

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

ESCUELA POLITÉCNICA



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO DE FIN DE GRADO

**CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO DE
TORRES DE REFRIGERACIÓN HÍBRIDAS**

AUTOR

Alberto Minguito García

TUTOR

Dr.D.Domingo Santana Santana

Leganés, Octubre de 2015

AGRADECIMIENTOS

A mis padres José Luis y Almudena, por su paciencia y apoyo durante todos estos años.

A mi tutor, Domingo Santana, por haberme ofrecido la posibilidad de realizar este trabajo y por toda su ayuda.

A la universidad Carlos III por los medios que pone a disposición de los estudiantes para llevar a cabo su preparación académica y profesional.

Gracias

INDICE

OBJETIVOS Y ORGANIZACIÓN DEL PROYECTO	1
0. INTRODUCCIÓN	3
1. TORRES DE REFRIGERACIÓN HÚMEDAS.....	4
1.1 Principio de funcionamiento	4
1.2 Tipos de torres de refrigeración húmedas	5
2. TORRES DE REFRIGERACIÓN SECAS O REFRIGERADAS POR AIRE	9
2.1 Principio de funcionamiento	9
2.2 Tipos de torres refrigeradas por aire	10
2.3 Comparación con las torres de refrigeración húmedas	13
3. TORRES DE REFRIGERACIÓN DE CIRCUITO CERRADO	14
3.1 Principio de funcionamiento	14
3.2 Tipos de torres de circuito cerrado	15
3.3 Comparación con las torres húmedas y las torres secas	15
4. TORRES DE REFRIGERACIÓN HÍBRIDAS	16
4.1 Tipos de torres de refrigeración híbridas	17
4.2 Eliminación del penacho visible de vapor de agua	20
4.3 Modos de funcionamiento	24
4.4 Otros problemas que puede solventar la instalación de sistemas híbridos	26
4.5 Parámetros de diseño de una torre de refrigeración híbrida	29
4.6 Selección de una torre de refrigeración híbrida	30
4.7 Consideraciones a tener en cuenta para la implantación de la torre	32
4.8 Componentes de las torres de refrigeración híbridas.....	35
4.9 Materiales de los componentes.....	40
4.10 Normativa de mantenimiento y gestión	41
5. TRANSFERENCIA DE CALOR	47
5.1 Conducción.....	47
5.2 Convección	49
5.3 Coeficiente global de transferencia de calor	52
5.4 Radiación	53
5.5 Aplicación de los conceptos de transferencia de calor en intercambiadores de calor: Método ϵ -NTU.....	53
6. TRANSFERENCIA DE MASA Y ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO	55
6.1 Psicrometría	55
6.2 Transferencia de masa	57

6.3 Enfriamiento evaporativo	58
7. PÉRDIDA DE CARGA EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN HÍBRIDOS DE TIRO MECÁNICO INDUCIDO	66
8. MODELOS DE CÁLCULO	69
8.1 Modelo 1: Análisis del punto de operación de una torre híbrida	70
8.2 Modelo 2: Análisis del rendimiento de una torre de refrigeración híbrida por el método de las curvas características	74
8.3 Modelo 3: Modificaciones en el modelo propuesto por W. Asvapoosiitkul y M. Kuansathan: Cálculo de los gastos de aire en función de la carga térmica a disipar por cada zona	93
9. CONCLUSIONES	106
10. ANEXOS	107
10.1 Manual de usuario del Modelo 1	107
10.2 Manual de usuario del Modelo 2	109
10.3 Manual de usuario del Modelo 3	110
10.4 Gráficas.....	111
BIBLIOGRAFÍA.....	119

OBJETIVOS Y ORGANIZACIÓN DEL PROYECTO

El objetivo principal de este trabajo es el de detallar el funcionamiento de las torres de refrigeración híbridas y analizar los parámetros que afectan a su funcionamiento.

Nos centraremos en la torre de refrigeración híbrida más común y que ha demostrado ser uno de los sistemas de enfriamiento híbrido más efectivos: Torre de refrigeración híbrida en flujo paralelo del aire por la zona seca y la zona húmeda (PPWD).

Para estudiar estas torres se han llevado a cabo tres modelos de cálculo que nos permitirán evaluar cómo están trabajando estas torres de refrigeración, así como predecir cómo se vería alterado su funcionamiento ante cambios en las condiciones en las que opera.

