que la de tiro inducido. Debido a esto se deben diseñar con una cierta altura, generalmente bastante grande, debido a que existe un volumen que se desperdicia debido a que se usa como entrada del aire.

Comúnmente las torres de tiro forzado son equipos con ventiladores de flujo centrífugo; a pesar que se requiere mayor electricidad tiene la ventaja de estar disponibles para ser operadas con grandes presiones estáticas. También se

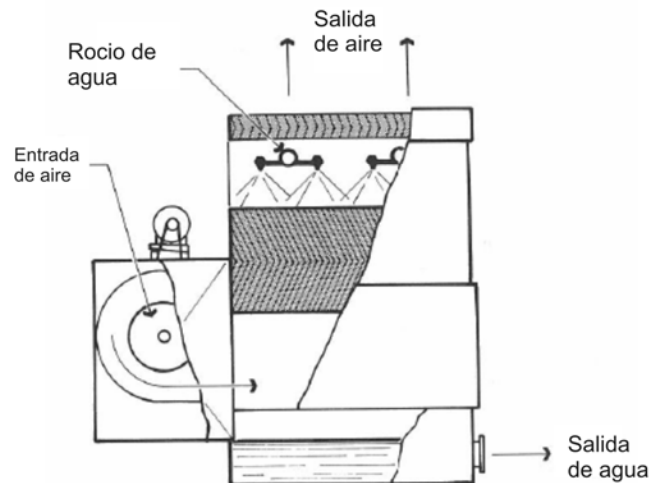
---

<sup>2</sup> Psicrometría: Determinación de la humedad atmosférica.



puede tener un arreglo de dos ventiladores ya sea en el interior o en el límite, esto provocará una separación entre la entrada y la descarga, efectuando una recirculación minimizada.

La distribución del aire es relativamente pobre debido a que el aire debe dar una vuelta de 90° a gran velocidad.



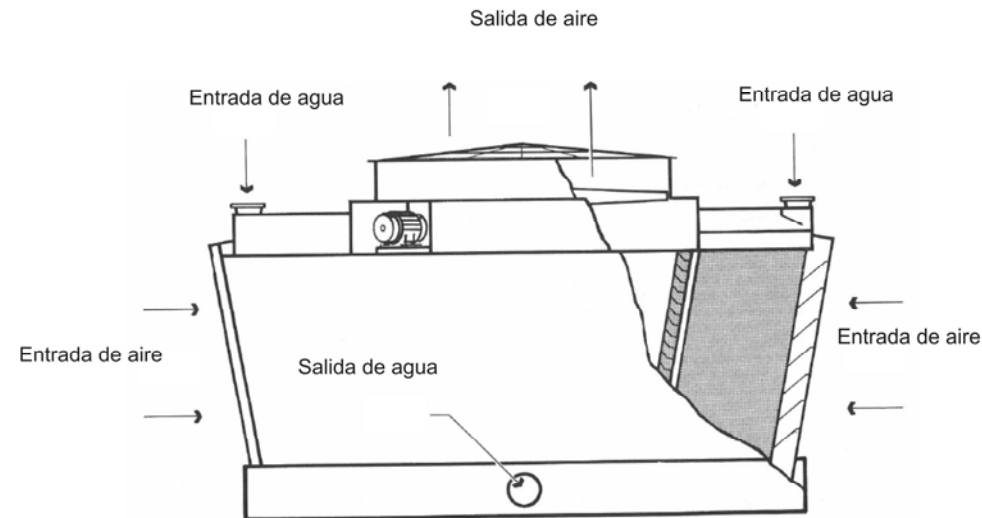
**Fig. 1.6 Torre de tiro forzado**

Entre las desventajas de este tipo de torres podemos encontrar: La descarga de aire ocurre a baja velocidad a través de una gran abertura en la parte superior de la torre. Debido a estas condiciones, el perfil de velocidades del aire es pequeño y tiende a asentarse en la trayectoria de entrada del ventilador. Por lo tanto, la succión de aire fresco se contamina con el aire parcialmente saturado que ya ha pasado a través de la torre con anterioridad.

**Tiro inducido.** El aire se succiona a través de la torre mediante un ventilador situado en la parte superior de la torre. Ésta tiene una velocidad de descarga de aire 3 ó 4 veces más grande que la velocidad de entrada de aproximadamente de unos 8 km/h. Dentro de las ventajas que ofrecen estas torres podemos mencionar que no hay tendencia a que se creen zonas de baja presión por acción de ventiladores que puedan provocar recirculación. Esta configuración permite que el

aire pueda entrar a lo largo de una o más paredes de la torre y gracias a esto, la altura requerida es más pequeña si la comparamos con torres de otro tipo.

En estas torres, el aire se descarga a través del ventilador a alta velocidad proyectando el flujo hacia arriba, donde se encuentran las corrientes naturales de aire que evitan que exista un asentamiento posteriormente.



**Fig. 1.7 Torre de tiro inducido**

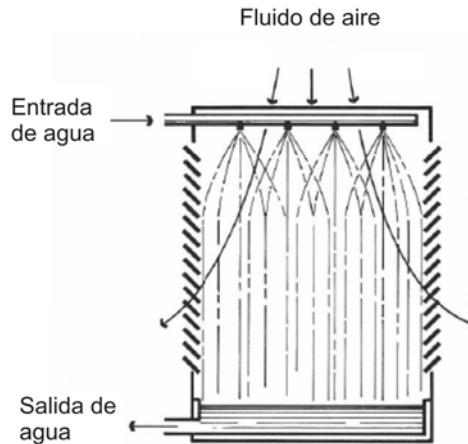
Una de las desventajas que podemos mencionar es que se presenta una caída de presión en la toma del ventilador y esto aumenta los requerimientos de energía. Otra es que la alta velocidad de descarga provoca un mayor arrastre sobre las gotitas de agua y éstas son transportadas por la corriente de aire.

### ***1.1.3.2 Tipo de flujo de aire***

#### **Torres De Circulación Natural**

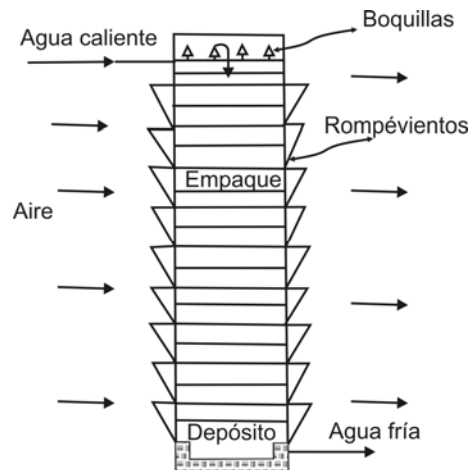
**Estanque de rocío:** Es un pequeño estanque con un sistema de rocío rodeado por paredes que tienen tablillas protectoras de fango.

En este tipo de torre el flujo de aire es inducido por el sistema de rocío a través de las tablillas. Las gotas de agua suspendidas invaden las tablillas colocadas afuera y drenan de nuevo hasta la base de la torre.



**Fig. 1.8 Torre atmosférica de rocío**

**Atmosféricas:** Estas torres no utilizan aparatos mecánicos que generen un flujo de aire que atraviese la torre. Obtienen su flujo de aire de la inducción natural proporcionando un tipo de presión-rocío de agua, distribuida en el sistema. El aire entra a través de los rompevientos en una sola dirección. Su desempeño varía directamente con la estación del año y las condiciones atmosféricas. Aprovechan las corrientes atmosféricas del aire. A pesar de ser relativamente económicas son usadas en pocas ocasiones porque son extremadamente afectadas por las condiciones adversas del viento. Su uso no es recomendable en procesos que requieran precisión en la temperatura del agua de enfriamiento.

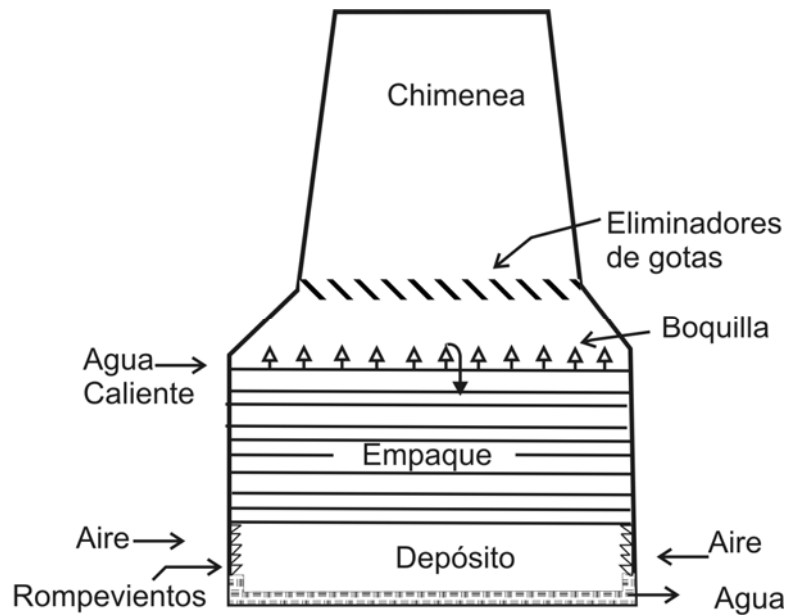


**Fig. 1.9 Torre atmosférica**

Debido a que las corrientes atmosféricas penetran a todo lo ancho de la torre, se hacen muy angostas en comparación con otros tipos de torres. Para igualar el desempeño deben ser largas. Las pérdidas por arrastre son bastante grandes debido a que se manifiesta un flujo cruzado del aire dentro de la torre.

Para grandes instalaciones se pueden colocar varias torres una junto a otra en un largo renglón, direccionadas en ángulo recto con respecto de la dirección del viento dominante. Este arreglo es particularmente efectivo en regiones costeras donde la dirección del viento predomina hacia dentro o fuera de la costa.

**Tiro natural.** Dentro de las torres atmosféricas existe un tipo especial, las torres de tiro natural hiperbólicas. Son extremadamente dependientes y predecibles en su rendimiento térmico. El flujo de aire que atraviesa la torre es producido por la diferencia de densidades que existe entre el aire frío del ambiente y el calor del aire caliente acumulado en el interior que sale de la torre. El aire se calienta en la torre debido al contacto con el agua caliente y su densidad baja. El incremento de temperatura del aire provoca un movimiento hacia arriba a través de la torre induciendo una circulación por convección térmica dando origen a un flujo de aire frío en la parte inferior y una expulsión del aire caliente y menos denso por la parte superior. Esto es especialmente útil si la velocidad del viento es muy baja.

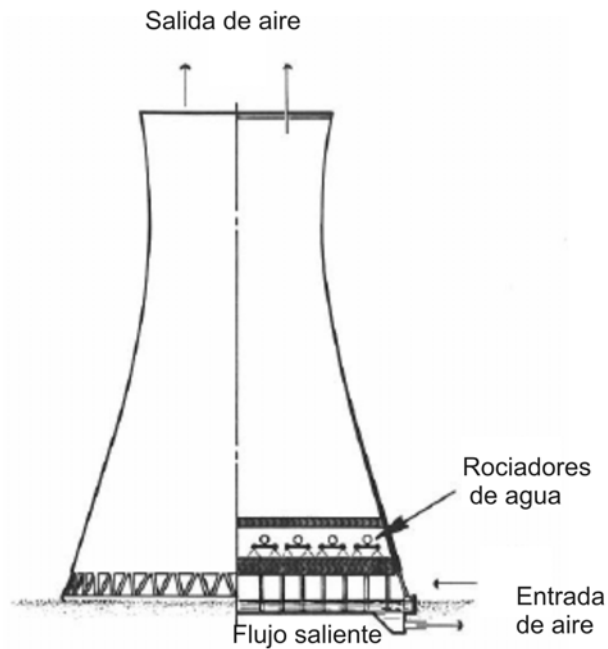


**Fig. 1.10 Torre de tiro natural**

Normalmente estas torres tienden a ser muy largas y amplias ya que en ocasiones exceden los 152 m de altura. Las torres de tiro natural deben ser altas para promover que se dé el fenómeno de convección. Están hechas de concreto reforzado con una pared que va desde 5 hasta 15 centímetros de ancho tal como se muestra en la figura 1.11. La forma geométrica es un hiperboloide de manera que dos capas de rodillos de acero reforzado rectas pueden ser arregladas para que se inclinen en direcciones opuestas de la vertical para formar una red, tal como se puede observar en la figura 1.12.



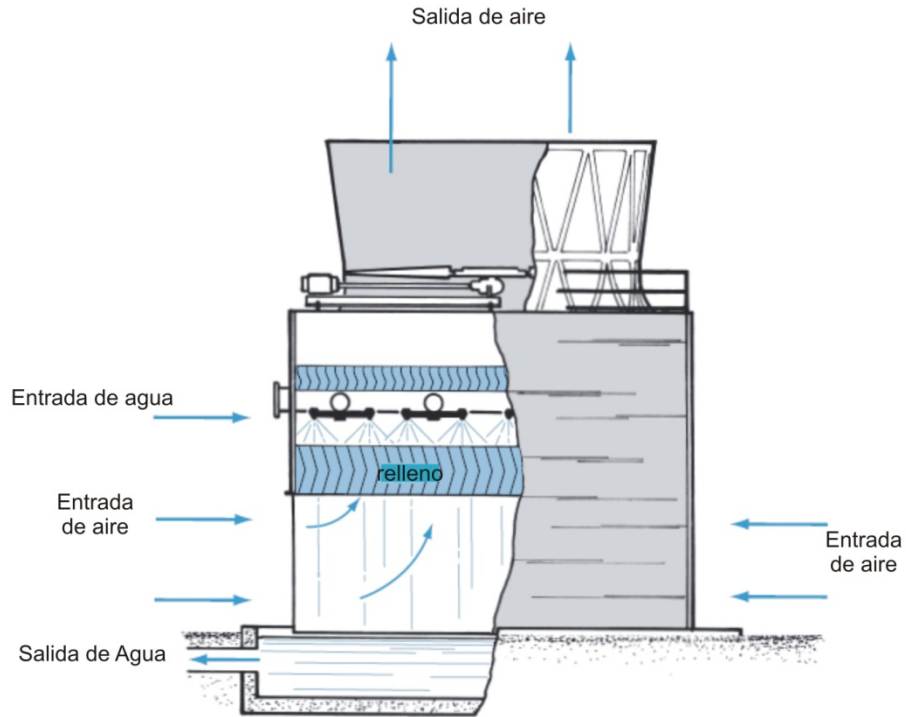
**Fig. 1.11 Torres de la planta de generación de Didcot, Reino Unido.**



**Fig. 1.12 Torre hiperbólica**

Este tipo de torres se comporta bien en sitios en donde la temperatura ambiente rara vez excede los  $27^{\circ}\text{C}$  y existe un viento estable disponible durante todo el año.

**Torre en contraflujo:** el aire se mueve verticalmente hacia la parte superior atravesando el relleno, en contra de la caída del agua. Debido a la necesidad de un sistema de rocío que maneje grandes presiones de rocío y a las altas pérdidas en la presión del aire, algunas torres de contraflujo físicamente son grandes, y requieren de grandes bombas y ventiladores de más poder para generar el contraflujo.



**Fig. 1.13 Torre de contraflujo**

**Flujo Cruzado:** Las torres de flujo cruzado tienen un relleno configurado de tal forma que el aire fluye horizontalmente cruzando la caída del agua. El agua que se va a enfriar es dirigida en primera instancia hacia unos recipientes localizados en la parte superior de las zonas donde está el relleno, después es distribuida hacia el relleno por medio de gravedad a través de orificios en el fondo de dichos recipientes. Con esto se evita la necesidad de un sistema de presión de rocío para la distribución del agua. El ventilador está centrado en la parte superior de la torre y dirige el aire a través de dos celdas que están posicionadas a la orilla de una cámara de succión que está dividida en dos por el ventilador (Figura 1.14). Para un fácil mantenimiento y limpieza se utilizan válvulas de control de flujo, además la torre de flujo cruzado tiene una distribución tal que se puede realizar un mantenimiento seccional mientras se encuentra en uso.

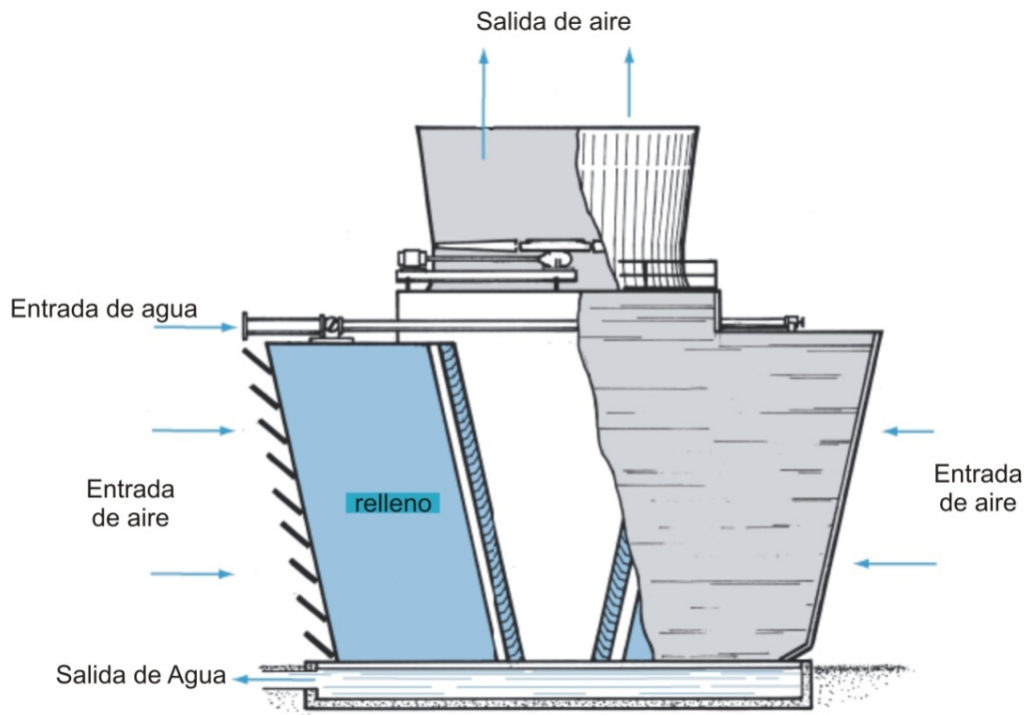
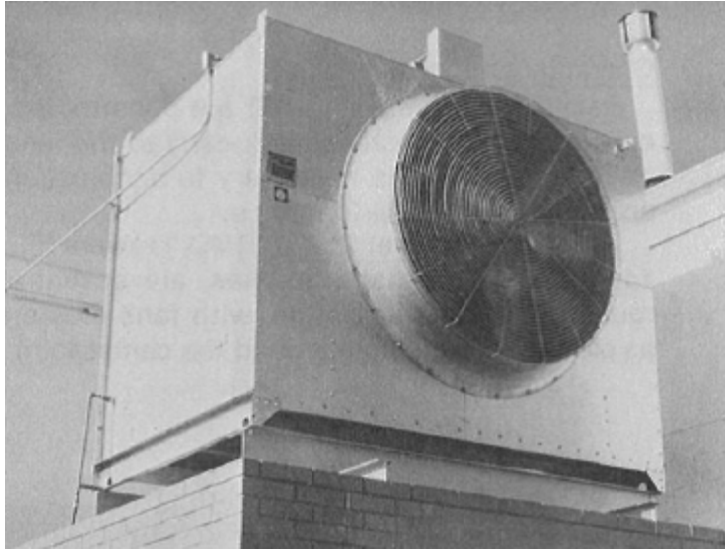


Fig. 1.14 Torre de flujo cruzado

### 1.1.3.3 Tipo de fabricación

**Montadas en fábrica (tipo paquete):** son aquellas torres que debido a su tamaño pueden ser ensambladas desde la fábrica para su colocación y puesta en marcha de forma inmediata. La Fabricación y ensamble de las torres sufren un ensamble completo en el lugar de fabricación, después son embarcadas y exportadas por partes (tan grandes como lo permita el medio de transporte) al sitio de operación.





**Fig. 1.15 Torre tipo paquete.**

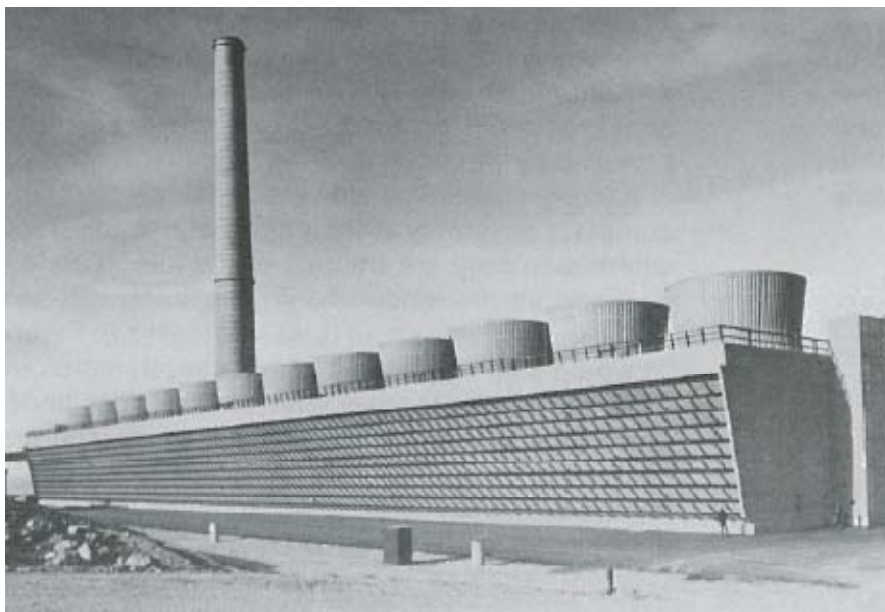
**Montadas en campo:** Estas son las más comunes de encontrar dentro de plantas termoeléctricas o plantas industriales que requieren de una amplia capacidad de enfriamiento. Debido a su gran tamaño su ensamble se realiza en el sitio donde van a operar. Todas las torres amplias y pequeñas son prefabricadas, las piezas son hechas y embarcadas al sitio donde se instalará para su ensamble final. El trabajo de supervisión para el ensamble final es por lo general provisto por la fábrica de la torre de enfriamiento.



**Fig. 1.16 Torre montada en campo.**

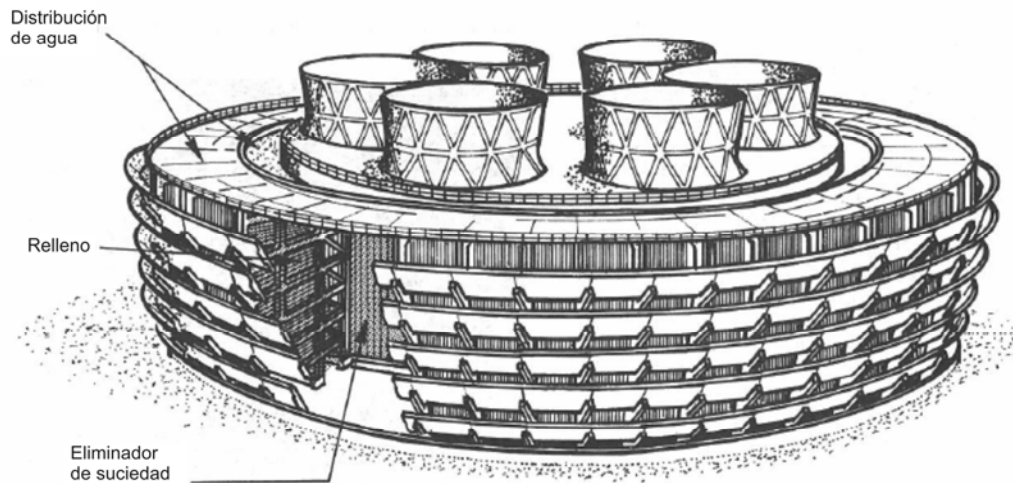
#### *1.1.3.4 De acuerdo a la forma.*

**Rectilíneas.** Las torres rectilíneas son construidas de manera celular, aumentando a lo ancho y en número de células necesarias para realizar las especificaciones de rendimiento térmico



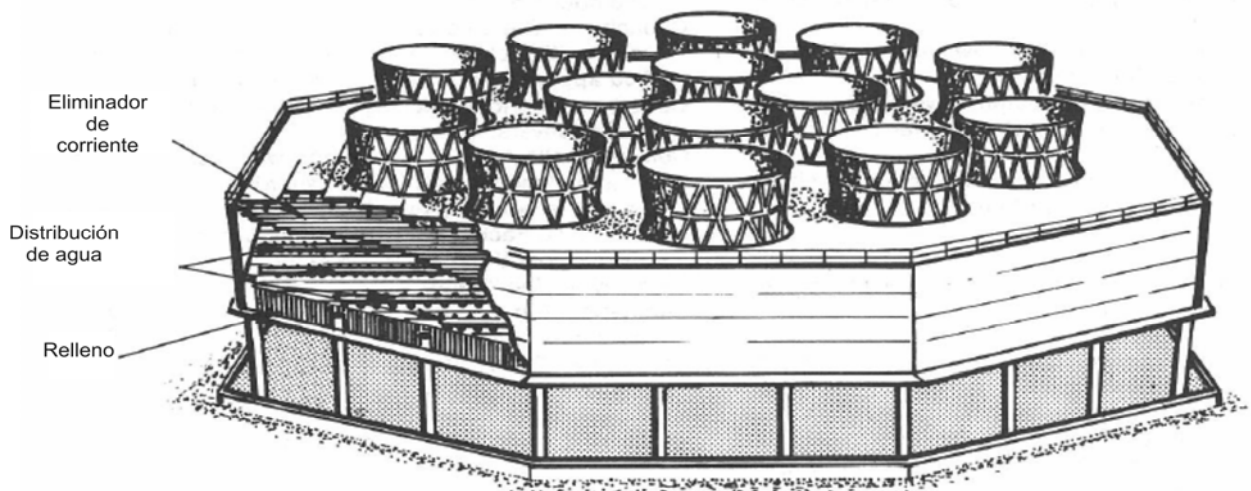
**Fig. 1.17 Torre rectilínea.**

**Redondas de tiro mecánico.** Como su nombre lo indica, son esencialmente circulares en configuraciones planas, con ventiladores en grupos cerrados en forma circular en el centro de la torre.



