



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

FACULTAD DE INGENIERÍA

**USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA
EN TORRES DE ENFRIAMIENTO**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A:
RAÚL IVÁN LÓPEZ VILLANUEVA



**FACULTAD DE INGENIERÍA
UNAM**

DIRECTOR DE TESIS: ING. ADRIAN VALERA NEGRETE

CD. UNIVERSITARIA, D.F.

2007



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Con un profundo cariño y agradecimiento a cada una de las personas que de alguna manera han contribuido en mi vida y que siempre estarán en mi pensamiento, palabra y corazón.

Dedicado a:

Mi papá Raúl López

Mi mamá Lourdes Villanueva

Mis hermanas Thalía y Fabiana

Mis hermanos Jonathan y Jesús

Gracias a mi familia, Raúl López Sánchez, María de Lourdes Villanueva Zaragoza, Thalía López Armas, Fabiana López Armas, Jonathan Isaac López Villanueva y Jesús Alonso López Villanueva, por darme cada uno de ustedes el ejemplo, la fortaleza y el cariño en mi vida para seguir siempre adelante.

Este trabajo está dedicado con mucho cariño a Liliana Rangel Gómez.

Gracias a mi universidad, por darme la oportunidad de formarme como profesional en ella.

Agradezco con gran respeto y admiración al Ing. Adrián Valera Negrete, Ing. Armando Maldonado Susano, Ing. Rodrigo de Bengoechea Olguín, Ing. Gustavo Becerra Muñoz y al Ldi. Ángel Rodríguez Sánchez por su completo, generoso y desinteresado apoyo profesional durante todo este tiempo.

Agradezco infinitamente a todos mis amigos que conocí a lo largo de la carrera, los cuales le pusieron la alegría y la diversión al estudio.

A black and white photograph of a cooling tower. The tower is a large, cylindrical structure with a spiral staircase winding around its exterior. The image is taken from a low angle, looking up at the tower against a cloudy sky. The text is overlaid on the central part of the image.

**USO EFICIENTE
DE LA ENERGÍA
EN TORRES DE
ENFRIAMIENTO**

USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA EN TORRES DE ENFRIAMIENTO

CONTENIDO

CAPITULO 1		FUNCIONAMIENTO Y CLASIFICACIÓN DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.	Página
1.0	FUNCIONAMIENTO Y CLASIFICACIÓN DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.		2
1.1	ENFRIAMIENTO DE AGUA CON AIRE “GRATIS”.		3
1.1.1	Estanques de enfriamiento.		3
1.1.2	Estanque de aspersión.		3
1.1.3	Torre de enfriamiento.		5
1.2	PRINCIPIO BÁSICO DE FUNCIONAMIENTO DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.		6
1.3	CLASIFICACIÓN DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.		7
1.3.1	TORRES HÚMEDAS.		9
1.3.1.1	TORRES DE CIRCULACIÓN NATURAL.		9
1.3.1.1.1	Torres atmosféricas.		9
1.3.1.1.1.1	Torres atmosféricas de aspersión.		10
1.3.1.1.2	Torres de tiro natural.		12
1.3.1.2	TORRES DE CIRCULACIÓN FORZADA O TIRO MECÁNICO.		14
1.3.1.2.1	Torres de tiro mecánico forzado.		14
1.3.1.2.2	Torres de tiro mecánico inducido.		15
1.3.1.2.2.1	Torres de tiro mecánico inducido a contraflujo.		16
1.3.1.2.2.2	Torres de tiro mecánico inducido de flujo cruzado.		18
1.3.2	TORRES SECAS.		19
1.3.2.1	Torres secas de tipo indirecto.		19
1.3.2.2	Torres secas de tipo directo.		20
1.3.3	TORRES HÚMEDAS –SECAS (Torres mixtas o híbridas).		21
1.4	DESCRIPCIÓN DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.		24
CAPITULO 2		CONDICIONES DE DISEÑO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO.	Página
2.0	OPERACIONES CONTROLADAS POR LA TRANSFERENCIA SIMULTANEA DE MATERIA Y CALOR.		31
2.0.1	Humidificación.		31

2.1 MARCO TEÓRICO.	32
2.1.1 CONCEPTOS BÁSICOS.	32
2.1.1.1 Humedad.	32
2.1.1.1.1 Humedad absoluta.	32
2.1.1.2 Temperatura de bulbo seco (T_{BS}).	32
2.1.1.3 Volumen húmedo.	32
2.1.1.4 Entalpía.	33
2.1.1.5 Calor húmedo.	33
2.1.1.6 Humedad de saturación.	34
2.1.1.7 Humedad relativa.	34
2.1.1.8 Equilibrio entre aire húmedo y agua.	34
2.1.1.9 Temperatura de rocío.	34
2.1.1.10 Temperatura de saturación adiabática.	34
2.2 TERMINOLOGÍA BÁSICA DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.	35
2.2.1 Temperatura de Bulbo Húmedo (T_{BH}).	35
2.2.2 Acercamiento o aproximación.	36
2.2.3 Rango.	36
2.3 DIMENSIONAMIENTO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO.	36
2.4 CÁLCULO DEL PERFIL DE TEMPERATURAS DEL AIRE.	41
2.5 CÁLCULO DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS.	41
2.6 EFECTOS DE LAS CONDICIONES DE DISEÑO EN EL TAMAÑO DE LA TORRE.	42
2.7 LIMITACIONES PRÁCTICAS EN LOS FLUJO DE AIRE Y AGUA.	44
2.8 CONSUMO DE AGUA.	44
2.9 SÓLIDOS DISUELTOS EN EL AGUA DE ENFRIAMIENTO.	44
2.10 RECIRCULACIÓN.	45
2.11 COMPROMISOS EN EL DISEÑO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.	46

CAPITULO 3 MEJORAS PARA EL AHORRO DE ENERGÍA EN TORRES DE ENFRIAMIENTO.

	Página
3.0 USO RACIONAL Y EFICIENTE DE LA ENERGÍA.	49
3.1 DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO.	50
3.2 FACTORES QUE AFECTAN EL FUNCIONAMIENTO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.	51
3.2.1 Temperatura de bulbo húmedo.	52
3.2.2 Bulbo seco y/o humedad relativa.	53
3.2.3 Carga de calor.	53

3.2.4 Gasto de agua, rango y acercamiento.	54
3.3 CONSUMO DE ENERGÍA.	56
3.3.1 Bombas.	56
3.3.2. Ventiladores.	60
3.3.2.1 Aspas y ventiladores.	60
3.3.2.2 Variador automático del ángulo de ataque de las aspas en ventiladores para torres de enfriamiento.	63
3.3.2.3 Leyes de los ventiladores.	64
3.4 MANEJO DE ENERGÍA, CONTROL DE TEMPERATURA POR MEDIO DE LA REGULACIÓN DEL FLUJO DE AIRE Y REGULACIÓN DEL FLUJO EN BOMBAS DE AGUA.	67
3.4.1 BOMBAS.	68
3.4.1.1 Regulación del flujo en bombas para torres de enfriamiento.	68
3.4.1.1.1 Modificación de la curva del sistema sobre el que trabaja la bomba.	69
3.4.1.1.2 Modificación de la curva de la bomba.	70
3.4.1.1.3 Modificación simultánea de las curvas del sistema y la bomba.	71
3.4.1.1.4 Arranque y paro de la bomba.	72
3.4.1.1.5 Variadores de velocidad.	73
3.4.1.2 Leyes de afinidad.	73
3.4.1.3 Comparación energética entre métodos de regulación de caudal.	74
3.4.2 VENTILADORES.	75
3.4.2.1 Control de la cantidad de aire en las torres de enfriamiento.	75
3.4.2.1.1 El ventilador funciona continuamente.	76
3.4.2.1.2 Ciclo del ventilador de encendido y apagado.	76
3.4.2.1.3 Uso de un ventilador de dos velocidades.	77
3.4.2.1.4 Control continuo de la velocidad del ventilador por medio de un variador de frecuencia (VFD).	79
3.4.2.1.4.1 Controladores de frecuencia variable (VFD), ¿Como funcionan los variadores de frecuencia?.	80
3.4.2.1.4.1.1 Velocidad base.	80
3.4.2.1.4.1.2 Volts / Hz.	81
3.4.2.1.4.1.3 VFD.	82
3.4.2.1.4.2 Aplicación de los variadores de frecuencia en torres de enfriamiento.	86
3.5 AHORRO DE ENERGÍA EN TORRES DE ENFRIAMIENTO MEDIANTE EL AJUSTE DEL RANGO DE ENFRIAMIENTO.	88
3.6 EVALUACIÓN DEL AHORRO Y BENEFICIOS ENERGÉTICOS.	90
3.7 COMPARACIÓN DE CONSUMO ENERGÉTICO.	91
3.8 COMPARACIÓN DE RESULTADOS.	94
CAPITULO 4 EVALUACIÓN ECONÓMICA DE MEJORAS PROPUESTAS.	
	Página
4.0 FUNDAMENTO TEÓRICO DEL ANÁLISIS ECONÓMICO.	98

4.1 METODOLOGÍA DE LA EVALUACIÓN ECONÓMICA.	99
4.1.1 MEDICIÓN PRELIMINAR DE RESULTADOS.	100
4.1.1.1 Período de pago.	100
4.1.1.2 Recuperación de capital.	101
4.1.2 MEDICIÓN DETALLADA DE RESULTADOS (GRANDES INVERSIONES).	102
4.1.2.1 Análisis beneficio – costo.	102
4.1.2.2 Período de recuperación del capital invertido.	103
4.1.2.3 Tasa interna de retorno (T.I.R. ó j).	104
4.1.3 ANÁLISIS MARGINAL.	105
4.2 ANALISIS ECONÓMICO A LOS DIFERENTES MÉTODOS DE CONTROL DEL VENTILADOR.	105
4.3 COMPARACIÓN DE COSTOS.	114

CAPITULO 5 RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES.	Página
5.0 RECOMENDACIONES.	118
5.1 RECOMENDACIONES PARA EL USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA EN LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.	118
5.2 RECOMENDACIONES PARA INVESTIGACIONES Y TÉSIS FUTURAS REFERENTES A TORRES DE ENFRIAMIENTO.	119
5.3 CONCLUSIONES	119

ÁPENDICE	I
-----------------	----------

BIBLIOGRAFÍA	
---------------------	--

CAPITULO 1



FUNCIONAMIENTO Y CLASIFICACIÓN DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO

1.0 FUNCIONAMIENTO Y CLASIFICACIÓN DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.

En la operación de plantas de refrigeración o turbinas de condensación, un problema importante es extraer y disipar el calor del refrigerante comprimido o del vapor de escape. Este calor, por lo general, se elimina del “gas” por transferencia al agua en un intercambio de calor.

Desde allí, se puede disipar en numerosas formas. Si el equipo está a la orilla de un río o un lago, las conexiones de entrada y descarga se pueden hacer de modo que no se mezclen el agua caliente de descarga con el agua fría de entrada. Si la fuente de agua para enfriamiento es un pozo o la red urbana, la descarga se puede conectar con tubos otra vez a la tierra, hacia el drenaje o el canal. Pero ese desperdicio total de agua caliente es costoso y, en muchas poblaciones, esta prohibido.

Hay muchas razones para volver a usar el agua de enfriamiento. La más importante es que muy pocas plantas tienen la suerte de estar cerca de un suministro ilimitado de agua. Otra, es que el uso del agua de la ciudad para enfriamiento cuesta mucho, si no se recircula. La tercera, es que la mayoría del agua contiene sales en disolución y el uso de un suministro de esa agua “cruda” produce muy pronto incrustaciones en el intercambiador de calor. En una torre de enfriamiento, el agua se enfría por exposición al aire después de cada pasada o ciclo, lo cual permite volver a usar muchas veces la misma agua.

Enfriamiento atmosférico del agua. Cuando la carga de calor¹ de desecho del agua se puede transferir a la atmósfera, se puede aprovechar el agua en un ciclo continuo y conservarse mejor. El calor se puede transferir al poner el agua y el aire en contacto indirecto, como en el radiador de un automóvil. Otra forma es con un equipo evaporativo, tal como un estanque para aspersión atmosférica, torres de enfriamiento, etc.

El agua, cuando se enfría por el método evaporativo, pierde alrededor de 2326 kJ por cada kilogramo (1000 BTU por cada libra) de agua evaporada. Este calor arrastrado en el vapor de agua producido se llama *calor latente de evaporización*. Cuando el aire extrae el calor del vapor de agua en esta forma, se puede lograr enfriar el agua a una temperatura menor a la atmosférica.

Este hecho es importante en la transferencia de calor del agua al aire. Permite que el agua enfriada por evaporación sirva en plantas con gran variedad de necesidades de temperatura. También permite que una cantidad pequeña de agua disipe una carga de calor mucho mayor, que si no estuviera a menos de la temperatura atmosférica.

Enfriamiento por evaporación. Este calor latente de evaporación es el efecto de enfriamiento primario producido al soplar aire sobre una superficie húmeda o a través de láminas del agua que cae en una torre de enfriamiento.

Los técnicos en enfriamiento usan también el término “calor sensible” – al calor que podemos sentir – para indicar la temperatura. Cuando más alta sea la temperatura de una sustancia, mayor será su calor sensible. Cuando el aire está más frío que el agua, hay cierta tendencia (sin contar la evaporación), a que el aire se caliente más (absorba calor sensible), mientras que el agua se enfría (disipa calor sensible). En promedio, alrededor del 75% del calor total eliminado es por evaporación (calor latente).

¹ **Carga de calor.** La carga de calor es la cantidad de calor disipado por la torre de enfriamiento.

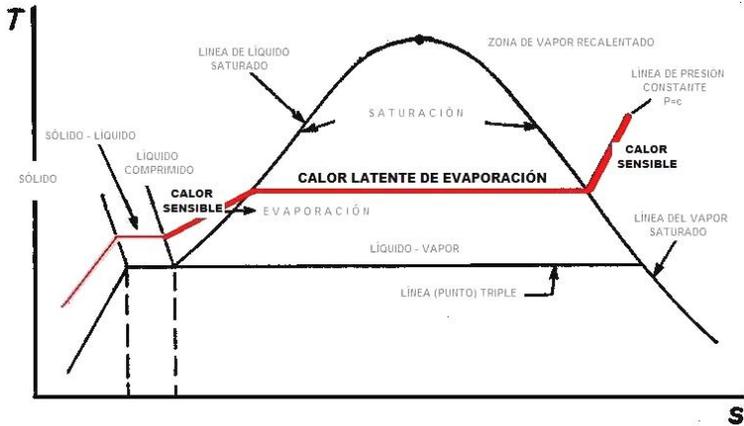


Figura 1.1. Diagrama temperatura – entropía, con la fase sólida

1.1 ENFRIAMIENTO DE AGUA CON AIRE “GRATIS”.

El agua para enfriamiento disponible para los condensadores (de vapor, amoníaco u otros gases), motores de combustión interna, enfriadores de aceite u otros intercambiadores de calor, a menudo resulta impráctica o costosa. El agua, incluso, puede estar contaminada con aguas negras o ácidos.

Cuando el agua está escasa o es costosa, no la desperdicia después de una sola pasada por el aparato. En vez de ello, se usa en forma repetida el suministro ilimitado y se enfría después de cada uso. El aire atmosférico enfría tres tipos de sistemas de enfriamiento:

- *Estanques de enfriamiento.*
- *Estanque de aspersion, y*
- *Torres de enfriamiento.*

1.1.1 Estanques de enfriamiento. El agua se enfría en forma económica por circulación en un estanque de enfriamiento, si hay una superficie amplia expuesta a la atmósfera. Los estanques son mejores si solo se va a enfriar un poco de agua, el terreno es barato o si hay un estanque natural. La superficie del estanque debe recibir el agua caliente en un extremo y entregar el agua fría cerca del fondo en el otro extremo.

El régimen o rapidez de enfriamiento depende de la superficie del estanque, la diferencia de temperatura entre el agua y el aire, la velocidad, humedad del aire y la longitud de la trayectoria para el aire por unidad de área de la superficie del estanque. La profundidad usual del estanque es de 0.6 a 1.2 metros (2 a 4 ft), pero el volumen debe ser suficiente para tener capacidad de almacenamiento para satisfacer las variaciones en la carga.

1.1.2 Estanque de aspersion. Los estanques de aspersion, reducen el área de superficie de los estanques de enfriamiento. Se hace pasar agua a presión por boquillas que la asperjan a través del aire en forma atomizada. La aspersion pone las partículas de agua en contacto íntimo con el aire. Esto aumenta mucho la superficie expuesta por peso unitario de agua enfriada. (Figura 1.2)

La evaporación y el resultante enfriamiento son rápidos. Para un servicio dado, el estanque de aspersión sólo necesita entre 1 y 10% de la superficie importante cuando el terreno para el estanque es costoso o el espacio está restringido.

Las boquillas o cabezas aspersoras son de un tipo especial que no se obstruyen, funcionan entre 20.5 a 103 kPa (3 a 15 psi), por lo general, a 41 kPa (6psi). Están espaciadas a intervalos de 2.40 a 4.60 metros (8 a 15 ft) sobre hileras de tubos separadas entre 4.60 a 6.10 metros (15 a 20 ft). Como el agua debe tener un contacto íntimo con el aire, la disposición de las boquillas debe permitir caminos adecuados para el aire a través de la aspersión.

Se debe tener amplia superficie del estanque más allá de la aspersión para atrapar el brisado con vientos fuertes. Si el espacio está limitado, como en el techo de un edificio, las rejillas evitarán la pérdida excesiva de agua. Hasta un 60% del agua enfriada se pierde por evaporación y brisado, incluso con las rejillas. La pérdida total depende del calor extraído del agua circulada.

Cuando se utiliza un estanque de aspersión para enfriar el agua de condensación de una planta de vapor, la energía utilizada para bombear el agua es de 1 a 2% de la potencia total de la planta generadora.

Para tener más enfriamiento, se vuelve a rociar el agua del estanque. He aquí las dos formas:

- a) Usar un sistema de aspersión mixta en el cual el agua del estanque se agrega al agua caliente en proporciones definidas.
- b) Con nueva aspersión independiente (doble aspersión), con un sistema separado de distribución. Cualquiera de los métodos requiere más boquillas, tubos mas largos o más grandes, más superficie del estanque y más energía para bombeo.

No hay reglas generales para la selección o proyecto del estanque para aspersión. La razón está en las variaciones en condiciones de operación, factores de costo, condiciones locales de clima, etc. Esto hace que cada problema sea individual.

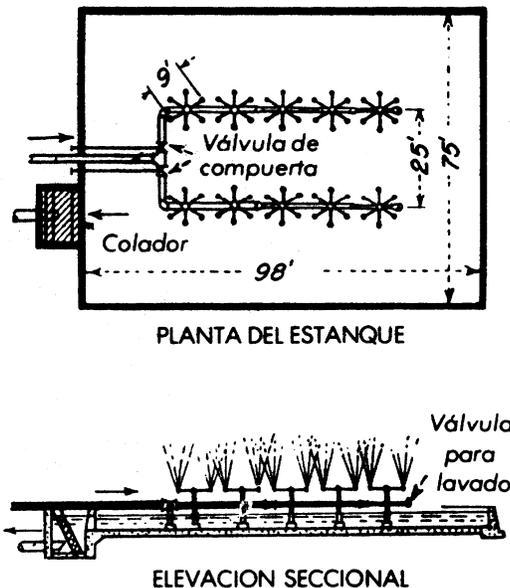


Figura 1.2. Estanque de aspersión.

1.1.3 Torre de enfriamiento. Una torre de enfriamiento es una estructura con venteos que tiene una cubierta o casco (madera, concreto, ladrillo o metal) que aloja una red de obstrucciones o rellenos. El agua es bombeada hacia un sistema de distribución en la parte superior de la torre, donde se deja caer en láminas delgadas o se rocía hacia el relleno. El relleno está dispuesto de modo que el agua se extienda para exponer nuevas superficies al aire que circula por la torre. El agua enfriada se recoge en un depósito o cisterna.

El aire que pasa por la torre se satura en forma parcial o completa por la evaporación de una parte del agua. Esta evaporación es la que, en su mayoría, enfría el agua. Cuando hay abundantes superficies de enfriamiento y aire, el agua se puede enfriar a la temperatura de bulbo húmedo del aire, como límite. Según las condiciones, el agua se suele enfriar dentro de 2°C a 4.5°C (35.6°F a 40.1°F) de la temperatura de bulbo húmedo. A menudo se prefiere la torre de enfriamiento a un estanque. La razón es que da mayor efecto de enfriamiento por unidad de superficie ocupada. Además, tiene mayor rango de enfriamiento debido a un tiempo de contacto más largo del aire con el agua atomizada. Además, es conveniente para inspección y reparación.

El relleno de las torres de enfriamiento se puede hacer con tablas o tablillas, losetas huecas, láminas metálicas, telas metálicas o rejillas especiales. La madera más común son pino de California o ciprés y otras que no se deterioran con facilidad. La unidad de superficie expuesta del relleno, por unidad de volumen de la torre, depende del tipo de la torre y del tipo y disposición del relleno. Suele ser de 164 a 66 metro² por metro³ (50 a 20 pies² por pie³) de espacios de relleno. El área libre para la circulación de aire es de 65 a 85% del área transversal total ocupada por el relleno. La velocidad de circulación de aire por la torre depende del tipo de torre y las condiciones de operación; suele ser de 0.51 a 3.6 metros por segundo (100 a 700 pies por minuto). (Figura 1.3)

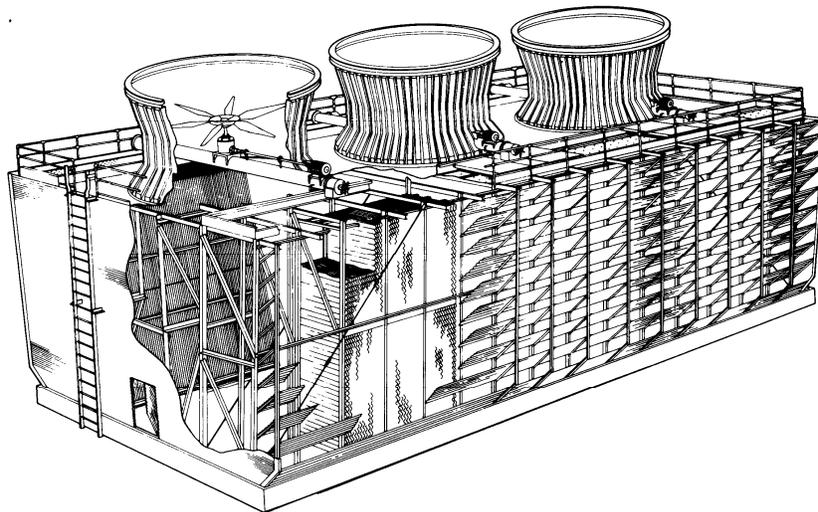


Figura 1.3. Torre de enfriamiento de flujo cruzado.

1.2 PRINCIPIO BÁSICO DE FUNCIONAMIENTO DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.

El principio básico de todas las torres de enfriamiento es que el aire que pasa sobre la superficie expuesta del agua capta pequeñas cantidades de vapor de la misma. Esta pequeña evaporación de agua absorbe gran cantidad de calor en el agua que se queda. Este calor se llama *calor latente de vaporización*.

Todas las torres de enfriamiento dependen de la circulación de aire sobre el agua. La diferencia principal en los diversos tipos de torres es el método de circulación de aire.

Los dos métodos principales son circulación natural por el viento y circulación mecánica con ventiladores.

En las torres de enfriamiento se consigue disminuir la temperatura del agua caliente que proviene de un circuito de refrigeración mediante la transferencia de calor y materia al aire que circula por el interior de la torre. A fin de mejorar el contacto aire-agua, se utiliza un entramado denominado "relleno" (Figura 1.4). El agua entra en la torre por la parte superior y se distribuye uniformemente sobre el relleno utilizando pulverizadores. De esta forma, se consigue un contacto óptimo entre el agua y el aire atmosférico.

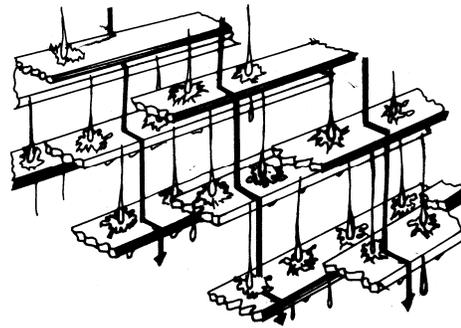


Figura 1.4. Relleno de tablillas de madera

El relleno sirve para aumentar el tiempo y la superficie de intercambio entre el agua y el aire. Una vez establecido el contacto entre el agua y el aire, tiene lugar una cesión de calor del agua hacia el aire. Ésta se produce debido a dos mecanismos: la transmisión de calor por convección y la transferencia de vapor desde el agua al aire, con el consiguiente enfriamiento del agua debido a la evaporación.

En la transmisión de calor por convección, se produce un flujo de calor en dirección al aire que rodea el agua a causa de la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos.

La tasa de enfriamiento por evaporación es de gran magnitud en las torres de enfriamiento; alrededor del 90 % es debida al fenómeno de difusión. Al entrar en contacto el aire con el agua se forma una fina película de aire húmedo saturado sobre la lámina de agua que desciende por el relleno. Esto es debido a que la presión parcial de vapor de agua en la película de aire es superior a la del aire húmedo que circula por la torre, produciéndose una cesión de vapor de agua (evaporación). Esta masa de agua evaporada extrae el calor latente de vaporización del propio líquido. Este calor latente es cedido al aire, obteniéndose un enfriamiento del agua y un aumento de la temperatura del aire. La diferencia de temperaturas del agua a la salida y la temperatura húmeda del aire se llama «acercamiento» o «aproximación», ya que representa el límite termodinámico de enfriamiento al que puede llegar el agua.

1.3 CLASIFICACIÓN DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.

Existen varias formas de clasificar las torres de enfriamiento.

- a) De acuerdo a la manera en cómo interaccionan los flujos de agua y aire se clasifican en *flujo cruzado* y *contraflujo*. En el flujo cruzado el flujo de aire entra perpendicular a la caída del agua, ofreciendo poca resistencia al flujo del agua. En el contraflujo o contracorriente chocan directamente ambos flujos (de agua y aire).
- b) Si el aire está en contacto directo con el agua se dice que tenemos una *torre húmeda*. Si por el contrario, el calor se transfiere a través de tubos, entonces la *torre es seca*.
- c) Si el flujo de aire se produce mediante una convección natural, se denominan de *tiro natural*. Dichas torres suelen usarse en lugares donde las velocidades del viento son altas (8-9 km/h) o bien donde el costo de la energía eléctrica es alto. Pero si el aire se mueve por medio de ventiladores se conocen como de *tiro mecánico (inducido o forzada)*. En el *tiro forzado* el ventilador se coloca en la parte inferior de la torre. Sin embargo, la distribución del aire es relativamente pobre provocando la recirculación del aire caliente, disminuyendo la capacidad de enfriamiento de la torre. En el *tiro inducido* el ventilador se encuentra en la parte superior para minimizar la recirculación.
- d) Las torres de enfriamiento húmedas pueden llevar relleno interno para aumentar la transferencia de calor. Cuando no lo llevan son atmosféricas. El relleno puede ser perpendicular al flujo del aire (*salpiqueo*) o paralelo al mismo (*película*).
- e) Por su tipo de fabricación las hay *montadas en campo* y *montadas en fábrica (paquete)*.
- f) Por su forma: *rectilíneas, redondas, hiperbólicas y octagonales*.
- g) Por el material de su estructura: *madera tratada (Douglas Fir, Redwood)*², *concreto, fibra de vidrio y metálicas*.

Existen otro tipo de torres que se han desarrollado como son:

Las torres periódicas. Las cuales realizan el enfriamiento mediante un proceso de conducción-conducción-convección. El agua caliente transmite su calor a un aceite, éste lo transmite a unos discos metálicos, los cuales, al rotar periódicamente, transmiten su calor al aire circundante.

Las torres de bobinas (coil Towers). Frecuentemente son utilizadas estas torres a contracorriente o a flujo cruzado, en conjunción con un circuito cerrado de enfriamiento; la selección de intercambiadores de calor se coloca en una nave embobinada. Esto se hace cuando se requiere un control de temperaturas múltiples. Una torre de bobina no es más que el acoplamiento de una torre de tiro mecánico y un sistema de intercambiadores de calor, los cuales reciben el agua enfriada por la torre y homogeneizan su temperatura.

Se puede observar que no existe una clasificación universal. Las torres de enfriamiento se pueden catalogar en diferentes formas según las características que se consideren, como lo muestra la *figura 1.5*.

² Únicas verdaderas reconocidas por el CTI (Cooling Tower Institute)

CLASIFICACIÓN DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO

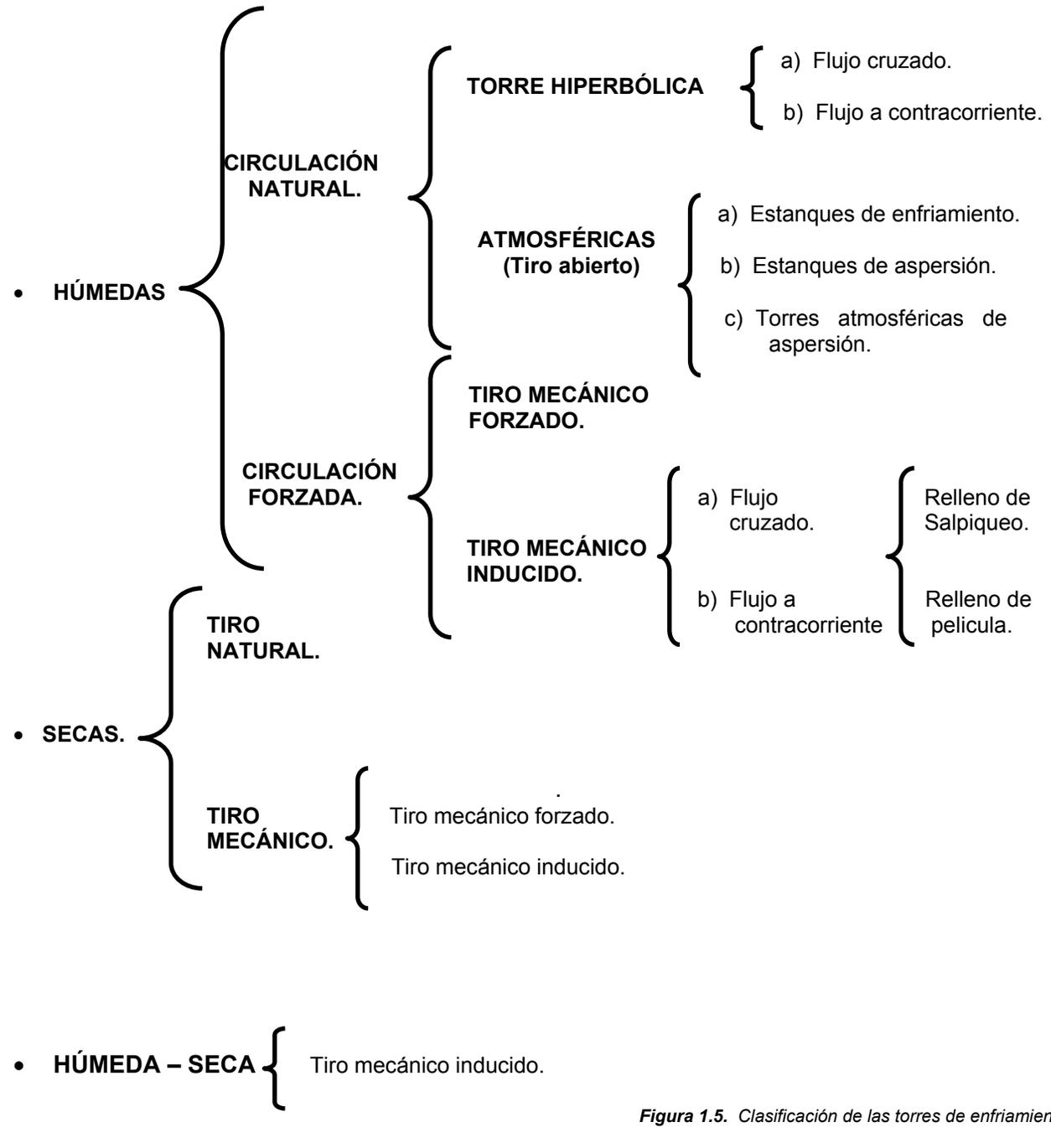


Figura 1.5. Clasificación de las torres de enfriamiento.

1.3.1 TORRES HÚMEDAS.

1.3.1.1 TORRES DE CIRCULACIÓN NATURAL.

1.3.1.1.1 Torres atmosféricas.

La torre atmosférica aprovecha las corrientes atmosféricas del aire. El aire penetra a través de los rompevientos en una sola dirección, cambiando estos vientos con la estación del año y las condiciones atmosféricas. En lugares expuestos que tienen vientos con velocidades promedio de 2.3 o 2.7 metros por segundo (5 o 6 mph), la torre atmosférica puede ser la más económica, y donde los costos de energía son altos puede aún ser preferible a velocidades de aire tan bajas como 1.2 a 1.4 metros por segundo (2.5 a 3 mph). Puesto que las corrientes atmosféricas penetran a todo lo ancho de la torre, las torres se hacen muy angostas en comparación con otros tipos, y deben ser muy largas para una capacidad igual. Se han construido torres de este tipo que tienen más de 610 metros (2000 pies) de largo. Las pérdidas por arrastre se manifiestan a todo lo largo y son mayores que en otros tipos de torre. Este tipo usa los potenciales disponibles más ineficientemente, ya que opera a flujo cruzado donde el uso más efectivo de los potenciales es en contracorriente. Cuando se desea agua a una temperatura cercana al bulbo húmedo, este tipo es incapaz de producirla. Las torres atmosféricas tienen, consecuentemente, un costo inicial alto debido a su tamaño. Sin embargo, tienen una gran ventaja, eliminan el costo principal de operación de las torres de tiro mecánico, es decir, el costo de la fuerza para el abanico.

En áreas con velocidad promedio de viento baja, los cargos fijos y costos de operación contrarrestan la ventaja. Un promedio de velocidad que exceda a las 2.3 o 2.7 metros por segundo (5 o 6 mph), no es indicación suficiente de que la torre atmosférica sea la mejor. Con un promedio de velocidad en el viento de 2.3 metros por segundo (5 mph) la torre operará a menos de su capacidad de diseño parte del tiempo. La localización de la torre en una localidad con vientos de 2.3 metros por segundo (5 mph) debe ser tal que no debe tener obstrucciones y debe aprovechar completamente las corrientes existentes.

La torre para enfriamiento atmosférico (o torre de tiro abierto), es la más sencilla. El aire entra por los lados con rejilla que impiden que el viento arrastre el agua y circule en sentido transversal (*Ver figura 1.6*). La circulación de aire depende de la velocidad del viento. Estas torres se suelen diseñar para enfriar alrededor de 1 litro de agua por segundo por metro² (1.5 galones de agua por minuto por pie²) de área horizontal activa, con un viento de 2.3 metros por segundo (5 mph).

Para enfriamiento eficaz, tiene limitaciones de anchura, a fin de que no soporten grandes cargas de enfriamiento, salvo que sean muy largas. Las pruebas han indicado que las torres de enfriamiento con una plataforma de más de 3.7 metros (12 pies) de anchura pierden eficiencia. Muchos fabricantes hacen torres estándar con anchuras de plataforma de 1.8, 2.5, 3 y 3.7 metros (6, 8, 10 y 12 pies) para unidades atmosféricas.

Las rejillas aumentan la anchura total de la torre, pero las indicadas son las anchuras estándar de las plataformas. Para evitar la formación de hielo en invierno, un sistema secundario de distribución envía agua sólo a la parte inferior del relleno.

Estas torres son utilizadas para necesidades de enfriamiento de menos de 31,600 kJ (2.5 T.R.) por minuto.

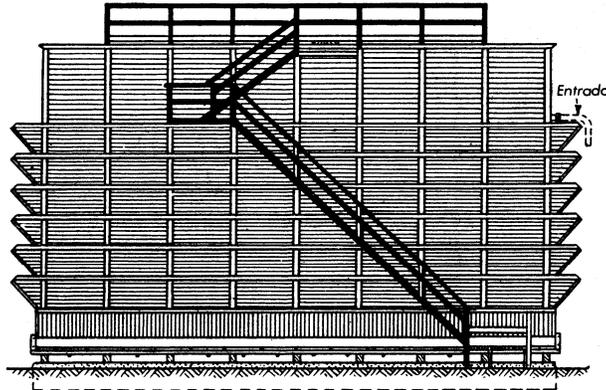


Figura 1.6 . La torre atmosférica es sencilla. El aire entra por los lados de la rejillas y enfría el agua rociada a lo largo del relleno.

1.3.1.1.1 Torres atmosféricas de aspersión.

Este diseño es un estanque estrecho de aspersión sobre tablillas de madera, en las cuales el agua cae en cascada. Estas torres se utilizan principalmente para cargas de aire pequeñas y condiciones poco críticas. Tienen costos de instalación, operación y mantenimiento bajos. Son torres que no proporciona flexibilidad de operación.

En la torre llena de aspersión, el área enfriada por el aire es la superficie combinada de las gotitas de agua presentes en la torre en cualquier momento. El área transversal libre, neta, de los espacios de aire en una torre llena de aspersión, suele ser mayor que la torre con tablillas, para la misma superficie bruta.

Esto significa menores velocidades de aire y un tiempo de contacto más largo entre el aire y el agua en una estructura del mismo tamaño, en una torre llena de aspersión. Antes de descargar a la atmósfera, el aire de descarga lleno pasa por un eliminador de brisado³ que elimina las gotitas que contiene.

En la torre llena de relleno de tablilla de madera, se colocan de forma horizontal como vertical en toda la torre. El agua se rocía sobre la capa superior con boquillas, canales o cabezas de salpicado. El agua baja de una sección a otra de la madera. Cuando el aire se mueve de forma ascendente o transversal, choca contra una gran superficie húmeda, desintegra en forma repetida las gotitas que caen y producen nuevas superficies de gotitas, cuyas áreas combinadas son varias veces más grandes que el área que forma el relleno (Ver figura 1.7a y 1.7b).

La eficiencia de esta torre se mejora al aumentar el relleno, la altura, superficie o cantidad de aire. Una mayor altura aumenta el tiempo en que el aire está en contacto con el agua, sin necesitar ventiladores mas potentes.

El aumento de área con potencia constante en los ventiladores aumenta la cantidad de aire y el tiempo de contacto aire-agua, por la velocidad más baja. El área de superficie de agua en contacto con boquillas en la parte superior y una pared alta con rejillas. Las boquillas descargan hacía abajo.

³ **Brisado.** Es la pequeña cantidad de agua sin evaporar que se pierde desde la torre en forma de rocío o gotitas. Es agua arrastrada por el aire en circulación.

Estas torres tienen de 1.8 a 4.6 metros (6 a 15 pies) de altura y son mas altas que anchas. Su capacidad es entre 0.4 a 1 litro por segundo por cada metro cuadrado (0.6 a 1.5 gpm por pie cuadrado) de superficie transversal de la torre. Las rejillas siempre estan mojadas, lo cual aumenta la superficie con agua expuesta al aire para enfriamiento.

Las torres atmosféricas de aspersion son utilizadas:

1. Cuando el equipo servido puede soportar unos cuantos grados de aumento en la temperatura de agua fría con baja o cero velocidad de viento.
2. Cuando el brisado de la torre no es molesto.
3. Cuando la torre se puede colocar de modo que no haya edificios, árboles, etc., que corten el viento.

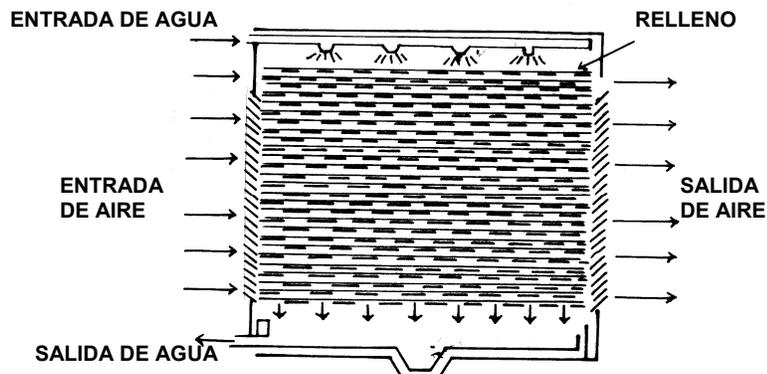


Figura 1.7a Torre atmosférica.

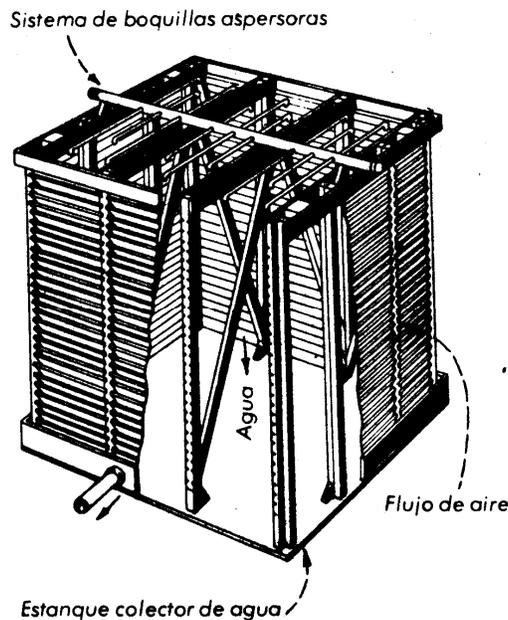


Figura 1.7b La torre atmosférica de aspersion es eficiente para menos de 31,600 kJ por minuto.

1.3.1.1.2 Torres de tiro natural.

Las torres de tiro natural o de tipo hiperbólico comenzaron a utilizarse en Europa a partir de 1916, aproximadamente, y se han convertido en una práctica estándar para los requisitos de enfriamiento de agua de las estaciones generadoras de Gran Bretaña. Estas son esencialmente apropiadas para cantidades muy grandes de enfriamiento y las estructuras de concreto reforzado que se acostumbra utilizar llegan a tener diámetros del orden de 78 metros (256 pies) y alturas de 100 metros (328 pies). La conveniencia de diseño obtenida gracias al flujo constante del aire de las torres de tiro mecánico no se logra en un diseño de torre de tiro natural.