Estas torres surgen como una combinación de varios sistemas de enfriamiento diferentes, por lo que en primer lugar se detallarán de manera individual el funcionamiento de estos sistemas de refrigeración, para posteriormente explicar el funcionamiento combinado de los mismos y estudiar las diferentes ventajas que estos nos proporcionan.

Por tanto, el trabajo ha sido estructurado en tres grandes apartados.

Una primera parte teórica, para entender cómo se produce el enfriamiento en las distintas torres de refrigeración y para analizar las ventajas e inconvenientes de cada una:

- Torres de refrigeración húmedas
- Torres de refrigeración secas
- Torres de refrigeración de circuito cerrado.

Una vez que se han introducido los diferentes sistemas por separado, analizaremos en profundidad los sistemas de refrigeración híbridos, para lo que se han desarrollado los siguientes apartados:

- Clasificación en función de cómo combinen los sistemas de enfriamiento anteriores.
- Eliminación del problema del penacho visible de vapor de agua
- Modos de funcionamiento en función de la época del año.
- Otros problemas que puede solventar la instalación de sistemas híbridos
- Parámetros de diseño de una torre de refrigeración híbrida
- Selección de una torre de refrigeración híbrida
- Parámetros a tener en cuenta a la hora de su implantación
- Componentes y materiales de construcción
- Normativa de mantenimiento y gestión

En una segunda parte se desarrollan los conceptos, leyes de transferencia de calor y principios físicos que se dan en estas torres de refrigeración híbridas y que serán los utilizados para llevar a cabo los diferentes modelos de cálculo. En concreto, los aspectos analizados son:

- Transferencia de calor: En este apartado se estudiará cómo se produce el enfriamiento del agua en los sistemas de refrigeración secos o refrigerados por aire, que se corresponderá con la zona seca de una torre híbrida.

- Transferencia de masa y enfriamiento evaporativo: En este apartado se estudiará cómo es el proceso de enfriamiento del agua en los sistemas de refrigeración húmedos, que se corresponderá con la zona húmeda de una torre híbrida.
- Pérdida de carga en torres de refrigeración híbridas: En este apartado se expone cómo se expresa matemáticamente la pérdida de carga que tiene lugar en la torre cuando el aire atraviesa los diferentes componentes de la misma y diferentes aspectos a tener en cuenta en función del tipo de torre híbrida.

Una última parte constará de los modelos de cálculo que se han llevado a cabo utilizando los softwares Mathcad y Matlab para estudiar las torres de refrigeración híbridas. Los principales análisis que se han realizado son:

- Análisis del punto de operación de una torre de refrigeración híbrida PPWD.
Este programa nos permitirá saber para cada zona de la torre cuál es la potencia transferida, las temperaturas que tienen el aire y el agua y los caudales de aire que circulan. Esto se calculará en base a las temperaturas ambientales, las condiciones del agua a la entrada de la torre y las especificaciones de los componentes proporcionados por el fabricante.
- Análisis del rendimiento de una torre de refrigeración híbrida PPWD por el método de la curva característica
Este programa nos permitirá saber el rendimiento al que está funcionando una torre de refrigeración. Este será especialmente útil para poder predecir cómo varía el funcionamiento de una torre en base a cambios en las condiciones de trabajo: variación de los rangos de enfriamiento, temperaturas ambientales y gastos de aire y agua
- Cálculo de los gastos de aire que circulan por cada zona de una torre híbrida PPWD en función de la carga térmica a disipar por el método de las curvas características.
Este programa nos permitirá estudiar cómo varían los gastos de aire que circulan por cada zona de la torre ante cambios en la carga térmica a disipar en cada zona.

0. INTRODUCCIÓN

En cualquier planta industrial sea cual sea su función (generación de potencia, procesamiento de químicos, refinerías...) se produce una gran cantidad de calor que tiene que ser disipado.

Las centrales de generación de potencia suelen tener un rendimiento de alrededor del 30-40%, esto significa que entre dos tercios y casi la mitad del calor producido por la quema de combustibles fósiles o el uso de energía nuclear no es usado y tiene que descargarse. Esta enorme cantidad de calor tiene que disiparse y tiene que hacerse de una manera segura y económica sin causar daños al medio ambiente.