**Fig. 1.18 Torre redonda.**

**Octagonales de tiro mecánico.** Entran también dentro de la clasificación de torres redondas. Estas torres pueden manejar enormes cargas de calor, sin utilizar áreas tan grandes como las que requieren las rectilíneas. Son considerablemente menos afectadas por la recirculación.



**Fig. 1.19 Torre octagonal.**

### *1.1.3.5 De acuerdo a la forma de transferencia de calor*

**Evaporativas:** en estas torres en sustitución del relleno laminar, se tiene un sistema cerrado de serpentines con agua goteando sobre ellos.

**Secas:** Son unidades especiales para enfriar fluidos en pequeños tubos por medio de la inducción de aire atmosférico a través de las secciones de serpentines.

**Húmedas:** en una torre de este tipo se utiliza la humidificación como una forma de transferencia de calor, sin embargo el principal producto es agua fría y no el aire húmedo

### *1.1.3.6 Tipo de estructura*

#### **Madera Douglas Fir**

Por su gran disponibilidad, maleabilidad, relativo bajo costo, y su durabilidad bajo severas condiciones de operación, se encontró que la madera podría ser utilizada en las torres de enfriamiento, la madera es el material utilizado que predomina en la estructura.

Teniendo en cuenta estos requerimientos, Douglas Fir la usaba comúnmente en su industria de torres de enfriamiento. Así fue como la secoya de California era el material preferido en los 60's y tuvo éxito desde su establecimiento. El contrachapado de Douglas Fir usaba en el exterior, como cubierta, división, y respaldo los materiales de revestimiento para pisos.

Otras especies de maderas, pueden ser usadas en las torres de enfriamiento siempre y cuando, éstas sean durables en condiciones rigurosas y se encuentren las condiciones físicas y estructurales para su uso.

Independientemente de la especie de madera que se use para las torres de enfriamiento deben ser tratadas con solventes confiables para prevenir que se pudra.

**Plástico.** El uso de plásticos selectos empieza ha ser investigado en los años 50's, y desde aquella época, se ha acelerado tremendamente. Lo que contribuyó a esto fue su inherente resistencia a los microorganismos, corrosión y erosión. Su compatibilidad con otros materiales, su maleabilidad, su peso y su bajo costo.

La capacidad de los plásticos para ser moldeados dentro de las partes únicas y de forma y dimensiones complejas, esta es una gran ventaja distintiva particularmente para componentes con cerradas tolerancia como en las aspas de los ventiladores y los cilindros del ventilador. Muchas de sus características deseables, combinados con los avances son hechos en los plásticos y su productividad, aseguran que estos continuaran siendo utilizados para torres de enfriamiento y el rango de utilización incrementa anticipadamente.

Actualmente los plásticos son usados en componentes tales como las estructuras de los componentes, aspas de ventiladores, cilindro del ventilador, relleno, relleno de soporte, eliminadores, tuberías, boquillas, cubiertas, persianas, y soportes de persianas.

Los plásticos más comúnmente usados son las fibras reforzadas con poliéster, fibras epóxicas reforzadas, cloruro de polivinilo, polipropileno, fibras de nylon, y fibras de óxido de polipropileno reforzado.

Generalmente los componentes son menos susceptibles a las condiciones anormales el agua. Sin embargo, el relleno con láminas es algo sensible a la temperatura, requiriendo algo más que lo normal, en el diseño del soporte del relleno. Algunos plásticos, como el PVC, son intrínsecamente resistentes al fuego.

Donde es requerido, otros pueden ser formulados para retardar el fuego. El material retardante de fuego más común es la fibra de poliéster reforzada.

**Metálicas.** El acero es utilizado para muchos componentes de las torres de enfriamiento donde se requiere máxima resistencia, por ejemplo: ventiladores, soportes del equipo mecánico, árboles de transmisión, vástago y tornillos.

En la mayoría de los casos las condiciones de circulación del agua se considera para seleccionar la capa de galvanizado que se le dará a la pieza de acero.

El hierro fundido y el hierro dúctil son usados para engranes, piezas que sostienen, cuerpos de válvulas de control de flujo, y en el centro del ventilador. Estos son igualmente galvanizados o cubiertos con esmalte de alto grado.

Para el servicio de agua son usualmente pulidos y cubiertos con una mezcla de carbón, chapopote y resina epóxica. Los cuerpos de las válvulas incluso pueden ser porcelanizadas para evitar la erosión.

La aleación de cobre algunas veces es usada para resistir condiciones especiales, tales como el uso de agua salina. El bronce al silicio también es adecuado para el montaje en el agua con sal, pero debe ser protegido contra la erosión. No se recomienda el uso de latón naval por su tendencia a la corrosión; la utilización de materiales más sofisticados, tales como el molibdeno el titanio se descartan por el alto costo.

Solamente las aleaciones de aluminio más resistentes a la corrosión son usadas, y son usadas solamente para componentes específicos. Entre estos componentes están las aspas del ventilador, el centro del ventilador (para ventiladores pequeños), algunos ensambles de escalera y pasamanos adecuados.

**Concreto.** El concreto ha sido usado por muchos años en Europa y otras regiones del mundo. En muchos casos, los altos costos de construcción se justifican por la disminución del riesgo de incendio y, por sus grandes estructuras superiores en soporte de cargas.

Básicamente, los criterios de diseño para la construcción de torres de enfriamiento de concreto coinciden con las del Instituto Americano del Concreto. Típicamente, el tipo 1 de cementos es utilizado, excepto donde la presencia de concentraciones de sulfatos es arriba de lo normal.

### **I.1.4 Relleno**

El relleno es el corazón de la torre de enfriamiento ya que éste realiza el intercambio de energía y masa. Debe cubrir las siguientes características:

- altos coeficientes de transferencia de calor y masa
- baja resistencia al flujo de aire
- libertad de canalizar el aire o el agua

Idealmente el relleno tiene un bajo costo y puede ser fácilmente instalado. Los materiales deben ser fuertes, ligeros y resistentes a la deterioración

#### ***I.1.4.1 Tipos de relleno***

La principal clasificación de los distintos tipos de relleno corresponde a su funcionamiento. Los podemos encontrar:

- de salpicado
- de película o no salpicado

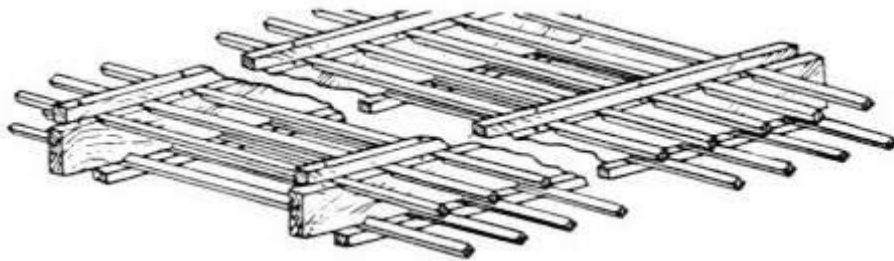
### **Relleno de salpicado:**

Es apilado en varios niveles que amortiguan la caída del agua de nivel a nivel y la convierte en pequeñísimas gotas. Los bordes cerrados de las barras de salpicado pueden ser apilados muy juntos (13.97 cm o menos) para minimizar la altura de la torre y la potencia de bombeo.

Para torres de flujo cruzado, pueden usarse barras cuadradas para perfeccionar el flujo de aire debido a que ofrecen una mínima resistencia al flujo de aire.

Las barras rugosas son acomodadas en niveles individuales. La madera áspera es rajada a lo largo en un ángulo de 25° y clavada a la vez.

Las **barras cuadradas** de doble etapa con forma de diamante se pueden utilizar cuando se requiere tener una máxima superficie húmeda para el aire con líneas de corriente ascendentes.



**Fig. 1.20 Barras cuadradas**

Otro tipo de arreglo es el de **barras rugosas**, que están construidas por niveles dispuestos perpendicularmente con respecto del nivel inmediato. Su gran superficie facilita la separación del agua en pequeñas gotitas.



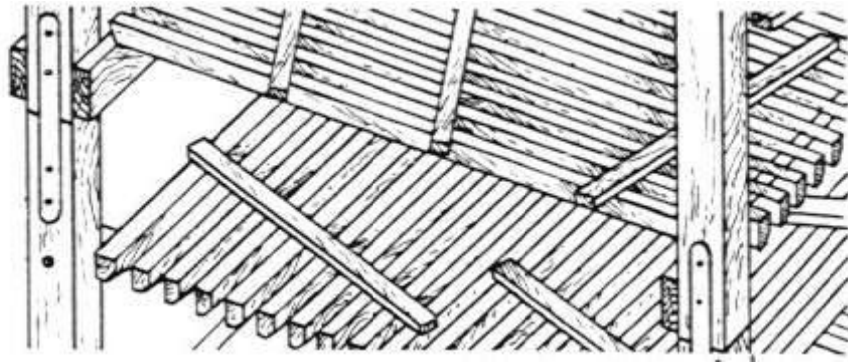


Fig. 1.21 Barras rugosas.

Actualmente existen otros tipos de rellenos de salpiqueo que ya no tienen una superficie cuadrada, esto responde al hecho de que tienen mejores características de transferencia de calor. Tal como se puede observar en la fig. 1.22. La superficie de contacto tiene cientos de perforaciones para facilitar el flujo de agua y aire (fig. 1.23).

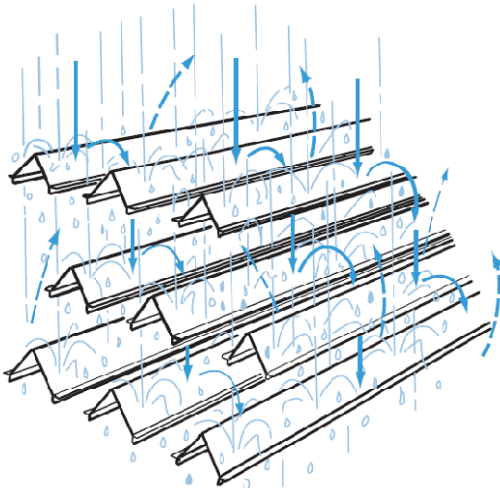


Fig. 1.22 Paneles tipo v

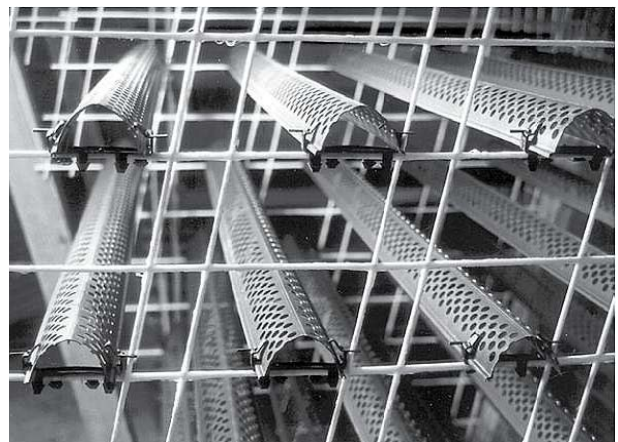


Fig. 1.23 Paneles montados en torre

Las **rejillas** (figura 1.3), fabricadas con plástico de alto impacto, se pueden colocar por niveles como relleno de salpiqueo o se pueden unir para formar relleno tipo película.

Actualmente las rejillas han evolucionado a formas hechas con alambre (Fig. 1.24), con la ventaja de ser más ligeras y que pueden separar más fácilmente el agua además de que no presentan resistencia al flujo.

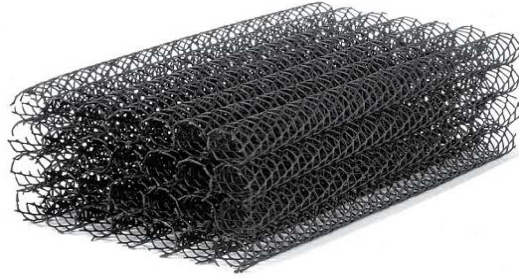


Fig 1.24 Rejilla de alambre.

### Relleno de película.

La entrada del agua se divide con un sin número de hojas de relleno, de esta forma el agua forma finas películas y fluye sobre un área muy grande para exponer al máximo la superficie del agua sin romper las gotas.

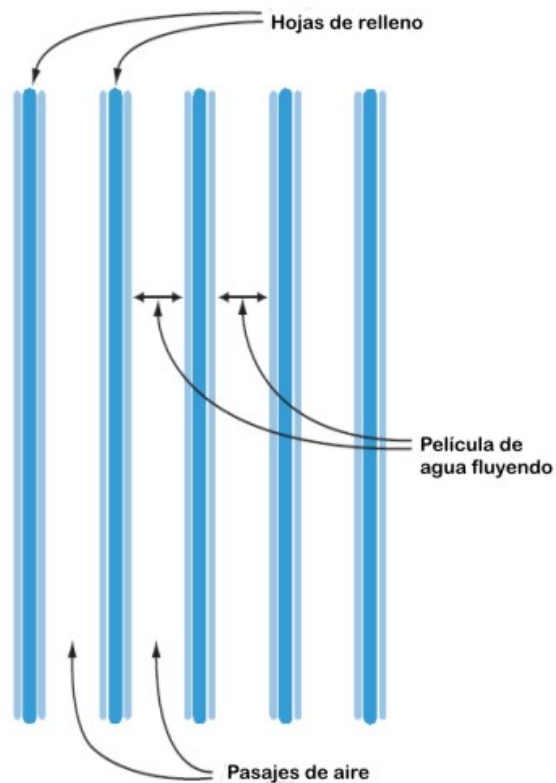


Fig 1.25 Diagrama de funcionamiento del relleno tipo película.

El tipo de película ideal para el relleno debe tener una superficie áspera, absorbente y húmeda, de lo contrario el agua tiende a fluir en pequeños vórtices provocados por la tensión superficial.

Las películas de agua se adhieren a la superficie del relleno así no hay gotas de agua que impidan el flujo de aire a través de la torre.

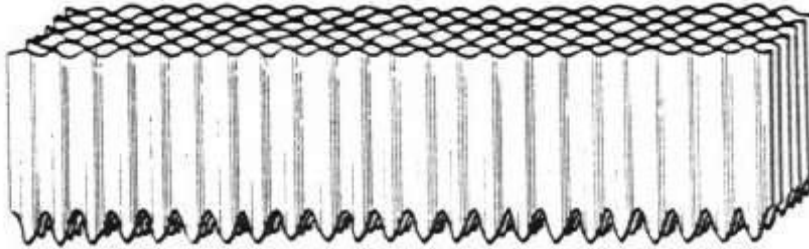
La velocidad del aire y el volumen pueden ser incrementados considerablemente y la altura requerida del relleno es reducida.



**Fig 1.26 Relleno tipo película.**

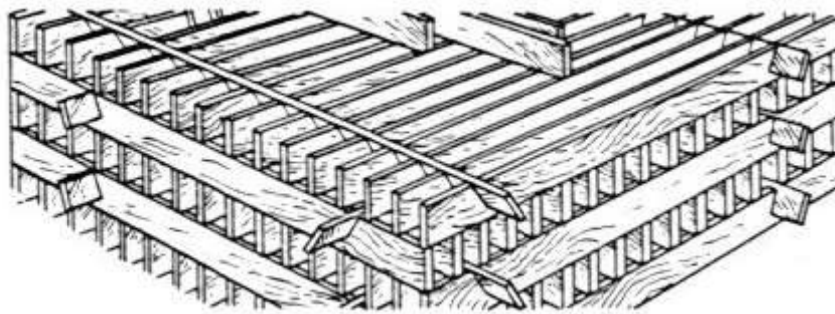
**La hoja de celulosa** es más ligera, de un 50 a 60% más que un relleno de madera. La película de agua se mueve hacia abajo y el aire se mueve hacia arriba a través de una abertura de 0.9525 cm. Para torres diseñadas con este relleno generalmente su altura será de 42.75 cm, la superestructura se diseña contra incendios y todo se impregna con compuestos químicos para prevenir crecimiento de algas y microorganismos.

Este relleno esta hecho de plástico reforzado, tiene un aspecto de cartón corrugado con dientes de sierra en la parte inferior para lograr que se humedezca uniformemente.



**Fig. 1.27 Hoja de celulosa**

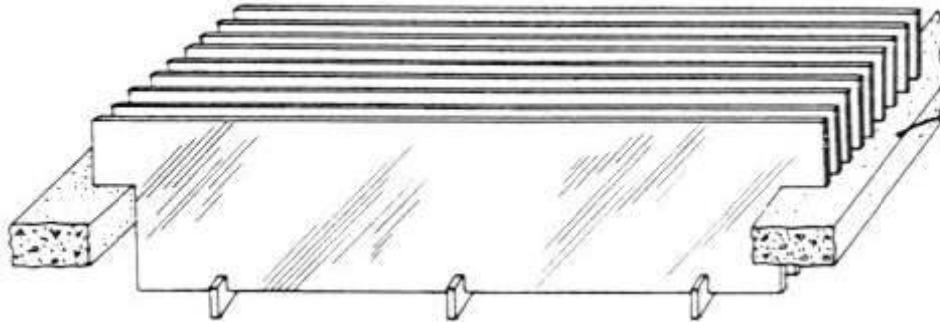
**Listones de la secoya:** Tienen dimensiones de 0.9525 cm de par en par y 121.92 cm. Se colocan en los bordes de adentro, centrados y apilados en capas. Cada capa se orienta perpendicularmente a la que está abajo. Los bordes estrechos ofrecen menos resistencia al aire próximo mientras que la superficie lateral ancha proporciona la exposición máxima del agua al aire.



**Fig. 1.28 Listones de secoya**

Las **hojas de asbesto-cemento** tienen una superficie rugosa y absorbente. Un apilado comúnmente utilizado tiene las siguientes características: hojas de 1.52 m de altura y de 6 a 9 m de profundidad con un relleno tipo salpicado, con un espesor de 5 mm y son unidas con una separación horizontal de 19 mm.

El relleno asbesto-cemento ha sido ampliamente utilizado en Europa en todas las clases de torres, incluyendo las hiperbólicas de tiro natural. El promedio de vida de este material es de 15 a 20 años.



**Fig. 1.29 Hojas de asbesto-cemento**

El relleno en forma de onda tiene una capa relativamente gruesa de agua entre cada hueco de las ondulaciones. Algunos sólidos se precipitan durante la evaporación y permanecen en la película, así estos son llevados abajo con el movimiento de agua si no se adhieren a las placas. Dependiendo del análisis de agua, este relleno puede ser hecho de plástico, aluminio, acero inoxidable, etc.



**Fig. 1.30 Hojas en forma de onda**

# Capítulo II

## Torre de Enfriamiento CT-502

---

### II.1 Especificaciones

La torre CT-502 es rectilínea, montada en campo, de tiro inducido y doble flujo cruzado de la marca MARLEY modelo 6545-4-06, consta de 13 celdas de una capacidad de  $0.63 \left[ \frac{m^3}{s} \right]$  (10,000 GPM) por cada celda. Se trata de una torre de madera con base de concreto armado, su relleno es de salpiqueo de diversas formas geométricas debido a que ha sido cambiado en algunas de las celdas.

Para que el lector tenga una idea más clara de la torre en cuestión, en la Figura 2.0 se muestra una fotografía de la torre CT-502.



**Fig. 2.0 Torre CT-502**

La torre está construida de madera. La celda 13 fue reconstruida y en base a ella se comparará el desempeño de las demás celdas.

Las características de diseño de la torre se muestran en la Tabla 2.1



**Tabla 2.1 Características principales de diseño.**



<b>Concepto</b>	<b>Valor de Diseño</b>
Marca comercial	Marley
Capacidad de diseño $\left[\frac{m^3}{s}\right]$ (GPM)	8.18 (130,000)
Número de celdas	13
Número de ventiladores	13
Año de inicio de operación	1977
Material interno	Madera tratada
Material base	Concreto armado
Número de bombas de recirculación	7

## **II.2 Inspección general de la torre CT -502**

### **II.2.1 Estructura general**

La torre esta construida de madera, las paredes laterales lado oriente y poniente están construidas de láminas de asbesto. La pared del lado poniente presenta una pequeña fuga (Figura 2.1). En esta parte de la torre esta situada la escalera que también es de madera y no presenta daños visibles.

En la celda 10 del lado norte falta una parte de pared, lo que ocasiona que el aire entre a la torre, modificando el área de contacto agua-aire. En la Figura 2.2 se muestra esta zona.

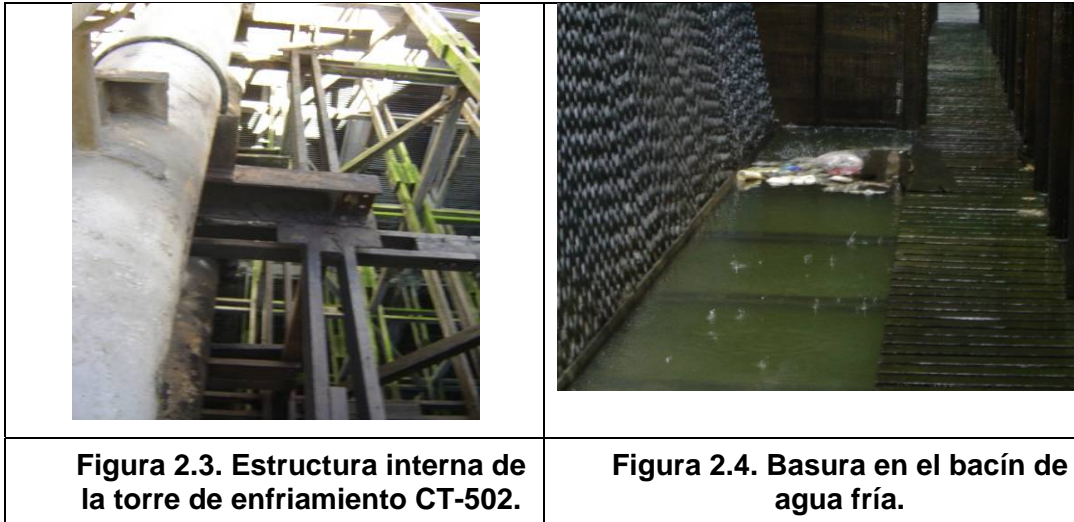
	
<p><b>Figura 2.1. Pared poniente presenta pequeña fuga.</b></p>	<p><b>Figura 2.2. Falta pared de la celda 10 lado norte.</b></p>

El techo de la torre correspondiente a las celdas 8, 9 y 10, tanto del lado norte como del lado sur, vibra de manera excesiva debido al deterioro de la estructura y el mal estado del ajuste de los tornillos, esta misma zona es la que presenta levantamiento de madera entre los conos venturi.

A excepción de lo antes mencionado el resto del techo no presenta daños aparentes.