Las torres de tiro natural operan de la misma manera que una chimenea de un horno, el tiro se produce por la diferencias entre la densidad de la columna de aire con la alta humedad y temperatura dentro de la torre, esta diferencia entre la densidad del aire en la torre y en el exterior origina un flujo natural de aire frío en la parte inferior y una expulsión del aire caliente menos denso en la parte superior. Debido a su mejor tiro, estas torres son muy adecuadas para el agua a alta temperatura inicial. La velocidad del aire en la chimenea es de 0.5 a 1 metros por segundo (100 a 200 pies por minuto) y la pérdida de agua por evaporación y el brisado suelen ser pequeñas. La chimenea es costosa para torres pequeñas, pero es barata en las torres grandes.

Las torres de tiro natural deben ser altas para promover este efecto y deben también tener sección transversal grande debido a la baja velocidad con que el aire circula comparada con las torres de tiro mecánico. Las torres de tiro natural consumen más fuerza por el bombeo; sin embargo, eliminan el costo del ventilador y pueden ser más aconsejables en algunas localidades que las torres atmosféricas. En las torres atmosféricas deben enfatizarse las características del viento.

En las torres de tiro natural la consideración primordial debe darse a las características de temperatura del aire. Si es costumbre que el aire alcance temperaturas altas durante el día, cuando menos con relación a la temperatura del agua caliente, la torre de tiro natural cesará de operar durante la porción caliente del día. Los costos iniciales y cargos fijos de esta torre son altos, y parece que están pasando de moda.

La velocidad media del aire por encima del relleno de torre es, por lo común, de 1.2 a 1.8 metros por segundo (4 a 6 pies por segundo) . El rendimiento de una torre de tiro natural difiere de la torre de tiro mecánico en que el enfriamiento depende de la humedad relativa tanto como de la temperatura de bulbo húmedo. El tiro aumenta a través de la torre en condiciones de gran humedad, debido al incremento en la diferencia de presión estática disponible para promover el flujo de aire venciendo las resistencias internas. Por lo tanto, cuanto mayor sea la humedad a una temperatura de bulbo húmedo en particular, tanto más fría será el agua de salida para un conjunto de condiciones específicas. Esta relación fundamental se ha utilizado con gran provecho en Gran Bretaña, en donde las humedades relativas son por lo común del 75 a 60%. Por lo tanto, en las etapas de diseño es de vital importancia determinar correctamente y especificar la densidad del aire que entra y sale, además de las condiciones usuales del diseño de la torre, la diferencia útil de temperaturas y la cantidad de agua. La relación de la eficiencia con las condiciones de humedad permite un control exacto de la temperatura del agua de salida que es difícil lograr en una torre de tiro natural.

Existen dos tipos de torres hiperbólicas:

1. Torres hiperbólicas de flujo cruzado, y (Figura 1.8a)
2. Torres hiperbólicas de flujo a contracorriente. (Ver figura 1.8b y 1.8c)

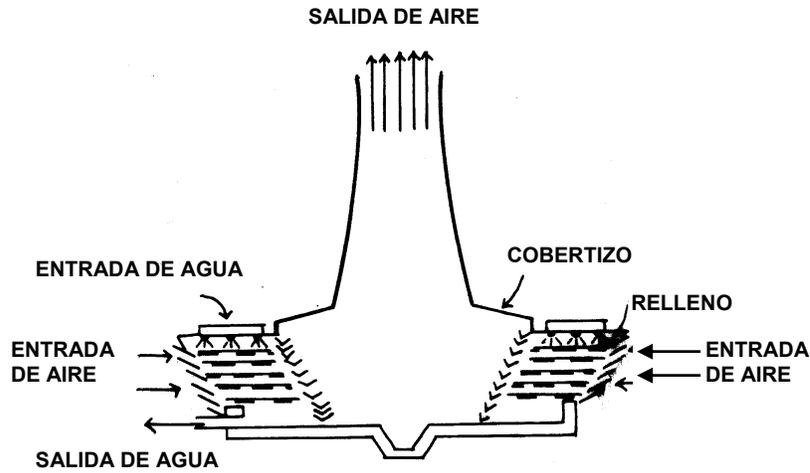


Figura 1.8a Torre hiperbólica de flujo cruzado.

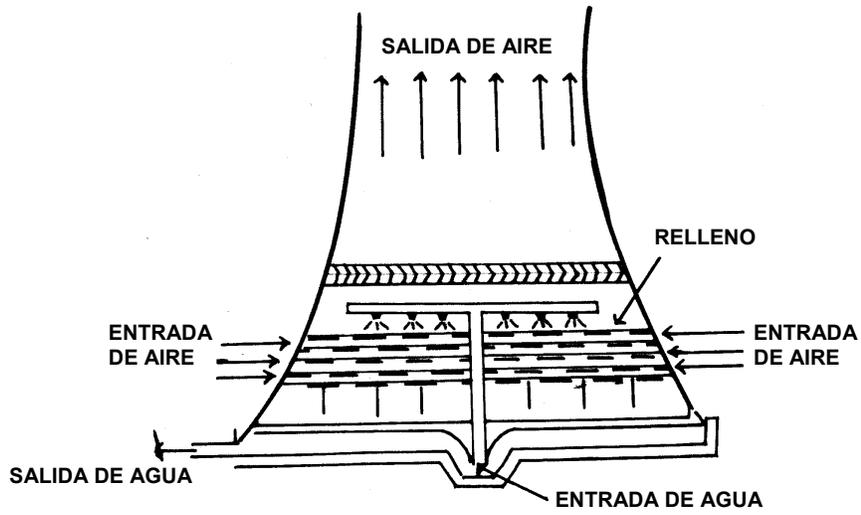


Figura 1.8b

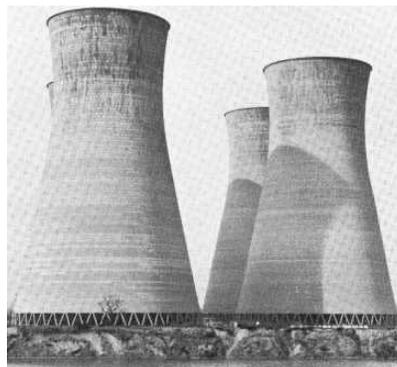


Figura 1.8c

Figura 1.8b y 1.8c Torre hiperbólica a contracorriente o contraflujo.

1.3.1.2 TORRES DE CIRCULACIÓN FORZADA O TIRO MECÁNICO.

Estas torres suelen ser un cuerpo vertical hecho con madera, metal, asbesto-cemento o ladrillos. El agua se distribuye cerca de la parte superior y cae al estanque recolector. Pasa a través de aire que circula de abajo hacia arriba mediante ventiladores de tiro forzado o inducido.

El aire hace contacto con el agua más caliente justo antes de salir de la torre. Debido a que pasa a flujo cruzado y a contracorriente con el agua, una cantidad dada de aire capta más calor que la cantidad promedio, igual de aire en equipo de tiro natural. Por tanto, se necesita menos aire para enfriar la misma cantidad de agua. Como el aire lo suministra los ventiladores, la cantidad de aire se puede mantener al mínimo para bajar los costos de operación.

El aumento en la cantidad de aire reduce el tiempo de contacto del aire con el agua; pero, como pasa más aire, se incrementa la diferencia promedio entre la temperatura del agua y la temperatura de bulbo húmedo del aire. Esto acelera la rapidez de transferencia de calor. Más aire significa más potencia en los ventiladores. Las velocidades del aire en las torres con tablillas de madera varía entre 1.3 y 2 metros por segundo (250 y 400 pies por minuto).

Las torres con tiro mecánico no dependen de la velocidad del viento, por lo cual es posibles construirlas para requisitos más estrictos. Requieren menos espacios y menos tubería que las torres atmosféricas, pueden ser diseñadas para uso comercial o industrial en cualquier tamaño. La carga de bombeo varía entre 3.4 y 8 metros (11 y 26 pies). Los ahorros debidos a la menor temperatura del agua, suelen compensar el costo de operación y costo inicial más elevados, por comparación con las torres atmosféricas. Además, existe más de un tipo de torre de tiro mecánico:

1. Torre de tiro mecánico forzado.
2. Torres de tiro mecánico inducido.
 - a) *Torres de flujo a contracorriente.*
 - b) *Torres de flujo cruzado.*

1.3.1.2.1 Torres de tiro mecánico forzado.

Una torre de tiro mecánico forzado (*Figura 1.9*), funciona bien con aguas corrosivas, porque el ventilador puede estar cerca del suelo, con esto se puede dar servicio con más facilidad a las partes más expuestas a la corrosión. El mantenimiento y depreciación de los ventiladores son altos (*Ver figura 1.10*). Debido a la velocidad baja del aire de salida, la torre de tiro forzado está sujeta a una recirculación excesiva de los vapores húmedos de salida que retornan a las entradas del aire. Puesto que la temperatura de bulbo húmedo del aire de salida es mucho mayor que la del aire circundante, existe una reducción de su buen desempeño, lo cual es evidente en el incremento en la temperatura del agua fría que sale de la torre. Con vientos desfavorables, esto reduce la eficiencia hasta en un 20%. La distribución del aire es relativamente pobre, puesto que el aire debe dar una vuelta de 90° a gran velocidad.

En épocas cuando disminuye demasiado la temperatura, la recirculación puede ocasionar formación de hielo en el equipo y en edificios cercanos o en el anillo del ventilador de la torre, que en ocasiones ha roto el ventilador. Un tamaño limitado del ventilador (3.5 metros o menos), significa más ventiladores, motores, arrancadores y

alambrado en las torres grandes, que los necesarios en las torres de tiro inducido, en donde se emplean ventiladores hasta de 5.5 metros (18 pies) de diámetro.

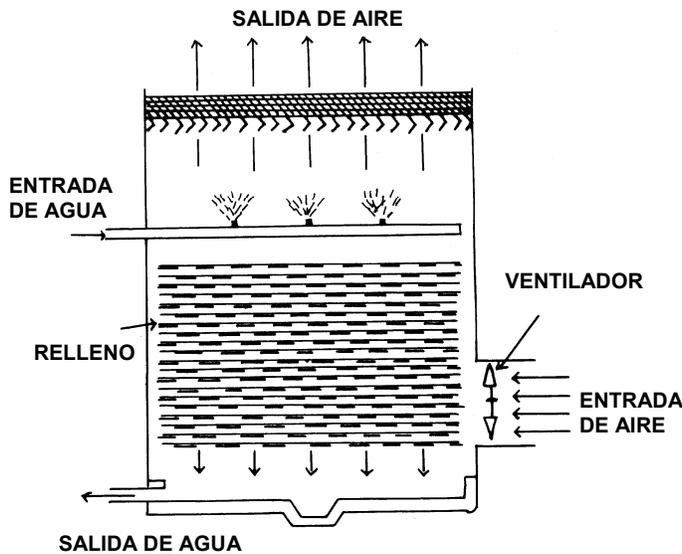


Figura 1.9 Torre de tiro mecánico forzado.

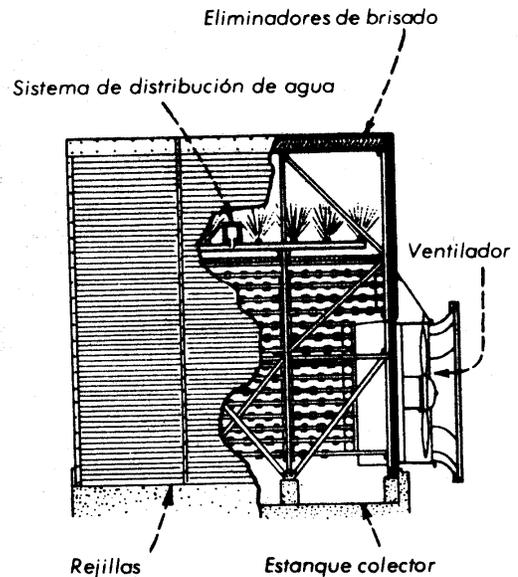


Figura 1.10 Las torres de tiro forzado soportan el agua corrosiva. El servicio al ventilador es fácil.

1.3.1.2.2 Torres de tiro mecánico inducido.

Actualmente las torres de esta clase son las más utilizadas a nivel mundial. La preferencia hacia las torres de tiro inducido ha sido muy pronunciada a partir de los últimos 25 años, pero representa una transición lógica, puesto que en su uso hay ventajas que exceden a todas las otras, excepto en condiciones muy especiales. Una torre de tiro mecánico inducido tiene el ventilador en la parte superior, la colocación del ventilador en la parte superior minimiza el ruido, da una superficie más agradable y se adapta con más facilidad a la arquitectura de la zona. En las torres de tiro inducido el aire se descarga a través del ventilador a alta velocidad, de manera que se proyecta hacia arriba hacia las corrientes naturales del aire que evitan su asentamiento posterior (Figura 1.11). Sin embargo, las torres de tiro inducido presentan una caída de presión en la toma del ventilador, lo que aumenta los requerimientos totales de energía. La alta velocidad de descarga de las torres de tiro inducido causa también algo más de arrastre o pérdidas de agua por gotas que son arrastradas por la corriente de aire, para evitar estas pérdidas, se suelen instalar placas desviadoras en la parte alta de la torre denominados "eliminadores de rocío".

Algunos datos técnicos de las torres de tiro inducido se presentan a continuación:

- Pérdidas de agua por arrastre: *usualmente no mayor al 0.2%*
- Pérdidas de agua por evaporación: *usualmente no mayor al 2%*

- Flujo volumétrico de agua por metro² de área de sección transversal de la torre: de 12 litros por segundo (18 gpm) en torres a contraflujo; y un mínimo de 10 litros por segundo (14 gpm) en torres de flujo cruzado.
- Flujo másico de aire por metro² de área de sección transversal de la torre: de 1.6 a 2.5 Kg/s (20 a 30 lb/min).
- Caída de presión del aire: un máximo de 500 Pa (2 pulgadas de agua).
- Rango de enfriamiento: de 4°C a 10 °C (7.2°F a 18 °F).
- Acercamiento del agua fría que sale de la torre y la temperatura del bulbo húmedo del aire exterior: mayor a 2.5 °C (4.5 °F).

Las torres de tiro inducido a su vez se dividen en diseños: de *contraflujo* o *contracorriente* y de *flujo cruzado* o *flujo transversal*, dependiendo de las direcciones relativas del flujo de agua y aire.

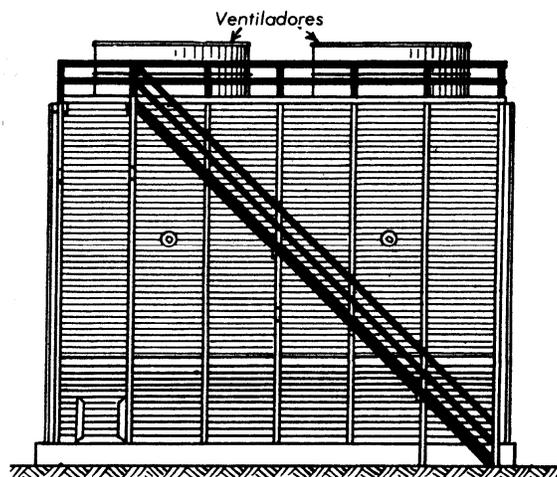
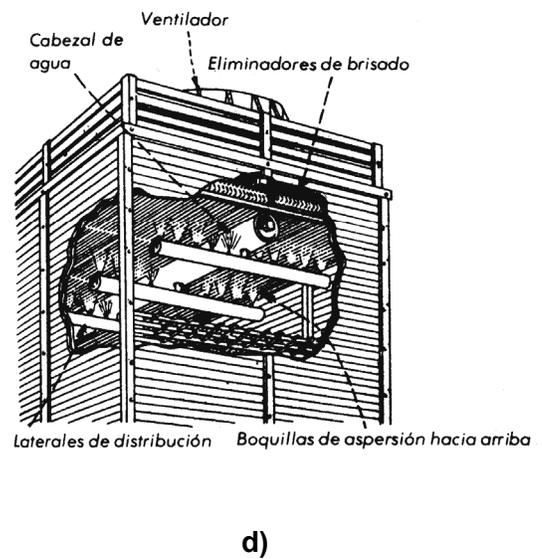
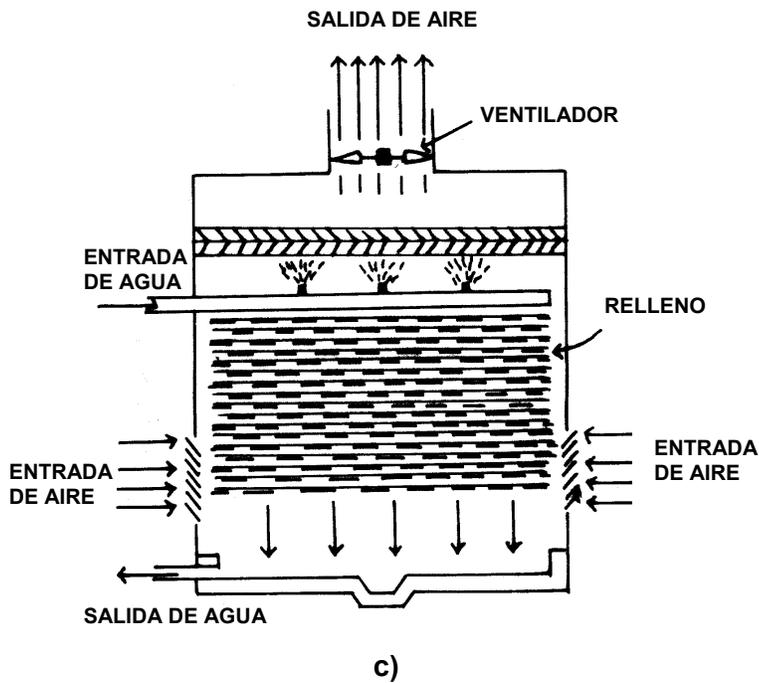
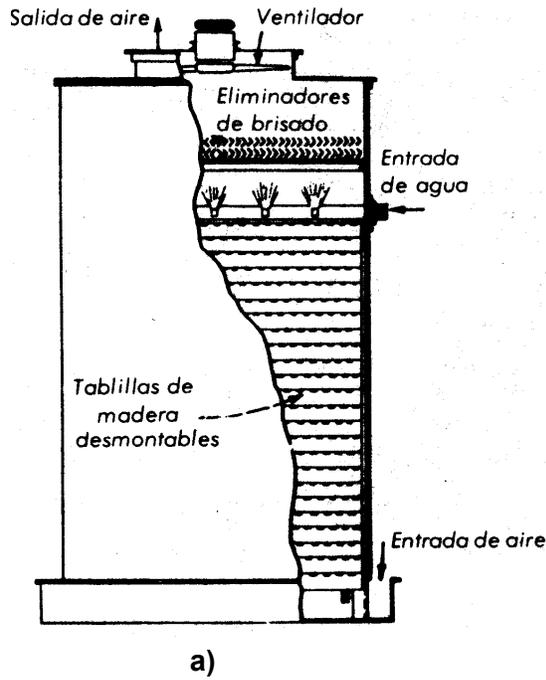


Figura 1.11 Torre de tiro mecánico inducido a contracorriente o contraflujo

1.3.1.2.2.1 Torres de tiro mecánico inducido a contraflujo.

En una torre de tiro inducido a contracorriente, el movimiento del aire es vertical, ascendente a lo largo del relleno, a alta velocidad para evitar la recirculación.

Esta torre induce aire hacia arriba a contracorriente o contraflujo con las gotas de agua que bajan. El aire entra por la parte inferior en ambos costados de la torre. No es una torre recomendable para lugares donde caen heladas. Desde el punto de vista termodinámico, esta configuración es más eficaz ya que el agua más fría está en contacto con el aire más frío obteniendo así un máximo potencial de entalpía. (Figuras 1.12)



Figuras 1.12. a) Las torres de tiro mecánico tienen relleno de madera a aspersión o combinado; b) Imagen de una torre de tiro inducido a contracorriente; c) Diagrama del funcionamiento de la torre a contraflujo; d) Torre de contraflujo o flujo inverso de tiro inducido. La alta velocidad del aire detiene la recirculación.

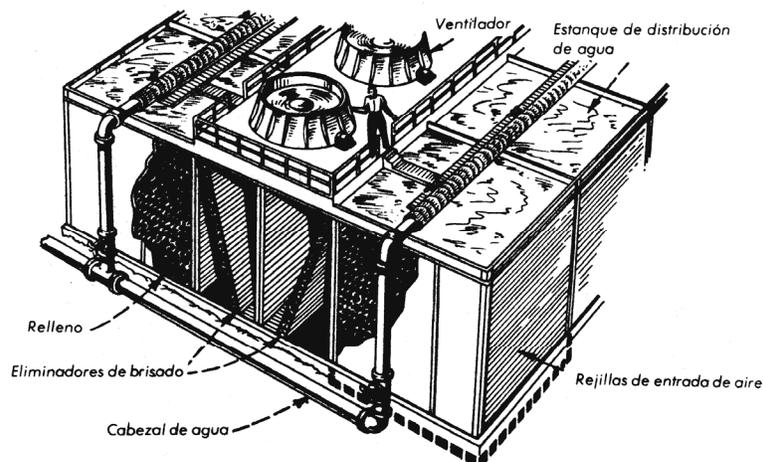
1.3.1.2.2 Torres de tiro mecánico inducido de flujo cruzado

La demanda de tamaño compacto, mejor construcción, menor costo, más capacidad, operación más adaptable y mejor rendimiento general, ha dado origen a la torre de tiro inducido de flujo cruzado (algunas veces también llamado de doble flujo o flujo común). (Figura 1.13)

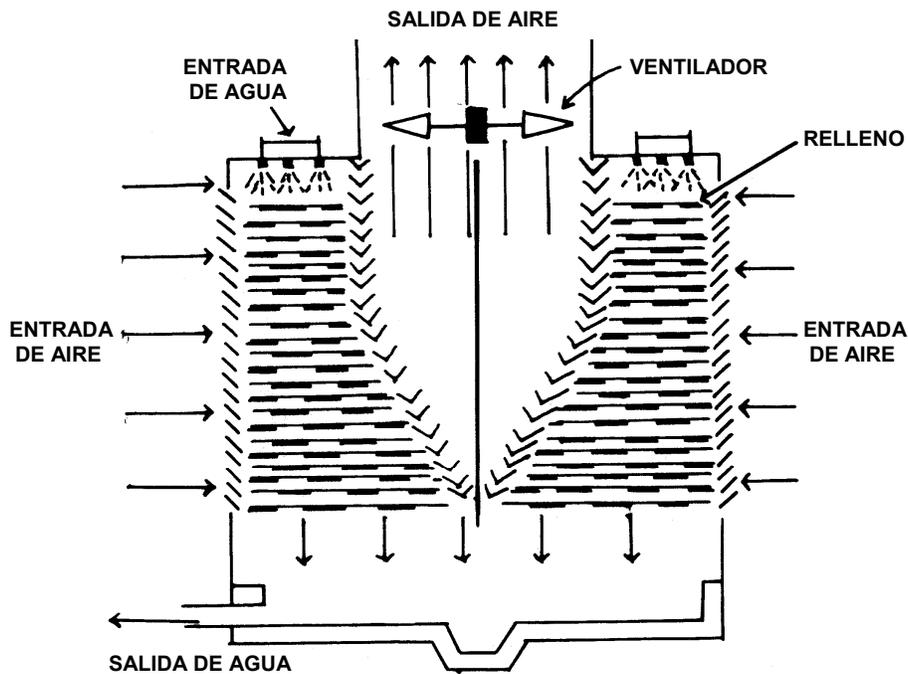
La circulación de aire es horizontal, con ventiladores en la parte superior central. Cada ventilador succiona a lo largo de dos celdas apareadas con una cámara de succión, dividida a la mitad debajo del ventilador y provista con eliminadores de brisado que desvían el aire hacia arriba en dirección a la salida del ventilador. (Ver figuras 1.14)

Las torres de doble flujo tienen baja carga de bombeo, entre 0.3 y 8 metros (1 y 26 pies). Sus ventajas de operación son:

1. Movimiento transversal del aire cuando el agua cae en una cascada de gotitas sobre el relleno y a través de la corriente de aire. Esto ofrece menos resistencia al flujo de aire, por ende, menor pérdida de tiro.
2. Tiene mayor recorrido de aire que el diseño convencional.
3. El estanque abierto para distribución de agua está accesible para limpieza durante la operación.
4. Tiene una cubierta difusora, de madera, muy cerrada debajo del estanque de agua para mantener distribución uniforme de agua a las tablillas de madera.
5. La carga de agua en la mayoría de las torres tiene un máximo de 4 litros por segundo por metro² (6 gpm por pie²) causada por el efecto cubriente de la aspersión. Son posibles cargas más grandes, hasta de 10 litros por segundo por metro² (14 gpm por pie²) en torres de flujo cruzado para servicio con condensadores de vapor.
6. Una torre moderna, de flujo cruzado ocupa menos de 1/20 del área necesaria para un estanque de aspersión de capacidad equivalente.



Figuras 1.13. La torre de doble flujo o flujo cruzado tiene una gran superficie mojada la cual mejora mucho la capacidad de enfriamiento. Como el relleno es horizontal, no aumenta la pérdida por el tiro.



Figuras 1.14. Torre de tiro inducido y flujo cruzado.

1.3.2 TORRES SECAS.

Las torres de tipo seco son útiles en lugares donde el agua de enfriamiento, por alguna razón es muy costosa: por ejemplo por carencia de agua en la región o bien porque las pérdidas por evaporación son excesivas. Uno de los parámetros más importantes en el diseño de este tipo de torres es el diferencial inicial de temperatura entre el vapor y el aire del ambiente que entra a la torre. Las ventajas de las torres secas sobre las húmedas se pueden resumir en los siguientes puntos:

- *No se requiere agua de repuesto.*
- *Se elimina la posibilidad de contaminación de condensados y por ende, la unidad de tratamiento de condensados.*
- *Se elimina el tratamiento del agua de repuesto.*
- *Se reducen los efluentes contaminados.*
- *Se eliminan los residuos del tratamiento del agua de repuesto y por lo tanto se elimina también el problema de disposición de estos residuos.*
- *El costo de operación es menor.*

1.3.2.1 Torres secas de tipo indirecto

Este tipo de torre también recibe el nombre de sistema Heller. En este sistema, el vapor se condensa inyectándolo en el condensador de agua que se enfría con la ayuda de un intercambiador de calor.

Los principales componentes de este tipo de torre son:

- (1) un condensador de vapor de contacto directo,
- (2) bombas de circulación de agua.
- (3) serpentín de enfriamiento, y
- (4) un medio para mover el aire; ya sea una torre de tiro natural o un ventilador de tiro mecánico.

La figura 1.15 presenta un diagrama del funcionamiento de esta torre.

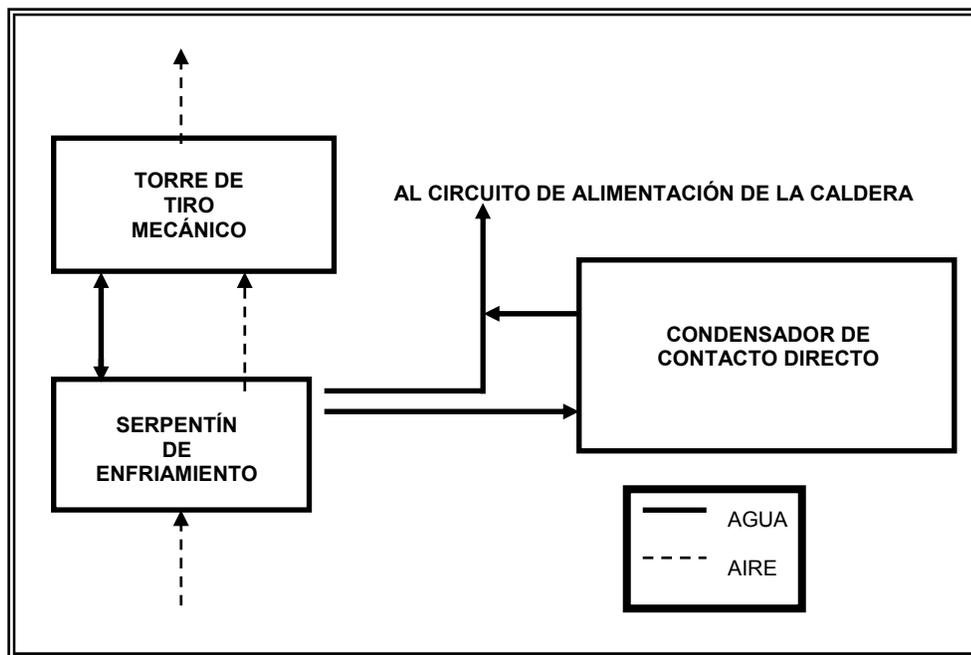


Figura 1.15 Funcionamiento de una torre seca de tipo indirecto.

1.3.2.2 Torres secas de tipo directo.

Los componentes principales de este tipo de torre son:

- (1) turbina de vapor
- (2) serpentín de enfriamiento.
- (3) ventiladores accionados por motor y
- (4) bombas de condensación.

La figura 1.16 muestra a través de un diagrama la operación de este tipo de torres. Este tipo de torres es de menor capacidad en cuanto a volumen de vapor se refiere pues las turbinas no exceden los 300 kW mientras que en las de tipo indirecto se pueden generar más de 1,000 MW.

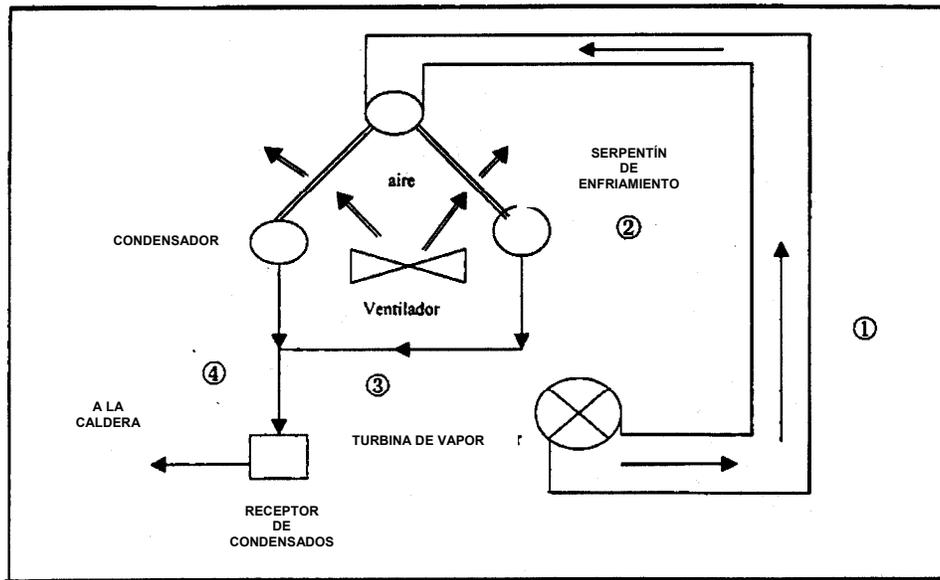


Figura 1.16 Funcionamiento de una torre seca de tipo directo.

1.3.3 TORRES HÚMEDAS –SECAS (Torres mixtas o híbridas).

También existen las torres mixtas o híbridas, las cuales realizan un enfriamiento húmedo o seco, es decir, están equipadas con serpentines y con un relleno para enfriar directa o indirectamente el agua. La principal ventaja de la dualidad de este tipo de torre es que pueden funcionar como torres secas cuando el agua escasea o como torres húmedas para obtener un mayor enfriamiento si existe la disponibilidad del agua. En la figura 1.17 se pueden observar los posibles arreglos en serie y paralelo para torres híbridas.

A continuación se muestra en la tabla 1.1 un análisis comparativo entre los distintos tipos de torres de enfriamiento basado en sus características, y en la tabla 1.2 se presenta una comparación entre las torres a contra flujo y flujo cruzado basado en el tipo de relleno usado, sistema de distribución y eliminadores de rocío.

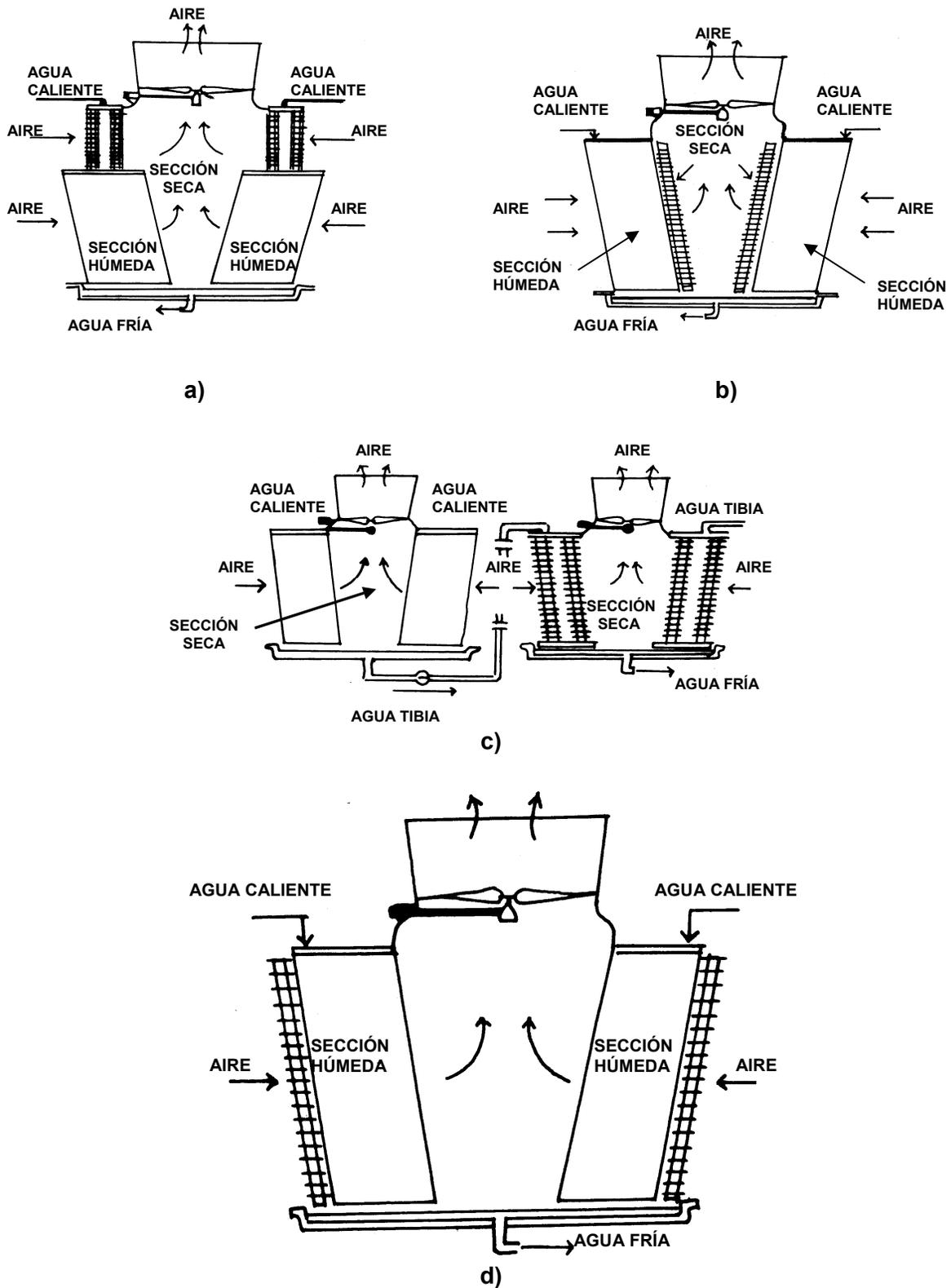


Figura 1.17 Posibles arreglos en serie y paralelo para torres híbridas. a) Arreglo en paralelo; b) Arreglo en serie.; c) Arreglo en paralelo. ; d) Arreglo en serie.

Tabla 1.1 Comparación entre tipo de torres.

TIPO DE TORRE	VENTAJAS	DESVENTAJAS
<p>Torre atmosférica</p>	<p>Ofrece bajos costos de mantenimiento. Ofrece costos de operación muy bajos, por no requerir un consumo eléctrico debido a los ventiladores. Poco mantenimiento y revisión.</p>	<p>Su costo inicial por construcción e instalación son altos, motivo por el cual no se utiliza actualmente. Tiene alturas muy grandes. Su intervalo de enfriamiento se afecta bastante por las condiciones ambientales del lugar, en comparación de las torres de tiro mecánico. La temperatura del agua fría nunca se acerca al bulbo húmedo. No deben existir obstrucciones en su localidad. Se utilizan para bajas capacidades.</p>
<p>Torre atmosférica de espreas</p>	<p>Pueden cambiar la dirección del viento a base de mamparas en forma de persianas. Requieren de muy poco mantenimiento y revisión preventiva. Su estructura puede o no estar rellenas con tabillas de madera, lo cual aumenta el tiempo de contacto aire-agua, influyendo este factor en su eficiencia. Se usan cuando se manejan flujos muy pequeños. No consumen energía eléctrica por ventiladores.</p>	<p>Son angostas pero de gran altura. Tienen pérdidas por arrastre de viento. Hay problemas de operación con las espreas. Cuando no tienen relleno alguno, se ve bastante afectada la eficiencia. Requiere de una colocación, donde se aproveche mejor la dirección de vientos dominantes. Requiere de un alto consumo de energía por parte de las bombas para agua de recirculación.</p>
<p>Torre hiperbólica o tipo chimenea de tiro natural</p>	<p>Sus pérdidas por arrastre son pequeñas. No tienen equipo mecánico. El cascarón es de concreto reforzado, su base es de madera o plástico y se rellena con madera tratada de pino. Apropiadas para grandes cantidades de agua de enfriamiento.</p>	<p>Su inversión inicial es muy alta. No es flexible en su operación, puesto que opera a base de una diferencia de densidades. Sólo tienen máxima eficiencia en invierno o cuando se instala en lugares fríos (menores a 14 °C) o húmedos. Sólo se emplean cuando se tiene un gasto de circulación mayor de 378,550 litros/minuto, de lo contrario son antieconómicas. Ocupan una gran extensión de terreno debido al gran diámetro requerido.</p>
<p>Torre de tiro forzado</p>	<p>El ventilador está antes del relleno metiendo aire a la torre, por lo que no se requiere protección en sus partes constituyentes. Las vibraciones producidas en la flecha y en el ventilador son mínimas (es una estructura estable) Usan motores abiertos sin protección contra calor y/o humedad. Requieren de menos área efectiva para enfriamiento, que la torre atmosférica. Presentan menos pérdidas por arrastre de viento, que las de tiro inducido. El mantenimiento y operación del sistema es muy sencillo y económico.</p>	<p>Requieren de una altura mayor que las de tiro inducido. Tienen consumo de energía eléctrica en ventiladores y por bombeo de agua. Tiene recirculación de vapores y aire caliente debido a que los ventiladores no alcanzan a expulsar el aire a una velocidad alta. Presentan canalizaciones del aire en lugar de tener reparto uniforme. Su eficiencia varía irregularmente por las desventajas antes mencionadas.</p>
<p>Torre de tiro inducido con flujo a contracorriente</p>	<p>El ventilador se encuentra después del relleno, sacando el aire caliente hacia arriba, con mínima recirculación. El intercambio de calor es más eficiente que las otras. Su área efectiva es menor que las de tiro inducido de flujo cruzado.</p>	<p>Su altura es mayor que una torre de tiro inducido de tipo cruzado. Sus costos de operación también son mayores que la de una torre de tipo atmosférica. Mayores pérdidas por arrastre que las forzadas. Tienen mayor caída de presión, lo que aumenta el costo en comparación con las forzadas. La posición en la que se encuentra el ventilador es más propicia a las vibraciones.</p>
<p>Torre de tiro inducido con flujo cruzado.</p>	<p>El ventilador está después del relleno, saca el aire caliente de la torre sin recircularlo. Tiene una altura menor que la de flujo a contracorriente. Ofrece menor costo por consumo de energía en ventiladores y bombas. Sirven para un gasto mayor de agua de recirculación, con respecto a las torres atmosféricas de tiro natural con espreas, hasta 37,855 litros/minuto como máximo. Su acercamiento a la temperatura de bulbo húmedo del ambiente es mayor.</p>	<p>Requiere de más área de exposición. Tiene más pérdidas por arrastre. Ocupan mayor área que una torre de flujo a contracorriente, aunque sus eficiencias son casi iguales para cualquier capacidad. Es mayor el consumo de potencia de los ventiladores que en los de contraflujo. La posición en la que se encuentra el ventilador es más propicia a las vibraciones.</p>

Tabla 1.2 Comparación entre tipo de torres a contra flujo y flujo cruzado.

CONCEPTO	CONTRA FLUJO SALPIQUEO	CONTRA FLUJO PELÍCULA	FLUJO CRUZADO
Sistema	Excelente cuando la aproximación es de 3 a 6°C y con cualquier tipo de agua pretratada	Excelente en todos los casos pero solo con agua de buena calidad	Excelente cuando la aproximación es mayor de 6°C.
Relleno	Parrillas de polipropileno o PVC apoyadas en forma muy sencillas sobre elementos de la estructura	Paquetes de PVC de fácil instalación y remoción. Requieren de soportes especiales de acero inoxidable	Tirillas de madera o perfiles de PVC. Se instalan en mallas que a su vez requieren soportes. Su instalación es complicada
Sistema de distribución	Tipo cerrado con laterales y boquillas. La limpieza es más complicada	Idem. La altura de bombeo se reduce entre un 30 –50% que en salpiqueo	Sistema abierto que permite la facilidad de limpieza
Eliminadores de rocío	Se instalan horizontalmente y su colocación y remoción es tan sencilla como el relleno	Idem .	Se instalan verticalmente pueden ser de dos pasos

1.4 DESCRIPCIÓN DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

Eliminadores de arrastre o de rocío.

Su función es la de obtener un flujo uniforme de aire a través del empaque igualando la presión en el espacio entre los mismos y el ventilador. Al cambiar bruscamente la dirección del aire provocamos que una fuerza centrífuga separe las gotas de agua impactándolas contra los separadores para después llegar a la pileta. Así evitamos el arrastre excesivo de agua a la atmósfera controlando la llovizna a los alrededores de la torre. Los materiales de los eliminadores pueden ser de madera tratada, metal galvanizado, aluminio o fibra de vidrio. El diseño de los eliminadores deberá ser tal, que el espacio entre el empaque (relleno) y los eliminadores permita el chapoteo sobre el empaque o empacado, con el fin de abatir el impulso del agua en la sección de los eliminadores. Se recomienda tener una inclinación para el drenado del agua de los eliminadores, ya que pueden inundarse (Figura 1.18). Existen tres tipos para flujo a contracorriente y cruzado.