En el pasado, las plantas industriales descargaban el calor resultante de sus operaciones en el mar o ríos adyacentes a las mismas, ya que esta opción, era la más sencilla y económica, el problema es que esto se traduce en un aumento de la temperatura del agua, lo que cual es extremadamente dañino para la fauna y flora que allí habita.

Actualmente en los países industrializados el incremento de la temperatura que pueden sufrir estas aguas está muy restringido y legislado, por lo que todas estas plantas que necesiten un proceso de enfriamiento tendrán que hacer uso de lo que se denomina "sistemas de enfriamiento de ciclo cerrado". En estos sistemas, primero se intercambia el calor a una fuente de agua tratada u otro fluido que posteriormente disipa el calor al exterior mediante el uso de torres de refrigeración.

La opción que ha sido más recurrente durante muchos años ha sido la utilización de torres de refrigeración húmedas o de enfriamiento evaporativo, que utilizan como medio de enfriamiento fundamental la evaporación del agua al hacer pasar una corriente de aire a través de ella. Este tipo de sistemas son los más económicos y los que menor temperatura del agua refrigerada proporcionan, pero para que su instalación sea rentable se requiere de un suministro de agua abundante y a un precio razonable.

En el pasado los costes del agua han sido una parte muy pequeña del total de los costes para la producción de energía. Desafortunadamente estos costes debidos al agua, han aumentado drásticamente en algunas áreas. Además otros gastos relacionados con el uso del agua en las plantas de potencia se han incrementado, por lo que los costes relacionados con el agua son cada vez más significantes. Estos costes incluyen entre otros: el tratamiento y desinfección del agua, purgas del sistema, estudios de calidad del agua, sistemas de bombeo...

Las opciones disponibles actualmente para reducir o eliminar los gastos relacionados con el uso del agua son el uso de diferentes tipos de sistemas de enfriamiento seco (torres de refrigeración secas o torres refrigeradas por aire). Estos sistemas intercambian el calor del agua con el aire atmosférico, pero a diferencia de las torres húmedas, en estos sistemas el agua no entra en contacto con el aire, por lo que no se producen pérdidas debidas a la evaporación. Esto permite una gran flexibilidad en cuanto al emplazamiento de la central ya que nos permitirá que esta esté situada en lugares áridos dónde el acceso al agua es limitado o sus costes son muy altos.

A pesar de las ventajas que estas torres proporcionan, su construcción resulta mucho más cara y los costes relacionados con el enfriamiento "solo por aire" son más elevados que en el enfriamiento húmedo, por lo que no están muy extendidas para su uso en centrales dónde se requiera disipar una gran carga térmica.

La problemática relacionada con los elevados costes de los dispositivos de enfriamiento por aire se pueden solventar haciendo uso de los sistemas de refrigeración híbridos, los cuales combinan los dos métodos de enfriamiento citados anteriormente.

Estas torres de refrigeración híbridas nos permitirán ahorrar agua durante periodos de tiempo donde se pueda hacer un uso efectivo del enfriamiento por aire, y nos proporcionarán todas las ventajas de las torres húmedas, por lo que con el uso de estas torres tendremos una gran versatilidad para poder funcionar de diferentes formas dependiendo de la época del año en que nos encontremos.

La elección apropiada de uno de estos tres sistemas de enfriamiento puede tener un impacto muy positivo en el rendimiento y beneficio que podemos obtener de la instalación, pero la elección de una forma de enfriamiento, especialmente en instalaciones industriales de gran tamaño, es una tarea compleja en la que hay que tener en cuenta muchas consideraciones como son: la temperatura del fluido a enfriar y la temperatura del fluido refrigerado necesaria, la localización de la instalación y su acceso al agua, las restricciones en cuanto al sonido, así como la legislación vigente en ámbitos como los vertidos y el control, tratamiento y desinfección del agua.

A continuación se expondrán de manera detallada los principales mecanismos de enfriamiento utilizados en la actualidad así como sus características

1. TORRES DE REFRIGERACIÓN HÚMEDAS

1.1 Principio de funcionamiento

El enfriamiento sufrido por el agua en una torre de refrigeración se basa en la transmisión combinada de masa y calor al aire que circula por el interior de la torre.