Las puertas de acceso al interior de la torre se encuentran en buen estado aparente. En lo que se refiere a la estructura interna, visualmente no se aprecian problemas mayores (Figura 2.3). Sin embargo se observa una coloración verde, indicativo de materia biológica (Figura 2.4). Los pasillos internos son de madera y no tienen barandales, por lo que se considera una zona de riesgo debido a posibles resbalones.



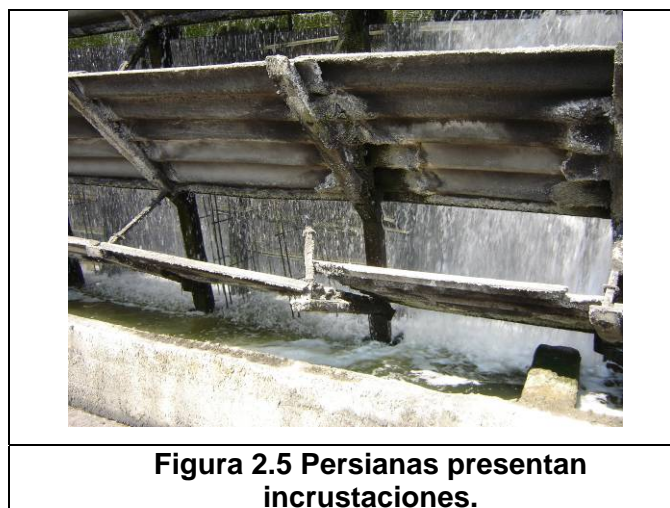


La vibración que se presenta en las celdas 8, 9 y 10 puede llegar a afectar de manera importante la operación de la torre provocando un mal funcionamiento y reduciendo la vida útil del ventilador.

## II.2.2 Persianas

Cada celda tiene un total de 72 persianas por cada lado. Prácticamente el 100 % de las persianas presentan incrustaciones (Figura 2.5) y en algunas zonas faltan persianas.

Las únicas persianas que no presentan incrustaciones son las de la celda rehabilitada (celda 13).



En la Tabla 2.6 se muestra la información correspondiente al estado general de las persianas y el tipo de daño que presentan.

**Tabla 2.6 Inventarios de persianas**

Celda	Lado Sur		Lado Norte	
	Número de persianas con daños	Observaciones	Número de persianas con daños	Observaciones
1	2	Partidas por la mitad	2	Rotas
2	No presenta daños mayores		No presenta daños mayores	
3	1	Rota	2	Rotas
4	No presenta daños mayores		3	Rotas
5	1	Faltante	2	Rotas
	3	Rotas		
6	17	Rotas	6	Rotas
	1	Faltante		
7	16	Rotas	5	Rotas
8	10	Rotas	4	Rotas
	3	Faltantes		
9	7	Rotas	4	Rotas
	1	Faltante		
10	17	Rotas	7	Rotas

	1	Faltante		
11	No presenta daños mayores		1	Rota
12	8	Rotas	9	Rotas
13	No presenta daños		No presenta daños	

La mayoría de las persianas están dañadas, sin embargo el daño no representa un deterioro crítico.

En total se contabilizaron 88 persianas dañadas en el lado sur, y 45 en el lado Norte.

### II.2.3 Empaque

El empaque de la celda 1 a la celda 6 es de tipo salpiqueo de forma triangular, el cual presenta mal acomodo. En las celdas 7 y 8 el empaque es de tipo salpiqueo de forma M, los empaques de estas celdas se encuentran muy deteriorados y se observan faltantes. La celda 9 tiene empaque de rejilla de madera. Las celdas 10, 11 y 12 también presentan empaques de tipo salpiqueo de forma triangular. La celda rehabilitada tiene empaque de tipo rejilla metálica, mismo que no presenta deterioro aparente.

### II.2.4 Eliminadores de arrastre

Los eliminadores de niebla presentan incrustaciones notables mismas que pueden alterar su función, provocando un mayor arrastre de agua y generando mayores pérdidas que incidirán el uso de una mayor cantidad de agua de reemplazo (Figura 2.6). Su estado general es aceptable.



## II.2.5 Ventiladores y conos venturi

La inspección física de los ventiladores, se llevó a cabo conforme a las condiciones constructivas y operativas lo permitieron. Debido a que no existe acceso ni mirilla al interior, no se observó el estado de los ventiladores y reductores de velocidad.

En algunos de los conos se pueden apreciar daños como el que se muestra en la figura 2.7.



**Tabla 2.7 Inspección física de ventiladores y conos venturi**

<b>Celda</b>	<b>Ventilador Observaciones</b>	<b>Cono venturi Observaciones</b>
<b>1</b>	Operando, niveles de ruido y vibración normales	Tornillos de sujeción de cono dañados
<b>2</b>	Operando, niveles de ruido y vibración normales	Tornillos de sujeción de cono dañados
<b>3</b>	Operando, niveles de ruido y vibración normales	Tornillos de sujeción de cono dañados
<b>4</b>	Operando, niveles de ruido y vibración normales	Tornillos de sujeción de cono dañados
<b>5</b>	Operando, niveles de ruido y vibración normales	Tornillos de sujeción de cono dañados
<b>6</b>	Operando, niveles de ruido y vibración normales	Tornillos de sujeción de cono dañados
<b>7</b>	Operando, niveles de ruido y vibración normales	Tornillos de sujeción de cono dañados
<b>8</b>	Operando, niveles de ruido y vibración excesiva	Tornillos de sujeción de cono dañados
<b>9</b>	Operando, niveles de ruido y vibración excesiva	Tornillos de sujeción de cono dañados
<b>10</b>	Operando, niveles de ruido y vibración excesiva	Tornillos de sujeción de cono dañados
<b>11</b>	No Disponible	Presenta una ruptura, tornillos de sujeción de cono dañados
<b>12</b>	Operando, niveles de ruido y vibración normales	Tornillos de sujeción de cono dañados
<b>13</b>	Operando, niveles de ruido y vibración normales	No presenta daños

## II.2.6 Sistema de distribución.

### *Válvulas de retorno:*

Las válvulas en general se encontraron en buen estado, con diferentes porcentajes de apertura por celda, el resultado se describe en la Tabla 2.7.

**Tabla 2.7. Inspección válvulas de retorno.**

<b>Celda</b>	<b>Condición de la válvula</b>
1	Operable
2	Operable
3	Operable
4	Operable
5	Operable
6	Operable
7	Operable
8	Operable
9	Operable
10	Operable
11	Dique inundado, no se observa la válvula.
12	No se observa la válvula
13	Operable

La válvula del cabezal de retorno de las celdas 11 y 12 no se observó debido a que se construyó un dique para contener una fuga en el cabezal de retorno y se encuentra inundado (Fig. 2.8).



**Figura 2.8 Dique inundado.**

## **II.2.7 Tina de agua caliente**

*Celda 1:*

*Sur*

Difícil acceso a la tina debido a que la escalera esta rota, la caja de distribución esta dañada, lo que no permite buena circulación, afectando la caída del agua a través del relleno y provocando un enfriamiento deficiente.

*Norte*

La caja de distribución no es la adecuada lo que afecta la cantidad de agua que se dirige al relleno para enfriarse (Fig. 2.9). Falta una parte de pared de la tina, lo que ocasiona que el agua no fluya por los empaques.



**Figura 2.9 Caja de distribución inadecuada**

### *Celda 2:*

#### *Sur*

Difícil acceso a la tina debido a que la escalera esta en mal estado, no existe caja de distribución, falta un parte de pared, lo que origina que el agua no fluya por los empaques.



**Figura 2.10 Tina de agua caliente sin caja de distribución.**

#### *Norte*

En esta tina se presenta muy poco flujo de agua comparado con el que se presenta la tina sur, lo cual indica un desperfecto que no permite balancear el flujo de agua. Falta una parte de pared, lo que ocasiona que el agua no fluya por los empaques.

### *Celda 3:*

#### *Sur*

Mal acoplamiento entre el disco de descarga y la caja de distribución.

#### *Norte*

En esta tina se presenta muy poco flujo comparado con el que se presenta la tina sur, falta una parte de pared (Fig. 2.11), lo que origina que el agua no fluya por los empaques.





**Figura 2.11 Falta pared de la tina de agua caliente.**

*Celda 4:*

*Sur*

Mal acoplamiento entre el disco de descarga y la caja de distribución, falta un parte de pared, lo que ocasiona que el agua no fluya por los empaques.

*Norte*

La caja de distribución de esta tina esta rota.

*Celda 5:*

*Sur*

La caja de distribución de esta tina esta rota.

*Norte*

Sistema de distribución funciona adecuadamente.

*Celda 6:*

*Sur*

Disco de descarga roto y falta una parte de pared, lo que origina que el agua no fluya por los empaques.

*Norte*

Disco de descarga roto.



**Figura 2.12 Falta pared de la tina de agua caliente.**

*Celda 7:*

*Sur*

La caja de distribución no es la adecuada, es más chica que el disco de descarga.



**Figura 2.13 Caja de distribución muy pequeña.**

*Norte*

En esta tina se presenta muy poco flujo comparado con el que se presenta la tina sur, en el disco de descarga no existen rupturas y falta una parte de pared lo que ocasiona que el agua no fluya por los empaques.



**Figura 2.14 Falta pared de la tina de agua caliente.**

*Celda 8:*

*Sur*

La caja de distribución de esta tina esta rota.

*Norte*

La caja de distribución de esta tina esta rota y falta una parte de pared, lo que origina que el agua no fluya por los empaques.



**Figura 2.15 Falta pared de la tina de agua caliente.**

*Celda 9:*

*Sur*

La caja de distribución funciona adecuadamente.

*Norte*

La caja de distribución esta rota y falta una parte de pared, lo que ocasiona que el agua no fluya por los empaques.



**Figura 2.16 Falta pared de la tina de agua caliente.**

*Celda 10:*

*Sur*

El acceso a la tina de agua caliente se encuentra trabado.

*Norte*

La caja de distribución esta mal acomodada.



**Figura 2.17 Caja de distribución mal acomodada**

*Celda 11:*

*Sur*

Falta pared de la tina de agua caliente lo que ocasiona que el agua no fluya por los empaques.

*Norte*

El acceso a la tina de agua caliente se encuentra trabado.

*Celda 12:*

*Sur*

Sistema de distribución funciona adecuadamente.

*Norte*

Mal acoplamiento entre el disco de descarga y la caja de distribución.

*Celda 13:*

*Sur*

Sistema de distribución funciona adecuadamente.

*Norte*

Sistema de distribución funciona adecuadamente.

A manera de referencia en la figura 2.18 se muestra un sistema de distribución que funciona adecuadamente.



**Fig. 2.18 Sistema de distribución con buen funcionamiento**

## II.2.8 Línea de repuesto

La línea de agua de repuesto y las válvulas presentan oxidación, son difíciles de operar. En la figura 2.19 se muestran el arreglo de válvulas de la línea de repuesto.



**Figura 2.19. Válvula de agua de repuesto.**

## II.3 Desempeño actual

Los datos presentados a continuación fueron tomados en campo de acuerdo a las recomendaciones del protocolo CONAE.

Con estos datos se pretende realizar un análisis térmico para poder determinar que tan conveniente es la reparación de la torre o la compra de una nueva. La base para tomar esta decisión será analizar los valores que se obtengan después se realizar los cálculos correspondientes. Posteriormente se comparará con resultados de la celda 13.

En la Tabla 2.2 se reportan las temperaturas involucradas en el desempeño del sistema así como la humedad del aire.

**Tabla 2.2 Características psicrométricas del aire y temperatura de agua.**

Celdas	Agua entrada (°C)	Agua salida (°C)	Bulbo Seco (°C)	Taire Salida (°C)	Humedad Relativa Entrada (%)	Humedad Relativa Salida (%)	Bulbo Húmedo (°C)
1	29	22	21	27	50	95	12
2	29	20	22	27	52	95	12
3	28	19	22	26	52	95	12
4	29	22	22	27	53	95	12
5	29	20	23	27	51	95	13
6	30	21	22	28	50	95	12
7	29	22	23	27	49	95	13
8	29	21	23	27	52	95	13
9	28	19	23	26	53	95	13
10	29	20	24	27	54	95	13
11	29	23	25	27	54	95	14
12	29	22	22	27	56	95	14
13	29	20	22	27	55	95	14

En la tabla 2.3 se pueden observar las lecturas de flujo de agua en cada una de las celdas de la torre.

**Tabla 2.3 Promedio de lecturas de flujo de agua a la entrada de la torre.**

Celdas	$L \left[ \frac{m^3}{s} \right]$	L (GPM)
1	0.596	9456
2	0.585	9279
3	0.636	10089
4	0.614	9747
5	0.598	9487
6	0.692	10982
7	0.573	9093
8	0.538	8546
9	0.460	7309
10	0.439	6967
11	0.358	5678
12	0.408	6473
13	0.629	9980

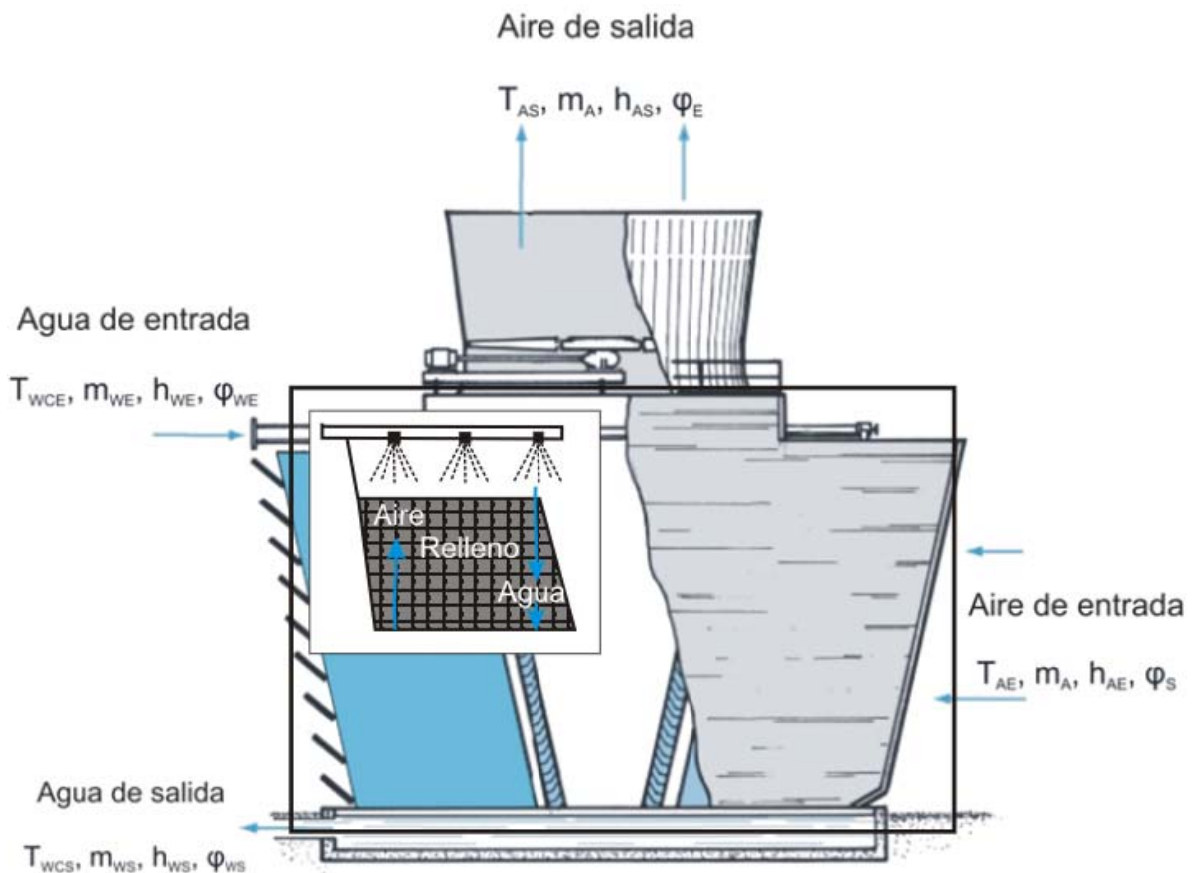


# Capítulo III

## Balance de masa y energía

En este capítulo se realizan a detalle los cálculos de calor disipado, eficiencia, rendimiento del flujo de agua dentro de la torre y basados en la teoría de Merkel se determina el número de unidades de difusión. El cálculo de estos parámetros es necesario para determinar las condiciones con las que opera la torre de enfriamiento.

Para iniciar el análisis se considera el siguiente volumen de control



**Figura 3.1** Volumen de control en una torre de enfriamiento de flujo cruzado.

**Recuadro:** Diagrama de contacto agua-aire



A continuación se presenta un glosario de la nomenclatura que se utilizará, así como sus unidades respectivas.

## Nomenclatura utilizada

$\dot{m}$	Gasto másico $\left[\frac{kg}{s}\right]$	$K$	Coefficiente de transferencia de calor $\left[\frac{W}{m K}\right]$
$\omega$	Humedad específica $\left[\frac{kg_{H_2O}}{kg_{aire seco}}\right]$	$\phi$	Humedad relativa [%]
$\frac{dE_{vc}}{dt}$	Energía total del volumen de control $\left[\frac{kJ}{s}\right]$	$P_v$	Presión del vapor del agua [bar]
$\dot{Q}$	Energía en forma de Calor $\left[\frac{kJ}{s}\right]$	$P_g$	Presión de vapor saturado del agua [bar]
$\dot{W}$	Energía en forma de trabajo $\left[\frac{kJ}{s}\right]$	$v_v$	Volumen específico del vapor $\left[\frac{m^3}{kg}\right]$
$h$	Entalpía $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$T_v$	Temperatura del vapor [ $^{\circ}C$ ]
$v$	Velocidad $\left[\frac{m}{s}\right]$	$R$	Constante universal de los gases
$g$	Gravedad $\left[\frac{m}{s^2}\right]$	$m_i$	Masa de un gas ideal [kg]
$e$	Energía $\left[\frac{kJ}{s}\right]$	$p_a$	Presión del aire [bar]
$z$	Altura [m]	$c_{p,w}$	Capacidad térmica específica del agua a presión constante $\left[\frac{kJ}{kg_{aire}\Delta C}\right]$
$c_{p,a}$	Capacidad térmica específica del aire a presión constante $\left[\frac{kJ}{kg_{aire}\Delta C}\right]$	$C$	Rendimiento térmico [%]
$T$	Temperatura [ $^{\circ}C$ ]	Subíndices	
$P$	Presión [bar]	a	Aire
$L$	Flujo de agua $\left[\frac{m^3}{s}\right]$ ó [gpm]	w	Agua
$G$	Flujo de aire $\left[\frac{m^3}{s}\right]$	vc	Volumen de control
$a$	Área por unidad de volumen $\left[\frac{m^2}{m^3}\right]$	wle	Agua líquida a la entrada
$dV$	Diferencial de volumen [ $m^3$ ]	wls	Agua líquida a la salida
$\dot{m}_G$	Flujo másico de aire + agua $\left[\frac{kg}{s}\right]$	age	Aire a la entrada
$dt_w$	Diferencial de temperaturas del agua [ $^{\circ}C$ ]	ags	Aire a la salida
$h_s$	Entalpía del aire saturado a la temperatura local del agua $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	v	Vapor de agua
$h_a$	Entalpía del aire a la temperatura de bulbo húmedo $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	g	Vapor de agua en saturación
		p	Potencial
		c	Cinética
		bh	bulbo húmedo
		bs	bulbo seco

## III.1 Balance de Masa y Energía

### III.1.1 Balance de masa

Tomando como referencia el volumen de control propuesto (fig. 3.1) y aplicando la primera ley de la termodinámica, se tiene que el balance de masa para el sistema es el siguiente:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_{ent} \dot{m}_{ent} + \sum_{sal} \dot{m}_{sal}$$

Considerando que las variaciones de masa con respecto del tiempo se compensarán con agua de reemplazo, entonces se tiene un régimen permanente y estado estacionario

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = 0$$

Desarrollando lo anterior tenemos:

$$\dot{m}_{WS} + \dot{m}_A \omega_2 = \dot{m}_{WE} + \dot{m}_A \omega_1$$

Despejando el flujo de agua de salida

$$\dot{m}_{WS} = \dot{m}_{WE} - \dot{m}_A (\omega_2 - \omega_1) \quad \text{Ec. 1}$$

Desarrollando la ecuación anterior podremos conocer el flujo de agua de reemplazo.

$$\dot{m}_{WS} - \dot{m}_{WE} = \dot{m}_A (\omega_2 - \omega_1) = \dot{m}_{WR}$$

En condiciones ideales, el flujo de aire permanecerá constante

$$\dot{m}_A = \dot{m}_{AE} = \dot{m}_{AS} \quad \text{Ec. 2}$$

Sin embargo se debe tener presente que una cierta cantidad de vapor de agua se incorporará al aire de salida como resultado del arrastre y la evaporación.

### III.1.2 Balance de energía

Tomando en cuenta el volumen de control propuesto (fig. 3.1) y aplicando la primera ley de la termodinámica, el balance de energía para el sistema es el siguiente:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{ent} \dot{m}_{ent} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{ent} - \sum_{sal} \dot{m}_{sal} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{sal}$$

Considerando un régimen permanente y estado estacionario, no existe variación de la energía con respecto del tiempo.

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = 0$$

Este proceso es adiabático y por ese motivo la potencia calorífica es igual a cero. Dado que no hay trabajo mecánico que atraviese las fronteras del sistema la potencia mecánica es igual a cero.

$$\dot{Q} = \dot{W} = 0$$

Asimismo no existen cambios en la energía potencial ni en la energía cinética del sistema

$$\Delta e_p = \Delta e_c = 0$$

Por lo tanto:

$$\cancel{\frac{dE_{vc}}{dt}} = \cancel{\dot{Q}} + \cancel{\dot{W}} + \sum_{ent} \dot{m}_{ent} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{ent} - \sum_{sal} \dot{m}_{sal} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{sal}$$

$$\sum (\dot{m}h)_{ent} = \sum (\dot{m}h)_{sal}$$

Desarrollando:

$$\dot{m}_{AE} h_{AE} + \dot{m}_{WE} h_{WE} = \dot{m}_{AS} h_{AS} + \dot{m}_{WS} h_{WS}$$

Tomando en cuenta que el aire atmosférico contiene una cierta cantidad de humedad y además el aire de salida incrementa su humedad al contacto con el agua, entonces se añade esa característica en la ecuación.

$$\dot{m}_{AE} (h_{AE} + \omega_1 h_{WGE}) + \dot{m}_{WE} h_{WE} = \dot{m}_{AS} (h_{AS} + \omega_2 h_{WGS}) + \dot{m}_{WS} h_{WS}$$

La entalpía del aire se calcula como sigue:

$$h_{AE} = c_{p,a}\Delta T$$

Sustituyendo la entalpía del aire en la ecuación anterior se tiene:

$$\dot{m}_{AE} (c_{p,a}\Delta T_E + \omega_1 h_{WGE}) + \dot{m}_{WE} h_{WE} = \dot{m}_{AS} (c_{p,a}\Delta T_S + \omega_2 h_{WGS}) + \dot{m}_{WS} h_{WS} \quad \text{Ec. 3}$$

La entalpía del aire se obtiene de la siguiente manera:

$$h_A = c_{p,a}\Delta T_a + \omega_a h_{WG}$$

Sustituyendo las ecuaciones del flujo de agua de salida y la entalpía del aire en la ecuación de balance de energía:

$$\dot{m}_{AE} (c_{p,a}\Delta T_E + \omega_1 h_{WGE}) + \dot{m}_{WE} h_{WLE} = \dot{m}_{AS} (c_{p,a}\Delta T_S + \omega_2 h_{WGS}) + [\dot{m}_{WE} - \dot{m}_A (\omega_2 - \omega_1)] h_{WLS}$$

Como el flujo de aire a la entrada tiene que ser igual a la salida y a la entrada, en un sistema en régimen estacionario

$$\dot{m}_{AE} = \dot{m}_{AS} = \dot{m}_A$$

Al sustituir la consideración anterior en la ecuación de balance de energía y agrupando términos iguales se tiene:

$$\dot{m}_A (c_{p,a}\Delta T_E + \omega_1 h_{WGE}) - \dot{m}_A (c_{p,a}\Delta T_S + \omega_2 h_{WGS}) = [\dot{m}_{WE} - \dot{m}_A (\omega_2 - \omega_1)] h_{WLS} - \dot{m}_{WE} h_{WLE}$$

$$\dot{m}_A [(c_{p,a}\Delta T_E + \omega_1 h_{WGE}) - (c_{p,a}\Delta T_S + \omega_2 h_{WGS}) + (\omega_2 - \omega_1) h_{WLS}] = \dot{m}_{WE} h_{WLS} - \dot{m}_{WE} h_{WLE}$$

$$\dot{m}_A [(c_{p,a}\Delta T_E + \omega_1 h_{WGE}) - (c_{p,a}\Delta T_S + \omega_2 h_{WGS}) + (\omega_2 - \omega_1) h_{WLS}] = \dot{m}_{WE} (h_{WLS} - h_{WLE})$$

Finalmente despejando el flujo másico del aire seco se obtiene la Ec. 4:

$$\dot{m}_A = \frac{\dot{m}_{WE} (h_{WLS} - h_{WLE})}{[(c_{p,a}\Delta T_E + \omega_1 h_{WGE}) - (c_{p,a}\Delta T_S + \omega_2 h_{WGS}) + (\omega_2 - \omega_1) h_{WLS}]}$$

Ec. 4

### III.1.2.1 Humedad específica

La humedad relativa  $\phi$  de una mezcla de gases ideales se define como el cociente entre la presión parcial del vapor de agua en una mezcla y la presión de saturación del vapor a la temperatura de bulbo seco de esa mezcla.

$$\phi = \frac{P_v}{P_g}$$

Basándose en la hipótesis de que tanto el aire seco como el vapor de agua se comportan en la mezcla como gases ideales, la humedad relativa se puede expresar en función de los volúmenes, al igual que de las presiones parciales. Esto es:

$$\phi = \frac{P_v}{P_g} = \frac{\frac{RT_v}{v_v}}{\frac{RT_g}{v_g}} = \frac{v_v}{v_g} = \frac{P_v}{P_g}$$

La relación de humedad  $\omega$  indica la cantidad de agua contenida en una mezcla con respecto a la cantidad de aire seco. Es la relación que hay entre la masa de vapor de agua  $m_v$  y la masa de aire seco  $m_a$ .

$$\omega = \frac{m_v}{m_a}$$

La masa de un gas ideal en una mezcla de gases viene dada por:

$$m_i = p_i V M_i / R_u T$$

Siendo  $p_i$  la presión parcial y  $M_i$  la masa molar del componente. Sustituyendo esta ecuación anterior se tiene:

$$\omega = \frac{p_v V M_v / R_u T}{p_a V M_a / R_u T} = \frac{M_v p_v}{M_a p_a}$$

Donde los gases ocupan el mismo volumen a la misma temperatura. El cociente entre las masas molares del agua y el aire seco es

$$\frac{M_v}{M_a} = 0.622$$

Y la presión del aire es:

$$p_a = P - p_v$$

Por lo que ordenando la ecuación queda de la siguiente forma:

$$\omega = 0.622 \frac{p_v}{p_a} = 0.622 \frac{p_v}{P - p_v} = 0.622 \frac{\phi p_g}{P - \phi p_g}$$

$$\omega = 0.622 \frac{\phi P_g}{P - \phi P_g} \quad \text{Ec. 5}$$

## III.2 Cálculos de desempeño de la torre

### III.2.1 Calor disipado

El cálculo del calor que disipa la torre se calcula con la siguiente expresión:

$$Q = 500 \times L \times \Delta T \quad \text{Ec. 6}$$

Donde: L se expresa en [gpm]

500 es una constante para convertir [gpm] a  $\left[\frac{lb}{h}\right]$

La diferencia de temperaturas es:

$$\Delta T = \text{Temp del agua caliente} [^{\circ}F] - \text{Temp del agua fria} [^{\circ}F]$$

Debido a que esta expresión es para el sistema inglés (Btu/h), una vez calculado el valor de Q es necesario convertir este valor a sistema internacional.