Figura 1.18 Eliminador de rocío, en una torre de flujo cruzado

Empaque.

El relleno por salpiqueo (Figura 1.19a) tiene como objetivo romper el chorro del agua en muchas gotas para aumentar con ello la superficie de transferencia de calor, mientras que el relleno de película expone la superficie

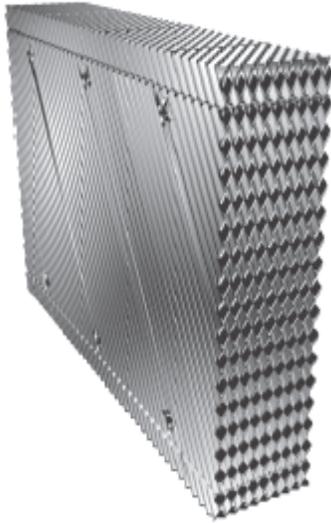


Figura 1.19b Relleno de película

máxima de la gota sin llegar a romperla. Entre los principales tipos de empaque de chapoteo encontramos la barra de borde estrecho, barra cuadrada, barra desnivelada y rejilla empacada.

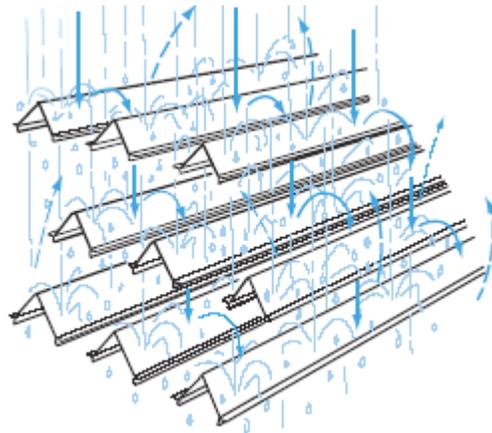


Figura 1.19a Relleno por salpiqueo

El empaque de película (Figura 1.19b) puede ser de tablillas de madera, láminas de celulosa, láminas de asbesto-cemento o con lámina corrugada. Un empaque debe contar con las siguientes características: alto coeficiente de transferencia de calor y masa, baja resistencia al flujo de aire y debe evitar la canalización de aire o agua.

Armazón.

Su función es la de soportar y sujetar todos los elementos de la torre. La estructura de la torre también deberá ser capaz de soportar las cargas del viento, sísmicas y el peso del agua circundante, Figura 1.20.

El arreglo estructural puede ser de las siguientes formas:

- Relleno independiente de las paredes, recomendado cuando se tienen paredes de concreto debido a que no se requieren previsiones para soportarlo.
- Relleno cargado exclusivamente por las paredes, que presenta la desventaja de que el equipo mecánico no puede soportarse adecuadamente y como la carga se concentra en la periferia, las cargas en la cimentación no están equilibradas.

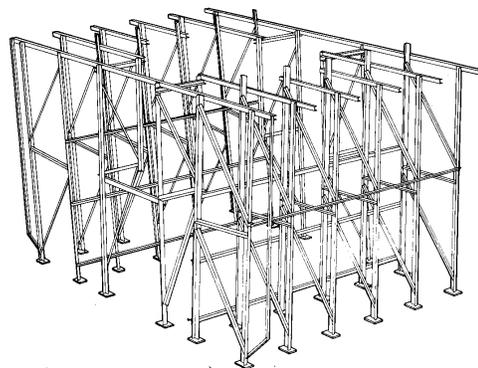


Figura 1.20 Armazón

- Relleno con carga distribuida en las paredes y en la pileta, que es una estructura en marco con interconexiones entre vigas y columnas, obteniendo rigidez en la torre y en el relleno estabilidad.

La teoría del diseño estructural puede clasificarse por las siguientes partes o tipos de torres de enfriamiento:

- *Para todos los tipos de torres de madera.*
- *Para las torres de concreto de tiro mecánico.*
- *Para las torres de fibra de vidrio.*
- *Para las torres de concreto de tiro natural.*
- *Para piletas.*
- *Para cimentación.*

Además la estructura deberá contar con pasillos, barandales, escaleras, puertas de acceso, paredes laterales, exteriores y divisiones.

Los principales materiales usados en el armazón son madera, acero, fibra de vidrio y concreto.

Chimenea o Vénturi.

Sus funciones son:

- Eliminar la turbulencia del aire en la garganta.
- Producir un efecto chimenea en la expulsión del aire, para minimizar la recirculación.
- Disminuir la potencia requerida por los ventiladores.

Los principales tipos de chimenea son:

- a) Cilíndrica corta.
- b) Cilíndrica larga.
- c) Abocinada⁴ corta (con recuperación de garganta corta).
- d) Abocinada corta (tipo elíptica).
- e) Abocinada larga (con recuperación de garganta corta).

Las chimeneas para torres de tiro inducido suelen ser del tipo abocinado (c, d y e). Las del tipo c y e suelen tener de 4 a 6 m de alto y por su forma restablecen la velocidad de descarga del aire en forma de presión estática, por lo que pueden mover un mayor volumen de aire con la misma potencia. Los materiales empleados en la construcción de chimeneas son la fibra de vidrio reforzada con poliéster (Figura 1.21), madera tratada, y láminas de acero inoxidable o galvanizado. Se recomienda que la superficie interior de la chimenea sea lisa para maximizar el flujo de aire.

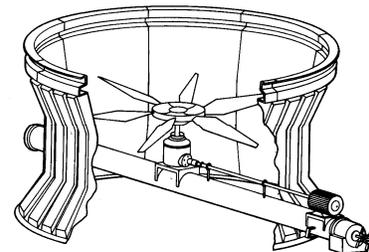


Figura 1.21 Vénturi

⁴ Abocinado es un término utilizado para describir a las toberas, las toberas con paredes laterales en "forma de campana o abocinada" son usadas para controlar y hacer más rápida la expansión. La sección de área mínima de una tobera se llama **garganta**. Con respecto al abocinado, un ángulo demasiado grande a la salida da como resultado una turbulencia excesiva, la tobera será excesivamente larga si el ángulo a la salida de la chimenea o vénturi es demasiado pequeño. (Faires-Termodinámica, páginas 426 y 427, 1973)

Ventiladores.

Su función es la de obtener el flujo de aire necesario para la óptima transferencia de calor. Son equipos diseñados para mover grandes volúmenes de aire a bajas presiones. *Se entiende por ventilador al conjunto de aspas, motor eléctrico y reductor.*

Los ventiladores pueden ser de flujo radial (centrífugos) o axial (Figura 1.22).

Con un incremento en el número de aspas y/o con mayor diámetro, disminuyen las revoluciones del grupo mecánico, teniendo una mayor estabilidad, con menor ruido y vibraciones.

Los materiales usados para la construcción de estos ventiladores son:

- Aspas de acero al carbono o inoxidable.
- Aspas de fundición de aluminio.
- Fibra de vidrio reforzada con poliéster.



Figura 1.22 Ventilador de flujo axial

El soporte del motor y reductor del ventilador puede estar formado por dos vigas paralelas, de tal forma que las aspas sean paralelas a las vigas. También puede utilizarse un tubo con soportes de acero. La flecha del ventilador puede estar directamente acoplada al motor eléctrico, o puede ser movida indirectamente por bandas del tipo "V" o reductores de velocidad.

En las torres de tiro inducido, los ventiladores están montados por medio de una flecha con ángulo recto al reductor y son accionados por un motor eléctrico.

Transmisión (flecha y reductor).

La flecha realiza la transmisión de la potencia desde el motor eléctrico al ventilador (Figura 1.23a). Los acoplamientos de la flecha suelen ser de tres tipos:

- De discos metálicos (Figura 1.23b).
- Junta universal (Figura 1.23c).
- Bujes de hule (Figura 1.23d).

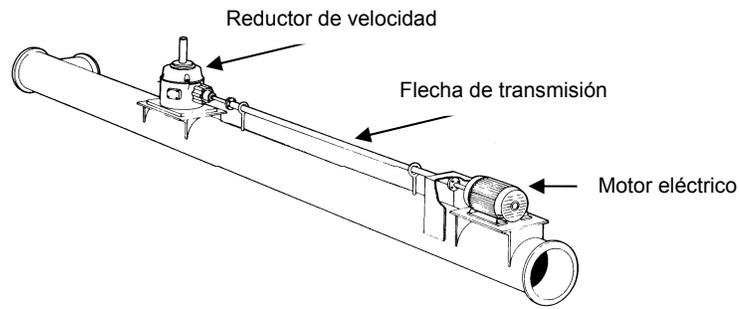


Figura 1.23a Flecha de transmisión.



Figura 1.23b Discos metálicos.



Figura 1.23c Junta universal.



Figura 1.23d Bujes de hule.

Sistema de distribución de agua.

La distribución puede ser por gravedad o por presión (Figura 1.24).

En los sistemas de presión encontramos el de baja presión y el de aspersión. En el de aspersión el agua puede ser rociada hacia abajo o hacia arriba.

El control del flujo del agua en los sistemas por gravedad se realiza por medio de válvulas conectadas a un tubo de distribución que proviene de un estanque superior.

En los sistemas de distribución por presión se suelen usar espreas dotadas de boquillas de baja presión adecuadamente espaciadas.

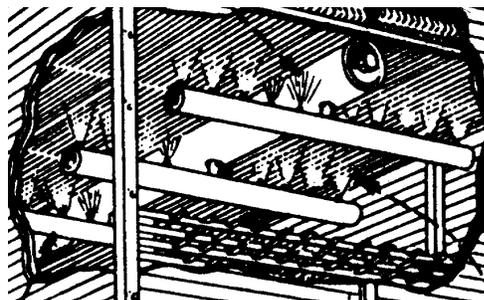


Figura 1.24 Sistema de distribución por aspersión hacia arriba.

Persianas.



Figura 1.25 Persianas largas.

Su función es la de controlar el flujo del aire que entra para evitar pérdidas de agua.

En el caso de que usemos ventiladores de paso autovariable para controlar el flujo de aire no es necesaria la existencia de las mismas. Existen cuatro tipos de persianas:

- De línea simple.
- De hilera doble.
- Persianas largas (Figura 1.25).
- Persianas inclinadas.

Estanque o tina de agua fría.

Su función es la de recolectar el agua enfriada por la torre (Figura 1.26). También actúa como soporte para la estructura de la torre. Se compone de tres partes: pileta, canal y sección de bombeo. En la pileta se reúne toda el agua, en el canal se filtra mediante rejillas y después se bombea. Es en la pileta donde se suministra el agua de repuesto y donde se lleva a cabo una purga continua o periódica para eliminar las partículas que se acumulen en el fondo.



Figura 1.26 Tina de agua fría para una torre a contraflujo.



CAPITULO 2

CONDICIONES DE DISEÑO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO

2.0 OPERACIONES CONTROLADAS POR LA TRANSFERENCIA SIMULTANEA DE MATERIA Y CALOR

Existen operaciones en las que se da simultáneamente una transferencia de materia y una transmisión de calor, siendo ambos procesos los que controlan el proceso de la operación. Hay simultáneamente dos fuerzas impulsoras separadas, que pueden ir en el mismo sentido o en sentidos opuestos.

2.0.1 Humidificación.

Cuando una corriente de aire se pone en contacto con una corriente de agua, se transfiere agua y energía calorífica de una corriente a otra modificándose las condiciones de humedad y temperatura.

La humidificación de aire se consigue al poner en contacto el aire no saturado con agua, a una temperatura tal que el aire aumenta su contenido de humedad. El agua se enfría al tener que ceder calor para evaporar la porción de líquido que se incorpora al aire como vapor de agua. Este enfriamiento del agua es quizá la faceta industrialmente más importante de esta operación unitaria: el agua caliente procedente de la refrigeración de las unidades de una planta puede enfriarse si se pone en contacto con un gas (preferiblemente más frío) no saturado. El caudal de la corriente de agua se reduce en una cierta cantidad por la evaporación de una parte de la misma.

Los dispositivos más empleados para el enfriamiento de líquidos y más concretamente de agua son las denominadas torres de enfriamiento. Son columnas de relleno de madera o de material plástico por las que asciende el aire, provistas en su parte superior de distribuidores de agua. En la *figura 2.1* se muestra un esquema de una torre de enfriamiento.

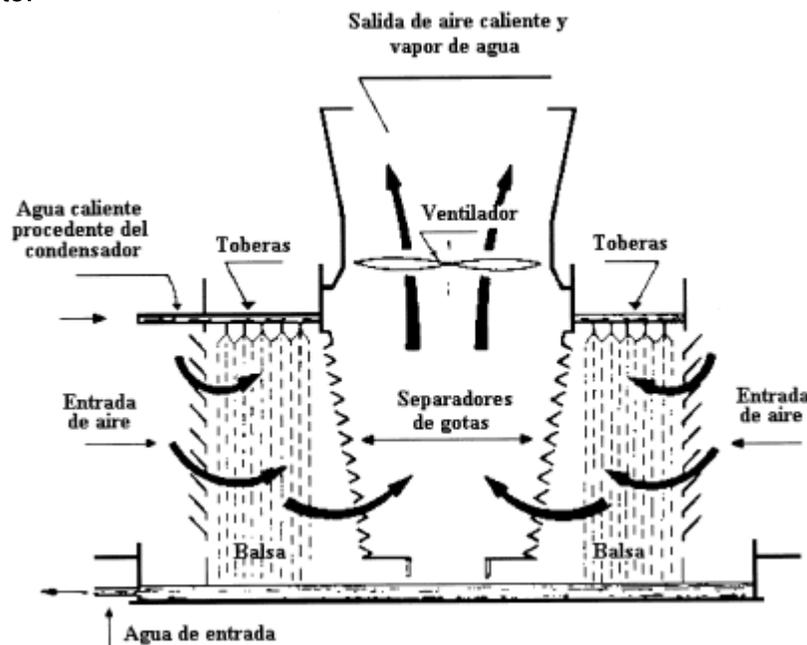


Figura 2.1 Esquema de una torre de refrigeración.

2.1 MARCO TEÓRICO.

Una torre de enfriamiento provee una de las formas más económica de enfriar el agua haciendo circular un flujo de aire en contracorriente o flujo cruzado con el agua.

2.1.1 Conceptos Básicos.

2.1.1.1 Humedad.

El aire es una mezcla de nitrógeno, oxígeno y vapor de agua. El aire seco es la parte de la mezcla compuesta solamente por nitrógeno y oxígeno, y el vapor de agua es lo que se denomina humedad. Existen dos estados extremos del aire atmosférico: el aire seco en el que no hay absolutamente nada de vapor de agua, y el aire saturado de humedad en el que la mezcla contiene todo el vapor de agua que puede absorber el aire seco a esa temperatura. El aire saturado seco puede absorber mas vapor de agua si se le calienta, y se puede condensar en agua líquida en forma de gotitas si se le enfría. Esto es lo que causa las nieblas, que son gotitas suspendidas. Cuando la condensación ocurre sobre una superficie sólida, se origina el rocío. Por eso suele denominarse punto de rocío a la temperatura a la que se condensa un vapor.

Hay dos formas de expresar la humedad: como humedad *absoluta* y como humedad *relativa*.

2.1.1.1.1 Humedad absoluta. Expresa el contenido de vapor en el aire y se define mediante la siguiente ecuación:

$$Y = \frac{\text{masa} \cdot \text{de} \cdot \text{vapor}}{\text{masa} \cdot \text{de} \cdot \text{aire} \cdot \text{seco}} = \frac{M_V}{M_A} \quad (1)$$

La humedad absoluta se relaciona con la fracción molar según la siguiente relación:

$$y_V = \frac{Y}{\left(1 + \frac{M_V}{M_A}\right)} \quad (2)$$

2.1.1.2 Temperatura de bulbo seco. (T_{BS})

Es la temperatura de una mezcla de vapor y gas, determinada de forma ordinaria con el uso de un termómetro adaptado para ella.

2.1.1.3 Volumen húmedo.

Es el volumen ocupado por una mezcla de aire y vapor que contiene una unidad de masa de aire seco y su correspondiente vapor a la temperatura y presión de operación.

Aplicando la ley de gases ideales, se puede escribir la siguiente relación.

$$V_H = \left(\frac{Y}{M_V} + \frac{1}{M_A} \right) \cdot \frac{R \cdot T}{P_{op}} \quad (3)$$

En unidades del Sistema Internacional (SI), $R= 0.08314$ [kJ/mol K] para P_{op} [bar], T [K], y V_H en [m³/Kg_A].

De esta forma, al multiplicar el volumen húmedo por la masa de aire seco se obtiene el volumen de la mezcla vapor y gas.

2.1.1.4 Entalpía.

Es una expresión de la energía del aire húmedo. El valor de esta propiedad depende de los *estados de referencia* que se tomen, los cuales son arbitrarios.

Los valores de referencia que habitualmente se utilizan son $T_{AO}=0$ [K] y $T_{VO}=0$ [°C] con λ_{VO} ⁵ = 2502.3 [kJ/Kg] en unidades del Sistema Internacional. Aplicando la ley de gases ideales, la entalpía del aire húmedo no depende de la presión, y se expresa como la suma del aire seco y del vapor de agua. La entalpía húmeda (por unidad de aire seco) viene dada por:

$$H_H = C_{PA} \cdot (T - T_{AO}) + Y \cdot [\lambda_{VO} + C_{PV} \cdot (T - T_{VO})] \quad (4)$$

En esta expresión el primer término representa la entalpía del aire, que corresponde al calor necesario para llevarlo hasta la temperatura T , el segundo término representa la entalpía latente propia de la humedad que contiene el aire y corresponde al calor necesario para vaporizar esa cantidad de agua y llevarla hasta la temperatura T . La entalpía del agua líquida se puede calcular como:

$$H_L = C_{PL} \cdot (T - T_{VO}) \quad (5)$$

En las ecuaciones (4) y (5) se suponen las capacidades caloríficas constantes. Los valores aceptados de esta propiedad se pueden ver en la *tabla 2.1*.

Tabla 2.1 Capacidades caloríficas del aire y el agua

		KJ/(Kg · K)
Aire seco	C_{PA}	1.005
Vapor de agua	C_{PV}	1.884
Agua líquida	C_{PL}	4.186

2.1.1.5 Calor húmedo.

Es el calor que se requiere para aumentar la temperatura de una masa unitaria de gas y su vapor correspondiente en una unidad de temperatura.

Corresponde a la derivada de la entalpía con respecto a la temperatura.

$$\frac{dh}{dT} = C_H = C_{PA} + Y \cdot C_{PV} \quad (6)$$

⁵ λ_{VO} – Entalpía de vaporización del vapor a T_{VO}

2.1.1.6 Humedad de saturación.

Es la máxima humedad que puede contener el aire a temperatura y presión dadas. El aire sólo puede aumentar su humedad hasta que alcance una presión parcial de vapor que iguale a la presión de saturación.

$$Y_{sat} = \frac{M_V}{M_A} \cdot \frac{P_{sat}(T_{BS})}{P_{op} - P_{sat}(T_{BS})} \quad (7)$$

2.1.1.7 Humedad relativa.

Es la relación entre la presión parcial de vapor en el aire y la máxima presión de vapor posible, es decir, la de saturación. Este valor carece de significado si no se indican la presión y la temperatura a la cual corresponde.

Se define como la masa de vapor que contiene una masa de aire seco a una cierta temperatura sobre la que tendría a la misma temperatura si estuviese saturado. Se suele expresar en forma porcentual. La razón por la cual siempre se refiere a masa de aire seco es que en todos los procesos de deshumidificación, enfriamiento, calentamiento, etc. La masa de aire seco es constante.

El aire está saturado cuando el agua líquida está en equilibrio con el vapor a esa temperatura y presión. Es decir, la presión o tensión del vapor del líquido (que es la tendencia al escape de las moléculas de la superficie del líquido y no se debe confundir con la presión parcial del vapor) es igual a la presión parcial del vapor en la mezcla aire-vapor de agua. A la presión atmosférica la mezcla de aire seco y vapor de agua se comporta como ideal y se puede aplicar las leyes de Dalton y de los gases ideales:

$$\varphi = 100 \cdot \frac{y_V \cdot P_{op}}{P_{sat}(T_{BS})} \quad (8)$$

2.1.1.8 Equilibrio entre aire húmedo y agua.

El equilibrio termodinámico debe incluir tanto el equilibrio térmico como un equilibrio en el flujo de masa. El primero consiste en la igualdad de temperaturas, y el segundo en la igualdad entre la tendencia del agua líquida a evaporarse (medida por su presión de saturación) y la tendencia del vapor de agua a condensarse (medida por su presión parcial en el aire húmedo). Esto quiere decir que los procesos de transferencia ocurren en caso de desequilibrio, de forma tal que el flujo de calor se produce de la temperatura más alta a la más baja y el flujo de masa de la presión de agua más alta a la más baja, de forma totalmente independiente uno de otro.

2.1.1.9 Temperatura de rocío.

Es la temperatura de equilibrio a la cual el vapor comienza a condensar cuando la fase gaseosa es enfriada a presión constante.

2.1.1.10 Temperatura de saturación adiabática.

Es aquella temperatura que podría ser alcanzada en un proceso adiabático si el gas estuviera saturado.

Esta temperatura depende sólo de las condiciones del aire, para la cual el proceso de humidificación y enfriamiento del aire se produce sin cambio en la temperatura del agua finalizando en un estado de equilibrio, en el cual el aire alcanza la saturación.

Si inicialmente la temperatura de líquido T_L es diferente que la temperatura de saturación adiabática T_{SA} , el proceso irá en la dirección de igualar estas temperaturas y alcanzar el equilibrio.

Si suponemos un equipo de contacto adiabático gas-líquido, empleando los balances de masa y energía, expresando la entalpías del aire y agua como en las ecuaciones (4) y (5), y suponiendo el calor húmedo y despreciando la dependencia de entalpía de vaporización con la temperatura, se obtiene la ecuación de la línea de saturación adiabática de la carta psicrométrica:

$$\frac{Y_{SA} - Y}{T_{SA} - T} = - \frac{C_H}{\lambda_{vap}(T_{SA})} \quad (9)$$

La ecuación anterior muestra una recta de pendiente negativa que coincide con las isoentálpicas de la carta psicrométrica, ya que presentan la misma pendiente.

2.2 TERMINOLOGÍA BÁSICA DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

A continuación se muestran ciertos términos que son básicos en el proceso de diseño de una torre de enfriamiento.

2.2.1 Temperatura de Bulbo Húmedo⁶. (T_{BH})

La temperatura de bulbo húmedo no es un valor de equilibrio sino de estado estacionario definido como la temperatura que alcanza una pequeña masa de agua que se evapora al contacto de una corriente de aire no saturado.

Haciendo un balance de calor y de masa, y sabiendo que en el estado estacionario todo el calor es usado en la evaporación de la humedad, se puede llegar a la siguiente expresión.

$$\frac{Y_{BH} - Y}{T_{BH} - T} = - \frac{h_G}{K_Y \cdot \lambda_{vap}(T_{BH})} \quad (10)$$

Con el fin de utilizar la ecuación (10) para el cálculo de la humedad es necesario conocer la relación psicrométrica h_G/K_Y apropiada. Los datos experimentales de bulbo húmedo obtenidos para diferentes sistemas gas-líquido se pueden correlacionar mediante la ecuación empírica (11)

$$\frac{h_G}{K_Y \cdot C_H} = Le^{0.567} \quad (11)$$

⁶ El termómetro de bulbo húmedo es un simple termómetro de mercurio rodeado con tela, algodón o esponja en su parte inferior (bulbo) empapada de agua y colocado en una corriente de aire: se le hace girar al extremo, o se coloca frente a un ventilador. En el momento de la lectura *debe estar húmedo*, la temperatura de bulbo húmedo debe ser menor a la de bulbo seco, ya que la corriente de aire seca el agua del bulbo, que al evaporarse toma una cantidad de calor dada por su calor latente de evaporación, y quien entrega ese calor es el bulbo del termómetro que se enfría.

Donde Le es el número de Lewis, una relación entre propiedades físicas, tanto de la relación entre los coeficientes de transferencia de calor y el coeficiente de transferencia de masa en el aire húmedo h_G/K_Y y el calor húmedo C_H . Estudios para sistemas aire-agua indican que h_G/K_Y puede ser aproximada al calor húmedo (C_H), debido a que la relación de Lewis es aproximadamente uno.

Comparando las ecuaciones (10) y (9), y despreciando la dependencia de la entalpía de vaporización con la temperatura se tiene que para el sistema aire-agua la temperatura de bulbo húmedo es idéntica a la de saturación adiabática, razón por la cual existe tanta confusión entre ambas definiciones; por lo cual ciertas afirmaciones sobre T_{BH} en realidad se refiere a T_{SA} .

2.2.2 Acercamiento.

Es la diferencia de temperatura del agua que sale de la torre y la de bulbo húmedo del aire exterior. A medida que esta diferencia es más pequeña mucho más difícil será el proceso de enfriamiento y mayor será la altura de contacto requerida. Se define como:

$$\text{Acercamiento} = T_{L1} - T_{BH1} \quad (12)$$

2.2.3 Rango.

Es la diferencia entre la temperatura del agua caliente que entra a la torre y el agua fría que sale.

$$\text{Rango} = T_{L2} - T_{L1} \quad (13)$$

2.3 DIMENSIONAMIENTO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO.

Para realizar el dimensionamiento de las torres de enfriamiento es necesario exponer algunas suposiciones para el diseño de estos equipos.

Método de Merkel: Propuesto por F. Merkel en 1925, es un concepto simplificado de unidades de transferencia. Las suposiciones fundamentales son:

- El aire y el agua alcanzan el equilibrio termodinámico en la interfase.
- La evaporación es pequeña y puede despreciarse, por lo cual se asume que los flujos de líquido son constantes, a lo largo de la torre, quedando inutilizado el balance de masa, siendo imposible el cálculo de la humedad por este método. La línea de operación, que relaciona las entalpías del aire con las temperaturas del agua viene dada por la siguiente ecuación:

$$\frac{H_{H2} - H_{H1}}{T_{L2} - T_{L1}} \approx \frac{m_L \cdot C_{PL}}{m_A} \quad (14)$$

- Los términos de calor sensible pueden despreciarse frente a los del calor latente, por lo cual esta suposición sumada a las anteriores simplifican los balances de entalpías tanto para el gas como para el líquido como sigue a continuación:

$$m_L \cdot C_{PL} \cdot \frac{dT_L}{dZ} \approx -h_L \cdot a_V \cdot (T^* - T_L) \quad (15)$$

$$m_A \cdot \frac{dH_H}{dZ} \approx -h_G \cdot a_V \cdot (T_{BS} - T^*) - K_Y \cdot a_V \cdot (Y - Y^*) + \lambda_{vap}(T_{VO})$$

Haciendo válida la relación de Lewis para el sistema aire-agua, se llega fácilmente a la ecuación de diseño, presentada en la ecuación (16).

$$C_{PL} \cdot \int_{T_{L1}}^{T_{L2}} \frac{dT_L}{(H_H^* - H_H)} = \frac{K_Y \cdot a_V \cdot Z_T}{m_L} = NTU \quad (16)$$

En la ecuación (16) el término de la izquierda es el *número de unidades de transferencia* (NTU), lo cual es una medida de la dificultad de la tarea que exige la torre.

La *fuerza impulsora* del proceso es definida como la diferencia de entalpía del aire con respecto a la saturación; si esta es pequeña el valor de NTU será elevado y la altura requerida será mayor. El término de la derecha es la *característica de la torre*, la cual representa una medida de la capacidad del relleno para llevar a cabo el servicio requerido.

Para evaluar el NTU es necesario relacionar los puntos de operación con los de interfase, lo cual se hace a través de una recta de pendiente negativa ($-h_L/K_Y$).

$$\frac{H_H^* - H_H}{T^* - T_L} = -\frac{h_L}{K_Y} \quad (17)$$

Como no es frecuente conseguir información acerca de los coeficientes de transferencia de calor y de masa, la suposición de trabajo más usada es que la resistencia a la transferencia de calor en la fase líquida es despreciable, por lo cual se dice que la pendiente de la recta es "infinita". Esto equivale a que $T = T_L$, es decir, que la temperatura del líquido es uniforme.

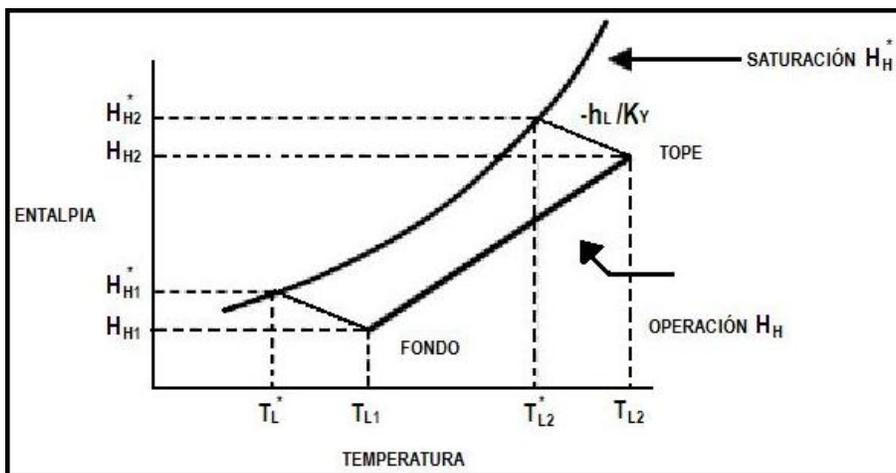


Figura 2.2. Representación gráfica del método Merkel.

Para el cálculo del número de unidades de transferencia (NTU) se requiere la solución de la integral de la ecuación (16), para lo cual se proponen tres métodos. Uno de ellos es el de los trapecios para el cual se requerirá dividir el intervalo en n subintervalos⁷; el segundo es el *diagrama de Stevens* mostrado en la *figura 2.3*, cuyas ecuaciones son las siguientes:

$$\begin{aligned} A_1 &= (H_H^* - H_H)_{T_{L1}} \\ A_2 &= (H_H^* - H_H)_{T_{L2}} \\ A_M &= (H_H^* - H_H)_{T_{LM}} \\ \int_{T_{L1}}^{T_{L2}} \frac{dT_L}{(H_H^* - H_H)} &\approx \frac{T_{L2} - T_{L1}}{f \cdot A_m} \end{aligned} \quad (18)$$

El diagrama permite obtener f en términos de A_1, A_2, A_M , pero equivale a una integración de un polinomio cuadrático al cual puede aproximarse la fuerza impulsora del denominador en la integral del grupo de ecuaciones (18). Para evaluar este factor, se utilizó el grupo de ecuaciones (19).

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{A_1}{A_m} \\ \beta &= 4 - \left(3 \cdot \frac{A_1}{A_m} \right) - \left(\frac{A_2}{A_m} \right) \\ \gamma &= \left(2 \cdot \frac{A_1}{A_m} \right) + \left(2 \cdot \frac{A_2}{A_m} \right) - 4 \\ \Delta &= (4 \cdot \alpha \cdot \gamma) - \beta^2 \end{aligned} \quad (19)$$

En el grupo de ecuaciones (20) se presentan las distintas ecuaciones que permiten calcular f dependiendo del valor del discriminante Δ ⁸.

⁷ El método de los trapecios es un método numérico que se utiliza para evaluar la integral de una función en un intervalo $[T_{L1}, T_{L2}]$ (véase ecuación 16) mediante la regla del trapecio podemos dividir el intervalo en n subintervalos y aproximar la integral en cada subintervalo por medio de la fórmula del trapecio. De esta forma la integral en $[T_{L1}, T_{L2}]$ es igual a la suma de todas las integrales parciales. El método es más sencillo si todos los subintervalos tienen igual longitud.

⁸ A la expresión $b^2 - 4ac$ (en nuestro caso $(4 \cdot \alpha \cdot \gamma) - \beta^2$) se le denomina **discriminante** y se denota por la letra griega Δ . Si a , b y c son números reales y el discriminante es mayor que cero, las soluciones o raíces de la ecuación serán reales y distintas; si el discriminante es igual a cero, las raíces serán reales e iguales y si el discriminante es menor que cero, la ecuación no tendrá soluciones reales pero sí en el campo complejo, donde habrá dos raíces conjugadas.

$$a. -\Delta = 0$$

$$\frac{1}{f} = \frac{2}{(2 \cdot \gamma \cdot \beta)}$$

$$b. -\Delta < 0$$

$$\frac{1}{f} = \frac{1}{\sqrt{-\Delta}} \ln \left(\frac{\frac{2 \cdot \gamma}{\beta - \sqrt{-\Delta}} + 1}{\frac{2 \cdot \gamma}{\beta + \sqrt{-\Delta}} + 1} \right) \quad (20)$$

$$c. -\Delta > 0$$

$$\frac{1}{f} = \frac{2}{\sqrt{\Delta}} \cdot \left[\tan^{-1} \left(\frac{2 \cdot \gamma + \beta}{\sqrt{\Delta}} \right) - \tan^{-1} \left(\frac{\beta}{\sqrt{\Delta}} \right) \right]$$

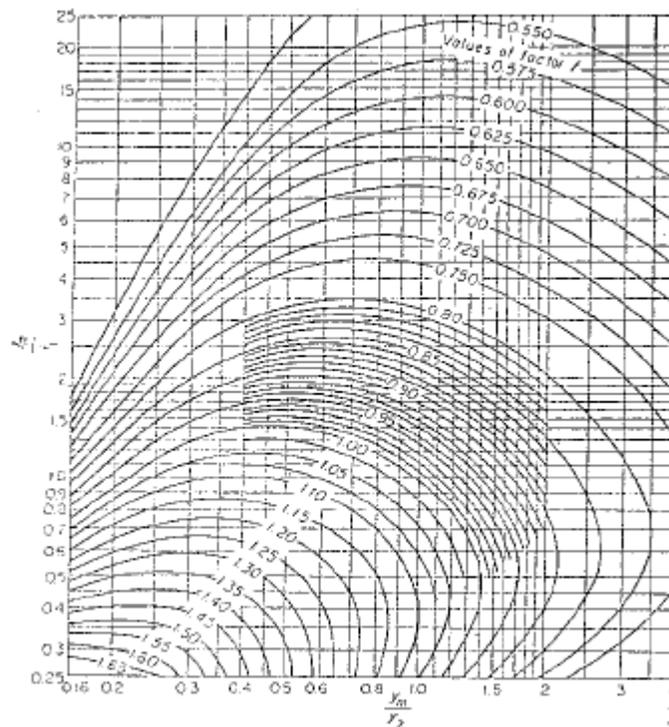


Figura 2.3. Diagrama de Stevens

El tercer método es la integración de *Chebyshev* de cuatro puntos, las entalpías se leen para cuatro temperaturas y se calcula la integral usando el conjunto de ecuaciones (21):

$$T_a = T_{L1} + 0.1 \cdot (T_{L2} - T_{L1})$$

$$\Delta a = (H_H^* - H_H)_{T_a}$$

$$T_b = T_{L1} + 0.4 \cdot (T_{L2} - T_{L1})$$

$$\Delta b = (H_H^* - H_H)_{T_b}$$

$$T_c = T_{L2} - 0.4 \cdot (T_{L2} - T_{L1})$$

$$\Delta c = (H_H^* - H_H)_{T_c}$$

$$T_d = T_{L2} - 0.1 \cdot (T_{L2} - T_{L1})$$

$$\Delta d = (H_H^* - H_H)_{T_d}$$

$$\int_{T_{L1}}^{T_{L2}} \frac{dT_L}{(H_H^* - H_H)} \approx \frac{1}{4} \cdot \left[\frac{1}{\Delta a} + \frac{1}{\Delta b} + \frac{1}{\Delta c} + \frac{1}{\Delta d} \right] \quad (21)$$

2.4 CÁLCULO DEL PERFIL DE TEMPERATURAS DEL AIRE.

Este cálculo se realiza con las suposiciones del *Método de Mickley*.

Para una *fuerza impulsora* del proceso igual a cero (lo cual se alcanza en el punto de tangencia de la recta de operación, dada por la ecuación (14) con el equilibrio) se necesitaría una torre de gran altura, según se puede observar en la ecuación (16), lo cual corresponde al límite de operación de la torre. De igual forma otra limitante operacional de la torre sería la formación de “niebla”, la cual ocurre en el momento en que el aire se sobresatura. Si esto ocurre, la separación de las pequeñas gotas de líquido de la corriente gaseosa sería extremadamente costoso, por lo cual se considera un inconveniente su formación.

Es de suma importancia entonces la creación de un diagrama H_H vs T_{BS} , que permita visualizar la posible formación de niebla, en una torre que, sin dicho diagrama pudiera considerarse operable ya que la formación de “niebla” pasa inadvertida.

El método de Mickley usado para el cálculo de la temperatura del gas aproxima el gradiente de temperatura con respecto de la entalpía según la ecuación (22), donde $\Delta T, \Delta H$ se refiere a una diferencia muy pequeña de temperaturas y entalpías respectivamente.

$$\frac{\Delta T}{\Delta H} = \frac{T^* - T_{BS}}{H^* - H_H} \quad (22)$$

El método consiste en definir un valor de ΔH de forma tal que el perfil de la temperatura de bulbo seco será una suma de contribuciones, tal y como se expresa en la ecuación (23), hasta obtenerse la T_{BS2} la cual corresponde a la H_{H2} , es decir, a la entalpía del aire a la salida.

$$T_{BS_j} = T_{BS_{j-1}} + \Delta H \frac{T_{j-1}^* - T_{BS_{j-1}}}{H_{j-1}^* - H_{H_{j-1}}} \quad (23)$$

Donde j representa cada partición con la cual se calculó el ΔH .

2.5 CÁLCULO DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS.

Para graficar estas curvas es necesario definir un rango, la temperatura de bulbo húmedo y el acercamiento de la temperatura del agua a la salida y la temperatura de bulbo húmedo del lugar. A partir de estos datos especificados es posible obtener según las ecuaciones (12) y (13) las temperaturas del agua en la entrada y salida de la torre.

Este gráfico presenta en las abscisas valores de m_L/m_{Ay} en las ordenadas los respectivos NTU, de forma tal que estos valores son calculados por el método de Chebyshev antes descrito en el grupo de ecuaciones (21).

Es posible el cálculo del NTU a partir de las curvas características, tomando dos puntos m_L/m_A y se calcula su respectivo NTU a partir de la fórmula (16), con lo cual queda

definida una recta, cuya intersección con la curva proporcionará el NTU y la relación m_L/m_A necesaria para la operación de enfriamiento requerida.

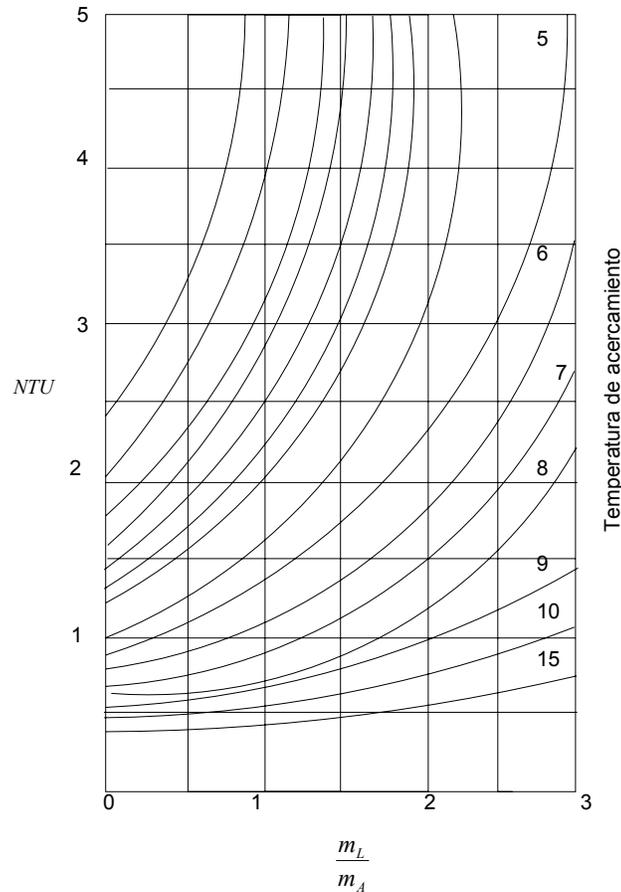


Figura 2.4. Ejemplo de una curva característica

2.6 EFECTOS DE LAS CONDICIONES DE DISEÑO EN EL TAMAÑO DE LA TORRE.

El rango de temperatura, el bulbo húmedo y el acercamiento de las temperaturas, son factores que afectan el tamaño de la torre de enfriamiento; estos efectos se encuentran incluidos implícitamente en la ecuación (16). A continuación se muestra una serie de gráficas en donde se ve la tendencia general de estos efectos, los cálculos para estas gráficas han sido hechos para obtener un factor en porcentaje del tamaño de las torres de enfriamiento, para obtener estas gráficas se usaron como datos de referencia 24°C (75°F) para el bulbo húmedo, 14°C (25°F) de rango y 5.5°C (10°F) de acercamiento.

La figura 2.5 muestra como varía ampliamente el tamaño de la torre con el diseño del acercamiento de la temperatura.

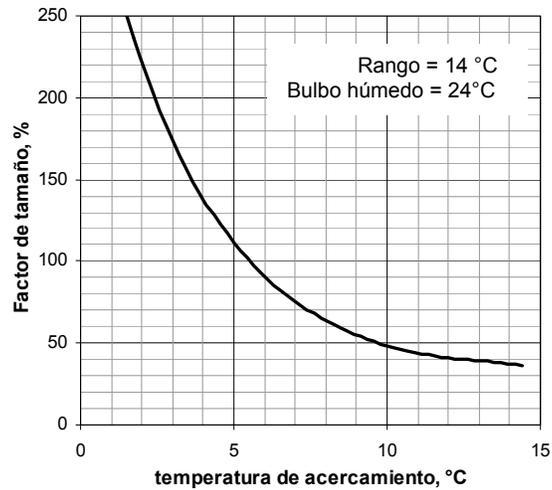


Figura 2.5. Efectos de la temperatura de acercamiento con el tamaño relativo de una serie de torres de enfriamiento.

La figura 2.6 muestra el efecto de la temperatura de bulbo húmedo de entrada con el tamaño de la torre.