El agua entra siempre por la parte superior y es distribuida de tal forma que establezca el mejor contacto posible con el aire atmosférico que asciende procedente de la parte inferior de la torre (Aumentando la relación Área/ Volumen del agua). Para lograr este efecto, el agua se pulveriza y se reparte uniformemente con la ayuda de unos aspersores o pulverizadores sobre un empaquetamiento cuya función es incrementar el tiempo de residencia del agua y aumentar la superficie de contacto entre el agua y el aire ambiente que asciende por la torre.

Los mecanismos de transferencia de calor y masa que aquí suceden se detallarán más adelante en el apartado de *“Transferencia de masa y enfriamiento evaporativo”*.

La corriente de aire que asciende por el empaquetamiento puede arrastrar gotas de agua, por lo que arriba del empaquetamiento se instala un eliminador de gotas que hace que las gotas que ascienden vuelvan hacia el empaquetamiento y no salgan al exterior de la torre.

La región situada debajo del empaquetamiento contiene las gotas de agua que han sido enfriadas después de pasar por el empaquetamiento, las cuales son recolectadas y llevadas de nuevo al condensador o al lugar donde se requiera esta agua enfriada.

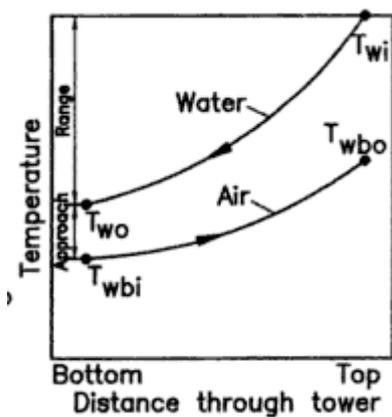
El límite teórico de enfriamiento para este tipo de torres es la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente (es la menor temperatura que puede alcanzar el aire por evaporación), por lo que será la temperatura más importante para este tipo de torres.

A la diferencia entre la temperatura del agua a la entrada y a la salida se le denomina rango.

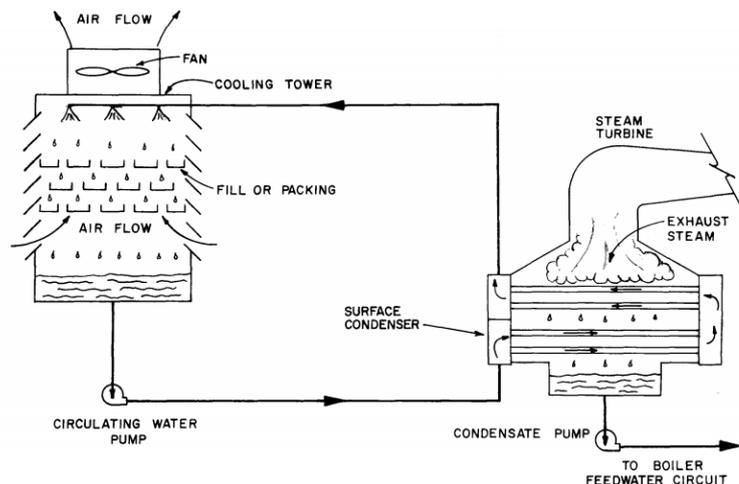
A la diferencia entre la temperatura del agua a la salida y la temperatura de bulbo húmedo ambiental se le denomina aproximación o acercamiento. Este parámetro es una función de la capacidad de la torre y normalmente tiene un valor del orden de 7°C, llegándose a un mínimo de unos 3°C.

Este tipo de torres son las más recurrentes cuando se trata de condensar el vapor procedente de las turbinas en un ciclo de potencia, aunque como se verá más adelante, existen muchas alternativas para realizar esta labor.

En las siguientes figuras se pueden apreciar los diferentes componentes de una torre húmeda así como los caminos que siguen el aire y el agua y la distribución de las temperaturas a lo largo de la torre en flujo contracorriente



Relación de temperaturas del agua y el aire en una torre húmeda en flujo contracorriente



Esquema de una torre de refrigeración húmeda de tiro mecánico en flujo contracorriente y sus componentes

1.2 Tipos de torres de refrigeración húmedas

Para estudiar de manera más detallada los diferentes tipos de torres húmedas se recomienda leer la guía técnica de torres de refrigeración del IDAE [11], el manual técnico y de instrucción para la conservación de la energía [12] y el primer tema del primer volumen del libro de D.Kröger [9]

1.2.1 Clasificación según el flujo relativo de las corrientes de aire y agua

Se pueden distinguir dos tipos de torre de refrigeración atendiendo a este criterio:

Torres con flujo cruzado:

Mientras el agua desciende el aire tiene dirección horizontal.