El factor de conversión para los Btu es:

$$1 \left[\frac{Btu}{h}\right] = 0.0002928104 \left[\frac{kJ}{s}\right]$$

Este dato es muy importante para el análisis de rendimiento que tiene la torre actualmente y se desarrollará a detalle en el capítulo V.

### III.2.2 Rendimiento

El rendimiento actual de cada celda puede calcularse con la ecuación

$$C = \frac{\text{flujo actual}}{\text{flujo de diseño}} \times 100 \quad \text{Ec. 7}$$

### III.2.3 Eficiencia de Carnot

Además se puede hacer el cálculo de la eficiencia actual de las celdas considerando la eficiencia de Carnot, que se calcula como:

$$\eta = \frac{T_{WLE} - T_{WLS}}{T_{WLE} - T_{bh}} \times 100$$

### III.2.4 Número de unidades de difusión (NTU<sup>1</sup> o número de MERKEL)

La ecuación de Merkel (Ec. 8) es básica para el análisis del comportamiento de las torres de enfriamiento donde K es el coeficiente de transferencia de calor. La ecuación 8 es comúnmente llamada número de unidades de difusión ( $n_d$ ).

Considerando que se trata de una torre de enfriamiento de flujo cruzado:

$$K(h_s - h_a) a dV = C_{p,w} dt_w L_w$$

---

<sup>1</sup> También llamado demanda de la torre

$$\frac{KaV}{L_w} = C_{p,w} \int_{t_{w1}}^{t_{w2}} \frac{dt_w}{h_s - h_a}$$

$$n_d = \frac{KaV}{L_w} = C_{p,w} \int \frac{1}{h_s - h_a} dt_w \quad \text{Ec. 8}$$

El número de unidades de difusión está determinado únicamente por las condiciones del proceso de la torre y no por condiciones de diseño de la misma.

Existen ciertos factores que afectan el desempeño de la torre. Estos se pueden analizar mejor usando el diagrama entalpía-temperatura. El área entre la línea de saturación y operación es una medida del desempeño, a menor área mayor tendrá que ser la altura de la torre para cumplir con las condiciones del proceso.

Para el cálculo del número de Merkel se utiliza la siguiente expresión

$$\frac{KaV}{L_w} = C_{p,w} \left( \sum \frac{1}{H_s - H_a} \right) * \Delta T_{aire} \quad \text{Ec. 9}$$

### III.3 Memoria de cálculo

A manera de ejemplo se comenzará haciendo paso a paso los cálculos para la celda 1. Posteriormente sólo se presentarán los resultados para las demás celdas.

Rendimiento

$$C = \frac{9456}{12,000} \times 100$$

$$C = 78.8\%$$



Para el cálculo de la eficiencia se toman los datos presentados en la tabla 3.1.

**Tabla 3.1** Temperaturas de la celda uno.

Temperatura	°C
Temperatura del Agua Fría	$T_{WLS} = 22$
Temperatura del Agua Caliente	$T_{WLE} = 29$
Temperatura de bulbo húmedo	$T_{bh} = 12$

$$\eta = \frac{29 - 22}{29 - 12} \times 100$$

$$\eta = 41.18\%$$

El calor disipado es:

$$Q = 500 \times 9456.001 \times (29 - 22) \times 0.0002928104$$

$$Q = 9690.85 \left[ \frac{kJ}{s} \right]$$

Datos obtenidos de tablas de vapor de agua en saturación.

**Tabla 3.2** Datos de entrada celda uno.

Temperatura	°C	Entalpía	kJ / kg <sub>H2O</sub>
Temperatura del Agua Fría	$T_{WLS} = 22$	Entalpía del agua líquida a la salida	$h_{WLE} = 92.28$
Temperatura del Agua Caliente	$T_{WLE} = 29$	Entalpía del agua líquida a la entrada	$h_{WGE} = 121.32$
Temperatura de Aire de Entrada	$T_{AE} = 21$	Entalpía del agua como gas a la entrada	$h_{WLS} = 2539.25$
Temperatura a la Salida del Aire	$T_{AS} = 27$	Entalpía del agua como gas a la salida	$h_{WGS} = 2550.13$
Flujo másico de agua a la entrada	$\dot{m}_{WE} = 368.45 \left[ \frac{kg_{H2O}}{s} \right]$	Calor específico de aire a presión cte. $P_{atm}$	$C_{p,a} = 1.005 \left[ \frac{kJ}{kg_{aire}} \right]$

HUMEDAD			
Humedad relativa a la Entrada del Aire	$\varphi_E = 50\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_1 = 0.0078 \left[ \frac{kg_{H_2O}}{kg_{aire\ seco}} \right]$
Humedad a la relativa a la salida del Aire	$\varphi_s = 95\%$	Humedad a la específica a la salida del Aire	$\omega_2 = 0.0244 \left[ \frac{kg_{H_2O}}{kg_{aire\ seco}} \right]$
<b>Presión</b>	$P_{atm} = 1.001\text{ bar}$	Presión de gas	$P_{1,gas} = 0.0249$
		Presión de gas	$P_{2,gas} = 0.0401$

Humedad específica

$$\omega = 0.622 \frac{\varphi P_g}{P - \varphi P_g}$$

$$\omega_1 = 0.622 \frac{0.5 * 0.02189}{1.01 - 0.05 * 0.02189}$$

$$\omega_1 = 0.0078 \left[ \frac{kg_{H_2O}}{kg_{aire\ seco}} \right]$$

$$\omega_2 = 0.622 \frac{0.95 * 0.04008}{1.01 - 0.95 * 0.04008}$$

$$\omega_2 = 0.0244 \left[ \frac{kg_{H_2O}}{kg_{aire\ seco}} \right]$$

Sustituyendo valores en la ecuación de flujo másico de aire seco

$$\dot{m}_A = \frac{595.72(92.28 - 121.32)}{[(1.005 * 27 + 0.0078 * 2539.25) - (1.005 * 21 + 0.0244 * 2550.13) + 92.28 * (0.0244 - 0.0078)]}$$

$$\dot{m}_A = \frac{-17299.71}{-46.95}$$

$$\dot{m}_A = 389.966 \left[ \frac{kg_{aire\ seco}}{s} \right]$$

La relación agua líquida y aire seco L/G resulta de:

$$\frac{L}{G} = \frac{595.72 \left[ \frac{kg_{H2O}}{s} \right]}{389.97 \left[ \frac{kg_{aire\ seco}}{s} \right]}$$

$$\frac{L}{G} = 1.617 \left[ \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}} \right]$$

Para los valores de las entalpías se utilizan las tablas de propiedades termodinámicas de la mezcla vapor de agua-aire a una presión de 1.01 [bar]

Para el valor de la entalpía  $H_s$ , se localiza con la temperatura del agua a la salida

$$T_{enf} = 22 \text{ [}^\circ\text{C]} \longrightarrow H_s = 63.612 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Donde:

$$C_{p,w} = 4.186 \left[ \frac{kJ}{kg\Delta C} \right]$$

Para el valor entalpía de  $H_a$ , para el primer valor se localiza con la temperatura de bulbo húmedo, el segundo valor se obtiene de la siguiente forma:

$$H_a = H_{a1} + C_{p,w} \frac{L_w}{G} * \Delta T_w$$

$$H_{a1} = 33.898 + 4.186 * 1.617 * 1$$

$$H_{a1} = 40.67 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Calculando el número de Merkel

$$\frac{KaV}{L_w} = 4.186 * 0.3834 * 1$$

$$\frac{KaV}{L_w} = 1.604$$

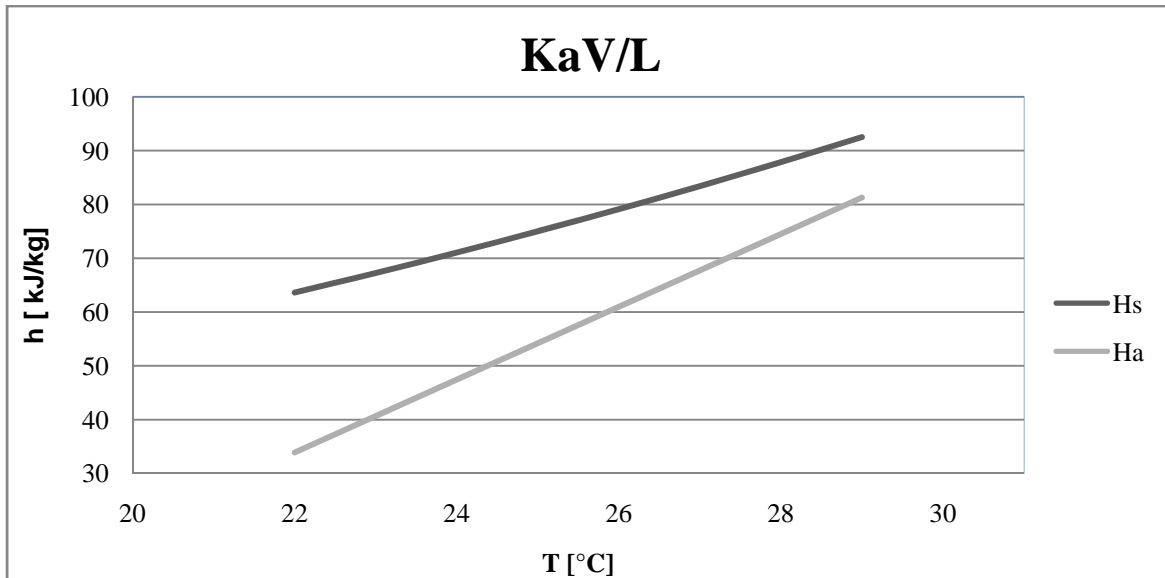
Obteniendo el valor de NTU con la ecuación integral de MERKEL, usando el método de integración de numérica de Newton se obtienen los valores que se reportan en la tabla 3.3.

**Tabla 3.3 Entalpías y número de Merkel celda uno.**

Rango	Temperatura	Entalpía de vapor de aire	Entalpía de aire saturado	Diferencia de entalpía	Inverso de la diferencia de entalpía	Promedio
T [°C]	T [°C]	Hs [kJ/kg <sub>H2O</sub> ]	Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	Hs - Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	1 / (Hs - Ha)	1 / (Hs - Ha)
1	22	63.612	33.898	29.714	0.034	
1	23	67.259	40.67	26.593	0.038	0.03563
1	24	71.054	47.43	23.620	0.042	0.03997
1	25	75.004	54.20	20.802	0.048	0.04520
1	26	79.116	60.97	18.146	0.055	0.05159
1	27	83.4	67.74	15.662	0.064	0.05948
1	28	87.862	74.51	13.356	0.075	0.06936
1	29	92.511	81.27	11.237	0.089	0.08193
KaV / L = 1.604					$\Sigma [1/(Hs - Ha)] = 0.3834 \left[ \frac{kg_{H2O}}{kJ} \right]$	

Para la representación gráfica se usan las entalpías de saturación Hs para el aire y se grafica contra la temperatura del agua T en el rango de la torre. Los valores del aire saturado a la temperatura del agua y los que se pueden considerar que existen en la película de aire en la superficie del agua

En la gráfica se muestra un área que es definida por la curva de la entalpía de saturación y la curva de operación de la torre que es un indicador de la potencia que promueve la transferencia total de calor. Un cambio en las condiciones de proceso de tal manera que la línea se mueva hacia abajo para incluir una mayor área entre ella misma y la línea de saturación significa que menos unidades de difusión y menor altura se requieren para cualquier tipo de torre.



**Gráfica 3.1 Celda Uno.** Se compara  $H_a$  con  $H_s$  en función de la temperatura.

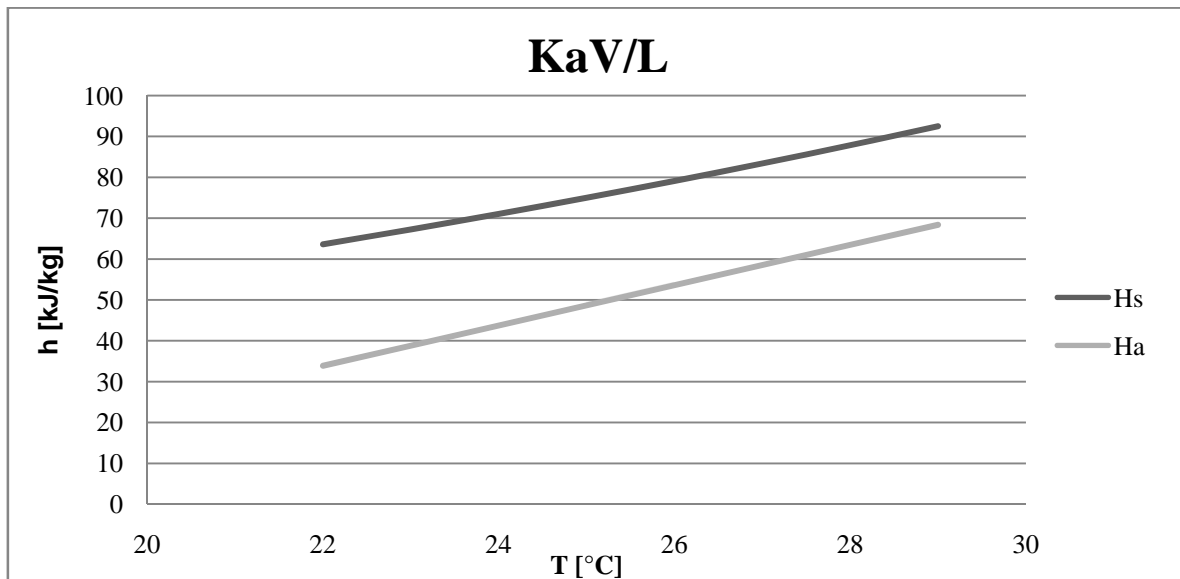
A continuación se reportan los datos de entrada, así como los resultados y gráficas para cada una de las celdas.

**Tabla 3.4 Datos de entrada celda dos**

Temperatura	°C	Entalpía	kJ / kg <sub>H2O</sub>
Temperatura del Agua Fría	$T_{WLS} = 20$	Entalpía del agua líquida a la salida	$h_{WLE} = 83.914$
Temperatura del Agua Caliente	$T_{WLE} = 29$	Entalpía del agua líquida a la entrada	$h_{WGE} = 121.32$
Temperatura de Aire de Entrada	$T_{AE} = 22$	Entalpía del agua como gas a la entrada	$h_{WLS} = 2541.07$
Temperatura a la Salida del Aire	$T_{AS} = 27$	Entalpía del agua como gas a la salida	$h_{WGS} = 2550.13$
Flujo másico de agua a la entrada	$\dot{m}_{WE} = 496.73 \frac{kg_{H2O}}{seg}$	Calor específico de aire a presión cte. $P_{atm}$	$C_{p,a} = 1.005 \frac{kJ}{kg_{aire}}$
HUMEDAD			
Humedad relativa a la Entrada del Aire	$\varphi_E = 50\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_1 = 0.0086 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
Humedad a la relativa a la salida del Aire	$\varphi_s = 95\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_2 = 0.0244 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
Presión	$P_{atm} = 1.001 \text{ bar}$	Presión de gas	$P_{1,Gas} = 0.0265$
		Presión de gas	$P_{2,Gas} = 0.0401$
L/G = 1.177			

**Tabla 3.5 Entalpías y número de Merkel celda dos**

Rango	Temperatura	Entalpía de vapor de aire	Entalpía de aire saturado	Diferencia de entalpía	Inverso de la diferencia de entalpía	Promedio
T [°C]	T [°C]	Hs[kJ/kg <sub>H2O</sub> ]	Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	Hs - Ha[kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	1 / (Hs - Ha)	1 / (Hs - Ha)
1	22	63.612	33.898	29.714	0.034	
1	23	67.259	38.82	28.435	0.035	0.03441
1	24	71.054	43.75	27.304	0.037	0.03590
1	25	75.004	48.68	26.327	0.038	0.03730
1	26	79.116	53.60	25.513	0.039	0.03859
1	27	83.4	58.53	24.871	0.040	0.03970
1	28	87.862	63.46	24.407	0.041	0.04059
1	29	92.511	68.38	24.130	0.041	0.04121
KaV / L = 1.1206					$\Sigma [1/(Hs - Ha)] = 0.2677 \frac{kg_{H2O}}{kJ}$	



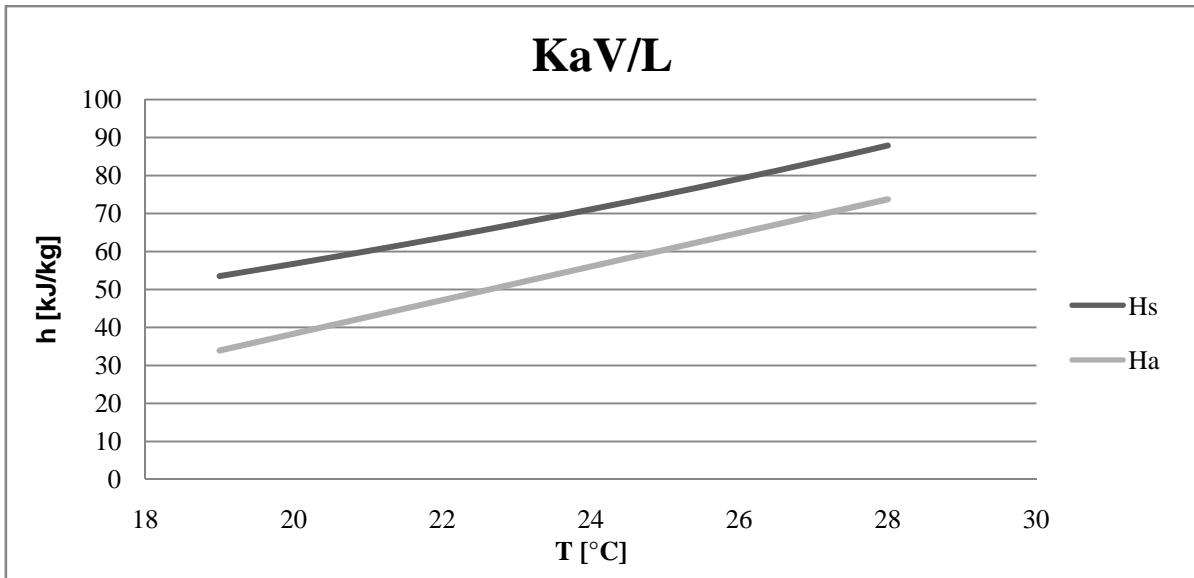
**Gráfica 3.2 Celda Dos.** Se compara H<sub>a</sub> con H<sub>s</sub> en función de la temperatura.