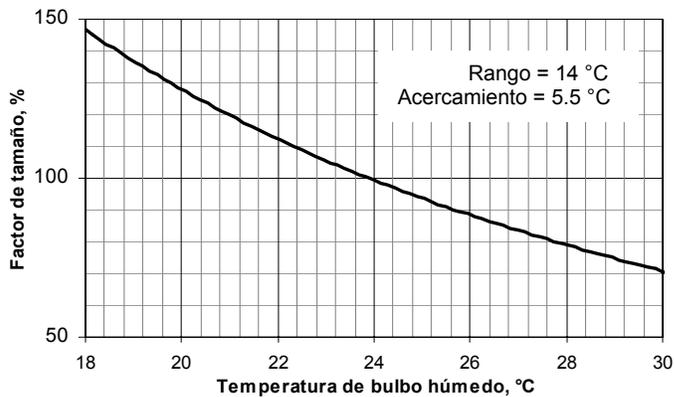


Figura 2.6 Efectos de la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada con el tamaño relativo de una serie de torres de enfriamiento.

De igual forma la figura 2.7 nos ilustra los efectos del rango de las temperaturas en el agua con el tamaño relativo de la torre.

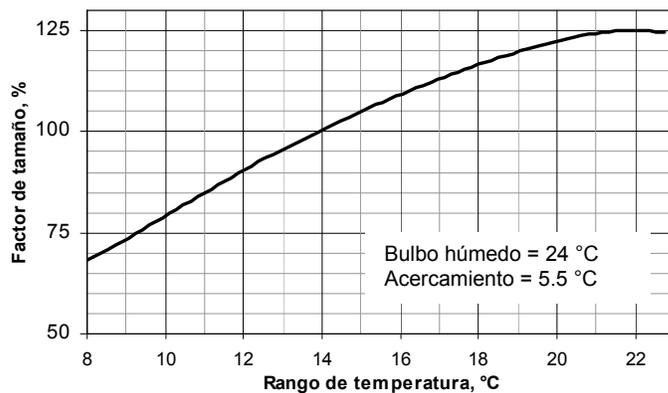


Figura 2.7. Efectos del rango de temperaturas con el tamaño relativo de una serie de torres de enfriamiento.

2.7 LIMITACIONES PRÁCTICAS EN LOS FLUJO DE AIRE Y AGUA.

La cantidad de enfriamiento obtenida por la torre debajo de las condiciones de interés es imperceptible a las proporciones en el flujo de agua y aire a través de la torre si el flujo tanto de agua como el del aire se mantienen constantes. Hay una fuerte tendencia a incrementar los flujos de los fluidos a través de la torre, ya sea con una pobre distribución del flujo de agua o hasta manejar altos rangos de flujo de agua o con **excesivos requerimientos en la potencia del ventilador**.

Para las torres en promedio, el balance entre cargas térmicas y el costo en el consumo eléctrico del motor del ventilador usualmente se convierte en un factor importante para limitar el tamaño del ventilador, se ha observado que el rango máximo en el flujo de aire se encuentra alrededor de 8784 Kg/h m^2 (1800 lb/h ft^2). Una buena distribución del flujo de agua sobre el relleno normalmente experimentado se encuentra cerca de 14640 Kg/h m^2 (3000 lb/h ft^2), debido a que si el flujo de agua se incrementara demasiado, tendería a formarse una especie de cascada de agua en lugar de pequeñas gotas en forma de spray, y se vería reducida considerablemente la superficie efectiva de contacto. Estas condiciones son llamadas "flooding". De otra forma, si el flujo de las gotas de agua se encontraran alrededor de 2928 Kg/h m^2 (600 lb/h ft^2), o menos, la tensión superficial del agua causaría que el flujo de agua tendiera a formarse como un chorro de agua contenido en una especie de canal. Es importante indicar que estos límites mencionados para los rangos en el flujo de agua por estas condiciones por supuesto que varían debido a la geometría del relleno de la torre, pero estos valores dados representan los límites usuales para un buen diseño.

2.8 CONSUMO DE AGUA.

El consumo de agua en las torres de enfriamiento no solamente depende de la carga de calor sino también de la proporción en las cantidades de calor absorbido por el aire y la evaporación del agua. En un buen diseño de torre, la cantidad de agua perdida en forma de pequeñas gotas suspendidas usualmente no supera el 1% del consumo de agua total. Así el consumo de agua ΔW_L en la torre de enfriamiento se puede relacionar con el flujo de aire y del vapor de agua contenido en el aire a la entrada y salida, estos valores están dados por Y_1 y Y_2 respectivamente:

$$\Delta W_L = W_A(Y_2 - Y_1) \quad (24)$$

2.9 SÓLIDOS DISUELTOS EN EL AGUA DE ENFRIAMIENTO.

Si hay una concentración apreciable de sólidos disueltos en el agua (como normalmente es el caso), esta concentración aumentará la temperatura a la cual se evaporará el agua, es por eso que es importante evitar una alta concentración. Para evitar la formación de sedimentos e incrustaciones en el interior de la torre, es mejor drenar fuera de la torre una porción del agua con la finalidad de reducir la concentración de los sólidos por sedimentación. De esta manera los sólidos concentrados pueden ser recolectados en depósitos fuera de la torre. En algunos casos vale la pena emplear el uso de ablandadores de agua como tratamiento, pero eso dependerá de un estudio para analizar el beneficio que se tendría contra el costo de equipo.

Dependiendo del tipo de aplicación, el agua enfriada puede contenerse en el basín o cisterna ubicada en la base de la torre de enfriamiento y bombearse hacia los diferentes intercambiadores de calor que se tengan o a otros puntos en la planta.

2.10 RECIRCULACIÓN.

Bajo algunas condiciones de viento una porción del aire húmedo calentado puede ocasionar un efecto de recirculación o remolino a la entrada de la torre, logrando con esto disminuir la eficiencia térmica de la torre. En un esfuerzo por entender este efecto se trabajó en un procedimiento para realizar pruebas detalladas con el uso de instrumentación portátil, estas pruebas fueron realizadas a 30 diferentes torres de enfriamiento, se consideraron torres de enfriamiento de tiro forzado así como inducido, de flujo cruzado y contraflujo. Los resultados de la prueba mostraron que las torres de tiro forzado son las que tienen una mayor tasa de recirculación casi el doble que las torres de tiro inducido. Para el caso de las pruebas realizadas para las torres de tiro inducido, se observó que este efecto sucede principalmente por dos parámetros, los cuales participan en la formación de este problema: el primero es la cantidad de gasto de agua que se tenga, así como la altura de la torre, el análisis de los datos mostró una buena correlación de este efecto con estos dos factores, los cuales pueden reducirse aplicando una corrección a la temperatura de bulbo húmedo. Esta corrección para 11°C (20°F) de rango de enfriamiento y 5.5°C (10°F) de acercamiento se muestra en la *figura 2.8*. La *tabla 2.2* que se muestra debajo del diagrama 2.8 nos da los factores para otros rangos y valores de acercamiento a ser aplicados a las curvas en la *figura 2.8*. Es importante notar que se dan dos curvas en *fig. 2.8*, la primera es la curva de la recirculación recomendada y la otra es la curva de recirculación máxima.

PARA TORRES DE ENFRIAMIENTO DE TIRO INDUCIDO A CONTRACORRIENTE O FLUJO CRUZADO

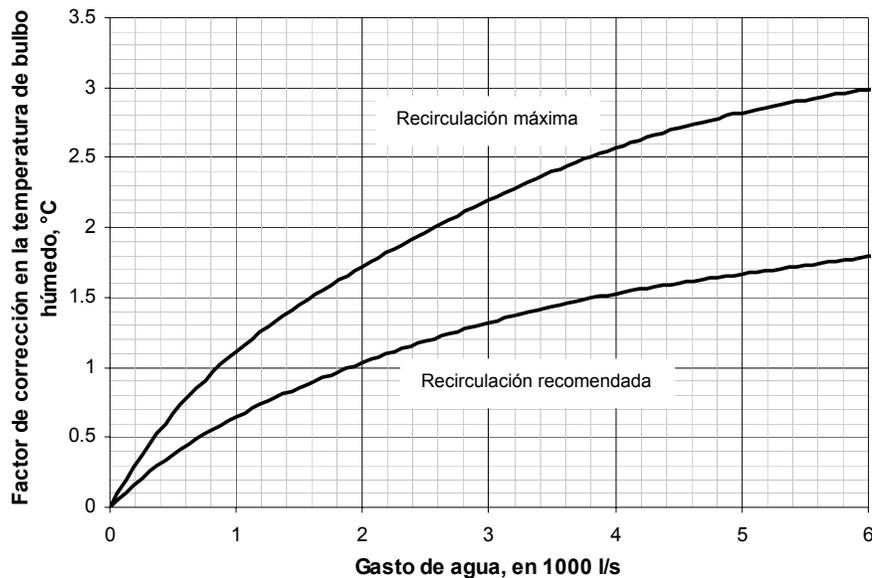


Figura 2.8. Factores recomendados para disminuir las pérdidas por efecto de la recirculación. Nota. Los factores mostrados en la curva son basados en 11°C (20 °F) de rango de enfriamiento y 5.5°C (10°F) de acercamiento a cualquier temperatura de bulbo húmedo. Pueden obtenerse los factores de recirculación para otras condiciones por medio de la *tabla 2.2*.

Tabla 2.2
Factor de corrección

Acercamiento a la temperatura ambiente TBH, °C	Rango, °C									
	3	6	9	12	15	18	21	24	27	30
3	0.32	0.50	0.69	0.87	1.06	1.24	1.43	1.61	1.80	1.98
3.5	0.33	0.53	0.72	0.92	1.11	1.31	1.50	1.69	1.89	2.08
4	0.35	0.55	0.75	0.96	1.16	1.36	1.57	1.77	1.97	2.18
4.5	0.36	0.57	0.78	0.99	1.20	1.41	1.62	1.84	2.05	2.26
5	0.37	0.59	0.81	1.03	1.24	1.46	1.68	1.90	2.11	2.33
5.5	0.37	0.60	0.82	1.05	1.28	1.50	1.73	1.96	2.18	2.41
6	0.40	0.63	0.86	1.09	1.32	1.55	1.78	2.00	2.23	2.46
6.5	0.42	0.66	0.89	1.12	1.35	1.58	1.81	2.04	2.28	2.51
7	0.44	0.68	0.91	1.14	1.38	1.61	1.85	2.08	2.32	2.55
7.5	0.46	0.69	0.93	1.17	1.41	1.64	1.88	2.12	2.35	2.59
8	0.47	0.71	0.95	1.19	1.43	1.67	1.91	2.15	2.39	2.63
8.5	0.49	0.73	0.97	1.21	1.45	1.70	1.94	2.18	2.42	2.66
9	0.50	0.75	0.99	1.24	1.48	1.73	1.97	2.22	2.46	2.71
9.5	0.51	0.76	1.01	1.26	1.51	1.76	2.00	2.25	2.50	2.75
10	0.52	0.78	1.03	1.28	1.53	1.78	2.03	2.28	2.53	2.79
10.5	0.54	0.79	1.04	1.30	1.55	1.80	2.06	2.31	2.56	2.82
11	0.55	0.80	1.06	1.31	1.57	1.82	2.08	2.34	2.59	2.85
11.5	0.56	0.82	1.07	1.33	1.59	1.85	2.11	2.36	2.62	2.88
12	0.57	0.83	1.09	1.35	1.61	1.87	2.13	2.39	2.65	2.91
12.5	0.58	0.84	1.10	1.37	1.63	1.89	2.15	2.41	2.68	2.94
13	0.59	0.85	1.12	1.38	1.64	1.91	2.17	2.44	2.70	2.96

2.11 COMPROMISOS EN EL DISEÑO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

El diseño de una torre de enfriamiento ordinariamente trae consigo no sólo compromisos en el diseño detallado de este si no también en la selección de las condiciones de diseño.

El costo de la torre de enfriamiento, del agua consumida, y de la potencia del ventilador debe ser balanceada cuidadosamente contra el valor en una reducción en la temperatura de acercamiento. Esto es particularmente cierto para aplicaciones de acondicionamiento de aire en donde las cargas térmicas más fuertes, y las condiciones más difíciles en que se pueda encontrar en un momento dado el equipo, ocurra durante un número relativamente pequeño de días por año, tomando en cuenta lo anterior se puede lograr un buen diseño en la torre de enfriamiento con la finalidad de que si estas condiciones deseadas se lograran controlar un poco, se pueden efectuar ahorros sustanciales en el costo de la torre.

NOMENCLATURA.

a_v	Área específica o volumétrica de contacto [ft ² de interfase/ft ³ de volumen de torre].
C_P	Capacidad calorífica [kJ/Kg.K].
C_H	Calor húmedo [kJ/Kg.K].
h_G/K_Y	Relación entre el coeficiente de transferencia de calor y el coeficiente de transferencia de masa en el aire húmedo [kJ/Kg.K].
H_H	Entalpía húmeda del aire [kJ/Kg].
H_H-H_H*	Fuerza impulsora del proceso [kJ/g].
h_L/K_Y	Relación entre el coeficiente de transferencia de calor y de transferencia de masa
H_L	Entalpía del líquido [kJ/Kg]
Le	Relación de Lewis. [adimensional]
m	Flujo de operación [Kg/s]
M	Peso molecular [Kg/mol]
N	Numero de pisos
NTU	Número de unidades de transferencia
P_{op}	Presión de operación [Pa]
P_{SAT}	Presión de saturación [Pa]
R	Constante universal de los gases [kJ/mol K]
T_{AO}	Temperatura de referencia para el aire [K]
T_{BH}	Temperatura de bulbo húmedo [K]
T_{BS}	Temperatura de bulbo seco [K]
T_L	Temperatura del agua [K]
T_{SA}	Temperatura de saturación adiabática [K]
T_{VO}	Temperatura de referencia para el vapor de agua [K]
T*	Temperatura de interfase [K]
V_H	Volumen húmedo [m ³ /Kg A]
Y	Humedad absoluta del aire [Kg/Kg]
Y_{BH}	Humedad del aire a la temperatura de bulbo húmedo [Kg/Kg]
Y_{SA}	Humedad de saturación adiabática [Kg/Kg]
Y_{SAT}	Humedad de saturación [Kg/Kg]
y_V	Fracción molar [mol/mol]

Subíndices

1	Fondo de la torre
2	Tope de la torre
A	Aire
V	Vapor de agua
L	Agua líquida
λ_{VAP}	Entalpía de vaporización [kJ/Kg]
λ_{VO}	Entalpía de vaporización del vapor a T _{vo} [kJ/Kg]
φ	Humedad relativa del aire [%]
*	Saturación
A₁,A₂,A₃	Parámetros para el cálculo del factor <i>f</i>

A detailed 3D cutaway diagram of a cooling tower. The diagram shows the internal structure, including the top water distribution system with nozzles, the central fan motor and drive shaft, and the multiple rows of cross-flow cooling fins. The tower is supported by a metal frame with four legs. The text is overlaid on the central part of the diagram.

CAPITULO 3

MEJORAS PARA EL AHORRO DE ENERGÍA EN TORRES DE ENFRIAMIENTO

3.0 USO RACIONAL Y EFICIENTE DE LA ENERGÍA.

La importancia y prioridad que el Sector Energético ha dado al ahorro de los energéticos primarios y electricidad, así como al impacto que representa en la mitigación de daño al ambiente, han hecho del concepto de **ahorro y uso eficiente de la energía** un compromiso nacional de interés económico y social.

Los primeros esfuerzos por conservar y ahorrar la energía se dieron en la llamada crisis del petróleo en la década de los 70. Sin embargo, la definición de Conservación de Energía se estableció hasta 1980 en la Conferencia Mundial de la Energía buscando un “uso más eficaz de los recursos energéticos finitos”.

Hoy tenemos muchas lecciones de experiencias vividas en diferentes países que demuestran que se pueden obtener múltiples ahorros mediante:

- 1) **La racionalización del uso de la energía con la única finalidad de eliminar los despilfarros y consumos innecesarios.**
- 2) **El incremento en la eficiencia de su transformación, mejoramiento del índice energético o régimen térmico reduciendo el consumo específico y optimizando procesos y sistemas, sin sacrificar calidad, producción o el confort, y,**
- 3) **La utilización de todas las posibilidades, incluyendo la sustitución de energéticos no renovables por renovables.**

¿Cómo alcanzar rápidamente ahorros económicos y energéticos importantes?

Hasta ahora las experiencias, en nuestro país y en el extranjero, muestran mejores resultados cuando una planta:

- A. *Se organiza para llevar a cabo un programa integral que incluye todo tipo de energía, todas las áreas de la planta y todos los ahorros posibles.*
- B. *Desarrolla el programa de manera continua, e incorpora o mejora procedimientos y acciones a la operación normal de la planta.*

Frecuentemente se agrega a los programas de ahorro energético la utilización racional del agua que lleva asociado, también, un ahorro de combustibles o energía eléctrica dentro de la planta y fuera de ella.

Por los conceptos mencionados, la actividad básica se debe concebir como una administración del recurso de energía y, debe cumplir las etapas de **Planificación, Organización, Integración y Control** y considerar todas las formas de energía empleadas dentro de los procesos de transformación y áreas de la planta o instalaciones industriales.

3.1 DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO.

La definición de los potenciales de ahorro y las acciones que se requieren para alcanzarlos se denomina diagnóstico energético. En éste se analizan y determinan balances de energía y masa, y se cuantifican todas las posibles pérdidas y la eficiencia o rendimiento de los equipos más importantes.

El diagnóstico energético debe obtener además los criterios de funcionamiento de la planta que permitan extrapolar los resultados del período de medición a la operación “normal” de planta durante un año por lo menos.

Aunque el primer potencial de ahorro se identifica por la diferencia entre los consumos actuales y los consumos de diseño, es frecuente encontrar que la posibilidad de ahorro va mucho más allá debido al sobredimensionamiento de equipos, cambios efectuados en la planta durante su operación, cambio de parámetros de operación y muchas causas más.

La definición de las medidas viables debe garantizar su rentabilidad económica al aplicarse y la recuperación de cualquier inversión o gasto en el período más corto posible.

Las recomendaciones derivadas de un diagnóstico energético deben iniciarse con acciones de nula inversión y gasto limitado, ya que éstas son las de mayor potencial de ahorro en nuestro país (racionalidad).

Los resultados deben orientarse también al seguimiento que hay que hacer para concentrar esfuerzos en las unidades, plantas o departamentos de índices altos de consumo, así como zonas problemáticas o de desperdicio potencial.

Al plantearse la necesidad de aplicar un programa de Conservación y Ahorro de Energía, se requiere responder de forma precisa las siguientes preguntas:

- *¿Quién o quiénes deben llevar la responsabilidad de aplicar las acciones de ahorro y sus resultados?*
- *¿Deben integrarse una nueva área encargada de la administración de la energía?*
- *¿Se debe incorporar una nueva función en las áreas involucradas en el consumo de energía?*
- *¿Se debe formar un grupo interno que se ocupe del programa, o desarrollar la actividad a nivel corporativo?*

La mejor opción depende de la estructura y filosofía organizacional de la planta pero un punto en el cual coinciden todas las experiencias es que **exista un responsable con actividad única en este campo**. En el caso de países como Japón, la obligatoriedad de contar con una persona dedicada en exclusiva al control energético está regulada cuando el nivel de demanda de una planta rebasa el equivalente a los 1500 kW (térmicos y/o eléctricos).

Esta decisión es otra de las grandes enseñanzas de las empresas y países que han aplicado programas de ahorros exitosos.

A esta persona con tales responsabilidades se le denomina el **Administrador de Energía**. No está lejos el día en que una cultura energética y la necesidad nos conduzcan en esa dirección.

El éxito económico de cualquier empresa requiere el uso eficiente de la energía consumida en los procesos de que se trate. La conservación de energía, consecuentemente, enfrenta un fuerte y oportuno incentivo para examinar más a detalle el criterio de diseño, características de construcción y operación comunmente usadas en estos procesos.

3.2 FACTORES QUE AFECTAN EL FUNCIONAMIENTO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

La atmósfera de la cual una torre de enfriamiento toma su fuente de aire incorpora propiedades psicrométricas infinitamente variables, y la torre reacciona térmica o físicamente a cada una de esas variaciones en las propiedades. La torre acelera ese aire, pasa a través de un laberinto en la estructura y en el relleno, lo calienta, lo expande, lo satura con humedad, y con ayuda del ventilador ese aire saturado es expulsado nuevamente al ambiente; sin embargo, es importante mencionar que la torre de enfriamiento responde a todos los efectos térmicos y aerodinámicos ambientales. Finalmente, la torre de enfriamiento vuelve a “utilizar” la corriente del aire de la atmósfera cercana, con la ferviente intención de que el viento no introduzcan nuevamente el aire expulsado por la chimenea o vénturi de la torre.

Obviamente, los factores que afectan el funcionamiento de la torre de enfriamiento son variados. Esos factores que afectan predominantemente son identificados y discutidos a continuación:

Factores que afectan el tamaño de una torre.

Cuatro factores fundamentales afectan el tamaño de la torre: la carga de calor, el rango de la torre, el acercamiento y la temperatura de búlbo húmedo ambiental. Si tres de estos factores permanecen constantes, el cambio del cuarto factor que afecta el tamaño de la torre estaría relacionado de la siguiente manera:

- *El tamaño de la torre varía directamente y linealmente con la carga de calor rechazada.*
- *El tamaño de la torre varía inversamente al rango de temperatura.*
- *El tamaño de la torre varía inversamente con la temperatura de acercamiento.*
- *El tamaño de la torre varía inversamente con la temperatura de búlbo húmedo.*

3.2.1 Temperatura de bulbo húmedo.

Esta es la razón y la base primaria del diseño térmico para cualquier torre de enfriamiento evaporativa.

La selección del diseño de la temperatura de bulbo húmedo debe hacerse con base a las condiciones existentes en el sitio propuesto para la torre de enfriamiento, y debe ser en las cuales dará lugar a la temperatura óptima del agua fría, o se acercará a la época de la demanda máxima de carga.

Existen muchos estudios en donde se muestra la variación de la temperatura de bulbo húmedo, en diferentes ciudades, las curvas de duración de bulbo húmedo (Fig. 3.1), pueden ser establecidas para evaluar y comparar equipos, costos de instalación, costos de operación en planta, eficiencia y capacidades de los equipos a varias temperaturas de bulbo húmedo. En muchos casos, un buen estudio puede resultar en reducir los gastos del capital inicial y que el equipo se encuentre trabajando dentro de los límites de un buen funcionamiento.

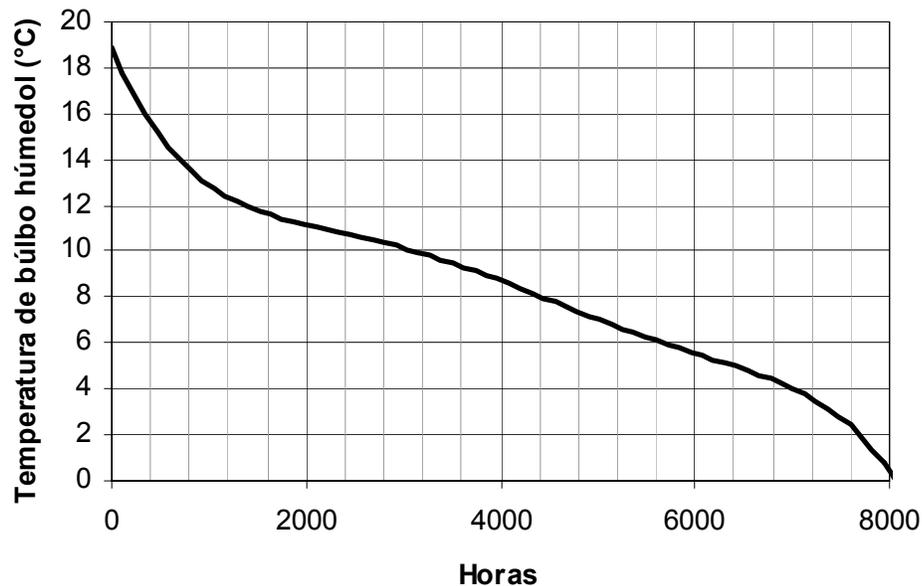


Figura 3.1 . Típica curva de la duración de la temperatura de bulbo húmedo.

Si se le pone una vital importancia en la temperatura del bulbo húmedo , es posible planear un buen diseño de la torre de enfriamiento, en donde como puede verse en la figura 3.2 , observamos la relación directa que tiene el bulbo húmedo ambiental y la temperatura del agua enfriada (temperatura a la salida de la torre).

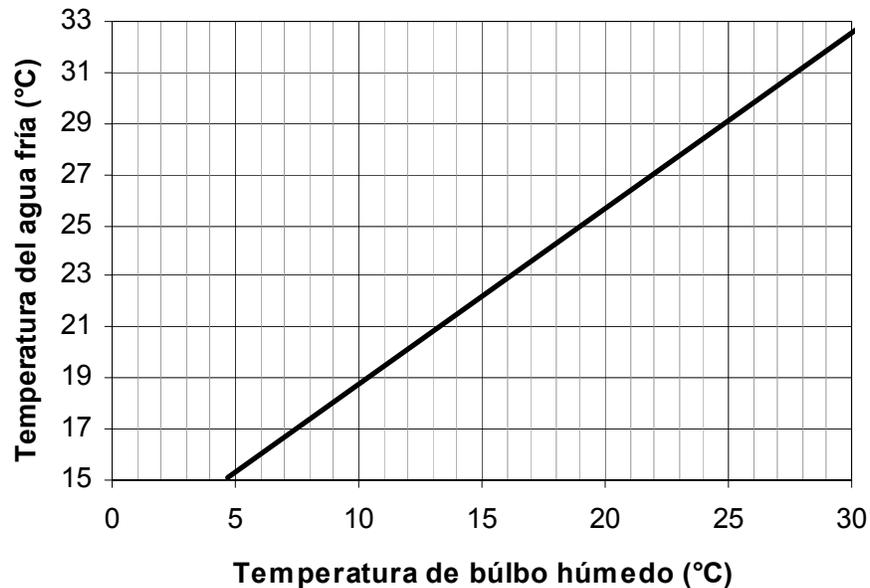


Figura 3.2 . Típica curva de diseño.

3.2.2 Bulbo seco y/o humedad relativa.

Aunque es siempre una buena práctica establecer un diseño exacto de la temperatura de bulbo seco (coincidente con el diseño de la temperatura de bulbo húmedo), este factor se requiere solamente para algunos tipos de torres, los cuales se consideran en el aspecto de diseño térmico y se vean afectados por este parámetro. En estas torres están incluidas las torres hiperbólicas de tiro natural y las torres secas.

Este parámetro también se requiere en donde haya necesidad de saber el rango absoluto de evaporación en las condiciones del diseño para cualquier tipo torre.

En donde se requiera se deberá utilizar el mismo proceso de pensamiento y debe prevalecer una preocupación en el establecimiento de una temperatura de bulbo seco de diseño como en el punto anterior.

3.2.3 Carga de calor.

Aunque es siempre apropiada seleccionar el tamaño de la torre de enfriamiento estableciendo un equilibrio de temperaturas, y en la cuál se rechazará una carga de calor dada, la carga de calor real por sí mismo es determinada por el proceso que se realice. El tamaño y costo de una torre de enfriamiento es proporcional a la carga de calor y es de primordial importancia la determinación razonablemente exacta de la carga de calor en todos los casos. Si la carga de calor se calcula demasiada baja, la torre de enfriamiento es probable que resulte pequeña. Si la carga de calor se calcula demasiada elevada tendremos como resultado una torre demasiado grande, resultando un equipo demasiado costoso.

Puesto que los volúmenes de datos confiables se encuentran disponibles fácilmente, las cargas de calor del aire acondicionado y los de refrigeración se pueden determinar con una exactitud considerable.

3.2.4 Gasto de agua, rango y acercamiento.

La carga de calor en las torres de enfriamiento (kW, BTU/min o T.R.), es determinada por los litros de agua por segundo que circulan en el proceso, multiplicado por el numero de grados centígrados de temperatura que el proceso eleva al agua en circulación (rango) y por el equivalente mecanico del calor (4.186 kJ de energía mecánica aumentan la temperatura de 1 kg de agua en 1°C.).

$$Carga \cdot de \cdot calor = LPS \times (1) \times 4.186 \times R = kW \quad (25)$$

Donde:

LPS= Cantidad de agua que circula en litros por segundo.

(1) = Kilogramos por litro de agua.

4.186 = Calor específico del agua. (1 kcal = 4.186 kJ), por definición.

R="Rango" =Es la diferencia entre la temperatura del agua caliente que entra a la torre y la temperatura del agua enfriada que sale de la torre, en grados centígrados.

(1 kW = 56.886 BTU/min ; 1 T.R. = 3.516 kW)

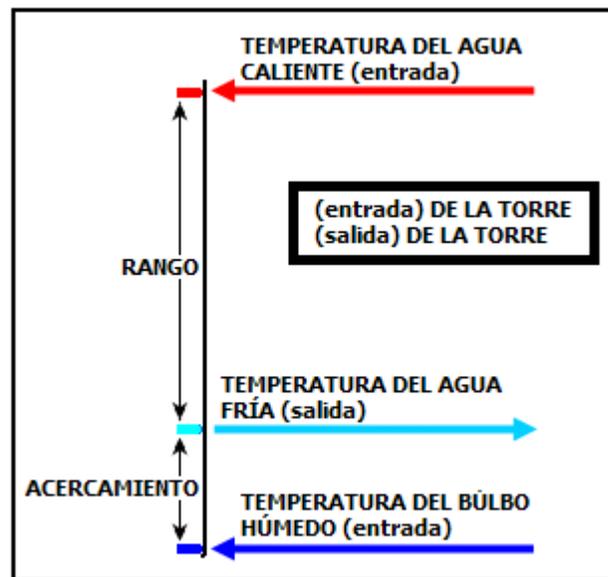


Figure 3.3. Diagrama que muestra la definición de "Rango de enfriamiento" y "Acercamiento"

La figura 3.3 nos muestra gráficamente la relación entre el rango y el acercamiento así como la relación que existe con la carga de calor que se aplica a la torre. Aunque la combinación del rango y la cantidad de agua por unidad de tiempo se encuentran relacionados con la carga de calor de acuerdo a la formula (25), el acercamiento (diferencia entre la temperatura del agua enfriada y la temperatura de bulbo húmedo a la entrada de la torre) está relacionada con el tamaño y la eficiencia de la torre de enfriamiento. Una torre grande de eficiencia media entregará el agua fría a la salida de la torre a una temperatura que se "acercará" a la temperatura del bulbo húmedo del ambiente y no se podrá acercar tanto como una torre algo más pequeña pero que tenga una eficiencia mayor.

Mejorar la eficiencia, es por supuesto, una de las razones primarias para seguir realizando una extensa y continua búsqueda e investigación de los fabricantes de torres de enfriamiento.

Dadas dos torres de enfriamiento con eficiencias razonablemente iguales, operando con configuraciones de relleno y rangos de aire proporcionales, si se tuviera una torre mas grande (el doble en tamaño) que la otra, en la torre grande se tendría una temperatura del agua a la salida mucho menor “mas fría”, según se evidencia en la figura 3.4.

Es importante notar, que debe siempre analizarse desde el punto de vista del costo de la torre, por ejemplo si analizamos el diagrama 3.4 y tomamos un factor de tamaño del 100% (con un acercamiento de 5.5°C), si se deseara una temperatura de acercamiento de 2.5°C, nuestra torre de enfriamiento tendría que ser del doble en tamaño (200%), mientras que si se deseara una temperatura de acercamiento de 10°C se trabajaría con solamente el 50% de su tamaño.

Se debe observar que la curva de acercamiento tiende a tener un movimiento asintótico tendiendo a cero en el acercamiento. Por esta razón, **NO SE ACOSTUMBRA EN LA INDUSTRIA DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO GARANTIZAR NINGÚN ACERCAMIENTO MENOR A 2.5°C.**

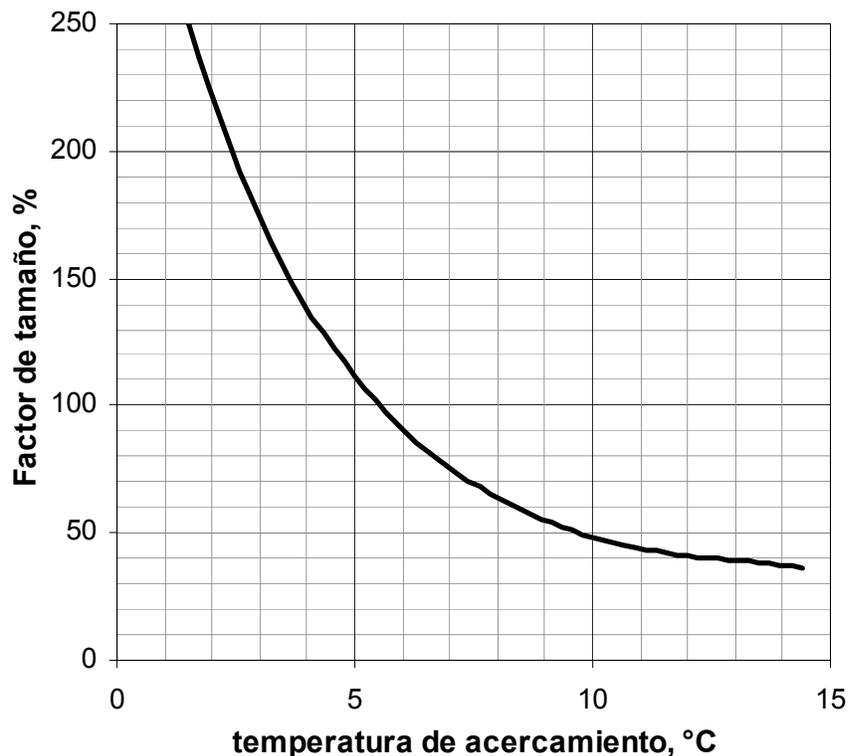


Figura 3.4. Efectos de escoger la temperatura de acercamiento con relación en el tamaño de la torre, tomando en cuenta la carga de calor, el gasto volumétrico, y la temperatura de bulbo húmedo como constante.

Como puede verse del análisis de la fórmula (25), la disipación de la carga de calor se puede lograr con combinaciones casi infinitas de gastos de agua y de la variación del rango de temperatura de la torre.

Sin embargo, generalmente, existe una banda estrecha de combinaciones posibles y esto se debe a que es dictada por limitaciones hidráulicas y/o por niveles de temperatura-eficiencia del proceso para el cual es utilizado. Donde ciertas latitudes de las opciones están dadas por el proceso, una torre más pequeña, menos costosa será requerida cuando se aumenta el rango y se disminuya el gasto volumétrico, como puede verse en la figura 3.5.

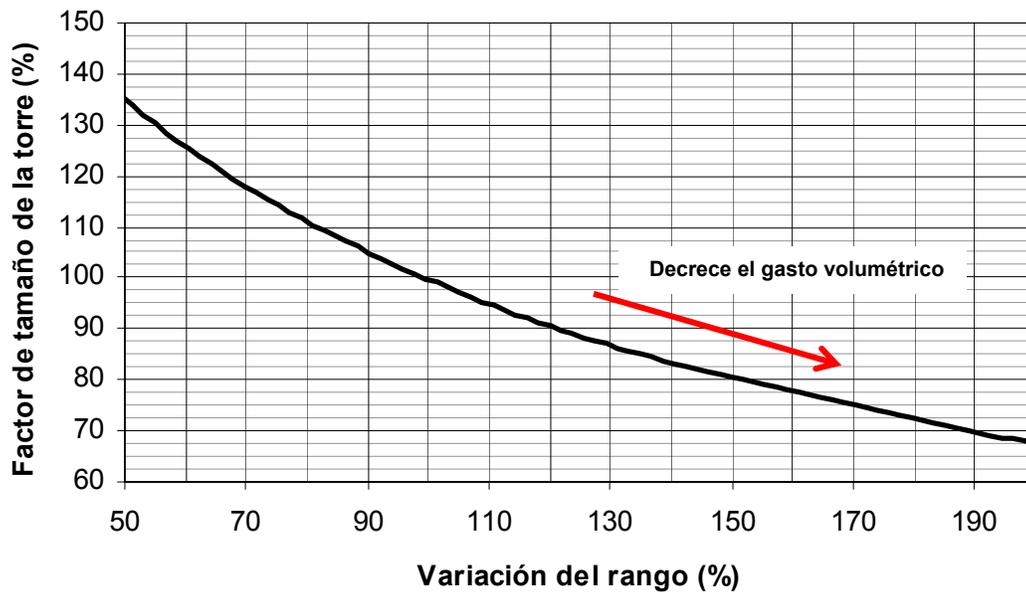


Figura 3.5. Efectos de la variación del rango en el tamaño de la torre cuando la carga de calor, la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura del agua enfriada son constantes.

3.3 CONSUMO DE ENERGÍA.

En la operación de las torres de enfriamiento, la energía es consumida en el manejo de los ventiladores (a menos de que la torre sea de tiro natural) y en el bombeo del agua.

3.3.1 Bombas.

El tipo de bombas utilizadas en las torres de enfriamiento son las que se clasifican como bombas centrífugas de flujo radial (Fig. 3.6), si tuviéramos un cubo lleno de agua atado al extremo de una cuerda, y lo ponemos a girar, el agua contenida en el cubo permanecerá ahí, pegándose al extremo del cubo con una fuerza originada por la velocidad rotacional. Esa es la fuerza centrífuga, y es la base del principio de operación de las bombas centrífugas.

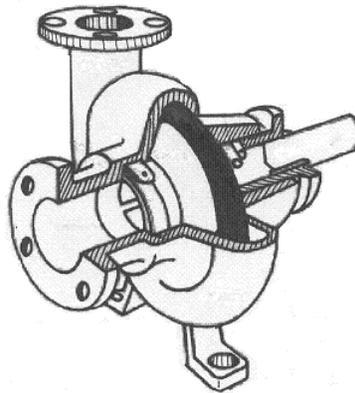


Fig. 3.6. Bomba centrífuga.

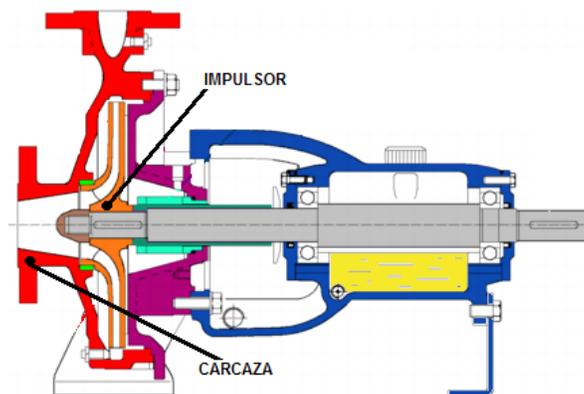
Imaginando un impulsor en reposo dentro del agua. Si dicho impulsor se pone a girar, el agua saldrá impulsada por entre los álabes del mismo. A medida que el agua es arrojada fuera de los álabes, más agua llega al centro del impulsor, por ser ésta la zona de menor presión; Al continuar girando el impulsor una mayor cantidad de agua es expulsada y más agua llega al centro del impulsor, manteniéndose así un flujo continuo, sin variaciones de presión; estas son las características principales de las bombas centrífugas. Si el impulsor se coloca dentro de un envolvente o carcaza, el flujo es dirigido hacia donde es requerido (Figura 3.7).

Algunas de las características de estas bombas son las siguientes:

- Descarga de flujo continuo, sin pulsaciones.
- Puede bombear todo tipo de líquidos, sucios abrasivos, con sólidos⁹, etc.
- Altura de succión máxima del orden de 4.5 metros de columna de agua.
- Presión de descarga hasta de 150 kg/cm^2 .
- Puede manejar volúmenes hasta de $20,000 \text{ m}^3/\text{hr}$.



a)



b)

⁹ Debido a esta característica son utilizados las bombas centrífugas en las torres de enfriamiento, ya que casi la mayoría de las veces el agua de enfriamiento contiene sedimentos de los procesos, así como arrastres de líquidos abrasivos y este tipo de bombas nos da esa flexibilidad que necesita el sistema.

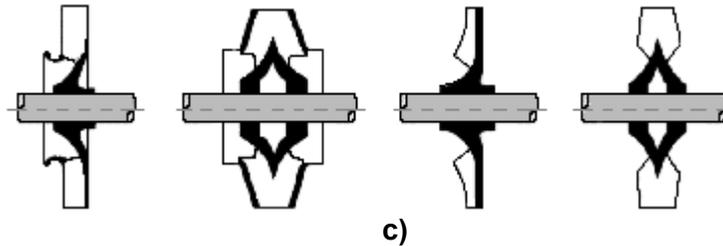


Figura 3.7. a) Perspectiva de una bomba centrífuga; b) Esquema de una bomba centrífuga; c) Tipos de impulsores cerrado, de doble aspiración, semiabierto, abierto.

El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga, pues es el componente que imprime la velocidad al fluido; consiste en un cierto número de aspas o álabes curvados con una forma tal que permite un flujo continuo del fluido a través de ella (Fig. 3.8).

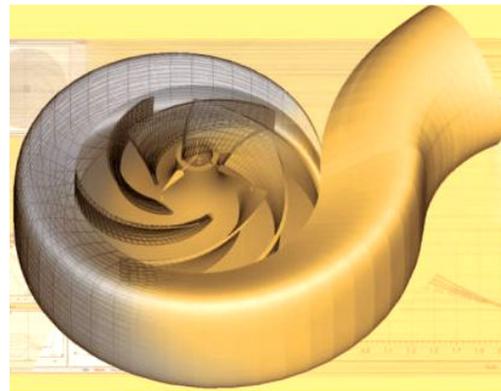


Figura 3.8. Imagen que muestra los álabes del impulsor

La carcasa de una bomba centrífuga, tiene la función de hacer la conversión de energía cinética o de velocidad que se imparte al fluido por el impulsor, en energía de presión o potencial.

Existen dos tipos básicos de carcasas: *de tipo espiral* (Fig. 3.9a) y *de tipo difusor* (Fig. 3.9b).

- **En las carcasas de tipo espiral**, el impulsor descarga el fluido en un área que se expande gradualmente, disminuyendo así la velocidad para irse convirtiendo en energía de presión.
- **La carcasa de tipo difusor**, se basa en unas guías estacionarias con una trayectoria definida, que va ampliando el área desde el impulsor hacia la propia carcasa, haciendo también la conversión de energía cinética (velocidad) a energía potencial en el flujo (presión). Este tipo de carcasa es más utilizado en bombas de varias etapas¹⁰.

¹⁰ Si la combinación de carga (presión que se tiene que vencer con la bomba) que se requiere es mayor de la que se puede desarrollar con un solo impulsor, se puede hacer una combinación de ellos, con el flujo en serie donde el primer impulsor descarga a la succión del segundo, y así sucesivamente; en éstos casos el gasto se mantiene constante a lo largo de los distintos impulsores, pero la presión va adicionándose de impulsor en impulsor. Estas bombas se conocen como multi-etapas o de varias etapas.