Torres con flujo contracorriente:

Mientras el agua desciende el aire asciende.

Las principales diferencias entre ambos diseños son:

- Mediante el flujo contracorriente el agua más fría se pone en contacto con el aire más seco lográndose la máxima eficiencia.
- Las torres en flujo contracorriente son más compactas, pero tienden a ser más altas que las torres en flujo cruzado.
- El peso es menor para las torres con configuración de flujo contracorriente.
- Las configuraciones en flujo contracorriente encierran el empaquetamiento por los cuatro lados, esto ayuda a prevenir la formación de hielo y el crecimiento biológico por contacto solar. En las configuraciones en flujo cruzado el empaquetamiento es encerrado solo por dos lados.
- Las torres en flujo contracorriente son más eficientes que las de flujo cruzado porque el aire está en su etapa más caliente al alcanzar la zona superior del empaquetamiento, donde el agua está a mayor temperatura, y el agua más fría se pone en contacto con el aire más seco.
- Las torres en contracorriente requieren flujo de aire por los cuatro lados para un correcto funcionamiento, esto es una limitación a la hora de situar varias torres juntas.
- Los elementos mecánicos y el sistema de distribución tienen un acceso más fácil en las torres con flujo cruzado.

1.2.2 Clasificación según la manera de mover el aire a través de la torre

Esta es la clasificación más extendida y de mayor importancia en la evaluación conjunta de la torre. Los cuatro tipos de torre más extendidos de acuerdo a este criterio son:

Torres atmosféricas:

En este tipo de torres el agua cae en flujo cruzado con respecto al movimiento horizontal del aire, produciéndose cierto efecto de contracorriente debido a las corrientes de convección producidas por el agua caliente. En este tipo de torres, el movimiento del aire depende principalmente del viento.

Como características principales de estas torres podemos destacar:

- Vida larga con bajos costes de mantenimiento
- La temperatura del agua varía con la velocidad y dirección del viento
- Precisa localización en un lugar despejado
- No es posible lograr un acercamiento pequeño

Dentro de este tipo de torres podemos distinguir entre las que precisan de relleno y las que no. Las primeras tienen un comportamiento mucho mejor, pero en cualquier caso estas torres están totalmente anticuadas y constituyen una mínima parte de las existentes.

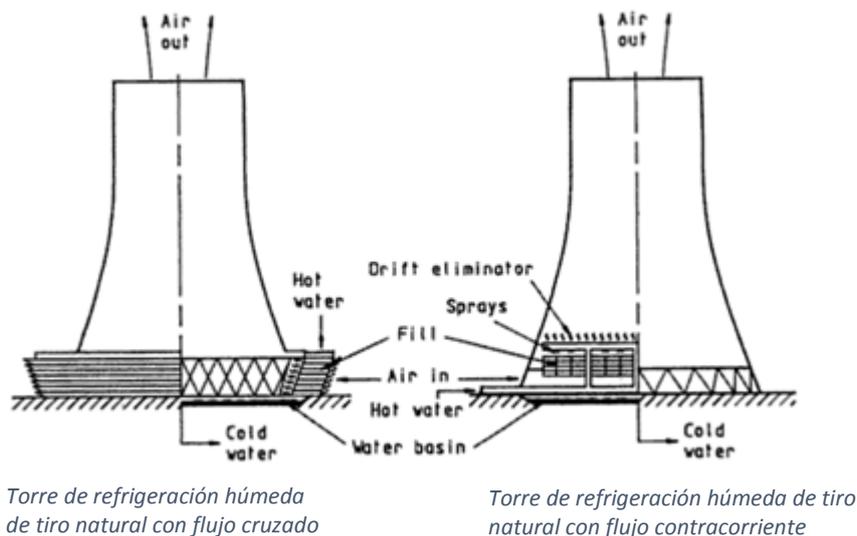
Torres de tiro natural:

En estas torres el empaquetamiento se encierra dentro de una estructura con forma de chimenea hiperbólica con las persianas de entrada del aire situadas en la zona inferior.

El flujo de aire requerido que pasa a través del empaquetamiento es inducido debido a la diferencia de densidades entre el aire caliente y húmedo del interior de la torre y el aire más denso (frío y seco) que se encuentra en el exterior.