**Tabla 3.6 Datos de entrada celda tres.**

Temperatura	°C	Entalpía	kJ / kg <sub>H2O</sub>
Temperatura del Agua Fría	T <sub>WLS</sub> = 19	Entalpía del agua líquida a la salida	$h_{WLE} = 79.729$
Temperatura del Agua Caliente	T <sub>WLE</sub> = 28	Entalpía del agua líquida a la entrada	$h_{WGE} = 117.10$
Temperatura de Aire de Entrada	T <sub>AE</sub> = 22	Entalpía del agua como gas a la entrada	$h_{WLS} = 2541.07$
Temperatura a la Salida del Aire	T <sub>AS</sub> = 26	Entalpía del agua como gas a la salida	$h_{WGS} = 2548.32$
Flujo másico de agua a la entrada	$\dot{m}_{WE} = 601.03 \frac{kg_{H2O}}{seg}$	Calor específico de aire a presión cte. P <sub>atm</sub>	$C_{p,a} = 1.005 \frac{kJ}{kg_{aire}}$
<b>HUMEDAD</b>			
Humedad relativa a la Entrada del Aire	φ <sub>E</sub> = 50%	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_1 = 0.0086 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
Humedad a la relativa a la salida del Aire	φ <sub>s</sub> = 95%	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_2 = 0.0229 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
<b>Presión</b>	P <sub>atm</sub> = 1.001 bar	Presión de gas	P <sub>1,Gas</sub> = 0.0265
		Presión de gas	P <sub>2,Gas</sub> = 0.0378
<b>L/G = 1.058</b>			

**Tabla 3.7 Entalpías y número de Merkel celda tres.**

Rango	Temperatura	Entalpía de vapor de aire	Entalpía de aire saturado	Diferencia de entalpía	Inverso de la diferencia de entalpía	Promedio
T [°C]	T [°C]	Hs [kJ/kg <sub>H2O</sub> ]	Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	Hs - Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	1 / (Hs - Ha)	1 / (Hs - Ha)
1	19	53.493	33.898	19.595	0.051	
1	20	56.736	38.32	18.411	0.054	0.05267
1	21	60.107	42.75	17.356	0.058	0.05597
1	22	63.612	47.18	16.434	0.061	0.05923
1	23	67.259	51.60	15.654	0.064	0.06237
1	24	71.054	56.03	15.022	0.067	0.06522
1	25	75.004	60.46	14.546	0.069	0.06766
1	26	79.116	64.89	14.231	0.070	0.06951
1	27	83.4	69.31	14.088	0.071	0.07063
1	28	87.862	73.74	14.123	0.071	0.07089
<b>KaV / L = 0.9638</b>					$\Sigma [1/(Hs - Ha)] = 0.2302 \frac{kg_{H2O}}{kJ}$	



**Gráfica 3.3 Celda Tres.** Se compara  $H_a$  con  $H_s$  en función de la temperatura.

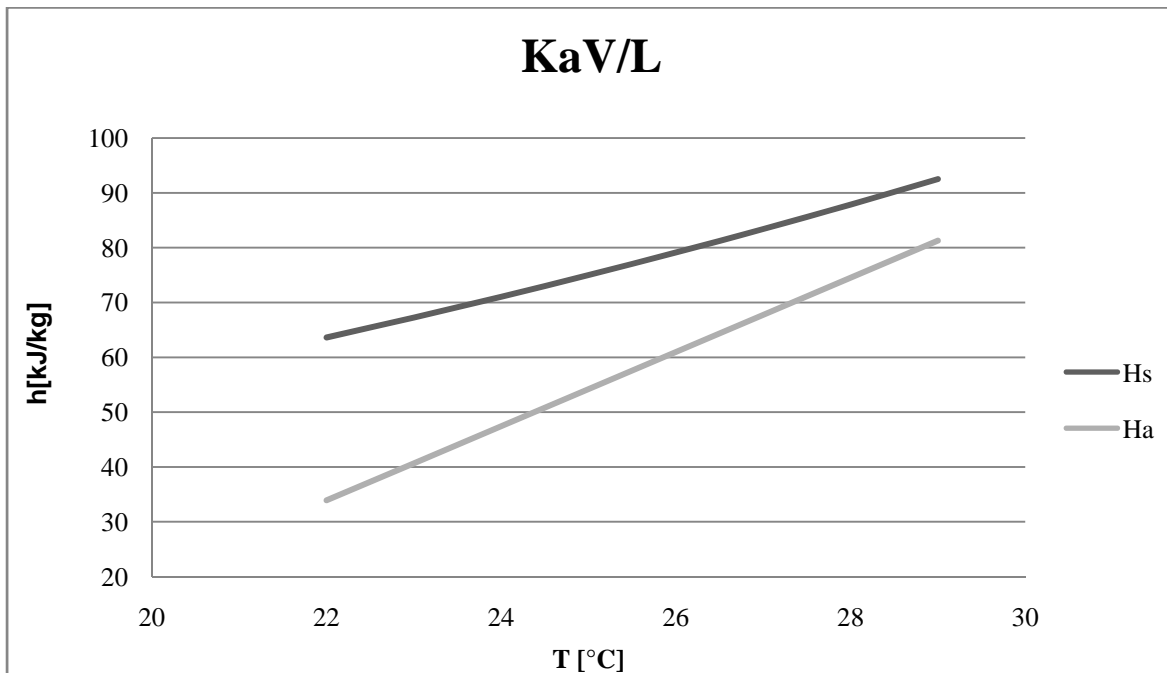
**Tabla 3.8 Datos de entrada celda cuatro.**

Temperatura	°C	Entalpía	kJ / kg <sub>H2O</sub>
Temperatura del Agua Fría	$T_{WLS} = 22$	Entalpía del agua líquida a la salida	$h_{WLE} = 92.28$
Temperatura del Agua Caliente	$T_{WLE} = 29$	Entalpía del agua líquida a la entrada	$h_{WGE} = 121.32$
Temperatura de Aire de Entrada	$T_{AE} = 22$	Entalpía del agua como gas a la entrada	$h_{WLS} = 2541.07$
Temperatura a la Salida del Aire	$T_{AS} = 27$	Entalpía del agua como gas a la salida	$h_{WGS} = 2550.13$
Flujo másico de agua a la entrada	$\dot{m}_{WE} = 410.11 \frac{kg_{H2O}}{seg}$	Calor específico de aire a presión cte. $P_{atm}$	$C_{p,a} = 1.005 \frac{kJ}{kg_{aire}}$
HUMEDAD			
Humedad relativa a la Entrada del Aire	$\varphi_E = 50\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_1 = 0.0088 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
Humedad a la relativa a la salida del Aire	$\varphi_s = 95\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_2 = 0.0244 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
<b>Presión</b>	$P_{atm} = 1.001 \text{ bar}$	Presión de gas	$P_{1,Gas} = 0.0265$
		Presión de gas	$P_{2,Gas} = 0.0401$
<b>L/G = 1.497</b>			



**Tabla 3.9 Entalpías y número de Merkel celda cuatro.**

Rango	Temperatura	Entalpía de vapor de aire	Entalpía de aire saturado	Diferencia de entalpía	Inverso de la diferencia de entalpía	Promedio
T [°C]	T [°C]	Hs [kJ/kg <sub>H2O</sub> ]	Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	Hs - Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	1 / (Hs - Ha)	1 / (Hs - Ha)
1	22	63.612	33.90	29.714	0.034	
1	23	67.259	40.67	26.592	0.038	0.03563
1	24	71.054	47.44	23.618	0.042	0.03997
1	25	75.004	54.20	20.800	0.048	0.04521
1	26	79.116	60.97	18.143	0.055	0.05160
1	27	83.4	67.74	15.658	0.064	0.05949
1	28	87.862	74.51	13.351	0.075	0.06938
1	29	92.511	81.28	11.232	0.089	0.08197
KaV / L = 1.6043					$\Sigma [1/(Hs - Ha)] = 0.3833 \frac{kg_{H2O}}{kJ}$	



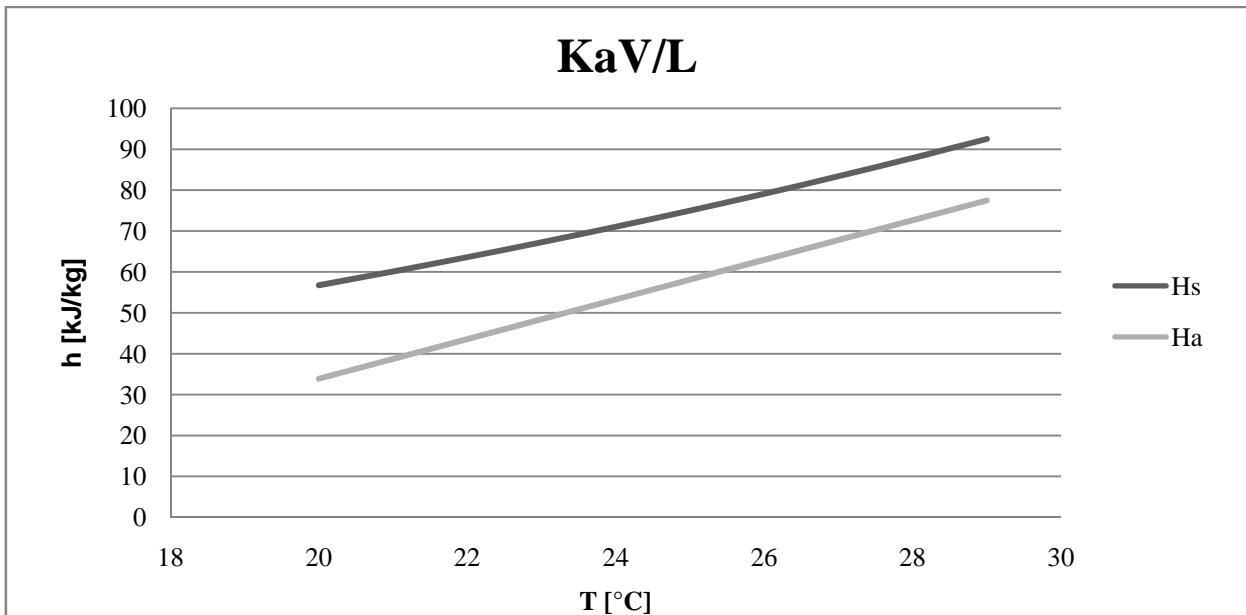
**Gráfica 3.4 Celda Cuatro.** Se compara  $H_a$  con  $H_s$  en función de la temperatura.

**Tabla 3.10 Datos de entrada celda cinco.**

Temperatura	°C	Entalpía	kJ / kg <sub>H2O</sub>
Temperatura del Agua Fría	$T_{WLS} = 20$	Entalpía del agua líquida a la salida	$h_{WLE} = 83.914$
Temperatura del Agua Caliente	$T_{WLE} = 29$	Entalpía del agua líquida a la entrada	$h_{WGE} = 121.32$
Temperatura de Aire de Entrada	$T_{AE} = 22$	Entalpía del agua como gas a la entrada	$h_{WLS} = 2541.07$
Temperatura a la Salida del Aire	$T_{AS} = 27$	Entalpía del agua como gas a la salida	$h_{WGS} = 2550.13$
Flujo másico de agua a la entrada	$\dot{m}_{WE} = 516.92 \frac{kg_{H2O}}{seg}$	Calor específico de aire a presión cte. $P_{atm}$	$C_{p,a} = 1.005 \frac{kJ}{kg_{aire}}$
<b>HUMEDAD</b>			
Humedad relativa a la Entrada del Aire	$\varphi_E = 50\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_1 = 0.0087 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
Humedad a la relativa a la salida del Aire	$\varphi_s = 95\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_2 = 0.0244 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
<b>Presión</b>	$P_{atm} = 1.001 \text{ bar}$	Presión de gas	$P_{1,Gas} = 0.0273$
		Presión de gas	$P_{2,Gas} = 0.0401$
<b>L/G = 1.157</b>			

**Tabla 3.11 Entalpías y número de Merkel celda cinco.**

Rango	Temperatura	Entalpía de vapor de aire	Entalpía de aire saturado	Diferencia de entalpía	Inverso de la diferencia de entalpía	Promedio
T [°C]	T [°C]	Hs [kJ/kg <sub>H2O</sub> ]	Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	Hs - Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	1 / (Hs - Ha)	1 / (Hs - Ha)
1	20	56.736	33.898	22.838	0.044	
1	21	60.107	38.74	21.366	0.047	0.04530
1	22	63.612	43.58	20.028	0.050	0.04837
1	23	67.259	48.43	18.831	0.053	0.05152
1	24	71.054	53.27	17.783	0.056	0.05467
1	25	75.004	58.11	16.890	0.059	0.05772
1	26	79.116	62.96	16.159	0.062	0.06055
1	27	83.4	67.80	15.600	0.064	0.06300
1	28	87.862	72.64	15.218	0.066	0.06491
1	29	92.511	77.49	15.024	0.067	0.06613
<b>KaV / L = 2.1439</b>					$\Sigma [1/(Hs - Ha)] = 0.5122 \frac{kg_{H2O}}{kJ}$	



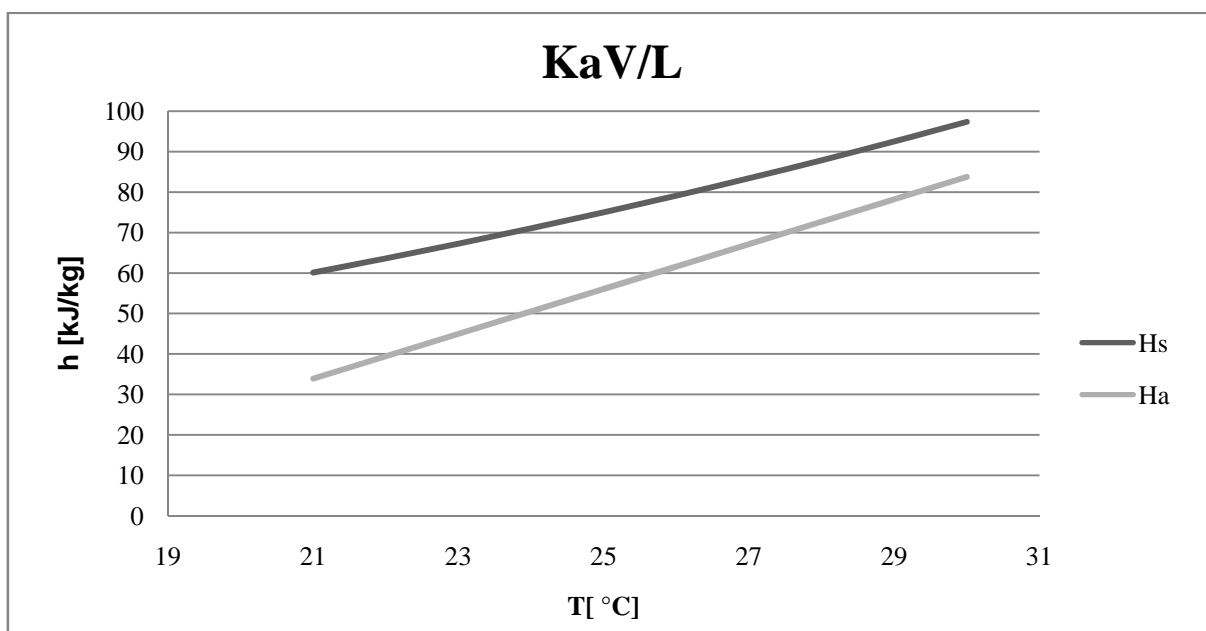
**Gráfica 3.5** Celda cinco. Se compara  $H_a$  con  $H_s$  en función de la temperatura.

**Tabla 3.12** Datos de entrada celda seis.

Temperatura	°C	Entalpía	kJ / kg <sub>H2O</sub>
Temperatura del Agua Fría	$T_{WLS} = 21$	Entalpía del agua líquida a la salida	$h_{WLE} = 88.09$
Temperatura del Agua Caliente	$T_{WLE} = 30$	Entalpía del agua líquida a la entrada	$h_{WGE} = 125.54$
Temperatura de Aire de Entrada	$T_{AE} = 22$	Entalpía del agua como gas a la entrada	$h_{WLS} = 2541.07$
Temperatura a la Salida del Aire	$T_{AS} = 28$	Entalpía del agua como gas a la salida	$h_{WGS} = 2551.93$
Flujo másico de agua a la entrada	$\dot{m}_{WE} = 522.96 \frac{kg_{H2O}}{seg}$	Calor específico de aire a presión cte. $P_{atm}$	$C_{p,a} = 1.005 \frac{kJ}{kg_{aire}}$
<b>HUMEDAD</b>			
Humedad relativa a la Entrada del Aire	$\varphi_E = 50\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_1 = 0.0083 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
Humedad a la relativa a la salida del Aire	$\varphi_s = 95\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_2 = 0.0259 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
<b>Presión</b>	$P_{atm} = 1.001 \text{ bar}$	Presión de gas	$P_{1,Gas} = 0.0265$
		Presión de gas	$P_{2,Gas} = 0.0425$
<b>L/G = 1.323</b>			

**Tabla 3.13 Entalpías y número de Merkel celda seis.**

Rango	Temperatura	Entalpía de vapor de aire	Entalpía de aire saturado	Diferencia de entalpía	Inverso de la diferencia de entalpía	Promedio
T [°C]	T [°C]	Hs [kJ/kg <sub>H2O</sub> ]	Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	Hs - Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	1 / (Hs - Ha)	1 / (Hs - Ha)
1	21	60.107	33.898	26.209	0.038	
1	22	63.612	39.44	24.176	0.041	0.03976
1	23	67.259	44.97	22.285	0.045	0.04312
1	24	71.054	50.51	20.542	0.049	0.04678
1	25	75.004	56.05	18.954	0.053	0.05072
1	26	79.116	61.59	17.528	0.057	0.05491
1	27	83.4	67.13	16.274	0.061	0.05925
1	28	87.862	72.66	15.197	0.066	0.06362
1	29	92.511	78.20	14.308	0.070	0.06784
1	30	97.357	83.74	13.616	0.073	0.07167
KaV / L = 2.0832					$\Sigma [1/(Hs - Ha)] = 0.4977 \frac{kg_{H2O}}{kJ}$	



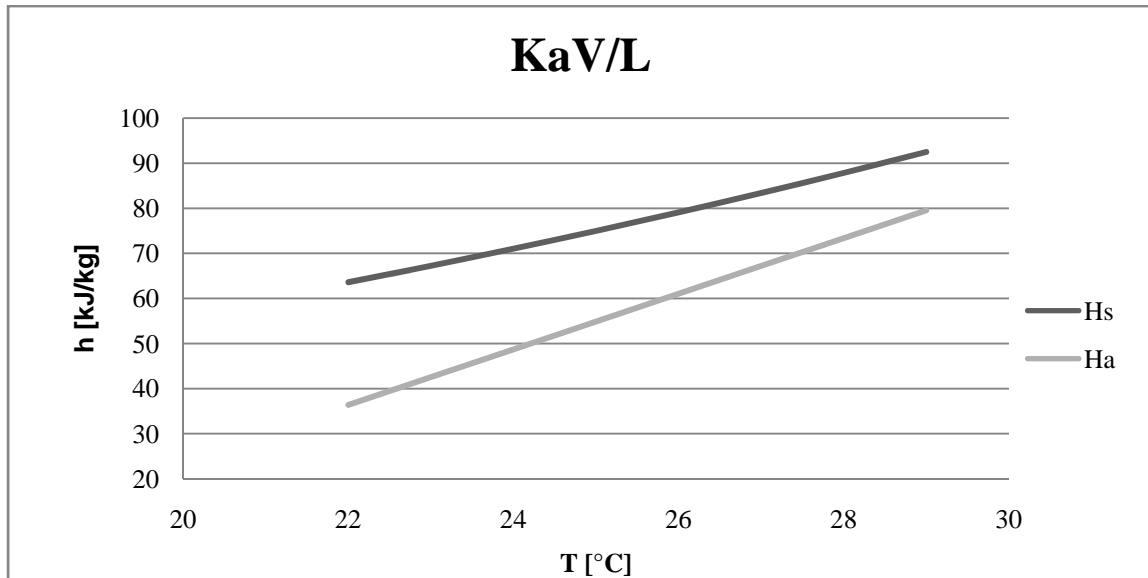
**Gráfica 3.6 Celda Seis.** Se compara  $H_a$  con  $H_s$  en función de la temperatura.

**Tabla 3.14 Datos de entrada celda siete.**

Temperatura	°C	Entalpía	kJ / kg <sub>H2O</sub>
Temperatura del Agua Fría	T <sub>WLS</sub> = 22	Entalpía del agua líquida a la salida	$h_{WLE} = 92.28$
Temperatura del Agua Caliente	T <sub>WLE</sub> = 29	Entalpía del agua líquida a la entrada	$h_{WGE} = 121.32$
Temperatura de Aire de Entrada	T <sub>AE</sub> = 23	Entalpía del agua como gas a la entrada	$h_{WLS} = 2554.76$
Temperatura a la Salida del Aire	T <sub>AS</sub> = 27	Entalpía del agua como gas a la salida	$h_{WGS} = 2550.13$
Flujo másico de agua a la entrada	$\dot{m}_{WE} = 389.18 \frac{kg_{H2O}}{seg}$	Calor específico de aire a presión cte. P <sub>atm</sub>	$C_{p,a} = 1.005 \frac{kJ}{kg_{aire}}$
<b>HUMEDAD</b>			
Humedad relativa a la Entrada del Aire	$\varphi_E = 50\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_1 = 0.0086 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
Humedad a la relativa a la salida del Aire	$\varphi_s = 95\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_2 = 0.0244 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
<b>Presión</b>	P <sub>atm</sub> = 1.001 bar	Presión de gas	P <sub>1,Gas</sub> = 0.0281
		Presión de gas	P <sub>2,Gas</sub> = 0.038
<b>L/G = 1.472</b>			

**Tabla 3.15 Entalpías y número de Merkel celda siete.**

Rango	Temperatura	Entalpía de vapor de aire	Entalpía de aire saturado	Diferencia de entalpía	Inverso de la diferencia de entalpía	Promedio
T [°C]	T [°C]	Hs [kJ/kg <sub>H2O</sub> ]	Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	Hs - Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	1 / (Hs - Ha)	1 / (Hs - Ha)
1	22	63.612	36.401	27.211	0.037	
1	23	67.259	42.56	24.696	0.040	0.03862
1	24	71.054	48.72	22.329	0.045	0.04264
1	25	75.004	54.89	20.118	0.050	0.04725
1	26	79.116	61.05	18.068	0.055	0.05253
1	27	83.4	67.21	16.190	0.062	0.05856
1	28	87.862	73.37	14.490	0.069	0.06539
1	29	92.511	79.53	12.977	0.077	0.07303
<b>KaV / L = 1.5824</b>					$\Sigma [1/(Hs - Ha)] = 0.3780 \frac{kg_{H2O}}{kJ}$	



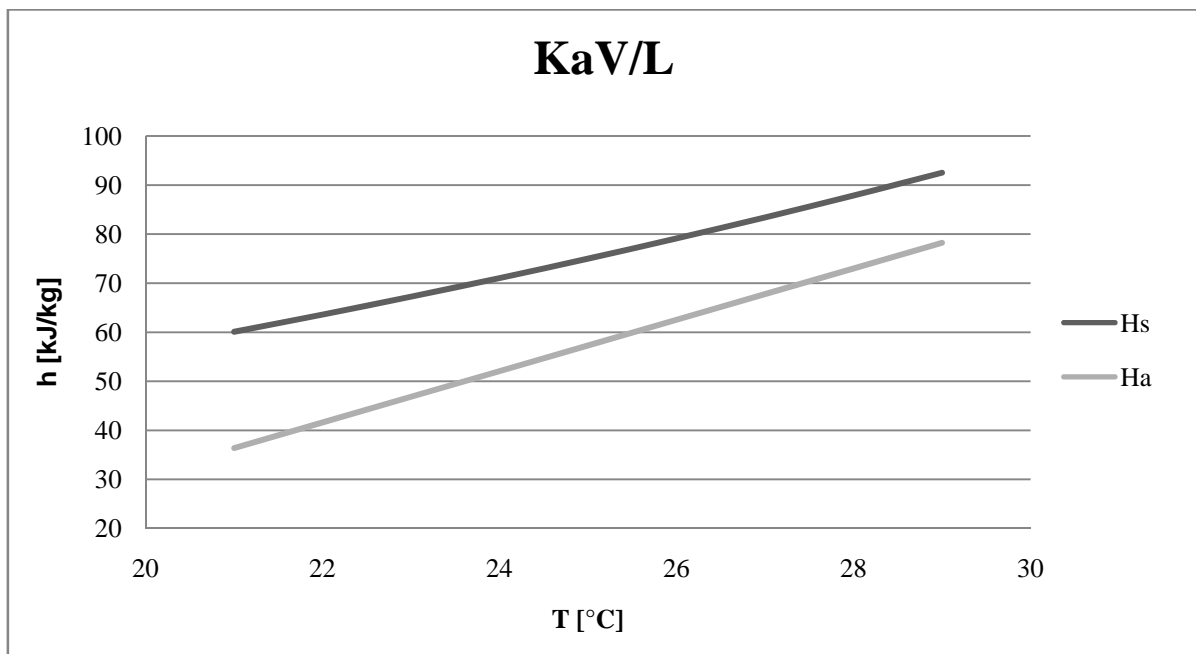
**Gráfica 3.7 Celda Siete.** Se compara  $H_a$  con  $H_s$  en función de la temperatura.