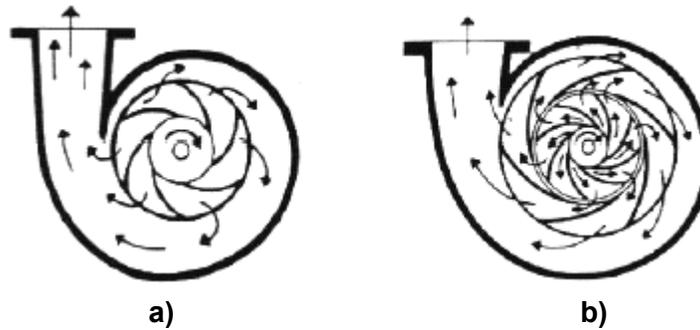


Figura 3.9. a) Carcaza tipo espiral; b) Carcaza tipo difusor.

A diferencia de otros tipos de bombas, las centrífugas, cuando operan a velocidad constante proporcionan un flujo desde “cero” hasta su valor máximo, en función de la carga, diseño propio y condiciones de succión.

Existen curvas características, típicas de las bombas centrífugas, donde se puede interrelacionar la presión de descarga (carga), capacidad, potencia requerida y eficiencia de operación de la bomba.



El consumo de la potencia de bombeo puede ser calculado por la siguiente fórmula:

$$bhp \cdot bombeo = \frac{LPS \times TDH \times s \times 1 \times g}{745.7 \times Ep} \quad (26)$$

Y la porción del total de la potencia de bombeo que es atribuida a la torre de enfriamiento está determinada por:

$$bhp = \frac{LPS \times Ht \times s \times 1 \times g}{745.7 \times Ep} \quad (27)$$

Donde:

- bhp** = Caballos de fuerza al freno en el eje a la entrada de la bomba.
LPS = Cantidad de agua circulada en el sistema; en litros por segundo.
Ht = Pérdida principal atribuida a la torre de enfriamiento; metros de columna de agua.
TDH = Pérdida dinámica principal total en el sistema de agua en circulación; metros de columna de agua.
s = Gravedad específica del fluido bombeado (puede considerarse =1 para el agua, aunque varía levemente con la temperatura).
1 = Kilogramo por litro de agua.
g = Aceleración gravitacional; 9.81 m/s^2 .
745.7 = Watts (N-m/s) por caballo de fuerza, por definición.
Ep = Eficiencia de la bomba.

La porción del total de pérdidas dinámicas atribuidas a la torre de enfriamiento consiste en la elevación estática medida desde el nivel del agua en funcionamiento en el bacín o cisterna de agua fría al centro del cabezal de distribución; más la presión que se requiere para efectuar una buena distribución del agua sobre el relleno (presión necesaria para pulverizar el agua); mas las pérdidas por fricción y velocidad en la tubería, cabezal y en el sistema de distribución; menos cualquier recuperación que pueda ser efectuada en los codos o las válvulas.

3.3.2. Ventiladores.

Los motores son los dispositivos mas ampliamente utilizados para convertir la energía eléctrica en alguna otra forma útil, representando el 70% del consumo total.

Una gran parte de ésta energía se aplica a motores que accionan ventiladores y sopladores, los ventiladores son calculados para cubrir los requerimientos máximos de la carga, sin embargo, es común que el sistema demande una amplia gama de puntos de operación, hasta fracciones de los parámetros de diseño

Los ventiladores de las torres de enfriamiento son diseñados para mover grandes volúmenes de aire eficientemente, y con un mínimo de vibración. Los materiales con los que se fabrican no solamente son compatibles con el diseño, sino que también con la capacidad de prevenir o reducir los efectos de la corrosión en el ambiente en el que el ventilador requiera ser operado. Es de suma importancia para las torres de enfriamiento de tiro mecánico la capacidad de aumentar la eficiencia de los ventiladores y de mejorar la confiabilidad de estos, lo cual es el objeto del desarrollo continuo e investigación sobre el tema de los ventiladores.

3.3.2.1 Aspas y ventiladores.

Los tipos de aspas y ventiladores que predominan en la industria de las torres de enfriamiento, se deben principalmente a la habilidad de mover grandes cantidades de aire. Los rangos de diámetros más utilizados van de los 0.60 a los 10 metros (Figura 3.10), operando en potencias que van de 0.25 a los 250 HP. Aunque el uso de ventiladores más grandes, aumenta por supuesto el consumo de la energía y esto

tiende naturalmente a limitar el número de proyectos a esta escala. Para ventiladores de un diámetro mayor a 1.20 metros son equipados con aspas de ángulo variable.

Así el ventilador puede ser ajustado para entregar la cantidad requerida de aire con el menor consumo de energía.

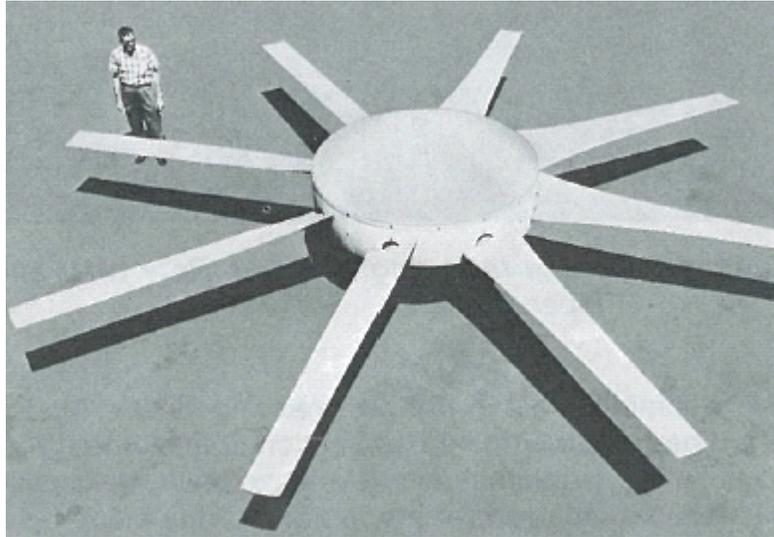


Figura 3.10. Ventilador utilizado en torres de enfriamiento grandes.

La velocidad rotacional a la que se mueve el ventilador típicamente varía inversamente proporcional a su diámetro. Si es un ventilador pequeño este tenderá a tener relativamente altas velocidades, mientras que los más grandes tenderán a manejar velocidades mucho más bajas. Esta relación de velocidad-diámetro, de ninguna manera es constante. Si fuera así, la velocidad final de las aspas de todos los ventiladores de una torre de enfriamiento serían iguales. La velocidad rotatoria aplicada a los ventiladores depende generalmente de su eficiencia, y en algunos diámetros de los ventiladores se llegan a tener velocidades en sus extremos que se acercan a los 70 metros por segundo.

Sin embargo, tener ventiladores con aspas muy largas y por lo tanto velocidades más altas se pueden asociar a tener niveles de ruido demasiado altos, es por eso que muchas veces es necesario seleccionar los ventiladores con velocidades más reducidas y que estos satisfagan los requisitos críticos. El énfasis creciente en la reducción de gastos de operación de la torre de enfriamiento ha dado lugar al uso de ventiladores un poco más grandes de los usuales, los cuales pueden mover mayores volúmenes de aire más eficientemente. Mucha investigación también ha entrado en el desarrollo de aspas más eficientes, así como del cuerpo o mamelón del propio ventilador, y en el diseño de conos o venturis para los ventiladores. Las nuevas generaciones de ventiladores son más ligeras, reduciendo con esto pérdidas de energía parásitas, además que las aspas son diseñadas para reducir la fricción aerodinámica.

Por otra parte, las características del aire que atraviesa la torre, de la entrada hasta llegar a la descarga se analizan y se realizan ajustes en la estructura con la finalidad de reducir al mínimo las obstrucciones; los sistemas de relleno y de distribución se diseñan y se mejoran para promover una uniformidad máxima del aire y agua; los

eliminadores de rocío son arreglados para dirigir y permitir el paso final del aire hacia el ventilador. Es importante reconocer que mientras los “sistemas” (de distribución de agua, de relleno, eliminadores de rocío, estructura), no se encuentren fuertemente relacionados con el diseño de los ventiladores, no será posible obtener una máxima eficiencia.

El propósito de un buen diseño del ventilador es el de alcanzar mejores velocidades del aire a través del área efectiva del ventilador, desde el cuerpo o mamelón del ventilador hasta las puntas de las aspas manteniendo el flujo de aire lo mas uniforme como sea posible. La manera más eficaz de lograrlo es con las aspas, con una terminación más afiladas y torciendo un poco el aspa, teniendo con esto una sección de sustentación transversal (Fig. 3.11).

Las aleaciones de aluminio han sido históricamente los materiales clásicos usados para la producción de este tipo de aspas. Las aspas de aluminio continúan siendo utilizadas debido a su bajo costo relativo, bajas vibraciones, y a la buena resistencia a la corrosión en la mayoría de los ambientes en la que normalmente se encuentran trabajando las torres de enfriamiento. Actualmente, se pueden encontrar aspas mucho más ligeras y resistentes a la corrosión, fabricadas en fibra de vidrio reforzada, en moldes mucho más precisos que los de aleaciones de aluminio. Estas aspas pueden ser sólidas; o huecas (Fig. 3.12). En todos los casos, han demostrado ser eficientes y durables.

El cuerpo o mamelón del ventilador deben estar fabricados de un material que no sea afín al material de las aspas, y debe tener buena resistencia a la corrosión. El acero galvanizado, aleaciones de acero gris dúctil y aleaciones de aluminio, son en general los materiales con los que se fabrica el cuerpo o mamelón del ventilador (Fig. 3.13). Como se mencionó anteriormente debe tenerse sumo cuidado en evitar que las aleaciones de los metales con los que se fabrican el cuerpo y las aspas de los ventiladores sean afines para prevenir con esto la corrosión electrolítica. Ventiladores de pequeños diámetros se acostumbran normalmente fabricarlos en una sola pieza de metal galvanizado con aspas no ajustables (es decir se funde en moldes en donde se encuentran integrados el cuerpo y las aspas). Estos ventiladores son diseñados y fabricados para requisitos ya establecidos de flujo de aire y en las cuales normalmente no se requiere modificar las velocidades a las cuales fueron diseñados desde un inicio.

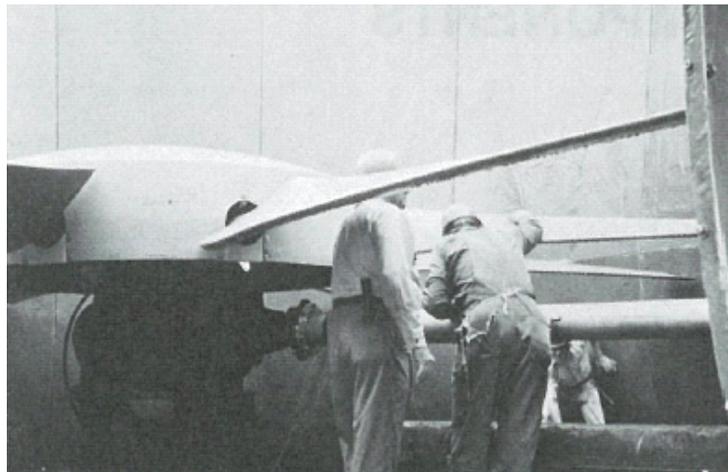


Figura 3.11. Instalación de un ventilador.

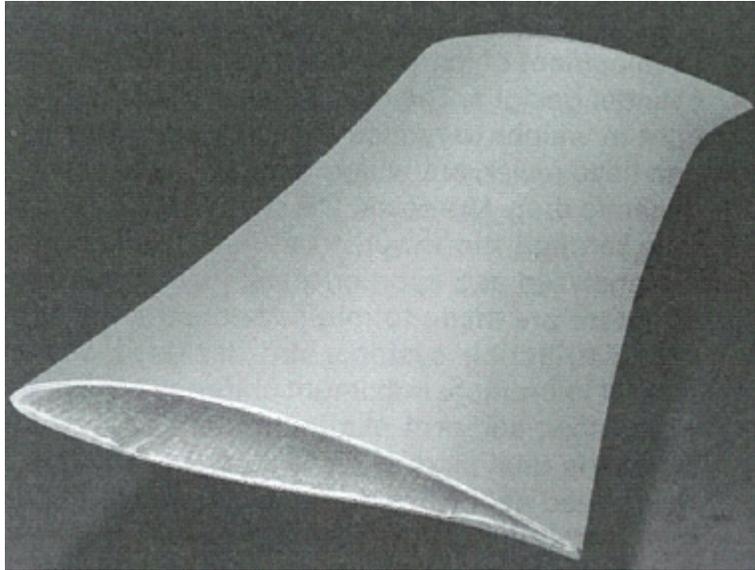


Figura 3.12. Sección transversal de un asa de ventilador de fibra de vidrio hueca.

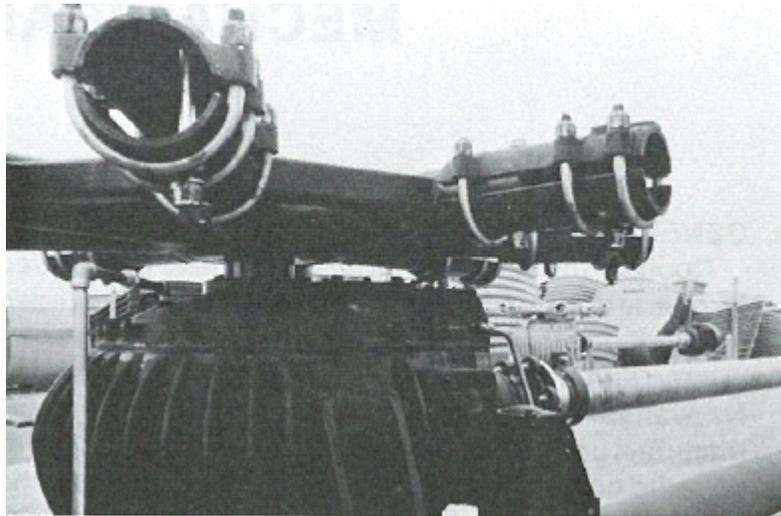


Figura 3.13. Cuerpo o mamelón para un ventilador grande.

3.3.2.2 Variador automático del ángulo de ataque de las aspas en ventiladores para torres de enfriamiento.

Son los ventiladores en los cuales neumáticamente se controla el ángulo de ataque de las aspas al mismo tiempo en el ventilador (Fig. 3.14). Esta capacidad de variar la circulación de aire a través de la torre es una respuesta a un cambio en la carga de calor que cambia con las condiciones ambientales lo cual nos puede representar ahorros de energía significativos.

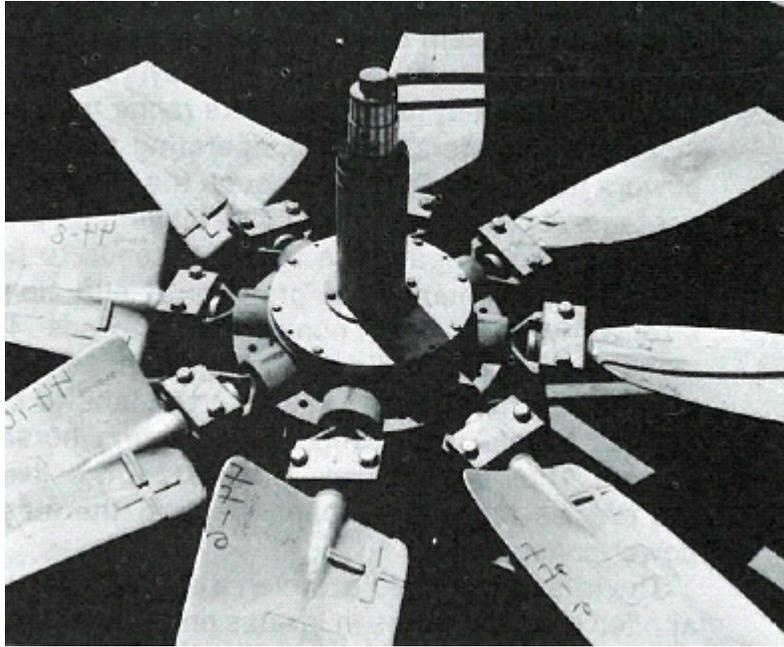


Figura 3.14. Variador automático del ángulo de ataque de las aspas en ventiladores, usado para manipular la cantidad de aire y los caballos de potencia.

3.3.2.3 Leyes de los ventiladores.

Los diferentes tipos de ventiladores operan de acuerdo a leyes comunes. Para un ventilador dado y un tipo de torre de enfriamiento, las siguientes leyes son aplicables:

- a) *El gasto volumétrico Q_A (m^3/s , ft^3/s , etc.) varía directamente a razón de la velocidad (rpm) , y directamente al ángulo de ataque de las aspas relativo al plano de rotación.*

$$\frac{Q_{A2}}{Q_{A1}} = \frac{RPM_2}{RPM_1} = \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \quad (28)$$

- b) *La presión estática (PS) varía al cuadrado de la relación de los gastos volumétricos.*

$$\frac{PS_2}{PS_1} = \left(\frac{RPM_2}{RPM_1} \right)^2 = \left(\frac{Q_{A2}}{Q_{A1}} \right)^2 \quad (29)$$

- c) *Los caballos de fuerza del ventilador varían al cubo de la relación de los gastos volumétricos.*

$$\frac{HP_2}{HP_1} = \left(\frac{RPM_2}{RPM_1} \right)^3 = \left(\frac{Q_{A2}}{Q_{A1}} \right)^3 \quad (30)$$

- d) A gasto volumétrico constante $Q_{A1} = Q_{A2}$, los caballos de fuerza del ventilador y la presión estática varía directamente con la densidad del aire.

$$\frac{PS_2}{PS_1} = \left(\frac{\rho_{A2}}{\rho_{A1}} \right) \quad \text{y} \quad \frac{HP_2}{HP_1} = \left(\frac{\rho_{A2}}{\rho_{A1}} \right) \quad (31)$$

EJEMPLO 3.1. Si el gasto volumétrico (Q_A) de un ventilador dado decrece en un 50% (ya sea por reducción a la mitad de su capacidad, por el diseño de los rpm o por una reducción en el ángulo de ataque en las aspas a velocidad constante, aplicando la fórmula 28), si el gasto volumétrico es 0.5 ó 50%, tenemos que:

$$\frac{Q_{A2}}{Q_{A1}} = \frac{RPM_2}{RPM_1} = \frac{\alpha_2}{\alpha_1} = 0.5$$

La presión estática (PS) se reduciría al 25% del anterior (Fórmula 29),

$$PS_2 = PS_1 \times \left(\frac{RPM_2}{RPM_1} \right)^2 = PS_1 \times \left(\frac{Q_{A2}}{Q_{A1}} \right)^2 = PS_1 \times (0.5)^2 = \underline{0.25 \cdot \text{ó} \cdot 25\% \cdot \text{de} \cdot PS_1}$$

Y los caballos de potencia del ventilador sería 12.5% del anterior (Fórmula 30).

$$HP_2 = HP_1 \times \left(\frac{RPM_2}{RPM_1} \right)^3 = HP_1 \times \left(\frac{Q_{A2}}{Q_{A1}} \right)^3 = HP_1 \times (0.5)^3 = \underline{0.125 \cdot \text{ó} \cdot 12.5\% \cdot \text{de} \cdot HP_1}$$

Estas características producen excelentes oportunidades de combinar tanto un control de la temperatura del agua enfriada así como ahorros significativos de la energía.

Las fórmulas seleccionadas, se derivan de leyes básicas, que son utilizadas para determinar la eficiencia o cualquier aplicación particular de los ventiladores.

Símbolos:

Q_A = volumen de aire manejado, (m^3/s)

A = área neta del flujo de aire, (m^2)

V = velocidad promedio del aire al plano medido, (m/s)

g = aceleración gravitacional, ($9.81 m/s^2$)

ρ_L = densidad del agua a diferentes temperaturas, (Kg/m^3)

ρ_A = densidad del aire en el punto del flujo, (Kg/m^3)

PS = Presión estática a través del sistema, (m de columna de agua)

h_v = Presión de velocidad en el punto promedio, (m de columna de agua)

h_t = Diferencia total de presión ($h_t = PS + h_v$), (m de columna de agua)

745.7 = Watts ($N \cdot m/s$) por caballo de fuerza, por definición.

El diseño térmico de las torres de enfriamiento depende sobre todo de la cantidad de flujo másico de aire que pasa a través del relleno (Kilogramos de aire seco por segundo), en donde los ventiladores normalmente se manejan en términos de gasto volumétrico (metros cúbicos por segundo). Donde el volumen específico del aire (metros cúbicos por kilogramo) se incrementa con la temperatura. Los metros cúbicos por segundo que maneja el ventilador son el producto del flujo de masa de aire en un tiempo dado y del volumen específico del aire seco correspondiente a la temperatura a la cual el aire deja la torre. Este flujo volumétrico es la “ Q_A ” usado en la fórmula siguiente, y debe ser suficiente como para producir el caudal total necesario para contrarrestar la carga térmica.

Utilizando un área de sección transversal apropiado por donde atraviesa el aire, la velocidad a través del ventilador y del cono o cilindro puede ser calculado de la siguiente manera:

$$V = \frac{Q_A}{A} \quad (32)$$

Se debe tener por entendido que “ A ” cambiará con el plano en donde se tenga interés en calcular la velocidad. Si hablamos de medir el área debajo del ventilador, “ A ” será la sección transversal de la base del cono o venturi. Si el área se calculara justamente a la altura del ventilador, “ A ” será el área que ocupa el ventilador menos el área que ocupa el cuerpo o mamelón.

La presión de la velocidad se calcula como sigue:

$$h_v = \frac{V^2 \times \rho_A}{2 \times g \times \rho_L} \quad (33)$$

La letra “ V ” en el fórmula (33) representa la velocidad a través del ventilador, donde h_v representa la presión de velocidad para el mismo ventilador.

La potencia de salida del ventilador es expresada en términos de caballos de potencia del aire (ahp) y representa el trabajo hecho por el ventilador.

$$ahp = \frac{Q_A \times h_t \times \rho_L \times g}{745.7} \quad (34)$$

La fórmula 35 (los caballos de potencia del aire estático), se obtuvo sustituyendo la presión estática (PS) por la presión total (h_t) en la fórmula (34).

$$ahp \cdot \text{estática} = \frac{Q_A \times PS \times \rho_L \times g}{745.7} \quad (35)$$

La investigación y el desarrollo han dado origen a ventiladores más eficientes, los fabricantes han logrado resultados que, aunque son pequeños, son altamente significativos teniendo en cuenta los costos de los energéticos actuales.

Las eficiencias estáticas y las eficiencias (totales) mecánicas son consideradas para la selección de un ventilador en particular, buscando siempre la opción de un ventilador que entregue el volumen de aire requerido con la menor cantidad de hp necesarios a la entrada:

$$\begin{aligned}
 \text{Eficiencia} \cdot \text{estática} &= \frac{ahp \cdot \text{estático}}{hp \cdot \text{de} \cdot \text{entrada}} \\
 \text{Eficiencia} \cdot \text{total} &= \frac{ahp}{hp \cdot \text{de} \cdot \text{entrada}}
 \end{aligned}
 \tag{36}$$

Debe ser entendido que los caballos de potencia (hp) a la entrada están medidos en el eje del ventilador, y no incluye las pérdidas por transmisión reflejados en los caballos de potencia al freno reales del motor (bhp). Los caballos de potencia de entrada normalmente se aproximarán en promedio al 95% de los bhp, en ventiladores grandes.

3.4 MANEJO DE ENERGÍA, CONTROL DE TEMPERATURA POR MEDIO DE LA REGULACIÓN DEL FLUJO DE AIRE Y REGULACIÓN DEL FLUJO EN BOMBAS DE AGUA.

Como previamente se observó en la figura 3.2, la temperatura del agua fría de la torre de enfriamiento se reduce con cualquier baja en la temperatura del bulbo húmedo o la carga de calor, asumiendo una continua operación del ventilador y un funcionamiento constante de la bomba. Muchos procesos se benefician con la reducción en la temperatura del agua, ya sea con un mejor producto a la salida o un incremento en la eficiencia del proceso, pero existen también cualquier número de procesos en donde una reducción en la temperatura del agua fría no es necesaria, y en algunos casos, realmente puede dañar el proceso. Analizar correctamente estas situaciones ofrece la oportunidad para los ahorros significativos del costo energético, causada por una operación apropiada de la torre de enfriamiento.

Los sistemas de distribución de agua en las torres de enfriamiento, si son del tipo de aspersión o del tipo de gravedad, son calculados para producir una máxima eficiencia dentro de un estrecho rango o gasto del agua. Apreciablemente si se tuviera altos gastos de agua sobre el sistema de distribución se produciría dependiendo del sistema usado, ya sea una alta presión en los aspersores o boquillas o tendería el agua a desbordarse fuera de la tina del agua caliente. Pero si al contrario la torre trabajara por debajo del gasto de agua para el que fue diseñado, se tendría una aspersión pobre provocando con esto una mala distribución del agua sobre el relleno, lo cual no solo reduce la eficiencia en la transferencia de calor, si no que el/los ventilador(es) estarían trabajando de más. Consecuentemente, el manejo de la energía primaria en las torres de enfriamiento de tiro mecánico puede ser limitado por un control en la cantidad de aire, usualmente realizando una manipulación del ventilador.

Varios métodos son usados para controlar la capacidad de la torre de enfriamiento para generar agua fría, controlando tanto la cantidad de agua y el flujo de aire, el flujo de agua se puede disminuir siempre y cuando el proceso al cual da servicio disminuye sus necesidades de enfriamiento, ya sea por una reducción en la carga térmica o por encontrarse fuera de operación en alguno de sus equipos. Por lo general es muy difícil que se pueda disminuir el flujo de agua, para poder decidir si se puede o no disminuir el flujo se requiere de un análisis más complejo de los equipos que conforman la planta de proceso, lográndose un ahorro en el consumo de agua y en el equipo de bombeo para suministrarla, es por todo esto que los fabricantes recomiendan ampliamente mantener constante el flujo de agua durante todo el tiempo.

3.4.1 BOMBAS.

A lo largo del texto se ha mencionado los puntos de consumo de energía en la operación de las torres de enfriamiento, la idea principal de este trabajo es la de dar a conocer la forma en la que se podrían lograr dichos ahorros energéticos, pero gracias a la ayuda de los fabricantes y de ingenieros especialistas en el tema, éstos **no recomiendan variar el flujo de agua en más de un 10% por encima de su capacidad de diseño y en un 5% por debajo de este**, debido a que una variación en el flujo presentará problemas en los sistemas de distribución de agua sobre el relleno, provocando con esto una significativa reducción en la capacidad de enfriamiento.

A continuación se mencionarán los métodos de regulación del flujo en las bombas, con la idea de que si en algún momento se llegara a presentar esta situación en la que se pueda reducir el caudal, se tengan bases para entender la forma de controlarlo.

3.4.1.1 Regulación del flujo en bombas para torres de enfriamiento.

En muchas ocasiones es preciso trabajar durante algún tiempo en condiciones de caudal o capacidad¹¹ inferiores al nominal. En esta situación se pueden realizar planteamientos que permitan ahorros energéticos considerables, implantando el sistemas de regulación de caudal más apropiado.

Los métodos de regulación de caudal se obtienen mediante:

- **Modificación de la curva Carga¹²(Figura. 3.15)-Capacidad del sistema sobre el que trabaja la bomba.**

¹¹ El caudal o la capacidad de la bomba, se refiere al volumen del fluido bombeado por unidad de tiempo. También llamado "gasto", y se expresa en litros por minuto, metros cúbicos por minuto, galones por minuto, o unidades equivalentes.

¹² En un sistema típico de bombeo, se involucran tres términos diferentes de presión, que deben identificarse claramente, estos son: Presión de descarga " P_d ", Presión de succión " P_s " y Presión o Carga Total " P_T ", de donde:

$$P_T = P_d - P_s$$

La presión total o también llamada carga total, se refiere a la diferencia entre la presión de descarga (siendo esta la altura a la cual puede ser bombeado un fluido, expresada en unidades de longitud de columna de agua o en kg/cm^2 o Psig), y la presión de succión (esta presión es la altura desde la cual el fluido puede ser succionado por la bomba, pudiendo ser presión de succión positiva o negativa, dependiendo de la posición relativa de la bomba con el nivel del fluido).

En una bomba centrífuga, la carga total dinámica se expresa así:

$$H = H_d - H_s + (V_d)^2/2g - (V_s)^2/2g$$

Los últimos dos términos representan la diferencia de energía cinética o carga de velocidad entre toberas de succión " V_s " y descarga " V_d ".(Figura 3.15)

- **Modificación de la curva Carga-Capacidad de la bomba.**
- **Modificación simultánea de ambas características (sistema y bomba).**
- **Arranque o paro de la bomba.**
- **Variadores de velocidad (VFD's).**

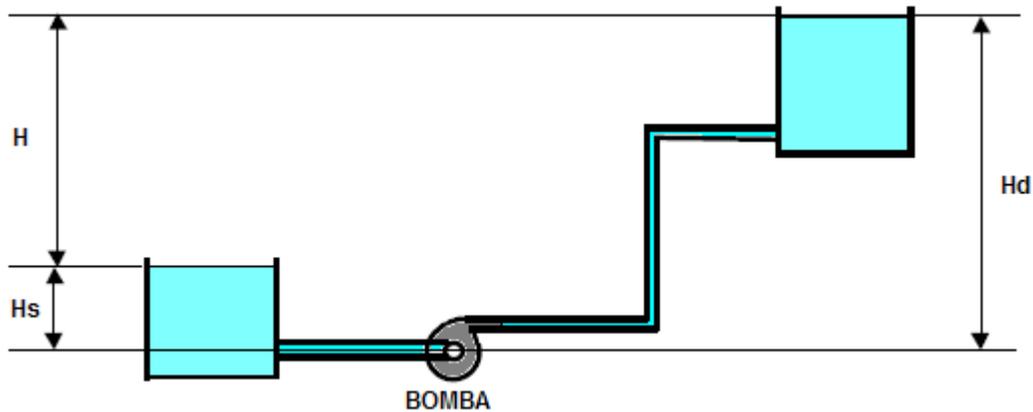


Figura 3.15. Este dibujo muestra gráficamente la explicación del término "carga"

3.4.1.1.1 Modificación de la curva del sistema sobre el que trabaja la bomba.

Éste es el método más utilizado, se trata en esencia de regular el gasto de agua mediante la actuación de una o más válvulas (Fig. 3.16), de tal forma que se modifique la curva de comportamiento del sistema de conducción.

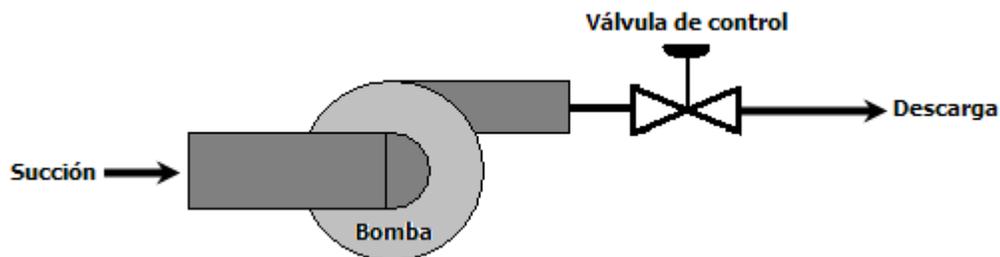


Figura 3.16. Control por modificación de la curva del sistema.

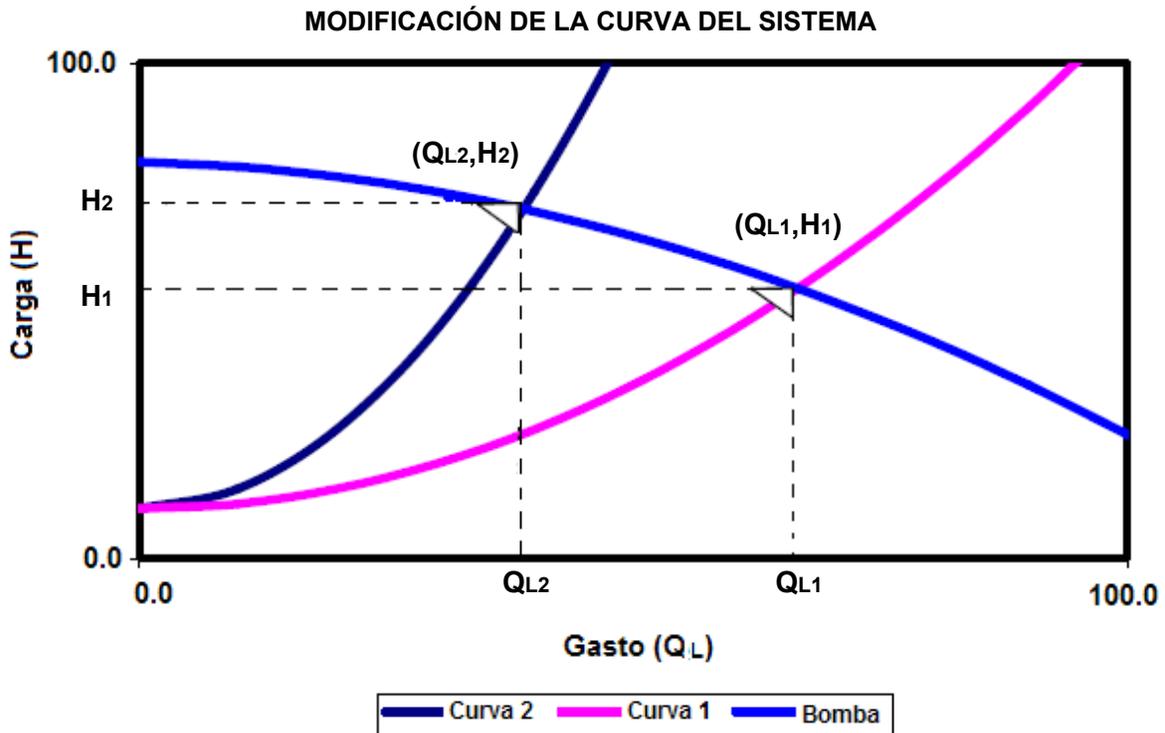


Figura 3.17. Comportamiento de la curva del sistema de conducción.

Nótese que al estrangular la válvula de control para reducir el gasto de Q_{L1} , a Q_{L2} , la curva del sistema cambia de la curva 1 a la curva 2, (fig. 3.17), y la carga se ve incrementada de H_1 a H_2 .

Resultando una potencia hidráulica:

$$Ph_2 = Q_{L2} \times H_2 \quad (37)$$

Este método de control de flujo presenta los siguientes inconvenientes:

- La bomba permanece encendida todo el tiempo.
- Pérdidas de presión por accesorios (válvula de estrangulación).
- Al ser por medio de una válvula manual se tiene poco control sobre el proceso.

3.4.1.1.2. Modificación de la curva de la bomba.

Otra alternativa de control, consiste en variar la curva característica “Carga-Capacidad”, de la bomba. Esto se logra, variando la velocidad de operación de la bomba, como se muestra en la figura 3.18.

Nótese que ahora, variando la velocidad de la bomba de N_1 a N_2 , podemos pasar de un gasto Q_{L1} a un gasto Q_{L2} , sin incrementar la carga, por el contrario, la nueva carga H_2' , es menor a la carga inicial H_1 y mucho menor a la que se obtendría con la válvula de estrangulación H_2 .

En este caso, la potencia hidráulica será:

$$Ph_2' = Q_{L2} \times H_2' \quad (38)$$

la cual es mucho menor que Ph_2 .

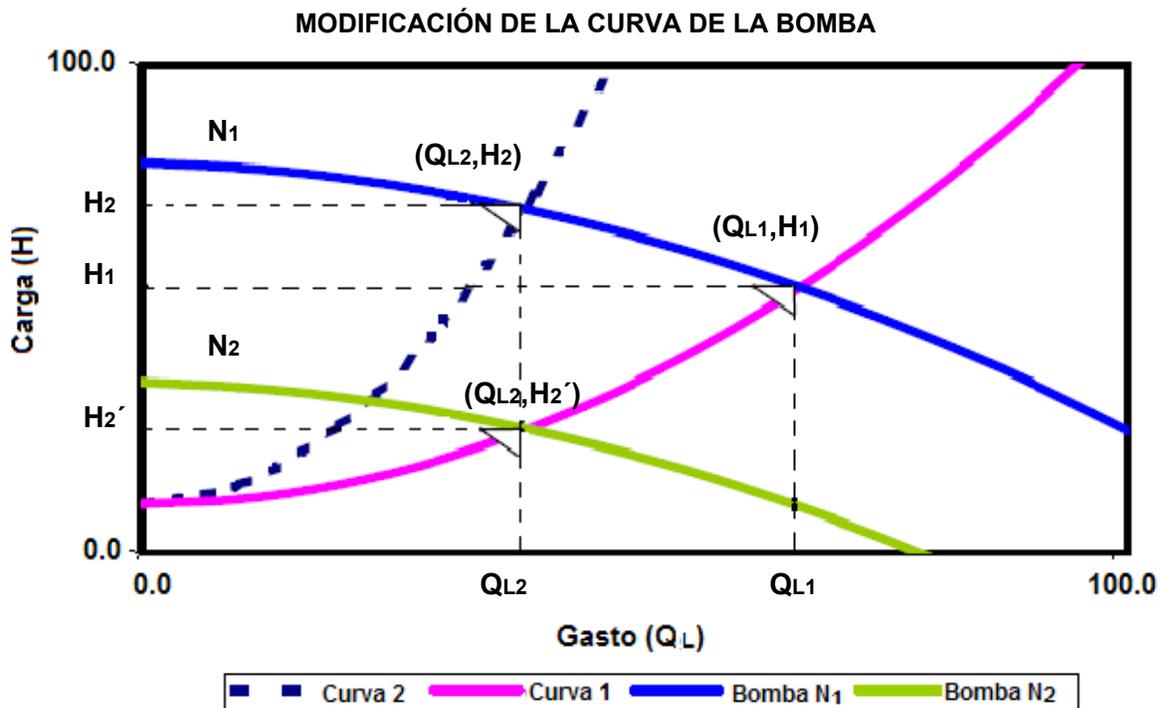


Figura 3.18. Control de gasto por variación de velocidad en la bomba.

3.4.1.1.3. Modificación simultánea de las curvas del sistema y la bomba

Uno de los casos más frecuentes es aquel en donde por requerimientos del proceso, la curva "Carga-Capacidad" del sistema varía, debido a que en el sistema existen varios usuarios y cada uno de ellos demanda más o menos gasto como función de sus propias necesidades. Esto, visto desde la bomba, representa variaciones en la curva del sistema, por lo que continuamente varía el gasto y la carga.

El sistema de control que garantice el mismo gasto a los usuarios a pesar de que algún otro usuario haya cambiado su régimen de demanda, lo encontramos en la variación de la curva de la bomba, simultáneamente con la variación de la curva del

sistema, de manera tal que se mantenga la carga del sistema en cualquier condición de operación. La figura 3.19 ilustra el proceso.

Obsérvese como ante una variación de la curva del sistema, el control ajusta la velocidad de la bomba para mantener la carga H_1 , y suministrar el gasto Q_{L2} que el sistema realmente está demandando.

La potencia hidráulica en este caso es:

$$Ph'_1 = Q_{L2} \times H_1 \quad (39)$$

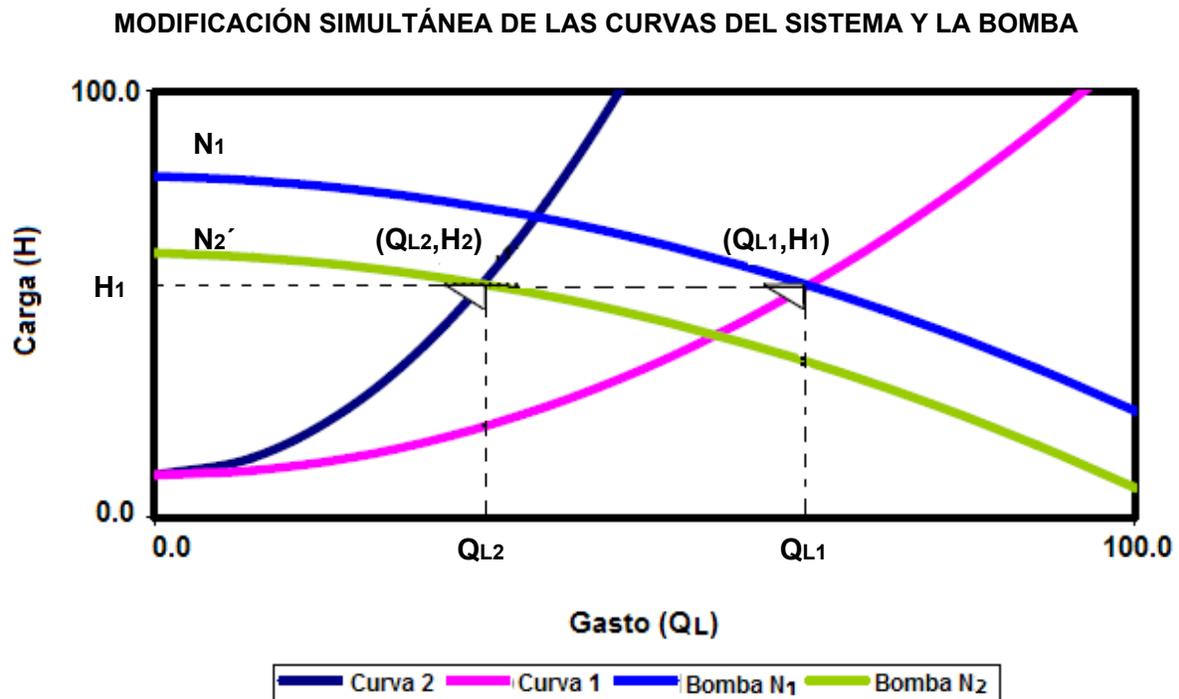


Figura 3.19. Variación simultánea de las curvas del sistema y la bomba.

3.4.1.1.4 Arranque y paro de la bomba.

Este es un sistema muy conveniente cuando se cuenta con un acumulador, tal como un dispositivo hidroneumático o un tanque elevado. Así la bomba operará con válvula de descarga siempre abierta y cuando se haya llegado a la presión nominal en el hidroneumático o al nivel alto en el tanque elevado, la bomba parará, para volver a arrancar cuando la presión o el nivel, según el caso, haya llegado al nivel bajo.