**Tabla 3.16 Datos de entrada celda ocho.**

Temperatura	°C	Entalpía	kJ / kg <sub>H2O</sub>
Temperatura del Agua Fría	$T_{WLS} = 21$	Entalpía del agua líquida a la salida	$h_{WLE} = 88.10$
Temperatura del Agua Caliente	$T_{WLE} = 29$	Entalpía del agua líquida a la entrada	$h_{WGE} = 121.32$
Temperatura de Aire de Entrada	$T_{AE} = 23$	Entalpía del agua como gas a la entrada	$h_{WLS} = 2554.76$
Temperatura a la Salida del Aire	$T_{AS} = 27$	Entalpía del agua como gas a la salida	$h_{WGS} = 2550.13$
Flujo másico de agua a la entrada	$\dot{m}_{WE} = 431.09 \frac{kg_{H2O}}{seg}$	Calor específico de aire a presión cte. $P_{atm}$	$C_{p,a} = 1.005 \frac{kJ}{kg_{aire}}$
<b>HUMEDAD</b>			
Humedad relativa a la Entrada del Aire	$\varphi_E = 50\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_1 = 0.0091 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
Humedad a la relativa a la salida del Aire	$\varphi_s = 95\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_2 = 0.0244 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
<b>Presión</b>	$P_{atm} = 1.001 \text{ bar}$	Presión de gas	$P_{1,Gas} = 0.0281$
		Presión de gas	$P_{2,Gas} = 0.0401$
<b>L/G = 1.249</b>			

**Tabla 3.17 Entalpías y número de Merkel celda ocho.**

Rango	Temperatura	Entalpía de vapor de aire	Entalpía de aire saturado	Diferencia de entalpía	Inverso de la diferencia de entalpía	Promedio
T [°C]	T [°C]	Hs [kJ/kg <sub>H2O</sub> ]	Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	Hs – Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	1 / (Hs - Ha)	1 / (Hs - Ha)
1	21	60.107	36.401	23.706	0.042	
1	22	63.612	41.63	21.983	0.045	0.04384
1	23	67.259	46.86	20.401	0.049	0.04725
1	24	71.054	52.09	18.968	0.053	0.05087
1	25	75.004	57.31	17.690	0.057	0.05463
1	26	79.116	62.54	16.573	0.060	0.05843
1	27	83.4	67.77	15.629	0.064	0.06216
1	28	87.862	73.00	14.863	0.067	0.06563
1	29	92.511	78.23	14.283	0.070	0.06865
KaV / L = 1.8898					$\Sigma [1/(Hs - Ha)] = 0.4515 \frac{kg_{H2O}}{kJ}$	



**Gráfica 3.8 Celda Ocho.** Se compara  $H_a$  con  $H_s$  en función de la temperatura.

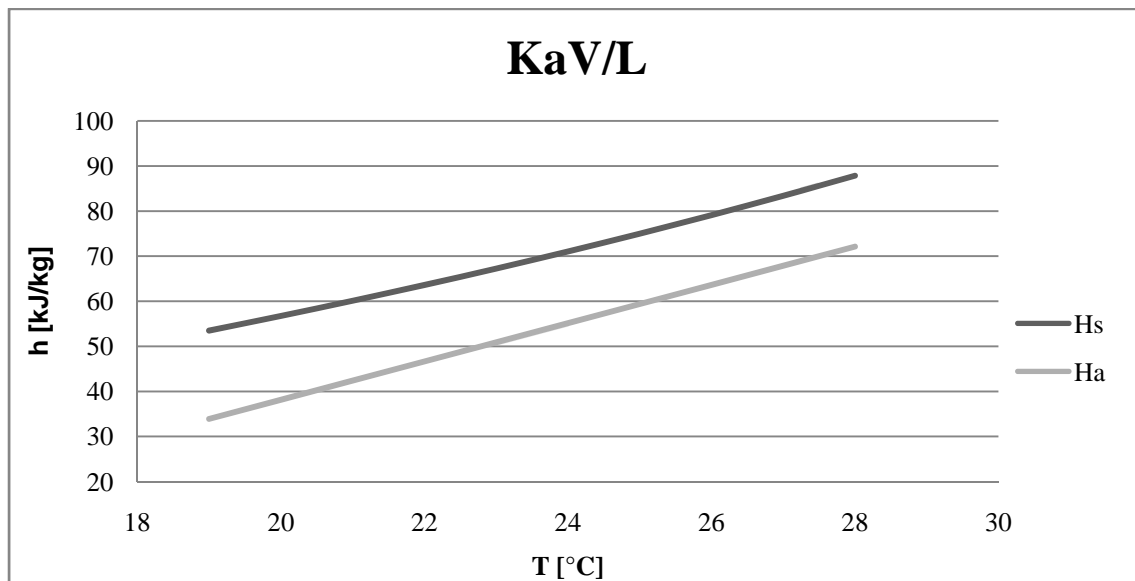
**Tabla 3.18 Datos de entrada celda nueva.**

Temperatura	°C	Entalpía	kJ / kg <sub>H2O</sub>
Temperatura del Agua Fría	T <sub>WLS</sub> = 19	Entalpía del agua líquida a la salida	$h_{WLE} = 79.73$
Temperatura del Agua Caliente	T <sub>WLE</sub> = 28	Entalpía del agua líquida a la entrada	$h_{WGE} = 117.1$
Temperatura de Aire de Entrada	T <sub>AE</sub> = 22	Entalpía del agua como gas a la entrada	$h_{WLS} = 2541.07$
Temperatura a la Salida del Aire	T <sub>AS</sub> = 26	Entalpía del agua como gas a la salida	$h_{WGS} = 2548.32$
Flujo másico de agua a la entrada	$\dot{m}_{WE} = 453.75 \frac{kg_{H2O}}{seg}$	Calor específico de aire a presión cte. P <sub>atm</sub>	$C_{p,a} = 1.005 \frac{kJ}{kg_{aire}}$
<b>HUMEDAD</b>			
Humedad relativa a la Entrada del Aire	φ <sub>E</sub> = 50%	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_1 = 0.0087 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
Humedad a la relativa a la salida del Aire	φ <sub>s</sub> = 95%	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_2 = 0.0229 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
<b>Presión</b>	P <sub>atm</sub> = 1.001 bar	Presión de gas	P <sub>1,Gas</sub> = 0.0273
		Presión de gas	P <sub>2,Gas</sub> = 0.0378
<b>L/G = 1.015</b>			

**Tabla 3.19 Entalpías y número de Merkel celda nueva.**

Rango	Temperatura	Entalpía de vapor de aire	Entalpía de aire saturado	Diferencia de entalpía	Inverso de la diferencia de entalpía	Promedio
T [°C]	T [°C]	Hs [kJ/kg <sub>H2O</sub> ]	Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	Hs – Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	1 / (Hs - Ha)	1 / (Hs - Ha)
1	19	53.493	33.898	19.595	0.051	
1	20	56.736	38.15	18.589	0.054	0.05241
1	21	60.107	42.40	17.711	0.056	0.05513
1	22	63.612	46.64	16.968	0.059	0.05770
1	23	67.259	50.89	16.366	0.061	0.06002
1	24	71.054	55.14	15.912	0.063	0.06197
1	25	75.004	59.39	15.613	0.064	0.06345
1	26	79.116	63.64	15.476	0.065	0.06433
1	27	83.4	67.89	15.512	0.064	0.06454
1	28	87.862	72.14	15.725	0.064	0.06403
<b>KaV / L = 1.4679</b>					$\Sigma [1/(Hs - Ha)] = 0.3507 \frac{kg_{H2O}}{kJ}$	





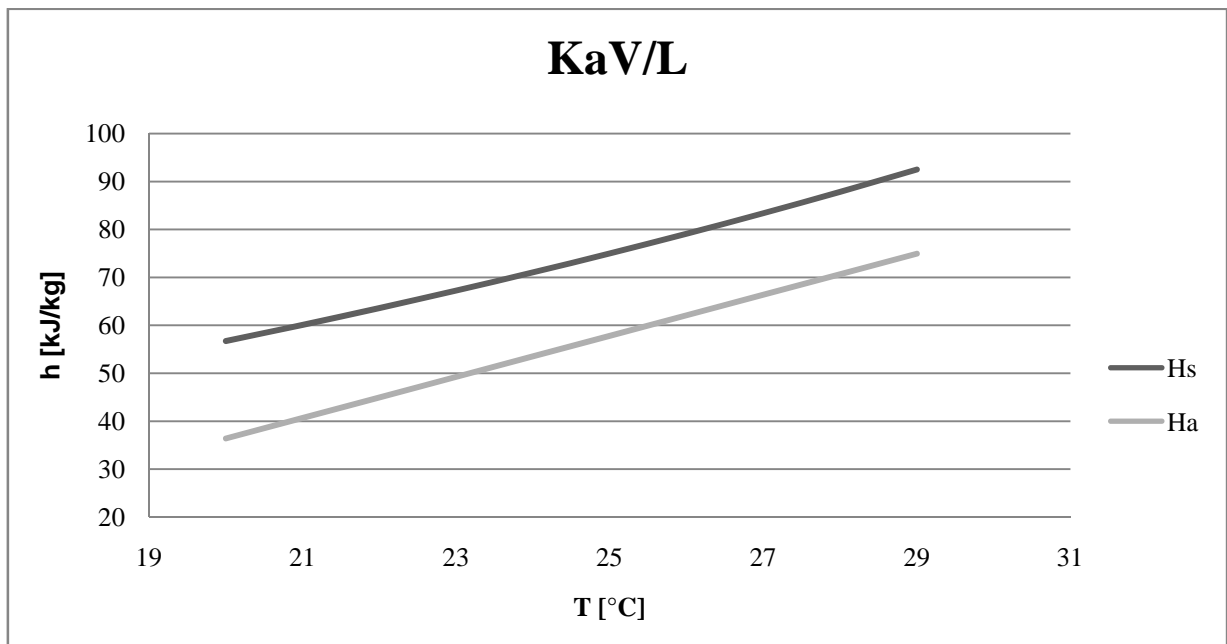
**Gráfica 3.9** Celda Nueve. Se compara  $H_a$  con  $H_s$  en función de la temperatura.

**Tabla 3.20** Datos de entrada celda diez.

Temperatura	°C	Entalpía	kJ / kg <sub>H2O</sub>
Temperatura del Agua Fría	$T_{WLS} = 20$	Entalpía del agua líquida a la salida	$h_{WLE} = 83.914$
Temperatura del Agua Caliente	$T_{WLE} = 29$	Entalpía del agua líquida a la entrada	$h_{WGE} = 121.32$
Temperatura de Aire de Entrada	$T_{AE} = 24$	Entalpía del agua como gas a la entrada	$h_{WLS} = 2544.69$
Temperatura a la Salida del Aire	$T_{AS} = 27$	Entalpía del agua como gas a la salida	$h_{WGS} = 2550.13$
Flujo másico de agua a la entrada	$\dot{m}_{WE} = 428.82 \frac{kg_{H2O}}{seg}$	Calor específico de aire a presión cte. $P_{atm}$	$C_{p,a} = 1.005 \frac{kJ}{kg_{aire}}$
<b>HUMEDAD</b>			
Humedad relativa a la Entrada del Aire	$\varphi_E = 50\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_1 = 0.0101 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
Humedad a la relativa a la salida del Aire	$\varphi_s = 95\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_2 = 0.0244 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
<b>Presión</b>	$P_{atm} = 1.001 \text{ bar}$	Presión de gas	$P_{1,Gas} = 0.0299$
		Presión de gas	$P_{2,Gas} = 0.0401$
<b>L/G = 1.024</b>			

**Tabla 3.21 Entalpías y número de Merkel celda diez.**

Rango	Temperatura	Entalpía de vapor de aire	Entalpía de aire saturado	Diferencia de entalpía	Inverso de la diferencia de entalpía	Promedio
T [°C]	T [°C]	Hs [kJ/kg <sub>H2O</sub> ]	Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	Hs – Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	1 / (Hs - Ha)	1 / (Hs - Ha)
1	20	56.736	36.401	20.335	0.049	
1	21	60.107	40.69	19.421	0.051	0.05033
1	22	63.612	44.97	18.642	0.054	0.05257
1	23	67.259	49.25	18.004	0.056	0.05459
1	24	71.054	53.54	17.515	0.057	0.05632
1	25	75.004	57.82	17.180	0.058	0.05765
1	26	79.116	62.11	17.008	0.059	0.05850
1	27	83.4	66.39	17.007	0.059	0.05880
1	28	87.862	70.68	17.185	0.058	0.05850
1	29	92.511	74.96	17.549	0.057	0.05759
KaV / L = 2.1133					$\Sigma [1/(Hs - Ha)] = 0.5048 \frac{kg_{H2O}}{kJ}$	



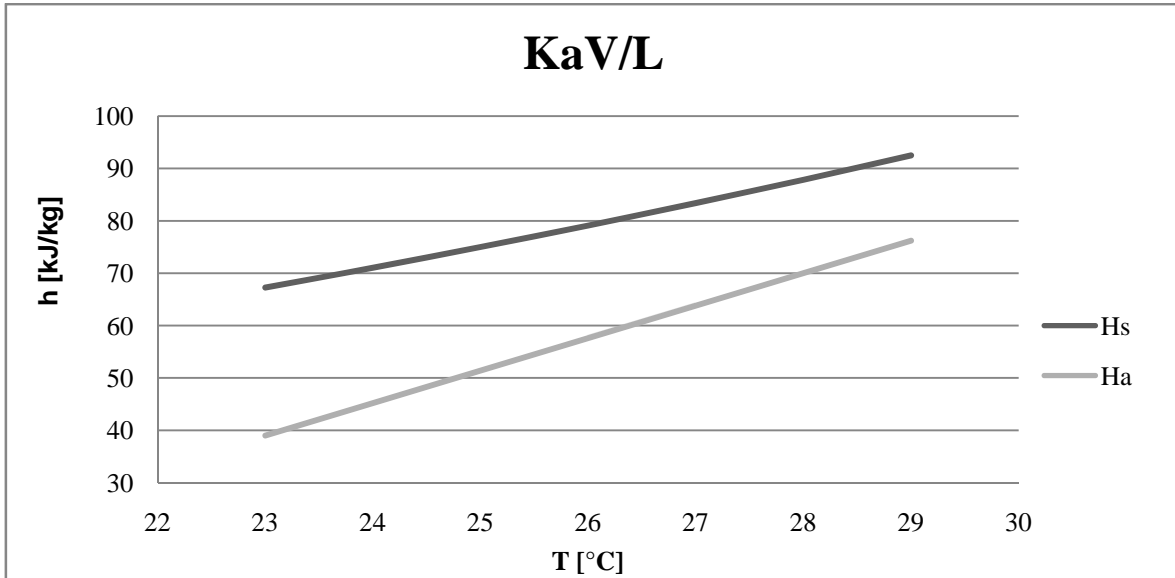
**Gráfica 3.10 Celda Diez.** Se compara  $H_a$  con  $H_s$  en función de la temperatura.

**Tabla 3.22 Datos de entrada celda once.**

Temperatura	°C	Entalpía	kJ / kg <sub>H2O</sub>
Temperatura del Agua Fría	T <sub>WLS</sub> = 23	Entalpía del agua líquida a la salida	$h_{WLE} = 96.47$
Temperatura del Agua Caliente	T <sub>WLE</sub> = 29	Entalpía del agua líquida a la entrada	$h_{WGE} = 121.32$
Temperatura de Aire de Entrada	T <sub>AE</sub> = 24	Entalpía del agua como gas a la entrada	$h_{WLS} = 2544.69$
Temperatura a la Salida del Aire	T <sub>AS</sub> = 27	Entalpía del agua como gas a la salida	$h_{WGS} = 2550.13$
Flujo másico de agua a la entrada	$\dot{m}_{WE} = 241.40 \frac{kg_{H2O}}{seg}$	Calor específico de aire a presión cte. P <sub>atm</sub>	$C_{p,a} = 1.005 \frac{kJ}{kg_{aire}}$
<b>HUMEDAD</b>			
Humedad relativa a la Entrada del Aire	φ <sub>E</sub> = 50%	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_1 = 0.0104 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
Humedad a la relativa a la salida del Aire	φ <sub>s</sub> = 95%	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_2 = 0.0244 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
<b>Presión</b>	P <sub>atm</sub> = 1.001 bar	Presión de gas	P <sub>1,Gas</sub> = 0.0308
		Presión de gas	P <sub>2,Gas</sub> = 0.0401
<b>L/G = 1.482</b>			

**Tabla 3.23 Entalpías y número de Merkel celda once.**

Rango	Temperatura	Entalpía de vapor de aire	Entalpía de aire saturado	Diferencia de entalpía	Inverso de la diferencia de entalpía	Promedio
T [°C]	T [°C]	Hs [kJ/kg <sub>H2O</sub> ]	Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	Hs – Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	1 / (Hs - Ha)	1 / (Hs - Ha)
1	23	67.259	38.995	28.264	0.035	
1	24	71.054	45.20	25.856	0.039	0.03703
1	25	75.004	51.40	23.603	0.042	0.04052
1	26	79.116	57.60	21.512	0.046	0.04443
1	27	83.4	63.81	19.593	0.051	0.04876
1	28	87.862	70.01	17.852	0.056	0.05353
1	29	92.511	76.21	16.298	0.061	0.05869
<b>KaV / L = 1.1844</b>					$\Sigma [1/(Hs - Ha)] = 0.2829 \frac{kg_{H2O}}{kJ}$	



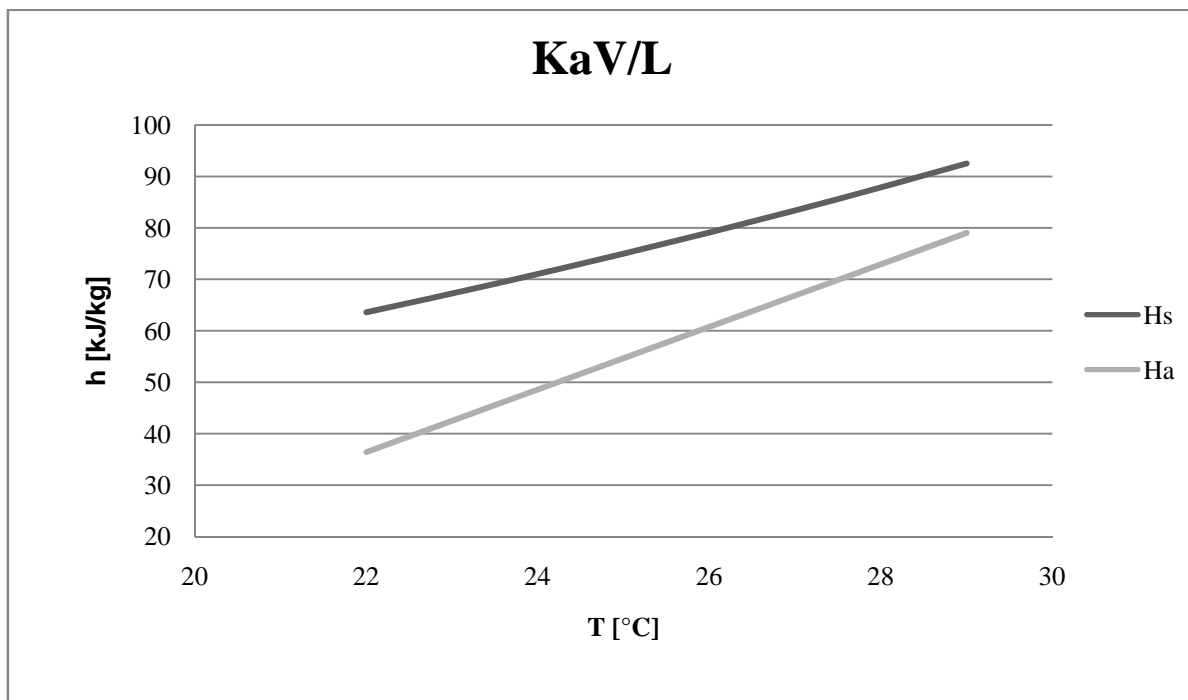
**Gráfica 3.11 Celda Once.** Se compara  $H_a$  con  $H_s$  en función de la temperatura.

**Tabla 3.24 Datos de entrada celda doce.**

Temperatura	°C	Entalpía	kJ / kg <sub>H2O</sub>
Temperatura del Agua Fría	$T_{WLS} = 22$	Entalpía del agua líquida a la salida	$h_{WLE} = 92.28$
Temperatura del Agua Caliente	$T_{WLE} = 29$	Entalpía del agua líquida a la entrada	$h_{WGE} = 121.32$
Temperatura de Aire de Entrada	$T_{AE} = 22$	Entalpía del agua como gas a la entrada	$h_{WLS} = 2541.07$
Temperatura a la Salida del Aire	$T_{AS} = 27$	Entalpía del agua como gas a la salida	$h_{WGS} = 2550.13$
Flujo másico de agua a la entrada	$\dot{m}_{WE} = 280.30 \frac{kg_{H2O}}{seg}$	Calor específico de aire a presión cte. $P_{atm}$	$C_{p,a} = 1.005 \frac{kJ}{kg_{aire}}$
<b>HUMEDAD</b>			
Humedad relativa a la Entrada del Aire	$\varphi_E = 50\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_1 = 0.0093 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
Humedad a la relativa a la salida del Aire	$\varphi_s = 95\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_2 = 0.0244 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
<b>Presión</b>	$P_{atm} = 1.001 \text{ bar}$	Presión de gas	$P_{1,Gas} = 0.0265$
		Presión de gas	$P_{2,Gas} = 0.0401$
<b>L/G = 1.455</b>			

**Tabla 3.25 Entalpías y número de Merkel celda doce.**

Rango	Temperatura	Entalpía de vapor de aire	Entalpía de aire saturado	Diferencia de entalpía	Inverso de la diferencia de entalpía	Promedio
T [°C]	T [°C]	Hs [kJ/kg <sub>H2O</sub> ]	Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	Hs – Ha [kJ / kg <sub>H2O</sub> ]	1 / (Hs - Ha)	1 / (Hs - Ha)
1	22	63.612	36.401	27.211	0.037	
1	23	67.259	42.49	24.767	0.040	0.03856
1	24	71.054	48.58	22.472	0.045	0.04244
1	25	75.004	54.67	20.331	0.049	0.04684
1	26	79.116	60.76	18.352	0.054	0.05184
1	27	83.4	66.85	16.546	0.060	0.05746
1	28	87.862	72.94	14.917	0.067	0.06374
1	29	92.511	79.04	13.476	0.074	0.07062
KaV / L = 1.5551					$\Sigma [1/(Hs - Ha)] = 0.3715 \frac{kg_{H2O}}{kJ}$	



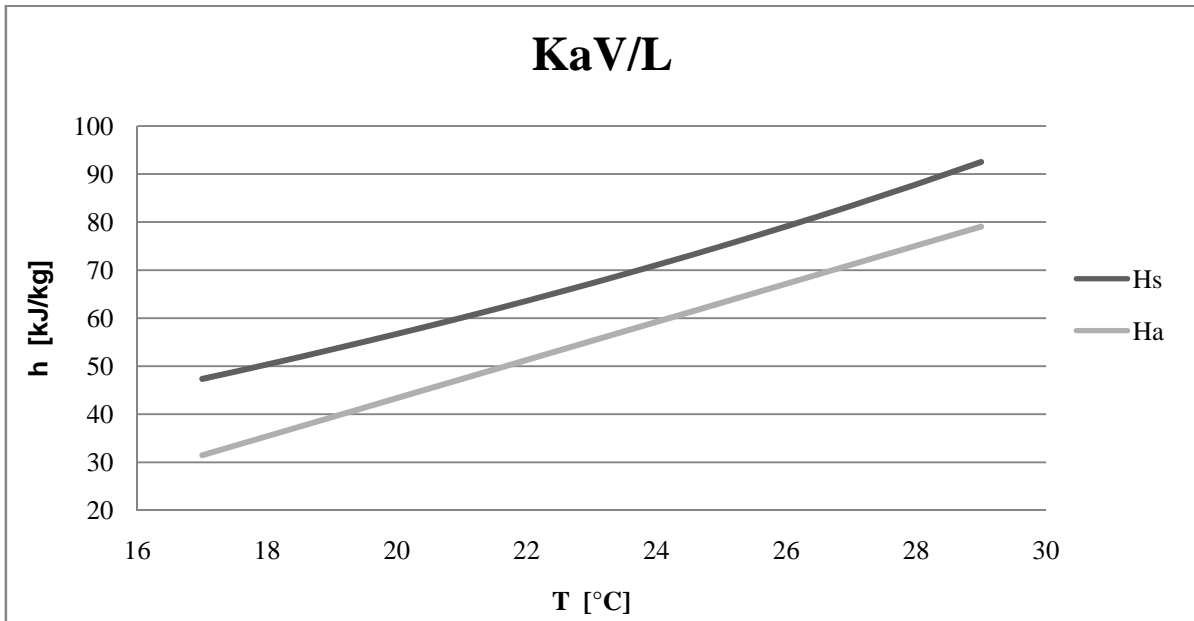
**Gráfica 3.12 Celda Doce.** Se compara  $H_a$  con  $H_s$  en función de la temperatura.

Tabla 3.26 Datos de entrada celda trece.

Temperatura	°C	Entalpía	kJ / kg <sub>H2O</sub>
Temperatura del Agua Fría	$T_{WLS} = 22$	Entalpía del agua líquida a la salida	$h_{WLE} = 92.28$
Temperatura del Agua Caliente	$T_{WLE} = 29$	Entalpía del agua líquida a la entrada	$h_{WGE} = 121.32$
Temperatura de Aire de Entrada	$T_{AE} = 21$	Entalpía del agua como gas a la entrada	$h_{WLS} = 2539.25$
Temperatura a la Salida del Aire	$T_{AS} = 27$	Entalpía del agua como gas a la salida	$h_{WGS} = 2550.13$
Flujo másico de agua a la entrada	$\dot{m}_{WE} = 732.056 \frac{kg_{H2O}}{seg}$	Calor específico de aire a presión cte. $P_{atm}$	$C_{p,a} = 1.005 \frac{kJ}{kg_{aire}}$
HUMEDAD			
Humedad relativa a la Entrada del Aire	$\varphi_E = 50\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_1 = 0.0093 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
Humedad a la relativa a la salida del Aire	$\varphi_s = 95\%$	Humedad específica a la Entrada del Aire	$\omega_2 = 0.0244 \frac{kg_{H2O}}{kg_{aire\ seco}}$
Presión	$P_{atm} = 1.001 \text{ bar}$	Presión de gas	$P_{1,Gas} = 0.0265$
		Presión de gas	$P_{2,Gas} = 0.0401$
<b>L/G = 0.947</b>			

Tabla 3.27 Entalpías y número de Merkel celda trece.

Rango	Temperatura	Entalpía de vapor de aire	Entalpía de aire saturado	Diferencia de entalpía	Inverso de la diferencia de entalpía	Promedio
T [°C]						
1	17	47.367	31.481	15.886	0.063	
1	18	50.372	35.45	14.927	0.067	0.06497
1	19	53.493	39.41	14.084	0.071	0.06900
1	20	56.736	43.37	13.363	0.075	0.07292
1	21	60.107	47.34	12.769	0.078	0.07657
1	22	63.612	51.30	12.310	0.081	0.07977
1	23	67.259	55.27	11.993	0.083	0.08231
1	24	71.054	59.23	11.824	0.085	0.08398
1	25	75.004	63.19	11.810	0.085	0.08462
1	26	79.116	67.16	11.958	0.084	0.08415
1	27	83.4	71.12	12.278	0.081	0.08254
1	28	87.862	75.09	12.775	0.078	0.07986
KaV / L = 3.6029					$\Sigma [1/(H_s - H_a)] = 0.8607 \frac{kg_{H2O}}{kJ}$	



**Gráfica 3.12 Celda Trece.** Se compara H<sub>a</sub> con H<sub>s</sub> en función de la temperatura.

# Capítulo IV

## Análisis térmico

---

En este capítulo se hace una comparación entre las doce celdas que se encuentran en operación y que están deterioradas contra las características de desempeño de la celda trece que recientemente fue reparada y puesta en operación y su funcionamiento es correcto en cuanto a condiciones de diseño.

### IV.1 Calor Disipado

El primer análisis que se presenta, es con relación al calor disipado en cada una de las celdas, debido a que la función principal de la torre de enfriamiento es disipar calor.

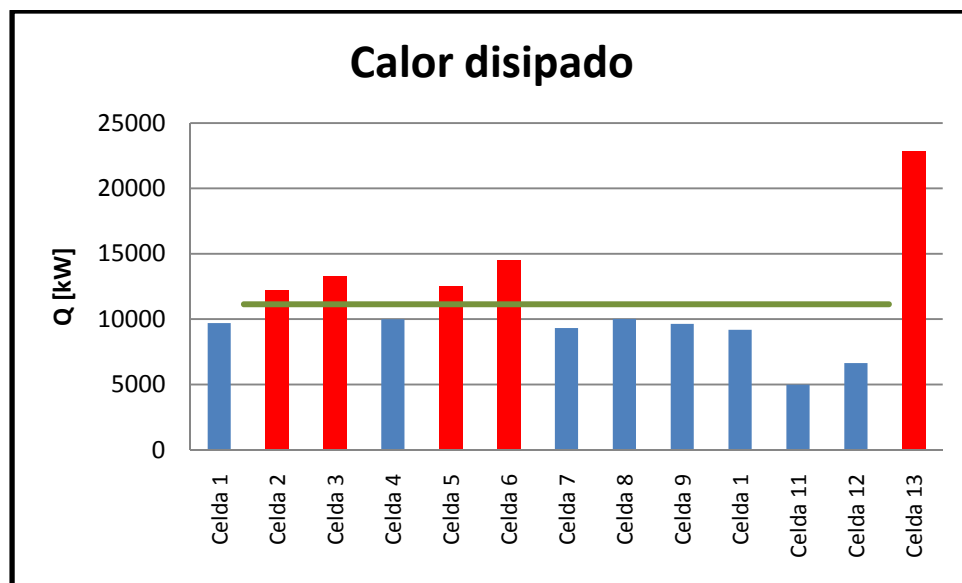
*Tabla 4.1 Valores del calor disipado para cada celda*

Celda	Q (kW)
1	9690.9
2	12226.4
3	13293.7
4	9989.1
5	12500.5
6	14470.4
7	9318.8
8	10009.4
9	9630.7
10	9180.0
11	4987.7
12	6633.8
13	22839.2



En la gráfica 4.1 se puede notar una línea que indica el promedio de valores para las celdas. Esta línea no toma en cuenta a la celda trece porque esto elevaría demasiado su valor. El criterio de evaluar con respecto del promedio constituye una propuesta de los autores de este trabajo porque se considera un parámetro sencillo para determinar cuáles son los valores más alejados del comportamiento estándar. De esta manera se puede saber cuáles son las celdas que reportan un comportamiento más crítico.

Observando la gráfica se nota una gran diferencia entre las celdas deterioradas y la que está en buen estado, sin embargo son las celdas once y doce las que presentan el rendimiento más bajo. En color rojo se destacan las celdas con valores por arriba del promedio.



*Grafica 4.1 Calor disipado en la torre de enfriamiento*

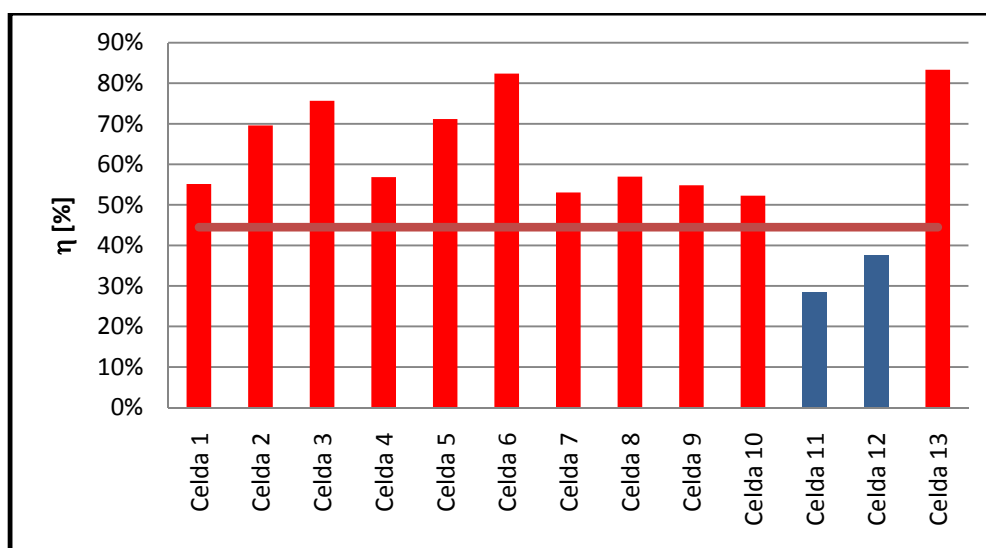
## IV.2 Eficacia Calorífica

La eficacia calorífica de cada celda se calculó tomando como referencia el calor disipado por la celda trece y los porcentajes son resultado de comparar dicho valor contra los reportados para las demás celdas.

*Tabla 4.2 Eficacia calorífica*

Celda	Actual	Torre nueva	
	Q (kW)	Q (kW)	$\eta$ (%)
1	9690.9	17568.624	55%
2	12226.4	17568.624	70%
3	13293.7	17568.624	76%
4	9989.1	17568.624	57%
5	12500.5	17568.624	71%
6	14470.4	17568.624	82%
7	9318.8	17568.624	53%
8	10009.4	17568.624	57%
9	9630.7	17568.624	55%
10	9180	17568.624	52%
11	4987.7	17568.624	28%
12	6633.8	17568.624	38%
13	14640.52	17568.624	83%

Al observar la grafica 4.2 se nota que las celdas once y doce son las que tienen una menor eficacia calorífica. Destaca la celda seis con eficacia de 82 %, valor considerablemente alto tomando en cuenta que el valor de la eficacia de la celda trece es de 83%.



*Gráfica 4.2 Eficacia calorífica*

### IV.3 Eficiencia de Carnot

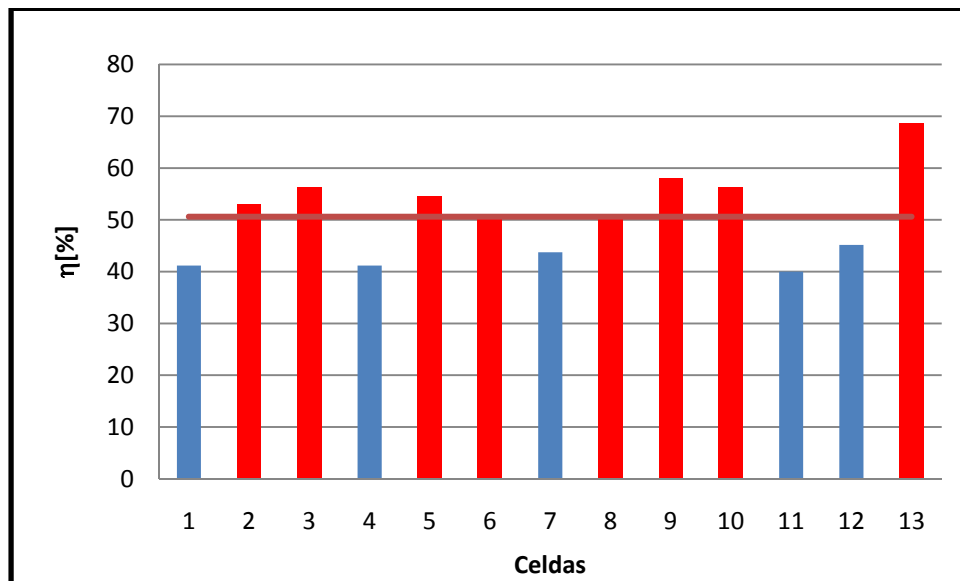
Para el cálculo de la eficiencia de Carnot se toma la diferencia de temperatura del agua a la entrada de la celda y la temperatura del agua a la salida de la celda.

Éste cálculo servirá como referencia fundamental para hacer un referencia a esta eficiencia con los cálculos que se realizaron de cada celda, ya que es la eficiencia ideal que las celdas deberían presentar si no hubiera pérdidas.

Tomando como base la eficiencia de Carnot se obtuvo el siguiente comportamiento (ver tabla 4.3)

*Tabla 4.3 Diferencia de temperaturas y cálculo de la eficiencia de Carnot*

<b>Celda</b>	<b>Twce-Twcs</b>	<b>Twce-Twb</b>	<b>n %</b>
1	7	17	41.2
2	9	17	52.9
3	9	16	56.3
4	7	17	41.2
5	9	16.5	54.5
6	9	18	50.0
7	7	16	43.8
8	8	16	50.0
9	9	15.5	58.1
10	9	16	56.3
11	6	15	40.0
12	7	15.5	45.2
13	12	17.5	68.6



*Gráfica 4.3. Eficiencia Carnot*

Como se puede observar se tiene una diferencia con respecto del análisis mostrado en la Gráfica 4.1. En este caso las eficiencias aumentaron sensiblemente resultando con mayores eficiencias las celdas 9, 10, 3, 5 y 2 respectivamente. Cabe destacar que las celdas 9 y 10 no figuraban según el análisis de eficacia calorífica, de igual manera ahora la celda 6 resulta con menor eficiencia a la anterior.

Las diferencias anteriormente mencionadas se deben a que en el primer análisis se toma en cuenta la relación L/G y en este último caso sólo se utilizan los datos de entrada y salida haciendo referencia a un caso ideal.

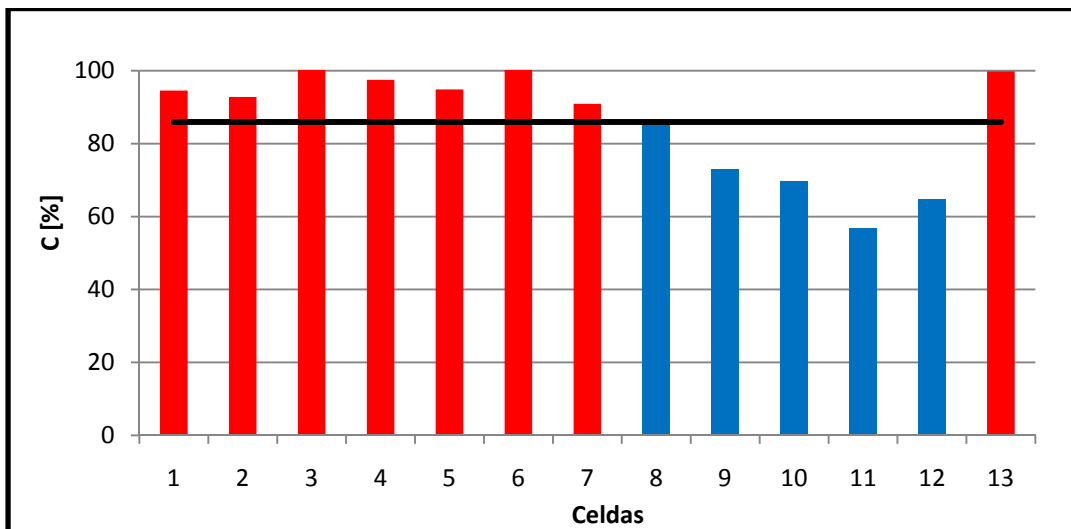
#### **IV.4 Análisis De Rendimiento**

Con este cálculo se pretende realizar una comparación entre el rendimiento de flujo másico de agua actual con el flujo másico de diseño. Sirve para conocer, si el flujo que circula actualmente a través de la celda es el de diseño o existe un menor flujo debido a necesidades de proceso o incidencia de fallas.

El análisis hecho con el flujo másico de agua, indica que las celdas que presentan un deficiencia en su desempeño son las celdas ocho, nueve, diez ,once y doce con un rendimiento por debajo del 85%, presentando la celda once el menor rendimiento de toda la torre de enfriamiento con un 56%.

*Tabla 4.4 Flujo de agua que se encuentra actualmente en operación*

Capacidad de diseño $0.6309 \left[ \frac{m^3}{s} \right]$ (10,000 [GPM])			
Celda	Flujo $\left[ \frac{m^3}{s} \right]$	Flujo [GPM]	Capacidad de la torre actual C ( % )
1	0.596	9456	94.56
2	0.585	9279	92.79
3	0.636	10089	100.89
4	0.614	9747	97.47
5	0.598	9487	94.87
6	0.692	10982	109.82
7	0.573	9093	90.93
8	0.538	8546	85.46
9	0.460	7309	73.09
10	0.439	6967	69.67
11	0.358	5678	56.78
12	0.408	6473	64.73
13	0.629	9983	99.83



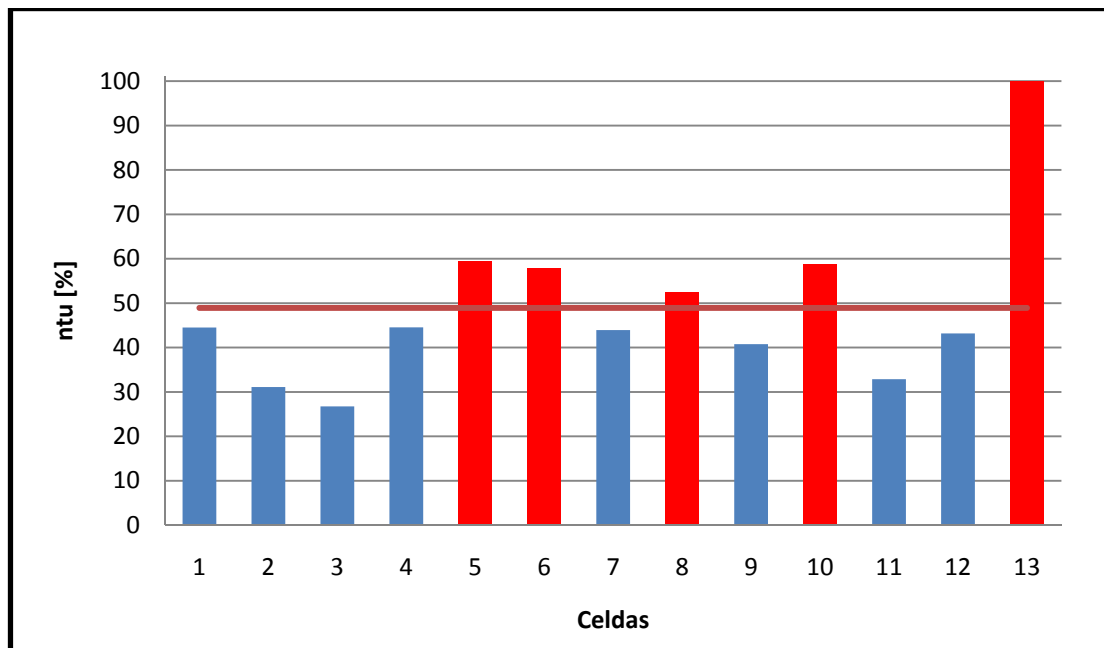
*Gráfica 4.4. Rendimiento actual de las celdas*

## IV.5 Número de Merkel o unidades de difusion(NTU)

La siguiente tabla se compara los valores obtenidos de las unidades de difusion NTU con el valor obtenido de la torre restaurada

*Tabla 4.5 NTU y porcentajes con respecto de celda trece*

Celda	NTU	%
1	1.6039	44.5
2	1.1206	31.1
3	0.9638	26.8
4	1.6043	44.5
5	2.1439	59.5
6	2.0832	57.8
7	1.5824	43.9
8	1.8898	52.5
9	1.4679	40.7
10	2.1133	58.7
11	1.1844	32.9
12	1.5551	43.2
13	3.6029	100



*Gráfica 4.5. Comparación del NTU en porcentaje*

Se considera que este cálculo es trascendental para determinar con mayor exactitud el estado actual de cada una de las celdas y valorar que celdas necesitan ser reparadas o remplazadas.

Las unidades de difusión resultan del producto de la relación de agua de circulación dentro de la celda y el flujo de aire dentro de la celda, el calor específico del agua, la diferencia de temperaturas, y fundamentalmente de la diferencia de entalpías. Por tal motivo ofrecen un buen parámetro para saber si el funcionamiento de una torre es el correcto.

Por lo antes expuesto, las celdas que presentan una menor disipación de calor son las celdas: uno, dos, tres, cuatro, siete, nueve, once, y doce. Dentro de este grupo las celdas dos y tres destacan por sus valores tan bajos.

# Capítulo V

## Estudio económico

---

La información que se presenta a continuación es el presupuesto del proyecto, mismo que se plantea en dos opciones. La primer propuesta es la de reparar la torre, reconstruyendo la estructura dañada, desmontando las piezas dañadas y sustituyéndolas por nuevas. Por otro lado en la segunda propuesta se analiza la compra de celdas nuevas en su totalidad para sustituir las que están en mal estado.

### V.1 Propuesta de reparación

En la tabla 5.1 se proporciona una lista de los elementos que se requieren para hacer la reparación, asimismo se muestran los costos de mano de obra.

*Tabla 5.1 Costos de los elementos y mano de obra*

ELEMENTOS		COSTO UNITARIO USD
<b>Estructura</b>		
	Tubería alimentación	3,354.54
	Relleno	42,080.30
	Eliminadores de arrastre	9,430.70
	Válvulas	13,045.80
	Caja distribución	8,900.00
	Otros	18,500.00
<b>Elementos mecánicos</b>		
	Ventilador	20,372.40
	Motor- Reductor	23,057.70
	Flecha de transmisión	16,637.00

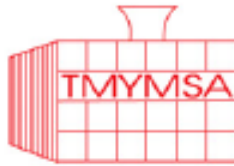


<b>Obra civil</b>		
	Estructura y paredes	90,580.80
	Mano de obra mantenimiento	65,000.00
<b>TOTAL</b>		<b>310,959.24</b>

Los costos reportados en esta tabla corresponden a los elementos que se necesitarían para cambiar los componentes dañados de la torre de enfriamiento.

El cambio de componentes en estructura y obra civil se considera necesario en todas las celdas, sin embargo es posible ahorrar en elementos mecánicos. Un estudio más profundo sobre estos elementos podría determinar si es posible su reparación sin llegar a sustituirlos del todo. Si esto fuera posible se estima un ahorro de 20 000 [usd] aproximadamente.

## V.2 Propuesta de sustitución



# TORRES MONTAJES Y MANTENIMIENTO, S.A. DE C.V.

TORRES DE ENFRIAMIENTO      MADERA TRATADA      REFACCIONES

México D.F. a 15 de Enero de 2008.

<b>CLIENTE:</b> ULISES VILLARREAL <b>DIRECCIÓN:</b> S/N	<b>FECHA:</b> 15 DE ENERO DE 2008 <b>S/REF :</b> verbal <b>N/REF:</b> S/N <b>PROYECTO:</b> torre de enfriamiento
--	---

### HOJA DE PRECIOS ALTERNATIVA ESTRUCTURA DE MADERA

PART	CANT	DESCRIPCIÓN	P.UNITARIO US. DLLS
1	1	<b>TORRE DE ENFRIAMIENTO, MODELO CF-4848-12030-1</b>	
a)		Ingeniería Térmica.-----	<b>INCLUIDO</b>
b)		Lote de materiales para la torre arriba indicada y de acuerdo a nuestras hojas de datos.-----	\$ 277,293
c)		Lote de mano de obra para la instalación de los materiales suministrados ( internos y equipo mecánico ) no incluye obra civil, eléctrica, tuberías externas a la torre de enfriamiento ni bombas.-----	\$ 49,913
			<b>SUB TOTAL \$ 327,206</b>
<b>HERRAMIENTAS ESPECIALES PARA ARRANQUE</b>			
d)	1	Transportador digital marca HUDSON, EXACT -A-PITCH -----	\$ 1,040
<b>OPCIONALES</b>			
e)	5	Fletes a destino en plataforma de 40' a Refinería -----	\$ 11,250
			<b>SUB TOTAL \$ 12,290</b>
			<b>GRAN TOTAL \$ 339,496 US. DLLS</b>

<b>TIEMPO DE EMBARQUE</b> VER CARTA	<b>L.A.B.</b> STA. CATARINA N.L.	<b>VIGENCIA DE LA OFERTA</b> 15 DE FEBRERO DE 2008
--	-------------------------------------	---

**ATENTAMENTE**  
Ing. Raúl López Villanueva  
Ventas Técnicas

PERIFERICO SUR 7666-416 EX. HACIENDA COAPA TLALPAN MÉXICO, DF. C.P. 14380  
 TELS. (01 55) 56-03-62-95 / (01 55) 56-71-83-88 TEL Y FAX (01 55) 55-94-23-04  
 EMAIL: tmymsa@prodigy.net.mx

Figura 5.1 Cotización TMYMSA

Después de analizar las dos propuestas se puede notar que existe una diferencia significativa de 28,500 [usd] por cada celda. Considerando las 12 celdas existe una diferencia de alrededor de 340,000 [usd].

### V.3 Cálculo de variables económicas.

Suponiendo que el capital para el proyecto se obtendrá a partir de un crédito bancario en dólares, es necesario calcular el tiempo en el que se puede recuperar la inversión. A continuación se presentan dichas estimaciones.

#### *Tasa de descuento*

$$i = \frac{y - f}{1 + f}$$

Donde:     y= tasa bancaria  
              f= inflación

#### *Periodo de recuperación de capital invertido*

$$m = - \frac{\ln \left( 1 - \frac{Ci}{A} \right)}{\ln (1 + i)}$$

Donde:     C= costo inicial  
              A= ahorro

#### *Tasa de recuperación de capital*

Se considera que si este parámetro es menor al 30% el proyecto es viable.

$$\frac{m}{n} \leq 30\%$$

Donde:     n= vida útil del producto.

La tabla 5.2 muestra el ahorro que se puede tener en ambas propuestas, así como los parámetros económicos para conocer el tiempo en el que se puede recuperar la inversión.

**Tabla 5.2 Recuperación de la inversión**

Torre de enfriamiento nueva			Torre de enfriamiento reparada		
<b>Flujo máximo requerido</b>	7340.89	kg/s	<b>Flujo máximo requerido</b>	7340.89	kg/s
<b>Flujo máximo posible</b>	9418.34	kg/s	<b>Flujo máximo posible</b>	9008.85	kg/s
<b>Diferencia</b>	2077.45	kg/s	<b>Diferencia</b>	1667.96	kg/s
<b>Flujo por celda</b>	629.99	kg/s	<b>Flujo por celda</b>	629.99	kg/s
<b>Flujo excedente</b>	817.47	kg/s	<b>Flujo excedente</b>	407.98	kg/s
<b>Flujo ahorrado</b>	21.42	kg/s	<b>Flujo ahorrado</b>	25.20	kg/s
<b>Flujo ahorrado anual</b>	675,490	m <sup>3</sup> /año	<b>Flujo ahorrado anual</b>	794,694	m <sup>3</sup> /año
<b>Ahorro anual</b>	61,208	USD	<b>Ahorro anual</b>	72,010	USD
<b>Costo inicial</b>	285,368	USD			
<b>Costo agua tratada</b>	0.091	USD/m <sup>3</sup>			
<b>Tasa bancaria</b>	0.09		<b>Tasa bancaria</b>	0.09	
<b>Inflación</b>	0.0455		<b>Inflación</b>	0.0455	
<b>Vida útil (n)</b>	25	años	<b>Vida útil (n)</b>	15	años
<b>i</b>	0.0426		<b>i</b>	0.0426	
<b>m</b>	5.3067		<b>m</b>	4.4319	
<b>m/n</b>	21%		<b>m/n</b>	30%	

La capacidad de la torre de enfriamiento al ser reparada será mayor a la que requiere el proceso de la planta y por tal motivo existe una cantidad de agua de reposición que no será necesario utilizar, de manera que existirá un ahorro.