El sistema es energéticamente eficiente. Tiene la limitante de que necesita del acumulador, y no siempre es posible contar con él.

3.4.1.1.5 Variadores de velocidad ¹³.

Este método es un control automático de la bomba con velocidad ajustable según requiera el sistema por medio de la utilización de un controlador de velocidad variable (VFD), este tipo de control presenta las siguientes características:

- Ahorro de energía.
- Control automático.
- Fácil operación.
- Proporciona una protección mecánica y eléctrica.
- Alto desempeño.
- Mejora la calidad del servicio.
- Alarga la vida útil de la instalación y el motor de la bomba.
- Reduce el ruido acústico.
- Evita la resonancia mecánica en el sistema.

3.4.1.2 Leyes de afinidad.

El gasto o capacidad, la carga y la potencia requerida de una bomba varían con la velocidad (RPM) de tal manera que las curvas de desempeño retienen sus características. Esta variación se le conoce como “Leyes de Afinidad”. Las bombas centrífugas se comportan de acuerdo a estas leyes, las cuales se ilustran en las figuras 3.20 a,b y c.

Figura 3.20-a. El gasto tiene un comportamiento lineal con la velocidad.

$$\frac{Q_{L2}}{Q_{L1}} = \frac{RPM_2}{RPM_1}$$

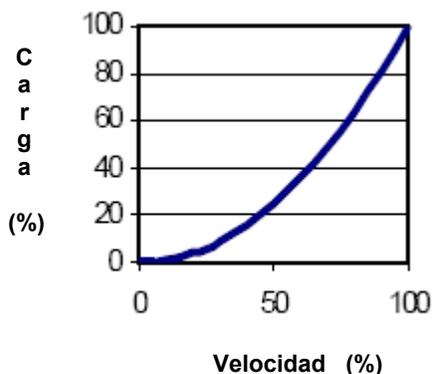
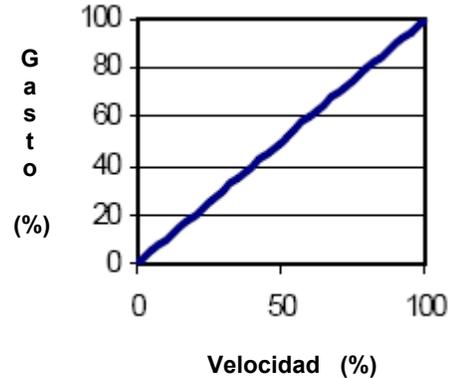


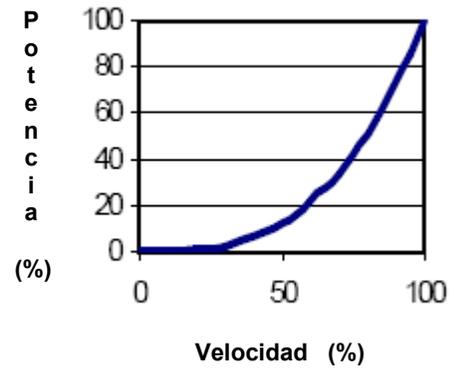
Figura 3.20-b. La carga tiene un comportamiento cuadrático con la velocidad.

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{Q_{L2}}{Q_{L1}} \right)^2 = \left(\frac{RPM_2}{RPM_1} \right)^2$$

¹³ Se dará una explicación más completa del funcionamiento de los VFD un poco más adelante en la sección 3.4.2.1.4 “Control continuo de la velocidad del ventilador con VFD”

Figura 3.20 -c. La potencia de entrada tiene un comportamiento cúbico con la velocidad.

$$\frac{HP_2}{HP_1} = \left(\frac{Q_{L2}}{Q_{L1}}\right)^3 = \left(\frac{RPM_2}{RPM_1}\right)^3$$



3.4.1.3 Comparación energética entre métodos de regulación de caudal.¹⁴

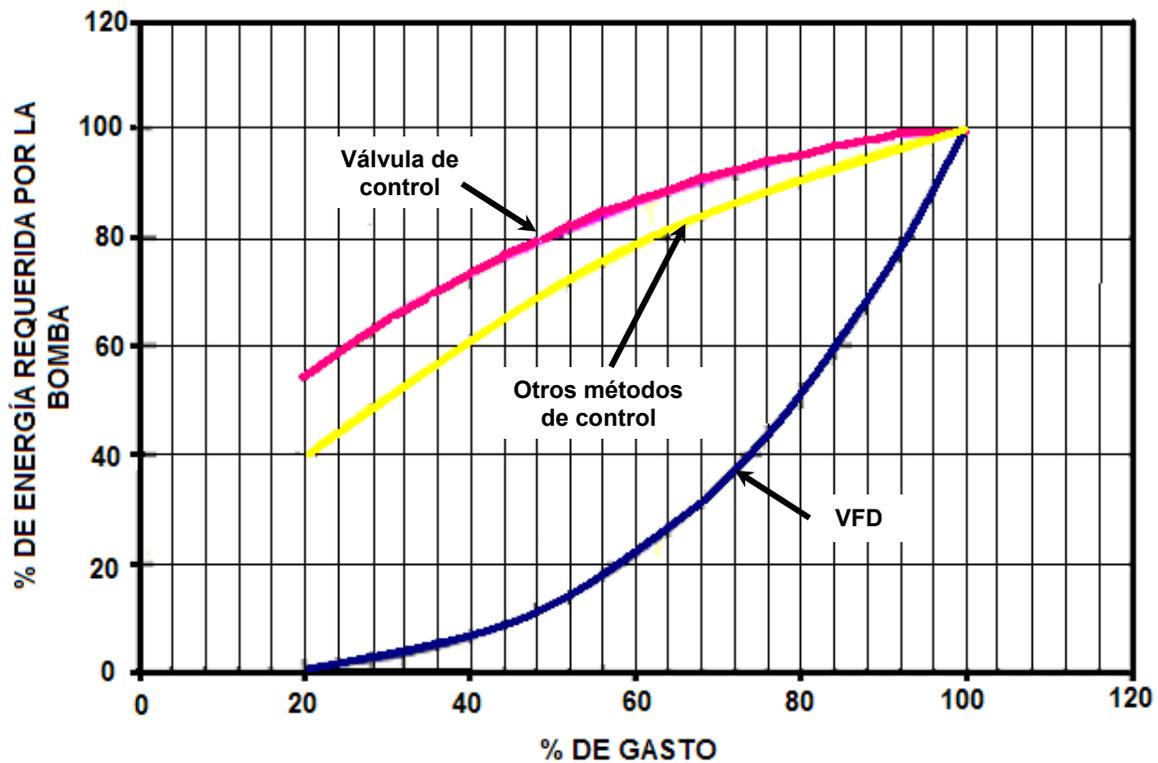


Figura 3.21. Comparación entre métodos de regulación de flujo en las bombas.

¹⁴ La gráfica mostrada en este tema fue tomada de un curso de ahorro de energía en sistemas operadores de agua (aplicación de velocidad variable), WATERGY / FIDE / ERGON PLUS INGENIERÍA. La bomba utilizada para obtener estas gráficas es la manejada por un motor estándar de 250 H.P.

En la figura 3.21 podemos observar una comparación gráfica de los diferentes métodos de regulación de flujo en las bombas descritos anteriormente, la primera curva “*Válvula de control*”, representa el comportamiento entre el gasto y la energía requerida por la bomba utilizando el tipo de control descrito en el tema 3.4.1.1.1 (Figuras 3.16 y 3.17), la siguiente curva “*Otros métodos de control*” nos da una pauta del comportamiento en general de los métodos de control descritos en los puntos 3.4.1.1.2 y 3.4.1.1.3 (Figuras 3.18 y 3.19 respectivamente), y por último la curva señalada como “*VFD*”, es una curva que nos generaliza el comportamiento que tiene una bomba utilizando un control continuo de velocidad del motor (dentro del rango que va de 0 al 100%).

Si se realizara un simple ejemplo en el que se considerara el manejo de un flujo del 95% de la capacidad total, utilizando la gráfica anterior, tendríamos que el porcentaje de energía requerida por el motor de la bomba utilizando el tipo de control de válvula sería 100%, y en comparación al uso de un variador de frecuencia se tendría un 85% de la energía que consume la bomba.

Como puede observarse el método de control con VFD nos da lugar a un bajo consumo de energía requerida por la bomba, alcanzando con este control ahorros energéticos significativamente mejores en comparación a los otros métodos, esto es principalmente debido a las leyes de afinidad, ya que los HP de las bombas varían al cubo con respecto a la velocidad y su gasto (Figura 3.20).

$$HP_2 = HP_1 \times \left(\frac{Q_{L2}}{Q_{L1}} \right)^3 = HP_1 \times (0.95)^3 = HP_1 \times (0.8574) = al \cdot 85.74 \approx 85\% \cdot de \cdot HP_1$$

3.4.2 Ventiladores.

3.4.2.1 Control de la cantidad de aire en las torres de enfriamiento.

Tener un control en la cantidad de aire que atraviesa a la torre de enfriamiento nos llevará a enfocarnos en los métodos primarios de control de la energía en el motor del ventilador y los cuales consisten en hacer variar la cantidad de aire, ya que para poder disminuir el flujo de aire solo se requiere reducir la potencia del motor del ventilador, esto es reduciendo la velocidad o manteniéndose fuera de operación, lográndose un ahorro de energía por el paro de ventiladores.

Los métodos de control usados comunmente son:

- ***El ventilador funciona continuamente.***
- ***Ciclo del ventilador de encendido y apagado.***
- ***Uso de un ventilador de dos velocidades.***
- ***Control continuo de la velocidad del ventilador con VFD.***

3.4.2.1.1 El ventilador funciona continuamente.

Este tipo de control da lugar a una temperatura de salida del agua más fría. Sin embargo este método, también da lugar a un mayor consumo de energía por el ventilador en la torre de enfriamiento debido a que opera a toda su capacidad sin importar la variación en la temperatura ambiental, este método de control raramente nos dará un mejor rendimiento energético total.

3.4.2.1.2 Ciclo del ventilador de encendido y apagado.

En muchos casos el control de la cantidad de aire depende sobre todo del número de celdas que comprenden la torre, así como de las características en el cambio de velocidad de los motores que manejan los ventiladores.

Muchos operadores se encuentran familiarizados con el control de los ciclos del ventilador, de alguna manera de forma intuitiva. A cualquier momento la torre es capaz de enfriar a cierta temperatura el agua, esa temperatura a la que se requiera el agua presenta un apreciable nivel de control, cuando la planta lo requiere o las condiciones ambientales lo permitan se puede tener la oportunidad de apagar el ventilador por un periodo de tiempo, en muchos casos un control por medio de un termostato es usado para facilitar el control automático de este método. La figura 3.22 define los modos posibles de operación de una sola celda con un motor de una sola velocidad. En este más de los rudimentarios casos, el motor del ventilador solamente puede ser utilizado encendiéndolo o apagándolo, procurando con esto utilizarlo como un control de la temperatura del agua enfriada, y el gran cuidado que se deberá tener es en el número excesivo de paros y arranques con la finalidad de prevenir quemar el motor.

Considerando el tamaño de los ventiladores para torres de enfriamiento relativamente pequeñas (usualmente de 3 metros de diametro o menor), 5 arranques para un motor de una sola velocidad por hora, no se considera excesiva.

De manera equivalente se pueden tener cerca de 7 cambios de velocidad por hora en motores de dos velocidades, de cero a media velocidad, o de media velocidad a máxima velocidad. En el caso de ventiladores más grande se tenderá a reducir el número de arranques o variación de velocidad. La limitación del número de arranques de motor, o de cambios de velocidad por hora es marcado por el control de arranque normalmente establecido cada 2 grados (**esto no es una norma, ya que la temperatura de agua a la salida de la torre dependerá de las necesidades de la planta o del proceso**).

Se ha observado que el número de paros y arranques del motor del ventilador tiende a incrementarse cuando la temperatura ambiental se reduce, es por eso que este tipo de control puede ayudar a reducir el consumo de energía del motor del ventilador.

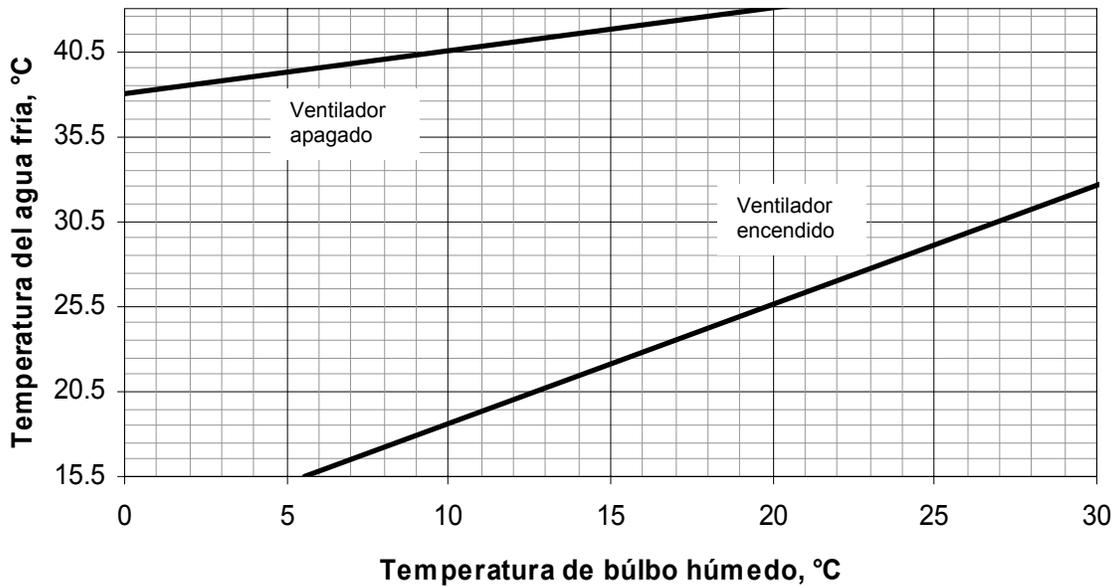


Figura 3.22. Típica curva de diseño para una torre de una celda, con un motor de una sola velocidad.

3.4.2.1.3 Uso de un ventilador de dos velocidades.

El uso de motores de dos velocidades ha presentado en la práctica, una buena forma de disminuir los consumos de electricidad en las torres de enfriamiento, principalmente en aquellos equipos que están conformados por más de dos celdas (torres de enfriamiento que cuentan con un ventilador por celda).

La operación característica de tres celdas se encuentra indicada en las gráficas 3.24 y 3.25, equipada con un motor de una sola velocidad y motores de dos velocidades respectivamente. **El número en paréntesis en las gráficas, representa el porcentaje aproximado del total de la potencia consumida por el ventilador en cada modo de funcionamiento.** Es importante observar que la oportunidad que se tiene para controlar la temperatura y manejar más eficientemente la energía, es resaltada enormemente con el uso de motores de dos velocidades (Figuras 3.23 y 3.25).

La eficiencia de enfriamiento con el uso de la mitad del flujo de aire y en comparación también al método de control de encendido y apagado, el tiempo que tomará en alcanzar la temperatura establecida como máxima aumenta considerablemente, y por supuesto, en ciertas condiciones ambientales en las que se reduzca la temperatura, puede ser que esa temperatura máxima nunca sea alcanzada, y por tanto el ventilador continuaría funcionando indefinidamente a media velocidad, si fuese este el caso, el tiempo que funcione el motor del ventilador a esta velocidad estará operando aproximadamente al 15% de los caballos de potencia para el cual esta diseñado.



Fig. 3.23. Motor de dos velocidades.

A cualquier selección de la temperatura del agua fría, puede verse que un aumento en el número de ventiladores o de las combinaciones de la velocidad hace que las líneas (viéndolo desde el aspecto operacional) tiendan a estar más cerca.

La flexibilidad que se tiene en el manejo de velocidades requiere simplemente de un estudio de las condiciones que se tienen y de las necesidades de la planta o del proceso.

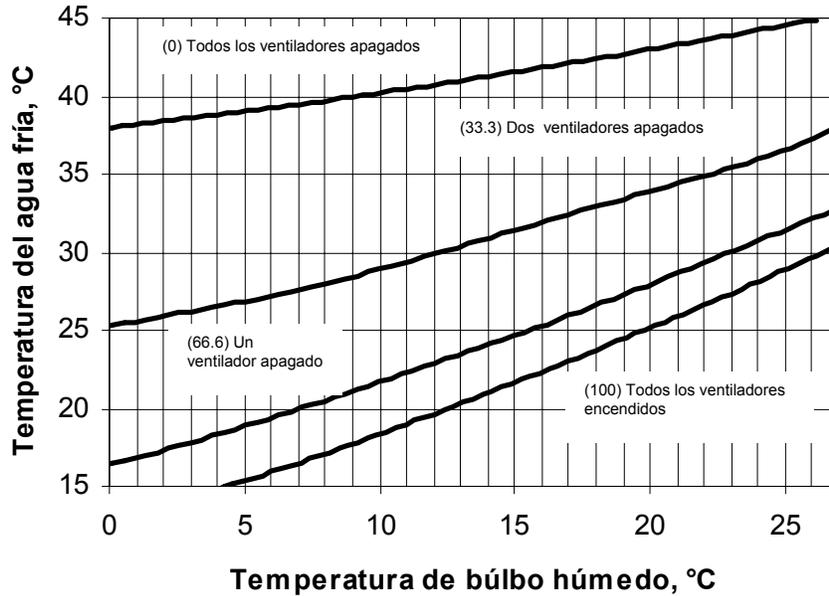


Figura 3.24. Típica curva de diseño, para una torre de tres celdas con un motor de una velocidad. El número en paréntesis representa el porcentaje aproximado del total de la potencia consumida por el ventilador.

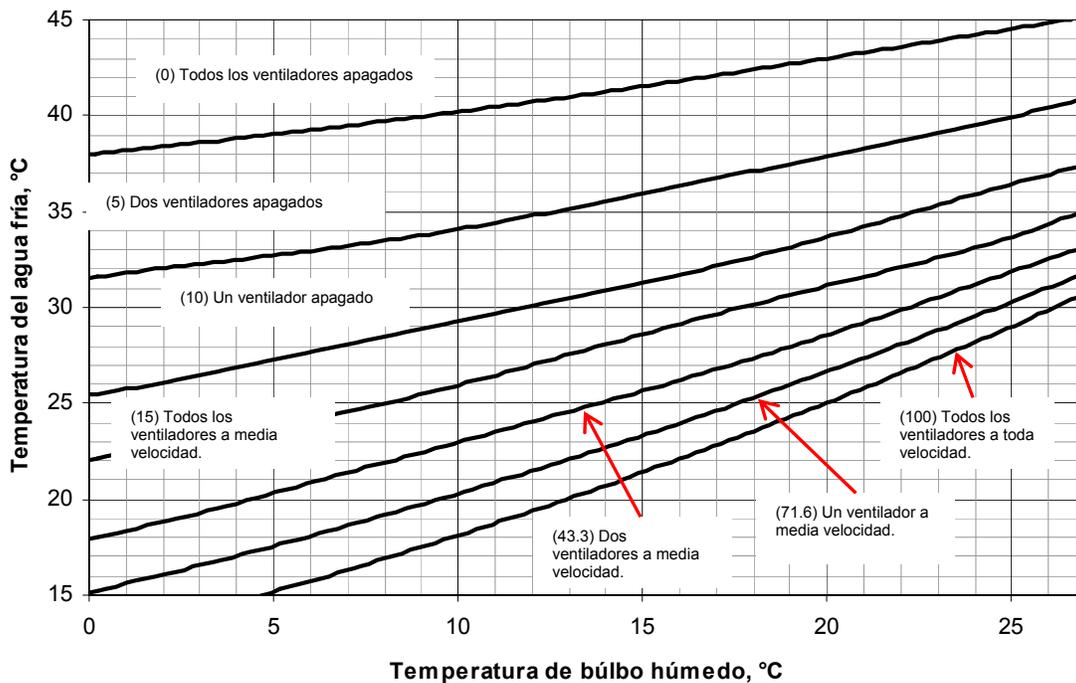


Figura 3.25. Típica curva de diseño, para una torre de tres celdas con un motor de dos velocidades. El número en paréntesis representa el porcentaje aproximado del total de la potencia consumida por el ventilador.

Por consiguiente, la capacidad para modular la velocidad de los ventiladores (dentro del rango que va de cero al 100 por ciento), representa lo último en el control de la temperatura, así como en el manejo de la energía. La tecnología a la cual se le acerca esta situación ideal existe en la forma de un *variador automático del ángulo de ataque de las aspas* para los ventiladores, (la forma en que se varía el ángulo de ataque es por medio de un mecanismo neumático ubicado en el cubo o cuerpo del ventilador), operando a velocidad constante no se corre el riesgo de dañar al motor, como lo haría el ciclo de control de temperatura antes mencionado. Fijar una velocidad del ventilador ayuda a mantener una temperatura del agua constante, esto lleva también una relación con los ahorros de la energía que se podrían tener cuando exista una reducción en la temperatura de bulbo húmedo ambiental como puede observarse en la figura 3.26.

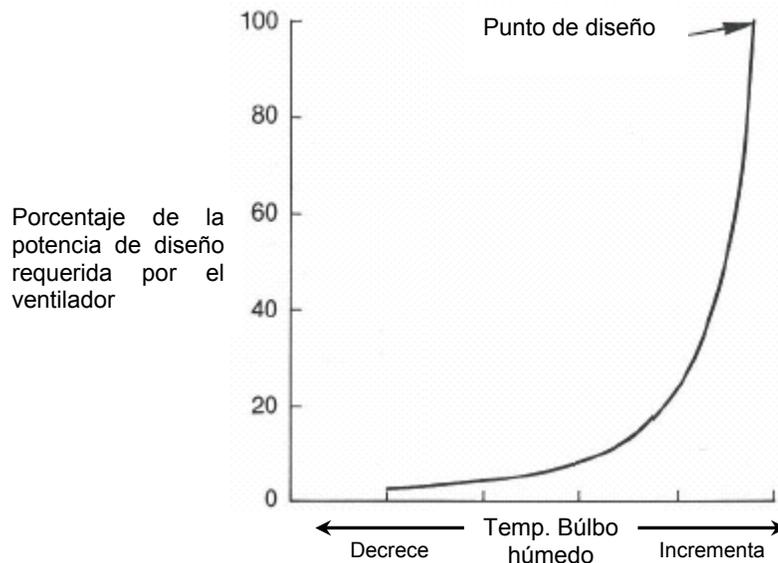


Figura 3.26. Potencia del ventilador requerida para una temperatura del agua fría constante con los cambios en la variación de la temperatura de bulbo húmedo.

Este método de control se agrega a un nivel intermedio de enfriamiento dando lugar a ahorros de energía considerables en el ventilador, puesto que la energía del ventilador varía al cubo del flujo.

3.4.2.1.4 Control continuo de la velocidad del ventilador por medio de un variador de frecuencia (VFD).

Por medio de este método se tiene un mejor de control de modular la velocidad de los ventiladores (dentro del rango que va de 0 al 100%).

El uso de este método nos da lugar a un consumo más bajo de energía en ventilador, alcanzando con este control ahorros energéticos significativamente mayores, debido a las leyes de los ventiladores, ya que la energía de los ventiladores varía al cubo del flujo de aire.

3.4.2.1.4.1 Controladores de frecuencia variable (VFD), ¿Cómo funcionan los variadores de frecuencia?

El motor de corriente alterna (CA), a pesar de ser un motor robusto, de poco mantenimiento, es liviano e ideal para la mayoría de las aplicaciones industriales, pero tiene el inconveniente de ser un motor rígido en cuanto a su velocidad. La velocidad del motor asíncrono¹⁵ o de inducción depende de la forma constructiva del motor y de la frecuencia de alimentación.

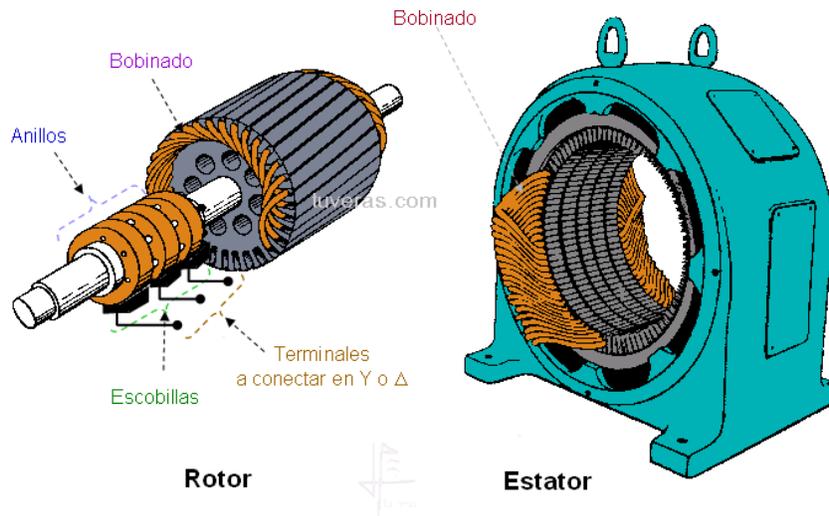


Figura 3.27. Motor asíncrono con rotor bobinado

Como la frecuencia de alimentación que entregan las compañías de electricidad es constante, la velocidad de los motores asíncronos es constante, salvo que se varíe el número de polos o la frecuencia.

El método más eficiente de controlar la velocidad de un motor eléctrico es por medio de un variador electrónico de frecuencia. No se requieren motores especiales, son mucho más eficientes y tienen precios cada vez más competitivos.

3.4.2.1.4.1.1 Velocidad base.

La velocidad de la flecha del motor a voltaje, frecuencia y carga nominal se conoce como velocidad base, cuando se varía la frecuencia de alimentación al motor por encima o por debajo de 60 Hz, el motor opera por encima o por debajo de la velocidad base.

¹⁵ Los **motores asíncronos o de inducción** son un tipo de motores eléctricos de corriente alterna. El motor asíncrono está formado por un rotor y un estator en el que se encuentran las bobinas inductoras. Cuando por estas bobinas circula un sistema de corrientes, se induce un campo magnético giratorio que envuelve al rotor. Este campo magnético variable va a inducir una tensión en el rotor.

Son motores que se caracterizan porque son mecánicamente sencillos de construir, lo cual los hace muy robustos y sencillos, apenas requieren mantenimiento, son baratos y, en el caso de motores trifásicos, no necesitan arrancadores (arrancan por sí solos al conectarlos a la red trifásica de alimentación) y no se ven sometidos a vibraciones por efecto de la transformación de energía eléctrica en mecánica, ya que la potencia instantánea absorbida por una carga trifásica es constante e igual a la potencia activa.

3.4.2.1.4.1.2 Volts / Hz.

Los motores de inducción producen el torque debido al flujo en su campo rotatorio. Cuando se opera por debajo de su velocidad base el torque se lleva a cabo manteniendo constante la relación voltaje / frecuencia que se aplica al motor. La relación para motores de 460V y 230V es:

VOLTAJE	FRECUENCIA	Volts / Hz.
460	60	7.6
230	60	3.8

RELACION VOLTAJE/FRECUENCIA

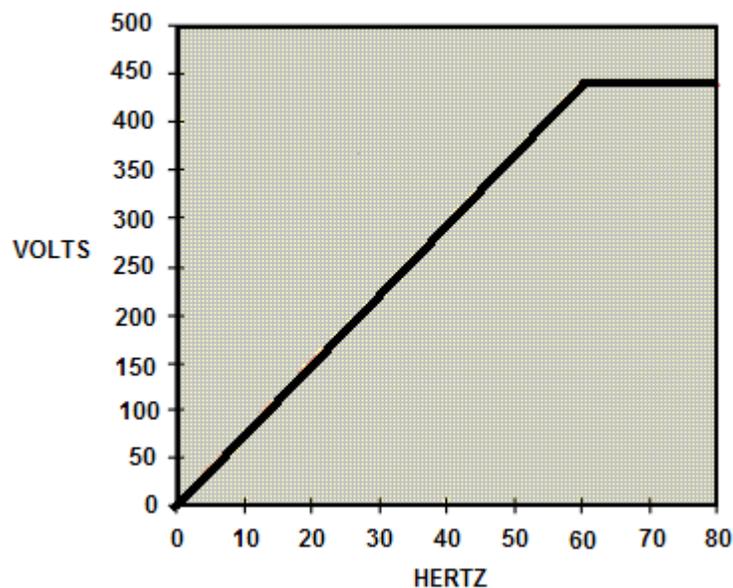


Figura 3.28. Relación del voltaje y la frecuencia.

Si la relación Volts/Hz se incrementa al bajar la frecuencia para reducir la velocidad del motor, la corriente se incrementará llegando a ser excesiva. Si por el contrario la relación Volts/Hz se reduce al subir la frecuencia para elevar la velocidad del motor, la capacidad de torque se verá reducida.

Cuando se opera por arriba de la velocidad base, la relación Volts/Hz se reduce ya que se aplica un voltaje constante al motor, que generalmente es el voltaje nominal, por lo que las capacidades de torque se reducen.

A frecuencias de alimentación del motor de 30 Hz y menores, la relación Volts/Hz no siempre se mantiene constante, ya que dependiendo del tipo de carga, el voltaje puede incrementarse para elevar la relación Volts/Hz para que el motor produzca un torque mayor, especialmente a velocidad cero. Este ajuste es llamado elevación de voltaje (Voltage Boost).

Cuando el motor opera con cargas ligeras se puede reducir la relación Volts/Hz para minimizar la corriente del motor, y debido a que se aplica un voltaje menor, se consigue reducir la corriente de magnetización y consecuentemente producir un torque menor.

3.4.2.1.4.1.3 VFD

El VFD¹⁶ (control de frecuencia variable), o AFD (control de frecuencia ajustable) regula la frecuencia del voltaje aplicado al motor, el dispositivo convierte una frecuencia y un voltaje C.A. fijo a un voltaje de C.A. y frecuencia ajustable, por medio del ajuste del voltaje y de la frecuencia, el motor de inducción de C.A. puede operar a diferentes velocidades, debe variarse el voltaje aplicado al motor para evitar la saturación del flujo magnético con una elevación de la corriente que dañaría el motor.

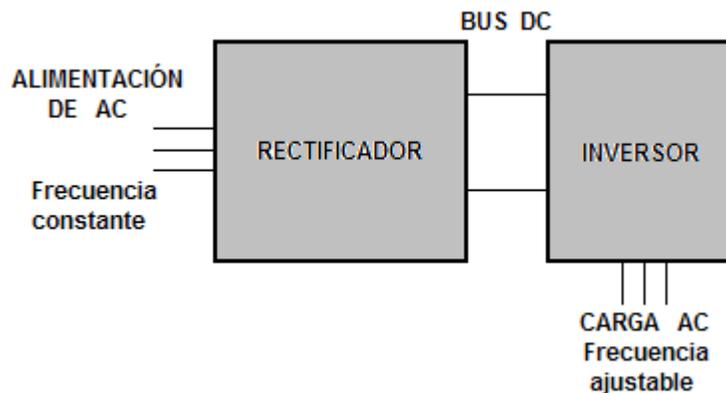


Figura 3.29. Diagrama de la estructura principal de un VFD.

Los variadores de frecuencia están compuestos por:

- **Etapa Rectificadora.** La función del rectificador es convertir la señal de voltaje de alimentación de C.A. a C.D. y controlar el voltaje al inversor para mantener constante la relación Volts/Hz. La conversión de la tensión alterna en continua se realiza mediante rectificadores de diodos, tiristores, etc.
- **Etapa intermedia.** Filtro para suavizar la tensión rectificadora y reducir la emisión de armónicos.

¹⁶ Para mayor detalle de la historia de los VDF y explicación técnica se puede recurrir a la guía US Motors Application Guide for Adjustable Frequency Drives and AC Motors, boletín MP644 -1209/91, Septiembre 1991

- **Inversor o "Inverter"**. El inversor utiliza dispositivos de potencia, que son controlados por un microprocesador¹⁷ para conmutar el voltaje del bus de C.D. y producir la tensión continua en otra de tensión y frecuencia variable mediante la generación de pulsos. Actualmente se emplean IGBT's (Transistores bipolares de puerta aislada) para generar los pulsos controlados de tensión. Los equipos más modernos utilizan IGBT's inteligentes que incorporan un microprocesador con todas las protecciones por sobrecorriente, sobretensión, baja tensión, cortocircuitos, sobretemperaturas, etc.
- **Etapas de control.** Esta etapa controla los IGBT para generar los pulsos variables de tensión y frecuencia. Y además controla los parámetros externos en general, etc.

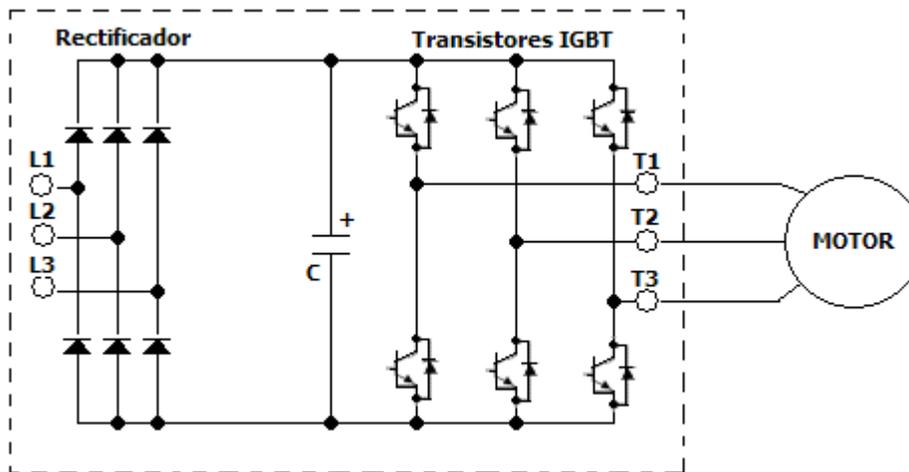


Figura 3.30. Esquema de un controlador de frecuencia variable (VFD)

La aplicación de los VFD en las torres de enfriamiento para el control tanto de bombas como de los motores de los ventiladores, se conoce como variadores de frecuencia para cargas de par variable

Las cargas en las que el Par se reduce cuando operan por debajo de la velocidad base y se incrementa al operar por encima de dicha velocidad base se clasifican como Cargas de Par Variable. En muchas de estas cargas el par se reduce con el cuadrado de la velocidad, **siendo las bombas centrífugas y cierto tipo de ventiladores y sopladores las cargas más representativas.**

¹⁷ Un microprocesador, es un chip programable, un circuito integrado electrónico que por sí solo constituye la unidad central de un ordenador, y se encarga de realizar todos los cálculos y controlar algún funcionamiento.

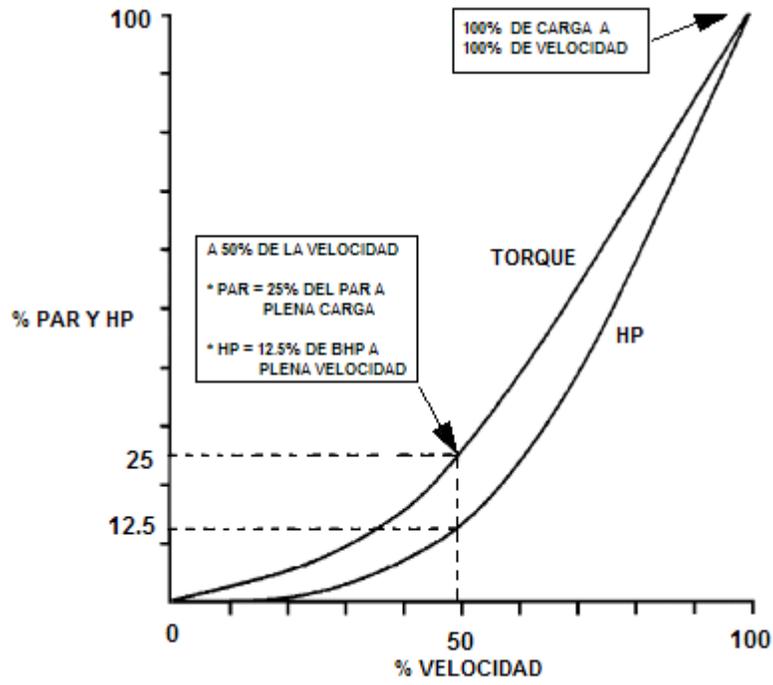


Figura 3.31. Comportamiento de Cargas de Par Variable.



Figura 3.32. Principales partes de un controlador de frecuencia variable (VFD).

3.4.2.1.4.2 APLICACIÓN DE LOS VARIADORES DE FRECUENCIA EN TORRES DE ENFRIAMIENTO.

Debido a que la mayoría de las torres se encuentran diseñadas para situaciones ambientales máximas es decir están diseñadas para “el peor de los casos”, y en mucho de los casos se encuentran trabajando por debajo de su máxima capacidad, cuando se opera la torre de enfriamiento en temporadas cuando la carga de calor y la temperatura de bulbo húmedo se reducen crece la oportunidad de ahorrar energía reduciendo los ciclos de operación del ventilador o la velocidad de este.

Los típicos controles que se han mencionado para los motores de los ventiladores son el *encendido/apagado* para motores de una sola velocidad y *alta/baja/apagado* para motores multi-velocidad, o una infinita velocidad variable, que va del 0 al 100%, para motores conectados a un VFD, es por eso que la integración de un control electrónico para manejar la velocidad del ventilador y por ende tener un mejor control del flujo de aire tiene las siguientes ventajas:

- *Ahorro de energía.*
- *Reduce el desgaste por uso continuo de los equipos.*
- *Reduce el costo de mantenimiento.*
- *Mayor control del equipo.*
- *Reducción del nivel de ruido.*

El número de celdas de la torre de enfriamiento, la sofisticación de los sistemas de control dictaran la selección de los controles del ventilador; sin embargo, la mejor opción de control de eficiencia de la energía-ventilador es el VFD.

Los VFD's son usados en las torres de enfriamiento como un control opcional de la temperatura del agua (Figura 3.33). Operar los ventiladores de las torres de enfriamiento por medio del VFD asegura una mayor exactitud (ajuste fino) en el control de la temperatura, con un menor consumo de energía.

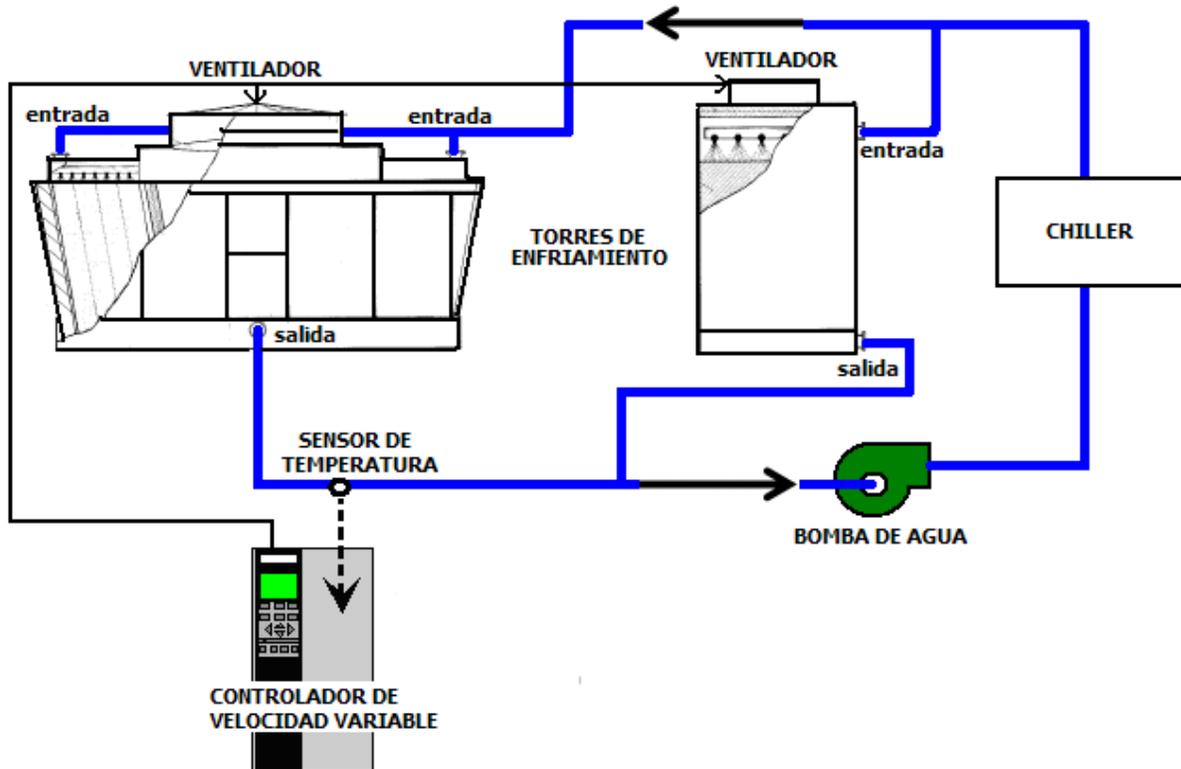


Figura 3.33. Esquema que muestra la función principal de un VFD en las torres de enfriamiento.

Debido al incremento en el número de aplicaciones de los VFD, la cuestión de la capacidad y el consumo de energía a velocidades bajas del ventilador es lo que se pide frecuentemente. Para poder estimar este propósito debemos echar la mano en las ecuaciones aplicables a los ventiladores que como mencionamos anteriormente el consumo de potencia se reduce al cubo de la velocidad del ventilador (Fórmula 30).

Por ejemplo 3.2. Si una unidad produce 500 T.R con un ventilador de 50 hp a toda velocidad, entonces se producirá 250 T.R a media velocidad (0.5 ó 50% de la velocidad). De acuerdo a las leyes de los ventiladores(Fórmula 30), la unidad será:

$$\frac{HP_2}{HP_1} = \left(\frac{RPM_2}{RPM_1} \right)^3 \Rightarrow HP_2 = HP_1 \times (50\%)^3 \Rightarrow 50HP \times (0.5)^3 = 50HP \times (0.125) = 6.25HP$$

NOTA: La velocidad mínima recomendada para el manejo de ventiladores por medio de VFD para transmisiones ya sea de bandas o engranes es del 25% para motores que operan a 1800 RPM (el 30% para motores de 1500 RPM y el 35% para los de 1200 RPM). Las velocidades debajo de estos mínimos pueden dar lugar a un daño en el motor y al aumento en el esfuerzo de torsión, y en algunos sistemas de impulsión por medio de engranaje se ve reducida la capacidad de lubricación. El funcionamiento en muy

baja velocidad conduce a la vibración del medio de impulsión (bandas o engranes) y a la excitación excesivas de las frecuencias resonantes en la estructura de la torre. La mayoría de los fabricantes de VFD están proporcionando un buen control del motor a bajas velocidades, pero siempre se tenderán a tener problemas más evidentes al operar a muy bajas velocidades.

3.5 AHORRO DE ENERGÍA EN TORRES DE ENFRIAMIENTO MEDIANTE EL AJUSTE DEL RANGO DE ENFRIAMIENTO.

El máximo ahorro de energía en las torres de enfriamiento depende de la temperatura de bulbo húmedo del aire, por lo que se ha mencionado que si la temperatura del bulbo húmedo de entrada del aire disminuye, entonces la temperatura de agua fría del agua también lo hará.

Las torres que utilizan el principio de enfriamiento evaporativo presentan las siguientes características:

- *Pueden alcanzar temperaturas del agua por debajo de la temperatura de bulbo seco (T_{BS}) del aire usado para enfriar.*
- *Son en general equipos más pequeños y más baratos para una misma carga de calor en comparación a otros sistemas de enfriamiento.*

Las torres de enfriamiento también pueden ser definidas en términos de su acercamiento y rango (Figura 3.34).

- *Al **acercamiento** podemos verlo como la diferencia de la temperatura entre lo que se está produciendo y la “fuente de energía” que crea el producto. En el caso de una torre de enfriamiento, el “producto” es agua fría que sale de la torre y el bulbo húmedo ambiental es la fuerza impulsora que crea esa agua fría. Si una torre de enfriamiento produce agua fría a 29°C cuando el bulbo húmedo ambiental es 26°C, entonces el acercamiento de la torre será de 3°C.*
- *El **rango** es la diferencia de la temperatura del agua caliente y fría en la torre. La disminución en el rango reducirá el costo del capital y del costo energético de la torre.*

La eficiencia de los proceso de intercambio de calor puede ser medido examinando la temperatura de *acercamiento*. Para un tipo dado de torre de enfriamiento, una temperatura de acercamiento más pequeña nos dará un indicativo de que esa torres es más eficiente ¹⁸, ya que esta tenderá a entregar el agua un poco más fría ,pero el costo del capital inicial y el costo en el consumo de energía de la torre será más alta.

Ya que las torres de enfriamiento se basan en la transferencia de calor por el método de enfriamiento por evaporación,la eficiencia máxima de la torre de enfriamiento dependerá de la temperatura de bulbo húmedo del aire (T_{BH})

¹⁸ Se debe tener en cuenta que se habla de una eficiencia térmica del relleno de la torre de enfriamiento, así como del proceso evaporativo, no debe confundirse con la eficiencia mecánica del ventilador de la torre, ya que esta se refiere a la energía del ventilador requerida para hacer circular aire ambiental a través de la torre de enfriamiento.

La eficiencia de la torre de enfriamiento puede ser expresada por medio de la siguiente fórmula:

$$\mu = \frac{(T_{L2} - T_{L1})}{(T_{L2} - T_{BH})} \times 100 = \frac{(Rango)}{(Rango + Acercamiento)} \times 100 \quad (40)$$

Donde:

μ - representa la eficiencia de la torre de enfriamiento (**normalmente se encuentra dentro del rango del 70 al 75%**).

T_{L2} - representa a la temperatura del agua a la entrada de la torre.

T_{L1} - representa a la temperatura del agua a la salida de la torre.

T_{BH} - representa a la temperatura del bulbo húmedo del aire.

Es importante mencionar que normalmente el rango de la torre de enfriamiento se encuentra dentro de los 10 a los 15°C.

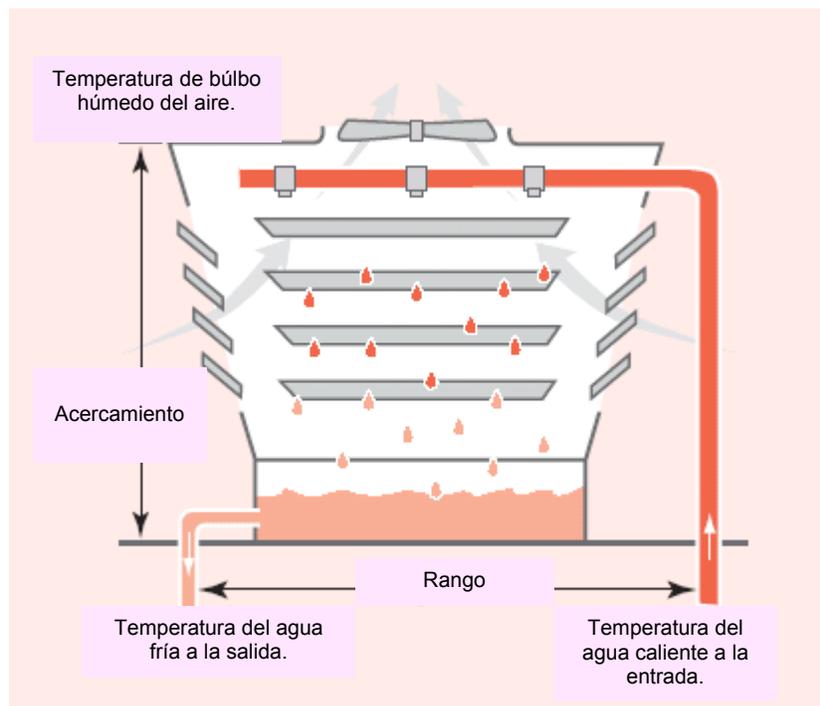


Figura 3.34. Definición gráfica de rango y acercamiento.

3.6 EVALUACIÓN DEL AHORRO Y BENEFICIOS ENERGÉTICOS

Cuando hablamos de ahorro y beneficio energético se hace referencia a la cuantificación de los ahorros que se obtendrán al aplicar las recomendaciones consecuencia del plan de acción que tome el comité de ahorro de energía, es decir, representa los potenciales posibles de ahorro que se tienen no solo por la mejor operación de la torre, si no también en los ahorros económicos obtenidos por un menor consumo en agua de reposición y de energía eléctrica principalmente.

Existe potencial de ahorro en una torre de enfriamiento cuando se presenten los siguientes escenarios en su operación:

- Que el rango de enfriamiento actual sea menor al de diseño y
- La temperatura actual del agua fría sea menor a la de diseño

Al ajustar el rango actual de enfriamiento a las condiciones de diseño representa un **potencial de ahorro y es definido como la relación del rango a condición actual entre el rango de diseño**, esto es:

$$Ahorro = \frac{Rango \cdot actual}{Rango \cdot de \cdot diseño} \quad (41)$$

Los ahorros son:

- **Ahorro eléctrico en ventiladores:**

$$Demanda \cdot eléctrica = (Potencia \cdot del \cdot ventilador) \times (No. \cdot de \cdot vent. \cdot operando) \times (Ahorro)$$

$$\begin{aligned} &Ahorro \cdot en \cdot ventiladores \cdot (consumo \cdot de \cdot energía \cdot eléctrica) = \\ &(Demanda \cdot eléctrica) \times (Horas \cdot mensuales \cdot de \cdot operación) \end{aligned} \quad (42)$$

- **Ahorro eléctrico en bombas de recirculación de agua de enfriamiento:**

$$Demanda \cdot eléctrica = (Potencia \cdot de \cdot bomba) \times (No. \cdot de \cdot bombas \cdot operando) \times (Ahorro)$$

$$\begin{aligned} &Ahorro \cdot en \cdot bombeo \cdot (consumo \cdot de \cdot energía \cdot eléctrica) = \\ &(Demanda \cdot eléctrica) \times (Horas \cdot mensuales \cdot de \cdot operación) \end{aligned} \quad (43)$$

- **Ahorro en agua de repuesto:**

$$\begin{aligned} \% \cdot de \cdot evaporación &= 0.085 \times 1.8 \times (Rango \cdot actual)^{19} \\ Ahorro \cdot en \cdot agua \cdot de \cdot repuesto &= (Ahorro) \times (Flujo \cdot actual) \times (\% \cdot de \cdot evaporación) \end{aligned} \quad (44)$$

¹⁹ Las pérdidas por evaporación se refiere a la cantidad de agua evaporada durante el enfriamiento y teóricamente, por cada 1,000,000 kCal de calor rechazado, la cantidad de agua evaporada se encuentra muy cercano a 1.8 m³. Esta relación empírica se obtuvo del libro Perry's Chemical Engineers Handbook (Page: 12-17); para utilizar esta fórmula es necesario que el flujo actual tenga unidades de m³/hr.

Para llevar a cabo este procedimiento de ajuste es recomendable involucrar las siguientes áreas operativas:

- *Producción*
- *Mantenimiento*
- *Servicios auxiliares*
- *Planeación*
- *Proceso*

El paro de ventiladores y el ajuste del ángulo de ataque en las aspas del ventilador representan otro potencial directo en ahorro de energía eléctrica.

3.7 COMPARACIÓN DE CONSUMO ENERGÉTICO.

Para poder realizar esta comparación de consumos energéticos, la tabla 3.1 así como la tabla 3.2, fueron datos que se obtuvieron de un estudio que realizó la empresa *Marley Cooling Towers* en la ciudad de Chicago, E.E.U.U. y en la cual las torres de enfriamiento estuvieron operando durante 5 días por semana (de lunes a viernes); de las 7 a.m. a las 6 p.m. (11 horas); del primero de mayo al último día de septiembre (durante 5 meses).

La tabla 3.1 nos ilustra la comparación de los requerimientos en la potencia del ventilador, así como de la comparación en las necesidades de bombeo, en ella se observa el análisis para dos tipos de torres de enfriamiento de 1406.4 KW (400 T.R.) y de 75.72 l/s (1200 GPM) para 35°C (95°F) de temperatura de agua de entrada, 29.5 °C (85°F) de temperatura de agua de salida y 25.5 °C (78°F) de temperatura de diseño de bulbo húmedo.

Al estudiar la tabla 3.1 revela que no solamente existe una diferencia de 2:1 en el requerimiento de potencia del ventilador entre dos tipos de torres (debido a la naturaleza de los ventiladores que funcionan como sopladores, estos requieren por lo menos dos veces de los caballos de fuerza aplicados en ventiladores que inducen el aire, entregando exactamente la misma cantidad de aire), si no que nos muestra una discrepancia de 2.3:1 en el requerimiento de bombeo (esto es debido a los distintos modos de distribución de agua, como pueden verse en las figuras 3.35 y 3.36).

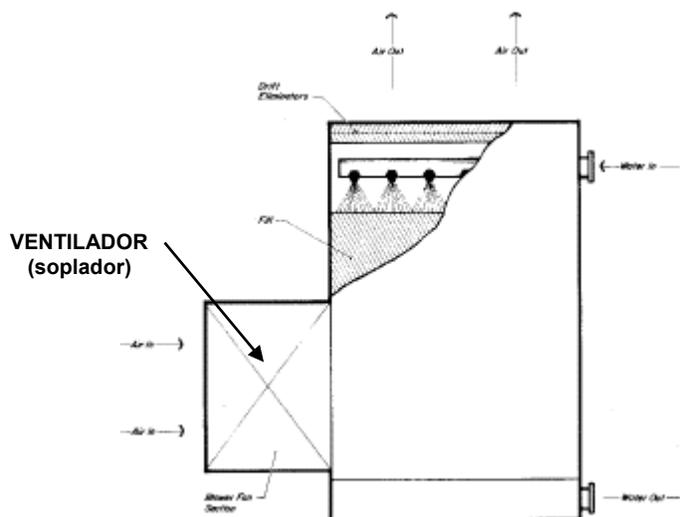


Figura 3.35 .Torre de enfriamiento a contraflujo de tiro mecánico forzado, el sistema de distribución de agua es por medio de la aspersión por presión.

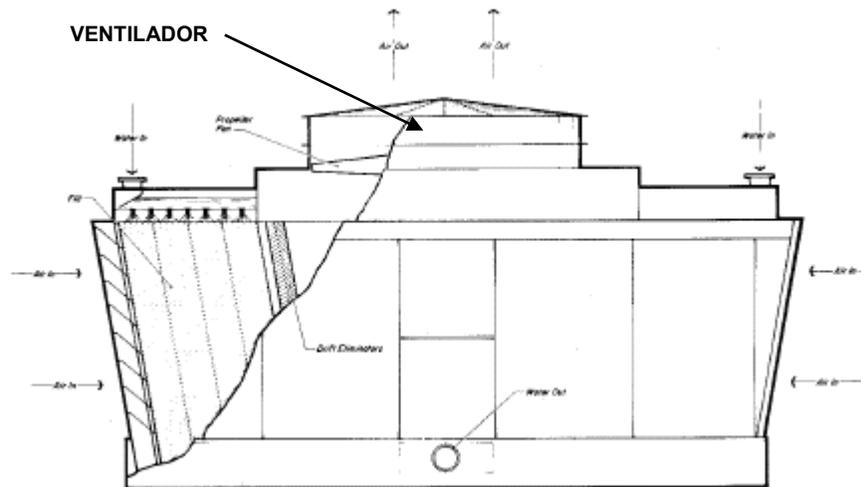


Figura 3.36 .Torre de enfriamiento de flujo cruzado de tiro mecánico inducido ,el sistema de distribución de agua es por medio de la aspersion por gravedad.

Tabla 3.1 – Comparación entre una torre de tiro forzado y una de tiro inducido de 400 T.R.

TIPO DE TORRE DE ENFRIAMIENTO	MOTOR DEL VENTILADOR OPERANDO HP	CONSUMO DEL MOTOR DEL VENTILADOR kW(1)	BOMBA DE LA TORRE FT. (2)	CONSUMO DE LA BOMBA kW(3)	CONSUMO TOTAL kW
CONTRAFLUJO, TIRO FORZADO (SOPLADOR)	40	32.4	23	6.9	39.3
FLUJO CRUZADO, TIRO INDUCIDO	20	16.2	10	3.0	19.2

- 1) La eficiencia del motor del ventilador es del 92%
- 2) La porción del total de carga de bombeo atribuida a la torre de enfriamiento; es la suma de la carga estática mas las pérdidas internas en la torre de enfriamiento del sistema de distribución.
- 3) La eficiencia del motor de la bomba es del 82%.

Al estar diseñadas totalmente cerradas las torres de enfriamiento a contraflujo o contracorriente, el movimiento del aire tiende a tener un movimiento vertical a través del relleno (Fig. 3.35), y el diseño de este tipo de torres nos dicta la necesidad de tener una distribución del agua por medio de un cabezal con varios brazos o también llamados ramales, terminando con una serie de boquillas aspersoras (las cuales idealmente su función es la de pulverizar el agua), espaciadas uniformemente para lograr una mejor

cobertura del agua sobre el relleno. Además, la eficiencia térmica de la torre a contraflujo puede ser incrementada, por medio del aumento en la elevación del sistema de aspersion, o por el incremento en la presión de operación.

Ahora , la combinación tanto de la configuración del relleno y del viaje típico del aire horizontalmente en las torres de enfriamiento de flujo cruzado (Fig. 3.36) permite el uso de la charola o tina del agua caliente abierta al ambiente, la cual se encuentra localizada por encima del relleno, y el agua cae sobre este por gravedad a través de orificios localizados en el piso de la tina. Es por eso que el consumo de energía de bombeo es menor a las torres de enfriamiento a contracorriente, ya que en estas torres el bombeo consiste en vencer la elevación estática de la cisterna del agua fría hasta el centro de la tubería de distribución del agua caliente sobre las charolas, más aproximadamente 0.30 m (1 ft) de pérdidas por codos y válvulas en la instalación, al igual que las torres de contraflujo es posible mejorar la capacidad en el aspecto térmico sin incrementar el volumen de relleno o la cantidad de aire, simplemente incrementando la elevación en el sistema de distribución del agua caliente, pero al realizar estas modificaciones se incrementará el costo de la torre.

Hay muchos factores que hay que tener en cuenta antes de decidirse por algun tipo de torre, y estos son el espacio en donde estará la torre, el costo de la torre (el costo inicial), costo de su mantenimiento, la calidad en el tratamiento de agua, entre otros.

En lo que concierne a la perspectiva del comportamiento energético, un análisis a la tabla 3.1 nos revela que la demanda energética creada por el ventilador de la torre de enfriamiento es 4 o 5 veces mayor que el causado por el bombeo. **Por lo tanto, como se ha mencionado anteriormente la manipulación de la cantidad de aire (de la velocidad del ventilador) es un método importante para regular la capacidad térmica de la torre.**

Como se ha mencionado existen diferentes métodos de control del ventilador (control de la cantidad de aire), la tabla 3.2 nos muestra una comparación entre los diferentes tipos de control antes mencionados, en orden de determinar los relativos meritos de los métodos en lo que concierne al uso de la energía, el ejemplo de los diferentes tipos de torres de 1406.4 KW (400 T.R.) es asumido operando 5 días por semana; de las 7 a.m. a las 6 p.m.; del primero de mayo al último día de septiembre.

TABLA 3.2. Comparación del consumo de energía por varios métodos de control.

METODO DE OPERACIÓN	HORAS DE OPERACIÓN	DEMANDA PROMEDIO DE kW	ENERGÍA CONSUMIDA POR EL VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO. (TI) (kWh)	ENERGÍA CONSUMIDA POR EL VENTILADOR DE TIRO FORZADO. (TF) (kWh)
VENTILADOR OPERANDO A TODA SU CAPACIDAD	1210	T.I.=16.20 T.F.=32.40	19602.0	39204.0
CICLO DE VENTILADOR DE UNA VELOCIDAD (ENCENDIDO-APAGADO)	T.I.=770.3* T.F.=858.2	T.I.=16.20 T.F.=32.40	12478.9	27805.7
CICLO DE VENTILADOR DE DOS VELOCIDADES	T.I.=1139.3* T.F.=1153.5	T.I.=4.30 T.F.=8.60	4899.0	9920.1
CONTROL DE LA CAPACIDAD DEL VENTILADOR A VELOCIDAD CONSTANTE	1210	T.I.=2.72 T.F.=5.44	3291.2	6582.4
USO DE VFD	1210	T.I.=1.99 T.F.=3.98	2407.9	4815.8

** El ventilador de tiro inducido (T.I.) funcionará pocas horas en estos métodos de control, debido al efecto del aire en las torres de enfriamiento de flujo cruzado (el aire puede entrar horizontalmente a través de la torre, aún sin estar en funcionamiento el ventilador), y se reducirá de las 1210 horas menos el tiempo que se encuentre la torre con el ventilador apagado*

3.8 COMPARACIÓN DE RESULTADOS.

En las secciones de la tabla 3.2, encontramos tabulados las horas de operación, la demanda promedio de kW, así como el consumo de energía del ventilador, utilizando los diferentes métodos de control discutidos. Hay que tener en cuenta que en esta comparación se considera constante tanto los valores de carga térmica como la localización geográfica (esto se refiere principalmente a que no están tomadas en cuenta variaciones drásticas en las condiciones ambientales).

METODO DE OPERACIÓN	COMPARACIÓN DE RESULTADOS
<p><i>VENTILADOR OPERANDO A TODA SU CAPACIDAD</i></p>	<p>Mediante este método de operación, en la tabla 3.2 se observa que el ventilador opera durante 1210 horas (5 días por semana; de las 7 a.m. a las 6 p.m.; del primero de mayo al último día de septiembre.), ya que realmente esta forma de control no representa ningún ahorro en la energía, simplemente se ha utilizado para compararlo con el resto de los métodos; En el uso promedio de kW, se puede analizar que hay una relación 2:1 con respecto al consumo entre la torre de T.F. y T.I., eso se debe a la naturaleza de los ventiladores que funcionan como sopladores los utilizados en torres de tiro forzado, estos requieren por lo menos dos veces de los caballos de fuerza aplicados en ventiladores que inducen el aire, entregando exactamente la misma cantidad de aire, dando como resultado un gran consumo de energía.</p>
<p><i>CICLO DE VENTILADOR DE UNA VELOCIDAD (ENCENDIDO-APAGADO)</i></p>	<p>En este método puede observarse que se presentan diferentes horas de operación tanto en el ventilador de tiro inducido (770.3 hrs.), como en el de tiro forzado (858.2 hrs), esto se debe a que se le ha restado la cantidad de horas que el ventilador permanece apagado, en el caso del ventilador de T.I. permanece más tiempo apagado (87.9 horas más que el ventilador de T.F.), esto se debe a la forma en que el aire entra a la torre de flujo cruzado (figura 3.36), en la cual las corrientes de aire pueden atravesar la torre sin la necesidad del ventilador, originando con esto que el aire siga enfriando el agua, mientras que en la torre a contracorriente (Figura 3.35), al estar totalmente cerrada y por la forma en que el aire atraviesa verticalmente la torre, se necesitará que el ventilador siga funcionando por mucho más tiempo para lograr la temperatura del agua a la salida que se desea. Los ahorros de energía obtenidos por este método en comparación al uso del ventilador operando a toda su capacidad, se pueden analizar en la tabla 3.2. En el caso de la energía consumida por el ventilador de tiro inducido son 7124 kWh menos que el método anterior, y para la energía consumida por el ventilador de tiro forzado es de 11398.3 kWh.</p>
<p><i>CICLO DE VENTILADOR DE DOS VELOCIDADES</i></p>	<p>Al igual que el método anterior, se presenta la misma característica en la reducción de las horas de operación y es debido al tiempo que permanecen apagados los ventiladores, pero a diferencia del ciclo de encendido-apagado, este método presenta una mayor cantidad de horas de operación ya que los ventiladores al contar con un motor de dos velocidades (apagado/velocidad media/máxima velocidad) durante un cierto tiempo funcionaran a velocidad media, sin la necesidad de apagar el motor del ventilador. También el uso promedio de kW se ve reducido por su funcionamiento a media velocidad, generando con esto una reducción de aproximadamente cuatro veces el consumo de la energía tanto en los ventiladores de T.I. como en el de T.F.</p>

<p><i>CONTROL DE LA CAPACIDAD DEL VENTILADOR A VELOCIDAD CONSTANTE *</i></p>	<p>El control de la capacidad del ventilador a velocidad constante, se refiere a la utilización del mecanismo para modificar automáticamente el ángulo de ataque de las aspas del ventilador sin hacer variar la velocidad del motor (funciona durante las 1210 horas) y no representa ningún tipo de control sobre el ventilador, la tabla 3.2 presenta una gran reducción en el uso promedio de los kW (debido a las leyes de los ventiladores), así como en la energía consumida kWh, pero desgraciadamente será difícil encontrar en el mercado este tipo de ventiladores. (ver nota)</p>
<p><i>USO DE VFD</i></p>	<p>La flexibilidad de este control nos permite utilizar el ventilador en funcionamiento durante todo el tiempo (1210 hrs.), pero con una demanda promedio de kW mucho menor a los métodos descritos anteriormente, y esto es debido a que se tiene un control de la velocidad en un rango que va del 0 al 100% , obteniendo con esto una reducción en el consumo de energía del 87.5% aproximadamente tanto en ventiladores de T.I. como de T.F. con respecto al funcionamiento a toda su capacidad.</p>

NOTA:

* Debido a la dificultad de encontrar en México proveedores que pudieran proporcionar información sobre el costo y mantenimiento de este equipo (ventilador que controla automáticamente el ángulo de ataque de las aspas), no se realizará ningún tipo de evaluación económica, por lo que, en el capítulo siguiente no se hará ninguna referencia sobre este método de control.



**EVALUACIÓN
ECONÓMICA DE
MEJORAS PROPUESTAS**



4.0 FUNDAMENTO TEÓRICO DEL ANÁLISIS ECONÓMICO

El éxito de todo proyecto de ingeniería y de negocios generalmente se mide en términos de una eficiencia económica; por lo que es poco probable que un proyecto alcance su éxito económico máximo a menos que este adecuadamente planeado, por lo que siendo la rama de ingeniería el área involucrada con las cuestiones técnicas de los proyectos, es frecuente que se vea involucrada en este tipo de estudios en los que se combinan tanto las cuestiones técnicas como las cuestiones económicas de un proyecto, para que en base a un análisis se pueda llegar a una conclusión para poder plantear y tomar una decisión en cuanto al beneficio de un proyecto de ingeniería en relación a su costo; ya que en realidad un proyecto solo se justifica cuando la utilidad es mayor que el costo de este, por esta razón es necesario contar con las herramientas necesarias que respalden la decisión a tomar o en este caso, analizar y cuantificar económicamente cada uno de los métodos de control utilizados para la reducción del consumo de energía en las torres de enfriamiento, y poder decir e indentificar la alternativa que genere la mayor utilidad y/o rentabilidad.

La importancia de la cuestión económica de cualquier proyecto, estriba en que el capital en realidad se puede considerar como un material de producción y de construcción, tal y como lo pueden ser los equipos de procesos (bombas, tuberías, válvulas, etc) o como lo son el concreto y el acero en una construcción, por lo que es esencial que el manejo del capital sea adecuadamente planeado y utilizado en forma eficaz como cualquier otro material, para poder obtener los resultados óptimos y de esta forma los más adecuados.

Por otro lado la importancia de los estudios económicos, radica en que la mayoría de los problemas de ingeniería tienen más de una solución, o pueden realizarse en más de una forma. Por lo que los estudios económicos tienen que ver con la diferencia en los resultados económicos de alternativas, que es donde radica la importancia de estos estudios, ya que si no se tuvieran diferentes alternativas, no habría la necesidad de realizar estos análisis. En general, el análisis de los estudios económicos (o de ingeniería económica) comprende las siguientes etapas:

1. Identificación y establecimiento del problema.

Que para el caso de este trabajo radica en detectar cuales son los principales puntos donde se consume la mayor cantidad de energía en la torre de enfriamiento, con la única finalidad de reducir dichos consumos.

2. Identificación de todas las posibles alternativas de solución.

Las soluciones a la reducción en el consumo de energía, son los diferentes métodos de control tanto en bombas como en ventiladores.

Cuando nos enfrentamos a una decisión, lo primero que se debe hacer es determinar los posibles puntos de acción que se pueden seguir. En esta etapa de la toma de decisión se requiere que se generen todas las alternativas disponibles; para esto se debe de tener especial cuidado de que ya se han agotado los diferentes cursos de acción, antes de que una decisión sea tomada, ya que sería muy indeseable descubrir una mejor alternativa después de haber evaluado las que resultaron no ser las más adecuadas.

3. Evaluación de las alternativas y selección de la más conveniente.

En esta etapa se aplican los métodos de evaluación de proyectos o ingeniería económica, para estimar todos los costos y beneficios de cada alternativa.

Una vez que las alternativas han sido generadas y sus consecuencias cuantificadas y evaluadas, el siguiente paso es utilizar un procedimiento general que ayude a seleccionar a la mejor de ellas.

Dentro de los métodos de análisis económico podemos distinguir a los *empíricos* y a los *cuantitativos*. La diferencia en estos métodos radica en que estos últimos se utilizan técnicas numéricas que auxilian para visualizar mejor la diferencia entre las alternativas, mientras que con los primeros solo se hace una apreciación subjetiva de dichas diferencias, por lo que al usar métodos cuantitativos nos llevará a ser más consistentes en nuestras decisiones, debido a que siempre se utilizará la misma lógica para la solución del problema.

4.1 METODOLOGÍA DE LA EVALUACIÓN ECONÓMICA.

Las oportunidades de ahorro en el empleo de energía que generan beneficios superiores a los costos sin sacrificar la calidad del producto son rentables y por tanto atractivas.

Todos los planes que consideran pequeños cambios operacionales y que pueden hacerse a un costo despreciable, entran en esta categoría. Sin embargo muchos programas requieren de un costo capital, que puede ser amortizado por los ahorros de energía generados durante la vida útil del proyecto.

Es importante que se mantenga un criterio consistente en la evaluación económica de los proyectos de ahorro y uso eficiente de la energía. Antes de decidir cualquier inversión, es deseable tener una medida cuantitativa de la rentabilidad, de tal manera que puedan compararse diferentes alternativas bajo el mismo punto de vista.

Debido a que un verdadero costo económico incluye costos de oportunidad de inversiones no realizadas, los programas deberían considerarse rentables únicamente cuando las *tasas de rendimiento* esperadas sean mayores que las obtenidas con alternativas de inversión diferentes.

En realidad las decisiones de inversión generalmente están basadas en otros factores además de la simple tasa de rendimiento, tales como riesgo, flujo de efectivo, impuestos, preferencias entre inversiones a corto y largo plazo y otros.

El resultado de cualquier evaluación económica puede ser considerablemente afectado por dichos efectos, que no deben ignorarse en los estudios reales a base de los criterios de medición indicados a continuación.

4.1.1 Medición preliminar de resultados.

Durante el análisis de los balances de energía de una industria pueden encontrarse muchas oportunidades de ahorro de la energía, pero algunas pueden rechazarse rápidamente debido a que la recuperación de capital es baja o negativa. Por lo que primero se deben aplicar medidas obvias, las cuales requieren de una mínima o nula inversión y consisten en cambios de orden o costumbres, administración de la energía, transformaciones tecnológicas con mínimo costo y concientización del personal, que traeran consigo grandes beneficios a la planta industrial sin requerir una evaluación económica más compleja.

Posteriormente, las medidas preliminares son útiles porque sirven para seleccionar las alternativas de mayor viabilidad; sin embargo, no deben emplearse para justificar inversiones mayores en un proyecto de uso racional de energía, debido a que no reflejan el valor del dinero a través del tiempo.

Las medidas preliminares como el período de pago y recuperación de la inversión son útiles para seleccionar propuestas de inversión y además en muchos casos se toman como referencia. La información que se necesita para el cálculo de estas medidas es la siguiente:

C : Costo inicial (incluyendo equipo, accesorios, mano de obra, materiales, ingeniería, etc.)

CAO : Costo anual de operación (si se debe a la inversión)

AAE : Ahorro anual de electricidad (kWh).

PEE : Precio estimado de la electricidad (\$/kWh)

n : Duración estimada del proyecto (vida útil-años)

El costo inicial es el estimado de la mano de obra y de los materiales requeridos para ejecutar el proyecto. Los otros cuatro factores determinan el flujo anual del beneficio (no se considera ningún valor de rescate de las inversiones).

El ahorro neto anual puede definirse de la siguiente manera:

Ahorro neto anual:

$$A = (AAE \times PEE) - CAO \quad (45)$$

4.1.1.1 Período de pago

El período de pago se define como:

$$PP = \frac{C}{(AAE \times PEE) - CAO} = \frac{C}{A} \quad (46)$$

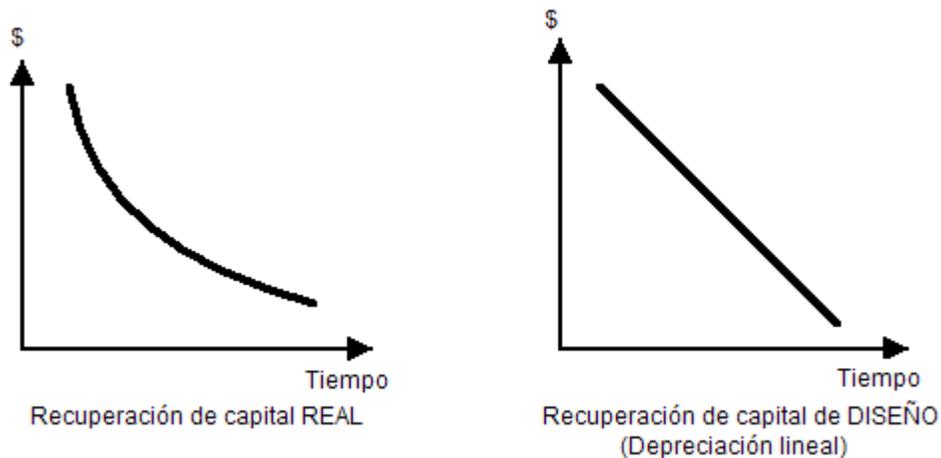
El período de pago puede compararse con la vida útil de la inversión y juzgar así aproximadamente el potencial de recuperación de capital. Puede considerarse rentable un período de pago de la mitad de la vida útil de la inversión o del proyecto.

El período de pago, como medida de resultados, conduce a otros problemas; por ejemplo, el dinero ahorrado en los años futuros se acredita en igual forma que el dinero ahorrado del año en curso, lo cual evita que se puedan comparar alternativas de inversión con diferentes tiempos de vida.

$$PP \leq \frac{n}{2} \Rightarrow \text{para \cdot que \cdot sea \cdot rentable}$$

4.1.1.2 Recuperación de capital

La recuperación de capital (RC) es una medida mejor que el período de pago, ya que considera la depreciación de la inversión a través de su vida económica, previendo su renovación por medio de un cargo por depreciación.



Considerando la depreciación lineal (DL):

$$DL = \frac{C}{n} \quad (47)$$

Puede calcularse el porcentaje de recuperación del capital:

$$RC = \left[\frac{(A - DL)}{C} \right] \times 100 \quad (48)$$

La recuperación de capital tiene la ventaja de permitir la comparación, bajo la misma base, de inversiones con diferentes tiempos de vida. A menudo se usa en análisis financieros de inversiones potenciales debido a la simplicidad de su cálculo.

Cuando la tasa de recuperación es pequeña (menos de 20%) se hace uso de un análisis o medición más detallado.

$$RC > \cdot al \cdot 20\% \cdot \text{para \cdot que \cdot sea \cdot rentable}$$

Si tanto el periodo de pago (PP) como la recuperación del capital (RC) hasta este punto resultarán ser rentables se continuará con las mediciones más detalladas de resultados, en el caso de que una de los dos o las dos no resulten rentables, se considerará no realizar la inversión.

4.1.2 Medición detallada de resultados (grandes inversiones).

Las medidas de resultados detallados son aquellas que incorporan un factor para corregir el valor del dinero a través del tiempo, generalmente en la forma de factor de descuento.

y : tasa bancaria de préstamo.

i : tasa de descuento.²⁰

f : inflación. (se considerará una inflación promedio del 4%)²¹

$$i = \frac{y - f}{1 + f} \Rightarrow \text{tasa de descuento.} \quad (49)$$

Para propósitos de las diferentes alternativas de inversión, un peso en el presente es de mayor valor que un peso en el futuro. La tasa de recuperación de la mejor alternativa de inversión, puede considerarse generalmente como la tasa de descuento apropiada para evaluar alternativas, a menos que sea menor que la tasa de interés del préstamo cuando la nueva inversión requiere de financiamiento. En este caso, la tasa de descuento debe ser cuando menos la tasa de interés del préstamo.

Las tasas de descuento pueden variar mucho dentro de la misma industria y aún dentro de la misma compañía para diferentes alternativas, pero generalmente son del orden de 10 a 20% .

Se debe hacer notar que las utilidades generadas por ahorros de energía pagan impuestos al igual que cualquier otro tipo de utilidad.

Igualmente se dispone de varias medidas detalladas para evaluar las oportunidades de inversión y aquí se analizan las siguientes:

- **Análisis beneficio - costo.**
- **Período de recuperación del capital invertido.**
- **Tasa interna de retorno.**

4.1.2.1 Análisis beneficio – costo.

El análisis beneficio - costo requiere una comparación directa del valor presente de los beneficios (ahorros), generados por una inversión dada, con sus costos.

Generalmente ésto se formula en términos de la relación beneficio - costo (B/C).

²⁰ El interés representa la renta que se paga por utilizar el dinero ajeno o bien la renta que se gana al invertir nuestro dinero

²¹ Si se desea mayor información referente a la inflación se puede visitar la página del Banco de México "www.banxico.org.mx" – de septiembre de 2005 a septiembre de 2006 se tuvo una inflación anual del 4.09%

Una relación mayor que la unidad implica que los beneficios netos esperados excederán los costos iniciales, de tal manera que dicha inversión es rentable; por el contrario una relación menor que la unidad implica que la inversión no es rentable.

Como medida absoluta de la rentabilidad de una inversión, esta relación es considerada generalmente superior a las demás.

El flujo de utilidades o ahorros netos (A), cuando son constantes en cada período, pueden expresarse en términos de "valor presente", usando una tasa de descuento y acumulando los beneficios de vida del proyecto. El valor presente (VP) se estima con:

$$FVP = \frac{1 - (1 + i)^{-n}}{i} \quad (50)$$

Donde:

i = tasa de descuento expresada como una fracción.
 n = vida probable esperada del proyecto en años.

Si $VP = B \cdot (\text{Beneficio})$ entonces para que el proyecto sea rentable debe cumplir lo siguiente:

$$\frac{B}{C} > 1 \Rightarrow \therefore B > C$$

y así

$$VP = A \times FVP = \text{factor} \cdot \text{neto} \cdot \text{de} \cdot \text{valor} \cdot \text{presente} \quad (51)$$

Donde:

A = ahorro neto anual

Si el valor presente de los beneficios es mayor que el costo de la inversión, el proyecto es rentable.

4.1.2.2 Período de recuperación del capital invertido.

El tiempo de recuperación del capital invertido o período de equilibrio, es similar al período de pago (PP) que se citó antes, salvo que el período de equilibrio considera tasas de descuento.

La principal desventaja de tal índice de evaluación es que las inversiones que tienen duraciones diferentes no se pueden comparar; sin embargo, esta medida es útil en la planeación financiera y análisis del presupuesto.

$$C = B = VP = A \times \left[\frac{1 - (1 + i)^{-m}}{i} \right] \quad (52)$$

$$m = -\frac{\ln\left(1 - \frac{C_i}{A}\right)}{\ln(1+i)} \quad (53)$$

Donde:

m = periodo de recuperación de lo invertido, tomando en cuenta la tasa de descuento.

Para ser rentable debe cumplir lo siguiente:

a) $\frac{C_i}{A} < 1$ (si no es menor a uno, no es rentable)

b) $\frac{m}{n} \leq 30\%$ (70% de protección por cualquier riesgo)

4.1.2.3 Tasa interna de retorno (T.I.R. ó j)

El método de la tasa interna de rendimiento es el más general y más ampliamente usado para la elaboración de estudios económicos, por lo general se le conoce por varios nombres, tales como método del inversionista, método del flujo de efectivo descontado, método de ingresos contra desembolso e índice de reditabilidad.

La tasa interna de rendimiento, es un índice de rentabilidad ampliamente aceptado, y es la tasa de descuento donde el valor presente neto es igual a cero, es decir donde el costo sea igual al beneficio.

$$C = B = A \times FVP = A \times \left[\frac{1 - (1+j)^{-n}}{j} \right] \quad (54)$$

$$\therefore \frac{C}{A} = \frac{1 - (1+j)^{-n}}{j} \quad (55)$$

Es decir, la tasa interna de rendimiento de una propuesta de inversión, es aquella tasa de interés j que satisface la ecuación (55), el valor de j se encuentra por medio de iteraciones.

En otros términos podemos decir que la tasa de rendimiento o rentabilidad es una medida de la efectividad financiera; al método de la T.I.R. también se le conoce como tasa interna de rendimiento (utilidad).

En conclusión, el significado fundamental de la T.I.R. se puede definir como: *“La tasa de interés que se gana sobre el saldo no recuperado de una inversión, de tal modo que el saldo al final de la propuesta es cero”*. Para que un proyecto se considere rentable la tasa interna de retorno (T.I.R.) debe ser mayor a la tasa de descuento o interés i .

$$j > i \Rightarrow \text{para que sea rentable.}$$

4.1.3 Análisis marginal.

Muchas inversiones típicas, como las de uso racional de la energía, se caracterizan porque la tasa de retorno decrece conforme aumenta el nivel de inversión. Un ejemplo de ello es la aplicación de aislantes, donde cada incremento adicional general menos ahorros que el anterior.

En tales inversiones se espera estimar el nivel óptimo de aplicación, en el sentido de que otro nivel de inversión no generará ahorros netos mayores. Con este criterio, aplicando los conceptos vistos anteriormente se puede analizar este tipo de problemas.

4.2 ANALISIS ECONÓMICO A LOS DIFERENTES MÉTODOS DE CONTROL DEL VENTILADOR.

En base al análisis económico mencionado al principio de este capítulo, se compararán los diferentes métodos de control para el ventilador, debo mencionarse que los datos presentados en el capítulo 3, en específico en la tabla 3.2, fueron datos que se obtuvieron de un estudio que se realizó en la ciudad de Chicago, E.E.U.U.²². y en la cual se asumió que estuvo operando durante 5 días por semana (de lunes a viernes); de las 7 a.m. a las 6 p.m. (11 horas); del primero de mayo al último día de septiembre (durante 5 meses).

La tabla 4.1 (*repetición de la tabla 3.2*) ilustra la comparación en los requerimientos de potencia del ventilador, en ella se observa el análisis para dos tipos de torres de enfriamiento de 1406.4 kW (400 T.R.) y de 75.72 l/s (1200 GPM) para 35°C (95°F) de temperatura de agua de entrada, 29.5 °C (85°F) de temperatura de agua de salida y 25.5 °C (78°F) de temperatura de diseño del bulbo húmedo.

²² Chicago es conocida por ser una de las ciudades con más viento de los EE.UU. Durante el invierno las temperaturas son bastante bajas, llegando incluso a los 5° C bajo cero, aunque la nieve no supera los 0.75 metros (30 pulgadas). Por su parte, en verano las temperaturas son más elevadas, alcanzando los 35° C.

FUENTE

+ <http://internacional.universia.net/eeuu/ciudades/illinois/chicago/clima.htm>

TABLA 4.1 Repetición de la tabla 3.2, en la cual se compara el consumo de energía de los distintos métodos de control para ventiladores.

METODO DE OPERACIÓN	HORAS DE OPERACIÓN	DEMANDA PROMEDIO DE kW	ENERGÍA CONSUMIDA POR EL VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO. (TI) (kWh)	ENERGÍA CONSUMIDA POR EL VENTILADOR DE TIRO FORZADO. (TF) (kWh)
VENTILADOR OPERANDO A TODA SU CAPACIDAD	1210	T.I.=16.20 T.F.=32.40	19,602	39,204
CICLO DE VENTILADOR DE UNA VELOCIDAD (ENCENDIDO-APAGADO)	T.I.=770.3* T.F.=858.2	T.I.=16.20 T.F.=32.40	12,478.9	27,805.7
CICLO DE VENTILADOR DE DOS VELOCIDADES	T.I.=1139.3* T.F.=1153.5	T.I.=4.30 T.F.=8.60	4,899	9,920.1
USO DE VFD	1210	T.I.=1.99 T.F.=3.98	2,407.9	4,815.8

** El ventilador de tiro inducido (T.I.) funcionará pocas horas en estos métodos de control, debido al efecto del aire en las torres de enfriamiento de flujo cruzado (el aire puede entrar horizontalmente a través de la torre, aún sin estar en funcionamiento el ventilador), y se reducirá de las 1210 horas menos el tiempo que se encuentre la torre con el ventilador apagado.*

Para fines del desarrollo del análisis económico, se considerará que estas torres de enfriamiento se encuentran localizados en EL SALTO, JALISCO, ya que este lugar presenta una temperatura de bulbo húmedo de 25°C muy parecido al utilizado durante el estudio (Tabla 4.1), además de presentar una temperatura de bulbo seco durante el verano alrededor de los 35°C.