Aunque la tasa de recuperación de capital para ambos proyectos está dentro del límite establecido para considerarlos viables. La vida útil de las celdas será mucho mayor si se remplazan completamente y es por este motivo que la tasa de recuperación de capital es favorable para el proyecto de la torre nueva. Se considera que en un lapso de 5 años se habrá pagado el préstamo.

# Conclusiones

---

El actual estado de la torre de enfriamiento es deficiente, muestra de ello son los datos tomados en planta y la inspección general del equipo. Después de hacer el análisis térmico de cada una de las celdas de la torre, se ha encontrado que las que presentan un rendimiento y eficiencia más bajos son las celdas once, doce uno y siete.

Las celdas once y doce presentan un problema de alimentación, lo que provoca que el intercambio de calor, tal como lo muestran los factores L/G y NTU, sea deficiente. Asimismo la eficacia calorífica y la eficiencia en estos equipos se encuentran dentro de los valores más bajos en toda la torre.

Para la celda uno el NTU presenta un valor aceptable, sin embargo su eficiencia es de 41%, por lo que se considera que esta por debajo de su capacidad. En la inspección física realizada se encontró que las cortinas, el bacín, los aspersores y el relleno estaban deteriorados, de manera que esto constituye la principal causa de su mal funcionamiento.

La celda siete presenta un caso similar, los daños se presentan en la caja de distribución, en las persianas y en el relleno. Como consecuencia de estos daños tiene un bajo intercambio de calor, por lo que la temperatura del agua de salida es alta.

El análisis de los factores NTU y L/G aportan datos que permiten conocer las características internas de trabajo de las celdas. Si L/G es pequeño, generalmente NTU será grande y por lo tanto existirá un mejor enfriamiento.

El estudio realizado arrojó eficiencias bajas para todas las celdas y se considera importante la sustitución de todas ellas, sin embargo es más urgente poner atención en las celdas once, y doce porque se encuentran en extremo deterioradas.

En cuanto al análisis económico se refiere, se ha encontrado que la mejor solución es la de sustituir las celdas por otras nuevas de similares características porque, además de que la inversión se recupera en un periodo de tiempo razonable, representa una ventaja al ofrecer una vida útil más elevada. Esta solución es también la mejor opción desde el punto de vista de ingeniería debido a que presenta un mejor rendimiento térmico.

# Anexo 1 Propiedades del aire

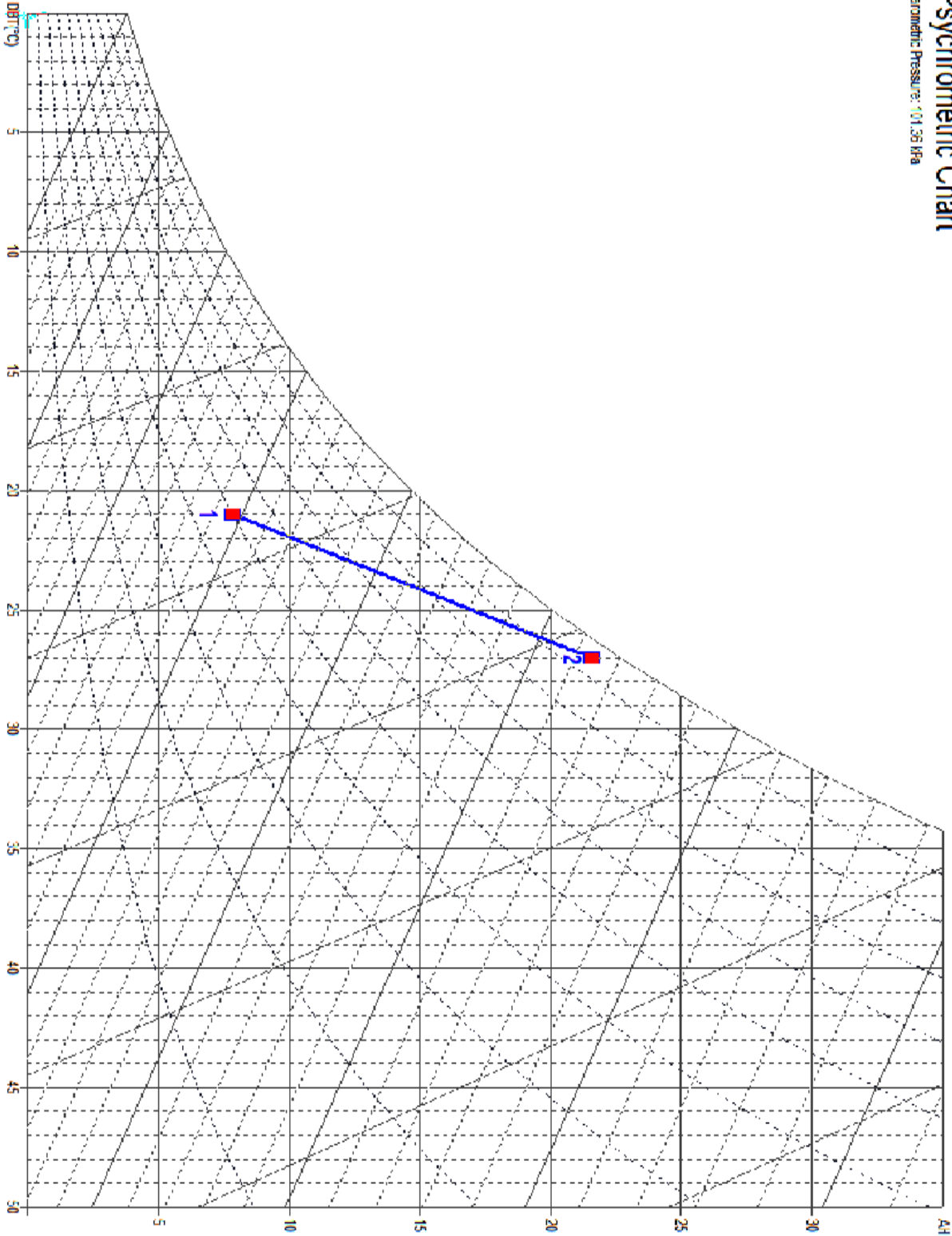
Temperature	Interval (°C)										Temperature
	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
	Enthalpy (kJ/kg dry air)										
°C											°C
0	9.44	9.61	9.78	9.95	10.12	10.30	10.47	10.64	10.82	10.99	0
1	11.16	11.34	11.52	11.69	11.87	12.05	12.22	12.40	12.58	12.76	1
2	12.94	13.12	13.30	13.48	13.66	13.85	14.03	14.21	14.40	14.58	2
3	14.77	14.95	15.14	15.32	15.51	15.70	15.89	16.08	16.27	16.46	3
4	16.65	16.84	17.03	17.22	17.42	17.61	17.80	18.00	18.19	18.39	4
5	18.59	18.78	18.98	19.18	19.38	19.58	19.78	19.98	20.18	20.38	5
6	20.59	20.79	21.00	21.20	21.41	21.61	21.82	22.03	22.23	22.44	6
7	22.65	22.86	23.07	23.29	23.50	23.71	23.92	24.14	24.35	24.57	7
8	24.79	25.00	25.22	25.44	25.66	25.88	26.10	26.32	26.55	26.77	8
9	26.99	27.22	27.44	27.67	27.90	28.13	28.35	28.58	28.81	29.05	9
10	29.28	29.51	29.74	29.98	30.21	30.45	30.69	30.92	31.16	31.40	10
11	31.64	31.88	32.13	32.37	32.61	32.86	33.10	33.35	33.59	33.84	11
12	34.09	34.34	34.59	34.84	35.10	35.35	35.61	35.86	36.12	36.37	12
13	36.63	36.89	37.15	37.41	37.67	37.94	38.20	38.47	38.73	39.00	13
14	39.27	39.54	39.81	40.08	40.35	40.62	40.90	41.17	41.45	41.73	14
15	42.00	42.28	42.56	42.85	43.13	43.41	43.70	43.98	44.27	44.56	15
16	44.85	45.14	45.43	45.72	46.02	46.31	46.61	46.90	47.20	47.50	16
17	47.80	48.10	48.41	48.71	49.02	49.32	49.63	49.94	50.25	50.56	17
18	50.87	51.19	51.50	51.82	52.14	52.46	52.78	53.10	53.42	53.75	18
19	54.07	54.40	54.73	55.06	55.39	55.72	56.05	56.39	56.72	57.06	19
20	57.40	57.74	58.08	58.43	58.77	59.12	59.46	59.81	60.16	60.51	20
21	60.87	61.22	61.58	61.94	62.29	62.66	63.02	63.38	63.75	64.11	21
22	64.48	64.85	65.22	65.59	65.97	66.34	66.72	67.10	67.48	67.86	22
23	68.25	68.63	69.02	69.41	69.80	70.19	70.59	70.98	71.38	71.78	23
24	72.18	72.58	72.98	73.39	73.80	74.21	74.62	75.03	75.44	75.86	24
25	76.28	76.70	77.12	77.54	77.97	78.39	78.82	79.25	79.69	80.12	25
26	80.56	81.00	81.44	81.88	82.32	82.77	83.22	83.67	84.12	84.57	26
27	85.03	85.49	85.95	86.41	86.87	87.34	87.81	88.28	88.75	89.22	27
28	89.70	90.18	90.66	91.14	91.63	92.11	92.60	93.09	93.59	94.08	28
29	94.58	95.08	95.58	96.09	96.60	97.11	97.62	98.13	98.65	99.17	29
30	99.69	100.21	100.74	101.26	101.79	102.33	102.86	103.40	103.94	104.48	30
31	105.03	105.57	106.12	106.68	107.23	107.79	108.35	108.91	109.48	110.04	31
32	110.61	111.19	111.76	112.34	112.92	113.50	114.09	114.68	115.27	115.86	32
33	116.46	117.06	117.66	118.27	118.88	119.49	120.10	120.72	121.34	121.96	33
34	122.59	123.21	123.84	124.48	125.11	125.75	126.40	127.04	127.69	128.34	34
35	129.00	129.66	130.32	130.98	131.65	132.32	132.99	133.67	134.35	135.03	35
36	135.72	136.41	137.10	137.80	138.50	139.20	139.91	140.62	141.33	142.05	36
37	142.77	143.49	144.21	144.94	145.68	146.41	147.16	147.90	148.65	149.40	37
38	150.15	150.91	151.67	152.44	153.21	153.98	154.76	155.54	156.32	157.11	38
39	157.90	158.70	159.50	160.30	161.11	161.92	162.73	163.55	164.37	165.20	39
40	166.03	166.87	167.71	168.55	169.40	170.25	171.10	171.96	172.83	173.69	40
41	174.57	175.44	176.32	177.21	178.10	178.99	179.89	180.79	181.70	182.61	41
42	183.53	184.45	185.37	186.30	187.24	188.18	189.12	190.07	191.02	191.98	42
43	192.94	193.91	194.88	195.86	196.84	197.83	198.82	199.82	200.82	201.82	43
44	202.84	203.85	204.87	205.90	206.93	207.97	209.01	210.06	211.11	212.17	44
45	213.24	214.31	215.38	216.46	217.55	218.64	219.73	220.84	221.94	223.06	45
46	224.18	225.30	226.43	227.57	228.71	229.86	231.01	232.17	233.34	234.51	46
47	235.69	236.87	238.06	239.26	240.46	241.67	242.88	244.10	245.33	246.56	47
48	247.80	249.05	250.30	251.56	252.83	254.10	255.38	256.67	257.96	259.26	48
49	260.57	261.88	263.20	264.53	265.86	267.20	268.55	269.90	271.27	272.64	49

Temperature	Interval (°C)										Temperature
	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
	Enthalpy (kJ/kg dry air)										
°C											°C
50	274.01	275.40	276.79	278.19	279.59	281.01	282.43	283.86	285.29	286.74	50
51	288.19	289.65	291.12	292.59	294.08	295.57	297.07	298.57	300.09	301.61	51
52	303.15	304.69	306.24	307.79	309.36	310.93	312.51	314.11	315.71	317.31	52
53	318.93	320.56	322.19	323.84	325.49	327.15	328.82	330.51	332.19	333.89	53
54	335.60	337.32	339.05	340.79	342.53	344.29	346.06	347.83	349.62	351.42	54
55	353.22	355.04	356.87	358.70	360.55	362.41	364.28	366.15	368.04	369.94	55
56	371.86	373.78	375.71	377.65	379.61	381.57	383.55	385.54	387.54	389.55	56
57	391.57	393.61	395.66	397.71	399.78	401.87	403.96	406.07	408.19	410.32	57
58	412.46	414.62	416.79	418.97	421.16	423.37	425.59	427.82	430.07	432.33	58
59	434.60	436.89	439.19	441.50	443.83	446.17	448.53	450.90	453.28	455.68	59
60	458.09	460.52	462.96	465.42	467.89	470.38	472.88	475.39	477.93	480.47	60
61	483.04	485.62	488.21	490.82	493.45	496.09	498.75	501.43	504.12	506.83	61
62	509.56	512.30	515.06	517.84	520.63	523.44	526.27	529.12	531.99	534.87	62
63	537.77	540.70	543.64	546.59	549.57	552.57	555.58	558.62	561.67	564.74	63
64	567.84	570.95	574.09	577.24	580.41	583.61	586.83	590.07	593.32	596.60	64
65	599.91	603.23	606.58	609.94	613.33	616.75	620.18	623.64	627.12	630.63	65
66	634.16	637.71	641.28	644.89	648.51	652.16	655.83	659.53	663.26	667.01	66
67	670.79	674.59	678.42	682.27	686.16	690.06	694.00	697.97	701.96	705.98	67
68	710.02	714.10	718.21	722.34	726.51	730.70	734.92	739.18	743.46	747.78	68
69	752.12	756.50	760.91	765.35	769.83	774.33	778.87	783.45	788.05	792.69	69
70	797.37	802.08	806.82	811.60	816.42	821.27	826.16	831.09	836.05	841.05	70
71	846.09	851.17	856.28	861.43	866.63	871.86	877.14	882.45	887.81	893.21	71
72	898.65	904.13	909.66	915.24	920.85	926.51	932.21	937.96	943.76	949.60	72
73	955.49	961.43	967.41	973.45	979.53	985.66	991.85	998.08	1004.37	1010.70	73
74	1017.10	1023.54	1030.04	1036.59	1043.20	1049.86	1056.58	1063.36	1070.20	1077.09	74
75	1084.04	1091.06	1098.13	1105.27	1112.46	1119.73	1127.05	1134.44	1141.89	1149.41	75
76	1157.00	1164.65	1172.38	1180.17	1188.03	1195.97	1203.98	1212.06	1220.21	1228.44	76
77	1236.74	1245.13	1253.59	1262.13	1270.75	1279.45	1288.23	1297.10	1306.05	1315.08	77
78	1324.21	1333.42	1342.72	1352.11	1361.59	1371.17	1380.84	1390.61	1400.47	1410.43	78
79	1420.49	1430.65	1440.92	1451.29	1461.76	1472.34	1483.03	1493.84	1504.75	1515.77	79
80	1526.92	1538.18	1549.55	1561.06	1572.67	1584.42	1596.29	1608.29	1620.43	1632.69	80
81	1645.09	1657.62	1670.30	1683.11	1696.06	1709.17	1722.43	1735.82	1749.38	1763.09	81
82	1776.96	1790.98	1805.18	1819.53	1834.06	1848.76	1863.63	1878.68	1893.92	1909.33	82
83	1924.94	1940.74	1956.72	1972.91	1989.30	2005.89	2022.69	2039.71	2056.94	2074.38	83
84	2092.05	2109.96	2128.10	2146.47	2165.09	2183.95	2203.07	2222.43	2242.07	2261.97	84
85	2282.14	2302.59	2323.32	2344.35	2365.66	2387.27	2409.20	2431.44	2454.00	2476.88	85
86	2500.10	2523.66	2547.57	2571.84	2596.47	2621.47	2646.85	2672.63	2698.80	2725.38	86
87	2752.37	2779.80	2807.65	2835.96	2864.71	2893.94	2923.66	2953.86	2984.57	3015.78	87
88	3047.53	3079.82	3112.67	3146.09	3180.09	3214.69	3249.90	3285.76	3322.26	3359.41	88
89	3397.27	3435.82	3475.11	3515.12	3555.90	3597.49	3639.85	3683.07	3727.15	3772.09	89



# Anexo 2 Carta psicrométrica del proceso

Psychrometric Chart  
Barometric Pressure: 101.329 kPa



# Anexo 3 Cotización



## TORRES MONTAJES Y MANTENIMIENTO, S.A. DE C.V.

TORRES DE ENFRIAMIENTO      MADERA TRATADA      REFACCIONES

México D.F. a 15 de Enero de 2008.

<b>CLIENTE:</b> ULISES VILLARREAL <b>DIRECCIÓN:</b> S/N	<b>FECHA:</b> 15 DE ENERO DE 2008 <b>S/REF:</b> verbal <b>N/REF:</b> S/N <b>PROYECTO:</b> torre de enfriamiento
--	--

### HOJA DE PRECIOS ALTERNATIVA ESTRUCTURA DE MADERA

PART	CANT	DESCRIPCIÓN	P.UNITARIO US. DLLS
1	1	TORRE DE ENFRIAMIENTO, MODELO CF-4848-12030-1	
a)		Ingeniería Técnica.-----	INCLUIDO
b)		Lote de materiales para la torre arriba indicada y de acuerdo a nuestras hojas de datos.-----	\$ 277,293
c)		Lote de mano de obra para la instalación de los materiales suministrados ( internos y equipo mecánico ) no incluye obra civil, eléctrica, tuberías externas a la torre de enfriamiento ni bombas.-----	\$ 49,913
			SUB TOTAL    \$ 327,206
<b>HERRAMIENTAS ESPECIALES PARA ARRANQUE</b>			
d)	1	Transportador digital marca HUDSON, EXACT -A-PITCH-----	\$ 1,040
<b>OPCIONALES</b>			
e)	5	Fletes a destino en plataforma de 40' a Refinería -----	\$ 11,250
			SUB TOTAL    \$ 12,290
<b>GRAN TOTAL</b>			<b>\$ 339,496 US. DLLS</b>

<b>TIEMPO DE EMBARQUE</b> VER CARTA	<b>L.A.B.</b> STA. CATARINA N.L.	<b>VIGENCIA DE LA OFERTA</b> 15 DE FEBRERO DE 2008
--	-------------------------------------	---

**ATENTAMENTE**  
Ing. Raúl López Villanueva  
Ventas Técnicas

PERIFERICO SUR 7666-416 EX. HACIENDA COAPA TLALPAN MÉXICO, DF. C.P. 14380  
 TELS. (01 55) 56-03-62-95 / (01 55) 56-71-83-88 TEL Y FAX (01 55) 55-94-23-04  
 EMAIL: tmymsa@prodigy.net.mx



# TORRES MONTAJES Y MANTENIMIENTO, S.A. DE C.V.

TORRES DE ENFRIAMIENTO

MADERA TRATADA

REFACCIONES

## INQUIRY & BID FORM (CTI TYPE)

GENERALES	
REFERENCIA/FECHA	Verbal / 15-enero-08
CLIENTE	Ulises Villarreal
MARCA	IMSA
MODELO	CF-4848-12030-1
TIPO	FLUJO CRUZADO TIRO INDUCIDO CON ESTRUCTURA DE MADERA
CONDICIONES DE DISEÑO	
FLUJO TOTAL DE AGUA EN US GPM (m3/hr)	10,000 (2,271)
TEMP. AGUA ENTRADA °F (°C)	86.0 (30.0)
TEMP. AGUA SALIDA °F (°C)	69.8 (21.0)
TEMP. BULBO HÚMEDO ENTRADA °F (°C)	53.6 (12.0)
TEMP. BULBO HÚMEDO AMBIENTE °F (°C)	53.6 (12.0)
ALTURA DINÁMICA DE BOMBEO DESDE EL BORDE SUP. DEL DEPOSITO EN PIES (m)	24.48 (7.46)
POTENCIA TOTAL EN VENTILADORES BHP (Kw)	135.2 (101)
PÉRDIDAS POR ARRASTRE EN % DEL FLUJO DE CIRCULACIÓN	0.005
PÉRDIDAS POR EVAPORACIÓN EN % DEL FLUJO DE CIRCULACIÓN	1.94%
DISEÑO DE CARGA AL VIENTO (K.P.H)	120
UBICACIÓN DE LA TORRE	EN SUPERFICIE DE TERRENO
EXPOSICIÓN DE LA TORRE	LIBRE DE OBSTRUCCIONES EN 4 CARAS

PERIFERICO SUR 7666-416 EX. HACIENDA COAPA TLALPAN MÉXICO, DF. C.P. 14380  
 TELS. (01 55) 56-03-62-95 / (01 55) 56-71-83-88 TEL. Y FAX (01 55) 55-94-23-04  
 EMAIL: tmymse@prodigy.net.mx

# Bibliografía

---

ASHRAE. Handbook. Ch. 11 Fundamentals. USA, 1993.

BAKER, Donald and Howard Shryock. A Comprehensive Approach to the Analysis of Cooling Tower Performance. Technical Bulletin. Journal of Heat Transfer. USA, 1961.

CONAE. Protocolo para análisis térmico de torres de enfriamiento.

COOLING TOWER INSTITUTE. Expectativas viables en la conservación de la energía. Marzo 1994, México.

DAEIL AQUA COMPANY. Cooling Tower Thermal Design Manual. Korea, 2003.

ELONKA, Steve. Cooling towers. Power special report, marzo 1963, USA.

FRAAS, Arthur P. Heat Exchanger design. 2a. edición, USA, 1989 Edit. John Wiley & Sons.

GHARAGHEIZI et. al. Experimental study on the performance of mechanical cooling tower with two types of film packing. Energy Conversion and Management. Science Direct, Elsevier. 2006.

INCROPERA, Frank y David DeWitt. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4ª edición, México, 1999. Prentice Hall.

KERN, Donald. Procesos de transferencia de calor. 1ª edición, México 1965. Edit. CECSA.

KREITH, Frank. Hanbook of thermal engineering, "Cooling towers", 2000, USA. Edit CRC Press LLC.

LEMOUARI et al. Thermal performances investigation of a wet cooling tower. Applied Thermal Engineering. Science Direct, Elsevier. 2006.

MARLEY. Cooling towers information index. Cooling tower performance, basic theory and practice. USA, 1986.

MARLEY. Cooling towers information index. Purposes and types of fill. USA, 1986.

MARLEY. Glossary of cooling towers terms. USA, 2007.

MARLEY. Technical Report. External Influences on Cooling Tower Performance. USA, 2004.

NELLER, John. Cooling Towers. Ch. 21. Film Cooling Towers Ltd.

SPX COOLING TECHNOLOGIES. Cooling tower fundamentals. 2ª edición, USA, 2006.

SPX COOLING TECHNOLOGIES. Cooling Tower Inspection Tips. User Manual. USA, 2006.

SPX COOLING TECHNOLOGIES. Cooling Tower Part Reference Guide. USA, 2005.

SPX COOLING TECHNOLOGIES. Marley Class 600 Cooling Tower User Manual. USA, 2005.

SPX COOLING TECHNOLOGIES. Marley Class 600 Crossflow Cooling Tower. Product Specifications. USA, 2006.

SPX COOLING TECHNOLOGIES. Marley Omega Crossflow Splash Fill. USA, 2007.

SPX COOLING TECHNOLOGIES. Marley Product Design Matrix. USA, 2007.

SPX COOLING TECHNOLOGIES. Reconstruction services. USA, 2007.

SPX COOLING TECHNOLOGIES. The Marley Difference. Crossflow performance. Item P-2A. USA, 2006.

WARK, Kenneth. Termodinámica. 5ª edición, México, 1996. Edit McGraw-Hill.