Se asume que la ciudad de Chicago no presenta condiciones ambientales idénticas al Salto, Jalisco, pero considerando las condiciones en las cuales se realizó el estudio de las torres de enfriamiento y durante el periodo que se analizó, las características y localización del lugar ayudarán a proseguir con el estudio económico del presente trabajo.

JALISCO *					
Localidad	Situación geográfica			Temperatura de cálculo para verano [°C]	
	Latitud	Longitud	A.S.N.M [m]	T _{BS}	T _{BH}
El Salto	20° 32'	103° 11'	1,508	35	25
<p>* Estos datos fueron obtenidos de las "normales climatológicas para el cálculo de sistemas de aire acondicionado en poblaciones de la República Mexicana", en estas tablas se presentan las presiones barométricas y las temperaturas exteriores de cálculo de acuerdo con las ecuaciones normalizadas para la atmósfera típica internacional, por el Ing. Manuel A. de Anda y Flores en 1953, y aprobadas por la AMICA en 1955 y aprobadas en 1956 por la organización de aviación civil internacional de la organización de las naciones unidas. <u>La situación geográfica y los datos meteorológicos base del cálculo, fueron proporcionados por la dirección general del servicio meteorológico nacional y de las estaciones meteorológicas de la UNAM.</u></p>					

La tarifa que se considerará será **H-M** (debido a que una buena cantidad de industrias tienen contratado esta tarifa general a media tensión y se consumen más de 100kW) y la región tarifaria a la cual corresponde *El Salto, Jalisco*, corresponde a la región **SUR** (para más información ver el Apéndice A).

El horario que se presenta es de **las 7 a.m. a las 6 p.m.**; del primero de mayo al último día de septiembre, **operando de lunes a viernes**.

Del primer domingo de abril al sábado anterior al último domingo de octubre

Día de la semana	Base	Intermedio	Punta
lunes a viernes	0:00 - 6:00	6:00 - 20:00 22:00 - 24:00	20:00 22:00

Como puede verse el horario en la que se realizó el estudio de los consumos de energía en las dos torres de enfriamiento, se encuentran dentro del rango del **horario intermedio** del primer domingo de abril al sábado anterior al último domingo de octubre (*datos establecidos por la Comisión Federal de Electricidad*).

Las cuotas aplicables para este horario y la región para el **mes de febrero de 2007** son las siguientes :

Cuotas aplicables en el mes de **FEBRERO** de 2007 ²³

Región	Cargo por kilowatt de demanda facturable	Cargo por kilowatt - hora de energía de punta	Cargo por kilowatt - hora de energía intermedia	Cargo por kilowatt - hora de energía de base
Sur	\$ 122.98	\$ 2.2759	\$ 0.7105	\$ 0.5908

²³ Si se desea mayor información sobre el precio de la energía puede visitar la página en Internet de CFE (Comisión Federal de Electricidad) o LFC (Luz y Fuerza del Centro).

Método de operación : El ventilador opera a toda su capacidad.

METODO DE OPERACIÓN	HORAS DE OPERACIÓN	DEMANDA PROMEDIO DE kW	ENERGÍA CONSUMIDA POR EL VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO. (TI) (kWh)	ENERGÍA CONSUMIDA POR EL VENTILADOR DE TIRO FORZADO. (TF) (kWh)
VENTILADOR OPERANDO A TODA SU CAPACIDAD	1210	T.I.=16.20 T.F.=32.40	19,602	39,204

Tarifa: H-M

Región: Sur

	Tiro inducido (TI)		Tiro forzado (TF)	
	kW _{prom}	kWh	kW _{prom}	kWh
PUNTA	0	0	0	0
INTERMEDIA	16.2	19,602	32.4	39,204
BASE	0	0	0	0

Cálculo de la demanda eléctrica.

Utilizando la fórmula (A1) y la tabla A1 del Apéndice A (sección A.1.6), obtenemos la demanda facturable:

$$DF = DP + [FRI \times \max(DI - DP, 0)] + [FRB \times \max(DB - DPI, 0)] \quad (A1)$$

Donde:

$$FRI = 0.30$$

$$FRB = 0.15 \text{ (Factores obtenidos de la tabla A1)}$$

$$\underline{DF} = 0 + [0.30 \times (16.2 - 0)] + [0.15 \times (0 - 0)] = \underline{4.86 \text{ kW}} \text{ (para tiro inducido)}$$

$$\underline{DF} = 0 + [0.30 \times (32.4 - 0)] + [0.15 \times (0 - 0)] = \underline{9.72 \text{ kW}} \text{ (para tiro forzado)}$$

Cálculo del costo eléctrico.

Cargos	Tiro inducido	Tiro forzado	Febrero 2007 Carga	Tiro inducido	Tiro forzado
	Valor (kWh)			Total (\$)	
Consumo en punta	0	0	\$ 2.2759	\$ 0.0	\$ 0.0
Consumo en intermedio	19,602.0	39,204	\$ 0.7105	\$ 13,927.22	\$ 27,854.44
Consumo en base	0	0	\$ 0.5908	\$ 0.0	\$ 0.0
			Consumo total	\$ 13,927.22	\$ 27,854.44

Demanda facturable	4.86 kW	9.72 kW	\$ 122.98	\$ 597.68	\$ 1,195.37
			Demanda total	\$ 597.68	\$ 1,195.37

			Total consumo y demanda eléctrica	\$ 14,524.90	\$ 29,049.81
--	--	--	--	--------------	--------------

El mismo procedimiento anterior fue utilizado para cada uno de los otros métodos de operación, en la Tabla 4.2 se muestra un resumen del costo de la energía consumida por los métodos de control señalados en la tabla 4.1.

Tabla 4.2 Costos de la energía consumida para cada uno de los métodos de operación mostrados en la tabla 4.1

METODO DE OPERACIÓN	COSTO DE LA ENERGÍA CONSUMIDA POR EL VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO. (TI) \$	COSTO DE LA ENERGÍA CONSUMIDA POR EL VENTILADOR DE TIRO FORZADO. (TF) \$
VENTILADOR OPERANDO A TODA SU CAPACIDAD	\$ 14,524.90	\$ 29,049.81
CICLO DE VENTILADOR DE UNA VELOCIDAD (ENCENDIDO-APAGADO)	\$ 9,463.94	\$ 20,951.32
CICLO DE VENTILADOR DE DOS VELOCIDADES	\$ 3,639.38	\$ 7,365.52
USO DE VFD	\$ 1,784.23	\$ 3,568.46

El ahorro energético y económico se presenta al tener un modo de operación del ventilador diferente a cuando funciona a toda su capacidad (es decir el ventilador funciona siempre, sin importar la variación en las condiciones ambientales), la Tabla 4.3 muestra los ahorros que se obtendrían utilizando otros métodos de control del ventilador en comparación a si funcionara a toda su capacidad.

Tabla 4.3 Ahorro económico.

METODO DE OPERACIÓN	AHORRO ECONÓMICO * VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO. (TI) \$	AHORRO ECONÓMICO * VENTILADOR DE TIRO FORZADO. (TF) \$
CICLO DE VENTILADOR DE UNA VELOCIDAD (ENCENDIDO-APAGADO)	\$ 5,060.96	\$ 8,098.49
CICLO DE VENTILADOR DE DOS VELOCIDADES	\$ 10,885.52	\$ 21,684.29
USO DE VFD	\$ 12,740.67	\$ 25,481.35
*Estos ahorros económicos son los representativos de 5 meses (del primero de mayo al último día de septiembre)		

La Tabla 4.4 presenta un resumen de las inversiones requeridas para lograr los ahorros energéticos y económicos mostrados en las Tablas 4.1 y 4.3, en ella se muestran el costo inicial de la inversión (en estos precios se encuentran considerados el equipo y sus accesorios principales, como son sensores de temperatura, termostatos, arrancadores, etc, así como un costo estimado de la mano de obra, materiales e ingeniería) ; en el costo anual de operación se encuentran considerado el mantenimiento anual que se recomienda realizar al equipo para que se encuentre en óptimas condiciones de funcionamiento y con esto se asegure de que tendrá la duración estimada de n años del proyecto. (para más información vease apéndice B)

Tabla 4.4 Inversión aproximada requerida de los métodos de operación del ventilador.

METODO DE OPERACIÓN	C Costo inicial [\$]		CAO Costo anual de operación [\$]		n Duración estimada del proyecto [años]	
	T.I	T.F	T.I	T.F	T.I	T.F
CICLO DE VENTILADOR DE UNA VELOCIDAD (ENCENDIDO-APAGADO)	\$ 7,930	\$ 7,930	----- (1)	----- (1)	5	5
CICLO DE VENTILADOR DE DOS VELOCIDADES	\$18,641	\$31,225	\$ 2,350	\$ 3,050	10	10
USO DE VFD	\$ 40,253	\$ 68,812	----- (1)	----- (1)	15	15

(1) Tanto los sensores de temperatura como los variadores de velocidad, son resistentes, ya que están fabricados para aplicaciones industriales, pero al tratarse de equipos con elementos electrónicos, se deberá tener cuidado en no recibir sobrecargas eléctricas, es por eso que no se considera ningún tipo de mantenimiento preventivo.

4.2.1 ANÁLISIS ECONÓMICO UTILIZANDO VARIADOR DE FRECUENCIA (VFD).

Se tomará como ejemplo a desarrollar el método de control usando el variador de frecuencia (VFD), ya que como podemos observar este tipo de control es el que presenta mayores ahorros energéticos.

Medición preliminar de resultados.

Como los ahorros obtenidos anteriormente son para un periodo de 5 meses, consideraré un ahorro promedio mensual, para con esto obtener mi ahorro anual (AA). Claramente este procedimiento no nos dará un ahorro real, ya que se está suponiendo que se tendrá un ahorro mensual igual a lo largo de los 12 meses del año, lo cual no es tan cierto, pero se podría compensar con los meses más fríos en que la torre también se encontraría funcionando, y en estos meses daría origen a un mayor ahorro de energía ya que la temperatura de bulbo seco y húmedo descenderían y durante los cuales se podrían mantener durante más tiempo ya sea los ventiladores apagados o a velocidad media.

Periodo de pago (PP)

Analicemos el ciclo de control con variador de frecuencia para tiro inducido (TI).

$$AA = \frac{\$12,740.67}{5 \cdot \text{meses}} \times 12 \cdot \text{meses} = \underline{\$30,577.6}$$

Ahorro neto anual:

$$A = AA - CAO = \$30,577.6 - \$0.0 = \$30,577.6$$

El período de pago se define como:

$$PP = \frac{C}{A} = \frac{\$40,253.0}{\$30,577.6} = 1.32$$

$$PP \leq \frac{n}{2} = \frac{15}{2} = 7.5 \Rightarrow 1.32 < 7.5 \therefore \text{es rentable}$$

Recuperación de capital (RC)

Considerando la depreciación lineal (DL):

$$DL = \frac{C}{n} = \frac{\$40,253}{15} = \$2,683.53$$

Puede calcularse el porcentaje de recuperación del capital:

$$RC = \left[\frac{(A - DL)}{C} \right] \times 100 = \left[\frac{(\$30,577.6 - \$2,683.53)}{\$40,253} \right] \times 100 = 69.30\%$$

$$69.30\% > 20\% \therefore \text{es rentable}$$

Medición detallada de resultados.

y : tasa bancaria de préstamo (24% anual aproximado).

i : tasa de descuento.

f : inflación (4% anual aproximado).

$$i = \frac{y - f}{1 + f} = \frac{24 - 4}{1 + 0.04} = 19.23\%$$

Análisis beneficio – costo.

$$FVP = \frac{1 - (1 + i)^{-n}}{i} = \frac{1 - (1 + 0.1923)^{-15}}{0.1923} = 4.83$$

$$VP = B = A \times FVP = \$30,577.6 \times 4.83 = \$147,690$$

$$\frac{B}{C} = \frac{\$147,690}{\$40,253} = 3.67 > 1$$

Período de recuperación.

Calculando m

$$m = -\frac{\ln(1 - \frac{Ci}{A})}{\ln(1+i)} = -\frac{\ln(1 - \frac{(\$40,253 \times 0.1923)}{\$30,577.6})}{\ln(1+0.1923)} = 1.66$$

Para ser rentable:

$$a) \frac{Ci}{A} = 0.25 < 1 \quad (\text{es rentable})$$

$$b) \frac{m}{n} = \frac{1.66}{15} \times 100 = 11.06 < 30\% \quad (\text{es rentable})$$

Tasa interna de retorno (T.I.R. ó j)

$$C = B = A \times FVP = A \times \left[\frac{1 - (1+j)^{-n}}{j} \right]$$

$$\therefore \frac{C}{A} = 1.32 = \frac{1 - (1+j)^{-15}}{j} \Rightarrow \therefore \text{iterando} \cdot \text{tenemos} \cdot \text{que} \cdot j = 76\%$$

$$j > i : 76\% > 19.23\% \Rightarrow \text{es} \cdot \text{rentable}.$$

El mismo procedimiento anterior fue utilizado para cada uno de los otros métodos de operación, en la Tabla 4.5 se muestra un resumen del análisis realizado a los métodos de control señalados en la Tabla 4.1 y con la ahorros económicos mostrados en la Tabla 4.3, así como de las inversiones propuestas en la Tabla 4.4.

Tabla 4.5. Resumen del análisis económico

METODO DE OPERACIÓN		¿Es rentable el proyecto?	periodo de pago [años]	recuperación de capital [%]	beneficio-costos [adimensional]	periodo de recuperación [años]	m/n*	tasa interna de retorno [%]
CICLO DE VENTILADOR DE UNA VELOCIDAD (ENCENDIDO-APAGADO)	T.I	Sí	0.65	133.17	4.66	0.76	15.26	151.15
	T.F	Sí	0.41	225.10	7.46	0.46	9.29	240.50
CICLO DE VENTILADOR DE DOS VELOCIDADES	T.I	Sí	0.78	117.54	5.49	0.93	9.29	127.40
	T.F	Sí	0.64	146.90	6.75	0.74	7.43	155.03
USO DE VFD	T.I	Sí	1.32	69.30	3.67	1.66	11.06	75.46
	T.F	Sí	1.13	82.21	4.29	1.39	9.24	88.10

*Donde m es el periodo de recuperación y n es la duración estimada del proyecto (vida útil)

4.3 COMPARACIÓN DE COSTOS.

Los costos de los diferentes métodos de control son sensibles al tamaño de la unidad, de las condiciones del mercado, así como de los accesorios que existan en la torre de enfriamiento, es por eso que no es posible hablar de un costo generalizado para los diferentes tipos de torres, ya que para poder considerar una inversión de algún equipo suplementario para poder reducir el consumo de energía, dependerá definitivamente de un estudio previo de las condiciones locales y de las necesidades de la planta.

METODO DE OPERACIÓN	COMPARACIÓN ECONÓMICA
VENTILADOR OPERANDO A TODA SU CAPACIDAD	El ventilador operando a toda su capacidad nos da el consumo máximo que se tendría al no aplicar ningún tipo de control, es por eso que el cálculo del costo del consumo de electricidad es de suma importancia para poder comparar los costos de los otros métodos.
CICLO DE VENTILADOR DE UNA VELOCIDAD (ENCENDIDO-APAGADO)	Para poder tener un control sobre el motor del ventilador en este ciclo solamente se considera un termostato el cual encenderá el equipo cuando suba la temperatura y lo apagará cuando las condiciones ambientales lo permitan y se detecte una disminución en la temperatura del agua a la salida de la torre. Como puede observarse en la Tabla 4.4 los costos iniciales para este equipo son relativamente bajos, en comparación a los otros métodos de control, teniendo un costo anual de operación nulo, esto debido principalmente a que

	<p>es un equipo diseñado para la industria, y por lo tanto presenta características de alta resistencia (para ambientes extremadamente húmedos así como corrosivos), el único cuidado que se debe tener para este equipo es el de no recibir sobrecargas eléctricas.</p> <p>La duración estimada de este método de operación es de 5 años y esto es debido principalmente a que como el sensor de temperatura esta en contacto con el agua de la torre de enfriamiento, esta agua de enfriamiento normalmente presenta arrastres de sustancias corrosivas o de alto contenido mineral, los cuales disminuyen considerablemente el tiempo de vida del equipo.</p>
<p>CICLO DE VENTILADOR DE DOS VELOCIDADES</p>	<p>Este ciclo es un poco más costoso debido a que se tendría que considerar invertir en la compra de motores trifásicos de dos velocidades, este método de control presenta costos de mantenimiento anual (<i>CAO</i>), este mantenimiento tienen la finalidad de tener en óptimas condiciones los equipos y así poder considerar los 10 años de duración del proyecto que se han establecido, en este mantenimiento preventivo se considera principalmente la limpieza general, limpieza y cambio de balines dañados (si hubiera) y apriete de las conexiones, así como el de un recubrimiento para reducir la corrosión en el equipo.</p> <p>Como se explicó en el capítulo 3.4.2.1.3. el uso de este tipo de motores tiene mejores ventajas cuando es aplicado a torres que tiene múltiples celdas, es por eso que en el caso de que se considerara este tipo de control, será necesario realizar un balance económico considerando la inversión inicial en la compra de <i>n</i> cantidad de motores de dos velocidades para <i>n</i> celdas de enfriamiento, aumentando con esto considerablemente el costo del capital inicial así como el costo de mantenimiento.</p>
<p>USO DE VFD</p>	<p>El uso de variadores de velocidad, hoy en día dentro del ámbito de las torres de enfriamiento, se han empezado a introducir debido al buen control que se puede tener sobre la velocidad del ventilador, pero al ser un equipo con tales características operacionales su costo inicial es relativamente alto, podemos observar en la tabla 4.4 las inversiones que hay que realizar, pero este equipo es el que presenta los mejores ahorros en consumo de electricidad, reflejándose claramente en ahorros económicos, debido principalmente a que es un equipo electrónico diseñado para el uso industrial y no requiere mantenimiento, simplemente en tener instalado un regulador de voltaje, para evitar las sobrecargas eléctricas.</p> <p>El resultado del análisis económico a este tipo de control nos refleja que si se realizara la inversión, sería totalmente rentable, teniendo periodos de recuperación del capital cercanos al año y medio.</p> <p>Este equipo dependiendo del fabricante y del modelo nos da la flexibilidad de tener un control en promedio de 3 ventiladores simultáneamente, disminuyendo la necesidad de adquirir un equipo por torre de enfriamiento,</p>

	reduciendo con esto aún más la inversión inicial, ya que se tendría un ahorro eléctrico mayor al controlar más de una celda ²⁴ , con la inversión de un solo equipo.
--	---

Se debe tener cuidado al analizar la tabla 4.5, ya que no es posible realizar un análisis comparativo directo entre los diferentes tipos de control, debido a los diferentes años de duración de los proyectos, un forma de compararlos es por medio de la tasa interna de retorno, pero teniendo en claro que mientras se invierte en un equipo que dura 15 años como lo es el variador, se tendría que invertir nuevamente en la compra de dos equipos más en el caso de los motores de una sola velocidad (encendido-apagado), ya que estos solamente consideran un periodo de 5 años de duración.

¿En que momento no es rentable la inversión en estos equipos de control?

Como se ha mencionado con anterioridad, a lo largo del análisis económico solamente se consideraron equipos y accesorios principales, así como costos estimados de la mano de obra, materiales, ingeniería y costos de mantenimiento anual muy generalizados, los costos totales que se han dado en la Tabla 4.4, aún cuando se intentaron acercarse lo más posible a un costo real, no son costos de inversión exactos ya que en un caso real, aplicado a alguna planta que desee invertir en algún equipo antes descritos, existirán factores que afectarán directamente al costo de instalación o de mantenimiento, es por eso que a continuación se muestran las inversiones máximas que se permitirían para que aún fueran rentables la realización de los proyectos.

Los datos presentados a continuación, se obtuvieron utilizando cada uno de los métodos de evaluación económica mostrados en la sección 4.1.

METODO DE OPERACIÓN	INVERSIÓN MÁXIMA
CICLO DE VENTILADOR DE UNA VELOCIDAD (ENCENDIDO-APAGADO)	En este caso lo máximo que se podría gastar para que todavía fuera rentable el proyecto sería de \$14,500 y \$23,400 para tiro inducido y tiro forzado respectivamente, si los gastos no excedieran estas cantidades la respuesta seguiría siendo el <i>sí</i> a la inversión.
CICLO DE VENTILADOR DE DOS VELOCIDADES	Lo máximo que se podría gastar para que todavía fuera rentable el proyecto sería de \$50,000 y \$104,000 para tiro inducido y tiro forzado respectivamente, si los gastos de inversión no exceden estas cantidades la respuesta seguiría siendo el <i>sí</i> a la inversión.
USO DE VFD	En este método de control no se deberá exceder de \$86,000 para tiro inducido y de \$173,000 para tiro forzado. Si en algún caso se excedieran de estas cantidades, inmediatamente no sería viable realizar la inversión y se tendría que desechar la posibilidad de implementar este tipo de control a las torres de enfriamiento.

²⁴ "celda" es un término referido a un módulo de una torre de enfriamiento constituido por todos los componentes descritos en la sección 1.4 (relleno, eliminadores de rocío, equipo mecánico, estructura, etc), en la actualidad el máximo gasto de agua que puede llegar a manejar una torre de enfriamiento es de 631 l/s (10,000 gpm), es por eso que si existiera una necesidad de enfriar 1,893 l/s de agua (30,000 gpm), será necesario colocar 3 celdas de 631 l/s en serie para igualar esta capacidad.



CAPITULO 5

RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES

5.0 RECOMENDACIONES

5.1 RECOMENDACIONES PARA EL USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA EN LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.

Las siguientes recomendaciones generales son con base a la experiencia de ingenieros y operarios de las torres de enfriamiento:

- ***Al sacar de operación los equipos a los cuales la torre les suministra el agua enfriada, los operarios simplemente detienen las bombas de circulación de agua, dejando en funcionamiento el motor del ventilador a toda su capacidad, ocasionando con esto un consumo eléctrico sin ningún beneficio.***
- ***Establecer un programa de mantenimiento mecánico periódico para los motores, ventiladores y bombas, con la única finalidad de que se encuentren en óptimas condiciones.***
- ***Se debe tener precaución en que el ángulo de ataque de las aspas del ventilador sea el adecuado, ya que un ángulo mayor al diseñado provocará que el amperaje del motor del ventilador se eleve.***
- ***El cambio por motores de alta eficiencia presenta ahorros que pueden llegar a ser significativos, dependiendo de la cantidad de equipos que se tengan.***
- ***Para que el ventilador no se encuentre funcionando siempre a su máxima capacidad, se deberá tener cuidado en ajustar el agua de circulación a la cantidad de diseño de la torre, ya que el rango de enfriamiento se reduce con un exceso de agua.***
- ***Es importante realizar un diagnóstico energético a las torres de enfriamiento, con la única finalidad de poder balancear adecuadamente el beneficio que se tendría al implementar algún tipo de control para el ventilador y su costo de adquisición, para que con esto se reduzca el consumo de energía eléctrica.***

Los ahorros que se pueden obtener en la torre de enfriamiento no solamente son eléctricos, la reducción en las pérdidas de agua en la torre de enfriamiento, le generarán a la planta ahorros económicos.

- ***Eliminar las fugas que se tengan en la cisterna o estanque recolector.***
- ***Comprobar que el flotador para el agua de adición funcione libre y no tenga fugas por la válvula cuando está cerrada (se le adiciona agua a la cisterna debido a las pérdidas naturales por evaporación, purgas y brisa en forma de gotitas o rocío).***
- ***Limpiar y cambiar en el caso de que sea necesario, la zona de eliminadores de rocío, ya que en óptimas condiciones este sistema reduce considerablemente las pérdidas de agua por brisa o arrastre.***
- ***Se debe realizar un inspección estructural de la torre, con la finalidad de detectar fisuras por donde se puedan tener pérdidas de agua.***

5.2 RECOMENDACIONES PARA INVESTIGACIONES Y TESIS FUTURAS REFERENTES A TORRES DE ENFRIAMIENTO.

Como se ha podido apreciar, este trabajo representa una pequeña parte de los estudios que se pueden realizar a este equipo, recomiendo que en un futuro se pudieran presentar trabajos de investigación relacionadas a los siguientes temas:

- *Mantenimiento preventivo a las torres de enfriamiento.*
- *Metodología para el aumento de la capacidad en las torres de enfriamiento.*
- *Diagnóstico energético y aplicación de un método de control de velocidad en el ventilador.*
- *La enfermedad del legionario o legionelosis y las torres de enfriamiento.*
- *Tratamiento de agua en las torres de enfriamiento, etc*

5.3 CONCLUSIONES.

En toda planta industrial, un problema importante que se presenta regularmente, es el de extraer y disipar el calor generado por los procesos, por lo general, este calor es eliminado por transferencia al agua por medio de un intercambio de calor.

El alto costo del agua y el suministro que no siempre es ilimitado de este vital líquido, han dado origen a la importancia que hoy en día tienen las torres de enfriamiento, ya que en este equipo el agua es enfriada por la exposición al aire después de cada ciclo, lo cual permite volver a usar muchas veces la misma agua, siendo una torre de enfriamiento una de las formas más económicas de enfriar el agua haciendo circular un flujo de aire en contracorriente o flujo cruzado con el agua.

Actualmente existen instaladas una gran variedad de torres de enfriamiento y cada una de éstas presentan características únicas de funcionamiento, operación y mantenimiento; sin embargo, en el mercado ya se obtienen torres de enfriamiento de menor tamaño, más eficientes y las cuales presentan un mejor control de la temperatura.

Los dos tipos de torres que más se emplean en la industria son las del tipo de tiro inducido con flujo a contracorriente (contraflujo) y la del tipo de tiro inducido con flujo cruzado, cada una de estas torres de enfriamiento presentan ventajas y desventajas, es por eso que quizás no pueda existir una decisión clara de cual es la mejor, ya que para decidirlo se deberá realizar un análisis de las necesidades de la planta, lugar y área que se dispone para su ubicación, la calidad del tratamiento de agua, los arrastres de polvos y basura que se pueden presentar en el área, etc.

Las torres de enfriamiento al ser equipos que se encuentran expuestos al ambiente, presentan cierta sensibilidad a los cambios en las condiciones ambientales locales, es por eso que en temporada de calor, la torre de enfriamiento se encontrará

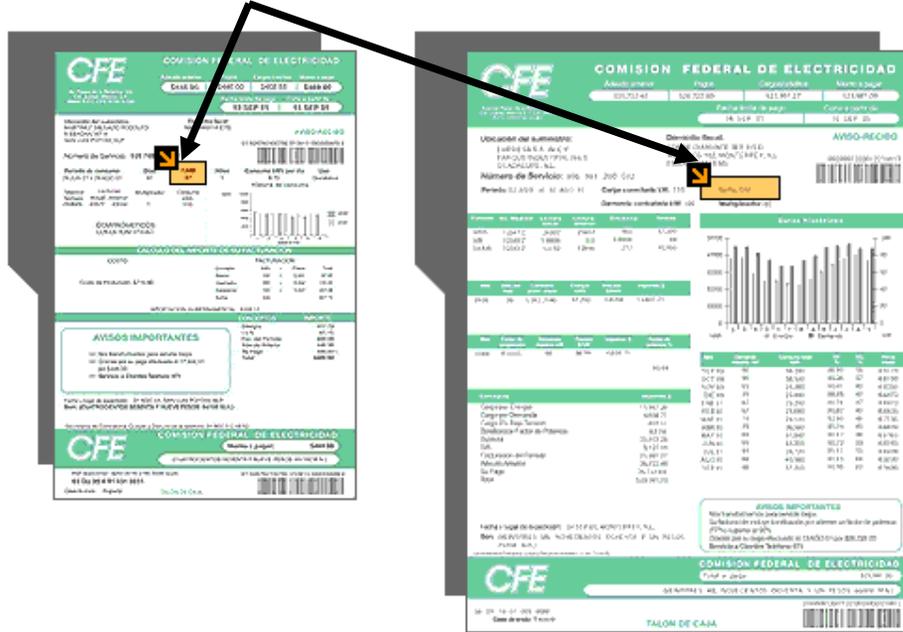
trabajando a su máxima capacidad, mientras que en temporadas frías o en tiempos en donde se reduce la carga de calor, el equipo tenderá a entregar una agua mucho más fría a su salida y por ende no requerirá que el ventilador funcione a toda hora a su máxima potencia, es en este punto en donde se presenta la oportunidad de ahorrar y usar más eficientemente la energía.

A lo largo de este trabajo se expusieron los dos principales puntos en donde se consumen la energía eléctrica, en las bombas de agua y en los ventiladores, y son en estos puntos donde se presentan los ahorros eléctricos y económicos, desgraciadamente no es recomendable variar el flujo de agua en la torre de enfriamiento, ya que una variación por encima o por debajo de la del diseño, presentará problemas importantes en los sistemas de distribución del agua sobre el relleno, originando con esto una reducción significativa en la capacidad de enfriamiento. Por otra parte, al tener un control sobre la cantidad de aire que circula por la torre de enfriamiento, implica un control de la energía en el motor del ventilador, ya que para disminuir el flujo de aire solo se requiere reducir la potencia del motor, y esto se logra reduciendo la velocidad del ventilador por un cierto tiempo, es importante aclarar que muchos procesos se pueden beneficiar enormemente con una reducción en la temperatura del agua de enfriamiento, incrementando la eficiencia de su proceso, pero también implica que otros procesos podrían verse afectados por una reducción en la temperatura del agua de enfriamiento. Es por eso que realizar un correcto análisis de esta situación puede llegar a ofrecer una muy buena oportunidad de ahorros eléctricos y a su vez económicos, originados por una operación apropiada de la torre de enfriamiento.

Los métodos de control del ventilador usados comunmente y que fueron descritos en este trabajo son: el ciclo del ventilador de encendido/apagado, el uso de un motor de dos velocidades y el uso de un control continuo de la velocidad del ventilador por medio de los variadores de velocidad por frecuencia (VFD). Con base al análisis del consumo eléctrico y económico realizados a cada uno de los métodos de control del ventilador, se observó que el uso del variador de velocidad arroja los mayores ahorros, pero debido al costo tan alto que presenta este tipo de control (se requiere de una inversión más del doble que la del ciclo de ventilador de dos velocidades), se llegó a la conclusión de que la mejor rentabilidad para el ahorro de energía en las torres de enfriamiento, es utilizando el ciclo de ventilador de dos velocidades, ya que éste presenta una inversión menor al variador de velocidad, con ahorros de energía eléctrica, con los que se obtiene un periodo de recuperación del capital de 0.93 años para tiro inducido y de 0.74 años para tiro forzado, contra el uso del variador que resulta de 1.66 años para tiro inducido y de 1.39 años para tiro forzado.

APENDICE A

Para mostrar la estructura y las cuotas que se aplican a los servicios de energía eléctrica, se necesita identificar la tarifa de suministro. En el recibo de pago, se podrá encontrar más fácilmente.



Tarifas generales En media tensión H-M

A.1 TARIFA H-M (2006 - 2007)

Tarifa horaria para servicio general en media tensión, con demanda de 100 kW o más.

A.1.1 Aplicación

Esta tarifa se aplicará a los servicios que destinen la energía a cualquier uso, suministrados en media tensión, con una demanda de 100 kilowatts o más.

A.1.2 Cuotas aplicables en el mes de FEBRERO de 2007 ¹

Se aplicarán los siguientes cargos por la demanda facturable, por la energía de punta, por la energía intermedia y por la energía de base.

Región	Cargo por kilowatt de demanda facturable	Cargo por kilowatt - hora de energía de punta	Cargo por kilowatt - hora de energía intermedia	Cargo por kilowatt - hora de energía de base
Sur	\$ 122.98	\$ 2.2759	\$ 0.7105	\$ 0.5908

¹ Si se desea mayor información puede visitar la página en Internet de CFE o LFC.

A.1.3 Regiones tarifarias

Para la aplicación de los cargos de las tarifas con diferencias por región, éstas se encuentran comprendidas por los siguientes municipios:

Región Sur

Todos los municipios de los Estados de: NAYARIT, **JALISCO**, COLIMA, MICHOACAN, AGUASCALIENTES, GUANAJUATO, QUERETARO, HIDALGO, GUERRERO, TLAXCALA, PUEBLA, OAXACA, CHIAPAS, TABASCO.

Todos los municipios de los Estados de ZACATECAS, SAN LUIS POTOSI y VERACRUZ no comprendidos en la REGION NORTE o en la REGION NORESTE.

Todos los municipios de los Estados de MEXICO y MORELOS no comprendidos en la REGION CENTRAL.

A.1.4 Horario

Para los efectos de la aplicación de esta tarifa, se utilizarán los horarios locales oficialmente establecidos. Por días festivos se entenderán aquellos de descanso obligatorio, establecidos en el artículo 74 de la Ley Federal del Trabajo, a excepción de la fracción IX, así como los que se establezcan por Acuerdo Presidencial.

A.1.5 Periodos de punta, intermedio y base

Estos periodos se definen en cada una de las regiones tarifarias para distintas temporadas del año, como se describe a continuación.

Región Sur

Del primer domingo de abril al sábado anterior al último domingo de octubre

Día de la semana	Base	Intermedio	Punta
lunes a viernes	0:00 - 6:00	6:00 - 20:00 22:00 - 24:00	20:00 22:00
sábado	0:00 - 7:00	7:00 - 24:00	
domingo y festivo	0:00 -19:00	19:00 - 24:00	

Del último domingo de octubre al sábado anterior al primer domingo de abril

Día de la semana	Base	Intermedio	Punta
lunes a viernes	0:00 - 6:00	6:00 - 18:00 22:00 -24:00	18:00 -22:00
sábado	0:00 - 8:00	8:00 - 19:00 21:00 -24:00	19:00 -21:00
domingo y festivo	0:00 - 18:00	18:00 -24:00	

A.1.6.- Demanda facturable.

La demanda facturable se define como se establece a continuación:

$$DF = DP + [FRI \times \text{máx}(DI - DP, 0)] + [FRB \times \text{máx}(DB - DPI, 0)] \quad (A1)$$

Donde:

DP es la demanda máxima medida en el periodo de punta

DI es la demanda máxima medida en el periodo intermedio

DB es la demanda máxima medida en el periodo de base

DPI es la demanda máxima medida en los periodos de punta e intermedio

FRI y *FRB* son factores de reducción que tendrán los siguientes valores, dependiendo de la región tarifaria:

Región	FRI	FRB
Sur	0.300	0.150

En las fórmulas que definen las demandas facturables, el símbolo "máx" significa máximo, es decir, que cuando la diferencia de demandas entre paréntesis sea negativa, ésta tomará el valor cero.

Las demandas máximas medidas en los distintos periodos se determinarán mensualmente por medio de instrumentos de medición, que indican la demanda media en kilowatts, durante cualquier intervalo de 15 minutos del periodo en el cual el consumo de energía eléctrica sea mayor que en cualquier otro intervalo de 15 minutos en el periodo correspondiente.

Cualquier fracción de kilowatt de demanda facturable se tomará como kilowatt completo.

A.1.7 Energía de punta, intermedia y de base

Energía de punta es la energía consumida durante el periodo de punta.

Energía intermedia es la energía consumida durante el periodo intermedio.

Energía de base es la energía consumida durante el periodo de base.

APENDICE B



Los equipos que se consideraron en la tabla 4.5, se describen a continuación, si se desea más información, se puede visitar la página www.siemens.com.mx/en/home.html

METODO DE OPERACIÓN	EQUIPO
<p>CICLO DE VENTILADOR DE UNA VELOCIDAD (ENCENDIDO-APAGADO)</p>	<p>Sitrans TF y sensor de temperatura para sitrans, marca SIEMENS</p>  <p>Transmisor de medida universal SITRANS</p> <ul style="list-style-type: none"> • Montaje en perfil • Conexión a 2 ó 4 hilos • Aplicable para todos los tipos de sensores de temperatura y señales de corriente, tensión y resistencia • Separación galvánica en todos los circuitos • Señal de salida 0/4 a 20 mA y comunicación HART • Configurable a través de PC con SIMATIC PDM • Distintos tipos de alimentaciones • EEx ia IIC. <p>SITRANS para montaje en campo</p> <ul style="list-style-type: none"> • Tipo de protección IP 65 para aplicaciones en ambientes húmedos o polvorientos • Indicador digital programable opcional

	<ul style="list-style-type: none"> • Transmisor integrado. <p>Sensores de temperatura</p> <p>Termómetros de resistencia y termoelementos en las más variadas ejecuciones para su utilización en procesos industriales.</p> <p>Materiales, conexiones a proceso y accesorios para una amplia gama de aplicaciones en la medida de temperatura en procesos industriales.</p>
<p>CICLO DE VENTILADOR DE DOS VELOCIDADES</p>	<p>Motor trifásicos jaula de ardilla, alta eficiencia, totalmente cerrados, Tipo RGZESD/ Dos velocidades, marca SIEMENS</p>  <p>Motor Trifásico polos conmutables 4/8 tipo RGZESD, un solo devanado, par variable, totalmente cerrado con ventilación exterior, armazón 365T, 220 o 440V mayores de 440 Hz ,aislamiento clase F, factor de servicio1.15.</p>
<p>USO DE VFD</p>	<p>MICROMASTER 440, marca SIEMENS</p>  <p>Variador de frecuencia entrada y salida trifásica 0-440V ,6 entradas digitales de control (mas dos programables) dos salidas analógicas (0-20 mA), tres relevadores de salida totalmente configurables, 250 VCA, 2A (carga inductiva); 30 VCD, 5A (carga resistiva), frecuencia de salida 0-650Hz, transistor de frenado integrado hasta 100HP.</p>

BIBLIOGRAFÍA

EQUIPOS INDUSTRIALES – Guía práctica para reparación y mantenimiento, Mc Graw Hill.

GUTIÉRREZ GÓMEZ EZEQUIEL, Diseño termodinámico, hidráulico, mecánico y estructural de una torre de enfriamiento húmeda, Tesis profesional (2000), UNAM.

LÓPEZ OLALDE SOFIA, Diseño de torres de enfriamiento con un estudio de caso, Tesis profesional (2001), UNAM.

CRUZ MARANTO JAVIER, Revisión de criterios de selección, dimensionamiento y especificaciones de torres de enfriamiento, Tesis profesional (1999), UNAM.

HOLMAN J.P., Transferencia de calor, Compañía editorial continental, S.A. México, Primera edición en español de la tercera edición en inglés, 1977.

KREITH FRANK, Principios de Transferencia de Calor, Herrero Hermanos, Sucesores, S.A. México, Primera edición en español, 1970.

MORING FAIRES VIRGIL, Termodinámica, Unión Tipográfica Editorial Hispano-Americana, México, Segunda edición en español, 1973.

KERN D., Procesos de transferencia de calor, CECSA. XXIX reimpresión, México, 1977.

P. FRAAS ARTHUR, Heat Exchanger Design, A Wiley-Interscience publication, John Wiley & Sons, Second Edition, 1989.

PERRY R.H. , GREEN D.W. , Perry's Chemical Engineers' Handbook (7th Edition), McGraw-Hill, 1997.

MARCILLA GOMIS A., GÓMEZ SIURANA A. , GARCÍA CORTÉS A.N. , CAYUELA MARTÍNEZ P. , Introducción a las operaciones de separación – Cálculo por etapas de equilibrio, Publicaciones universidad de Alicante 1998.

GONZÁLES TORO MARÍA AUXILIADORA , OLIVERA FUENTES CLAUDIO , Programa para cálculos de torres de enfriamiento, Universidad Simón Bolívar, Caracas, 1997.

LONDOÑO PARRA MARCOS J., CONTRERAS CORDERO MIRENCHU C., BOUZA ALEXIS, Evaluación de una torre de enfriamiento de tiro inducido, Universidad Simón Bolívar, Caracas, 2001.

COOLING TOWER FUNDAMENTALS, Cooling tower performance, basic theory and practice, Published by Marley Cooling Technologies, Inc., 1986.

DONALD R. BAKER, HOWAR A. SHRYOCK, A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance, Technical Bulletin R-61-p-13 – The Marley Company.

JOHN C. HENSLEY, Cooling Tower Fundamentals (compiled from the knowledge and experience of the entire Marley staff), Published by SPX Cooling Technologies, Inc., Second edition 2006.

PLAUCHÚ ALBERTO, Eficiencia en calderas (Una fuente de consulta para aquellos interesados en el uso racional y eficiente de la energía en su concepto integral), Talleres de impresiones Aries al instante, Primera edición 1995.

EVAPCO ENGINEERING BULLETIN EB-039, Variable frequency drives, June 2003.

TRANE ENGINEERS NEWSLETTER VOLUME 34-1, Selecting cooling towers for efficiency: Range or Approach? , January 2005.

TOWER TECH, INC. , BARRY A. WOODS, P.E., Serie TTXE-Manual de referencia técnica.

APLICACIÓN DE VELOCIDAD VARIABLE, Curso básico de aplicación de velocidad variable en sistemas de bombeo, WATERGY / FIDE / ERGON PLUS INGENIERÍA.

AP&C BOLETÍN , Controladores de frecuencia variable, Automatización, productividad y Calidad S.A DE C.V.

US MOTORS APPLICATION, Guide for Adjustable Frequency Drives and AC Motors, Bulletin MP-644-1209/91, September 1991

TECHNICAL REPORT, NUMBER H-001A , Cooling Tower Energy and its Management, The Marley Company, 1982

INTERNET

**<http://www.cti.org/>
Cooling Technology Institute**

**<http://spxcooling.com/en/>
SPX Cooling Technologies - Marley**

<http://www.danfoss.com/spain>
Danfoss-Controles

<http://plata.uda.cl/minas/academicos/lolivares/pags18.1.htm>
Leyes que rigen el funcionamiento de los ventiladores.

<http://www.siemens.com.mx/en/home.html>
Catálogo General SD03 2005

<http://www.banxico.org.mx/>
Banco de México - Inflación

<http://internacional.universia.net/eeuu/ciudades/illinois/chicago/clima.htm>
Datos climáticos de la ciudad de Chicago, EEUU

<http://www.cfe.gob.mx/es/>
Comisión Federal de Electricidad - Tarifas y regiones horarias

<http://www.conae.gob.mx/wb/>
Comisión Nacional para el Ahorro de Energía – Torres de enfriamiento