Como características principales de este tipo de torres podemos destacar:

- Bajos costes de mantenimiento
- Raras veces encuentran aplicación en sistemas de aire acondicionado y plantas industriales, aunque su uso es muy frecuente en centrales térmicas.
- No es posible una gran aproximación y es difícil de controlar exactamente la temperatura de salida del agua.



Torres de tiro mecánico:

Este tipo de torres utilizan ventiladores para mover la corriente de aire.

Como características principales de este tipo de torre podemos destacar:

- Son compactas, requieren poca superficie.
- Buen control de la temperatura del agua fría.
- Con un empaquetamiento eficiente es posible lograr acercamientos de 1-2°C, aunque es preferible mantenerse en 3-4°C.
- La potencia del ventilador puede ser importante, aumentando los gastos de operación.
- Los costos de operación y mantenimiento son mayores que en las torres de tiro natural.
- Los ruidos y vibraciones producidos por los ventiladores pueden constituir un problema dependiendo de su localización.

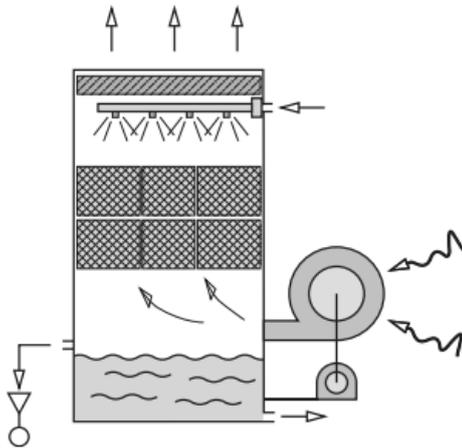
Este tipo de torres se pueden clasificar a su vez en:

- Torres de tiro mecánico forzado:

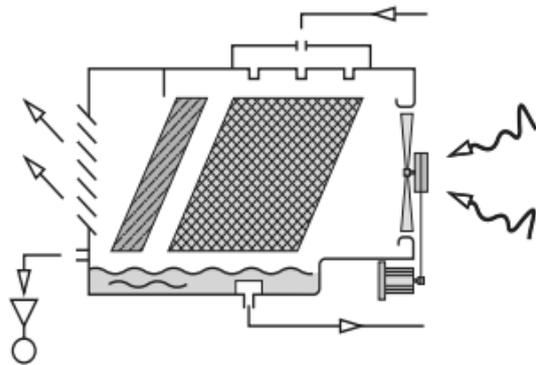
El aire es forzado a pasar a través del empaquetamiento gracias a un ventilador que se coloca en la zona dónde la corriente de aire ambiente entra en la torre.

Este tipo de torres se caracterizan por la velocidad de entrada relativamente alta del aire y baja a la salida, por lo que son más susceptibles de que se produzca una recirculación de la corriente de aire húmeda y caliente de la salida, lo que desemboca en un aumento de la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada de la torre, con su consecuente pérdida de rendimiento.

Los ventiladores de este tipo de torres suelen ser centrífugos con transmisión por correas ya que nos proporcionan más presión que los axiales, aunque también se pueden dar casos de utilización de ventiladores axiales con acoplamiento directo del motor sobre el ventilador.



Torre de refrigeración húmeda de tiro mecánico forzado en flujo contracorriente



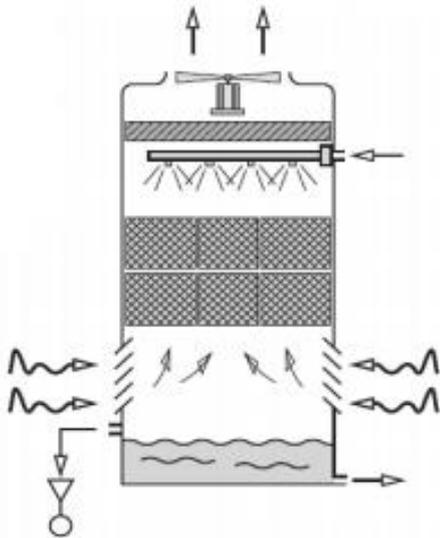
Torre de refrigeración húmeda de tiro mecánico forzado en flujo cruzado

- Torres de tiro mecánico inducido:

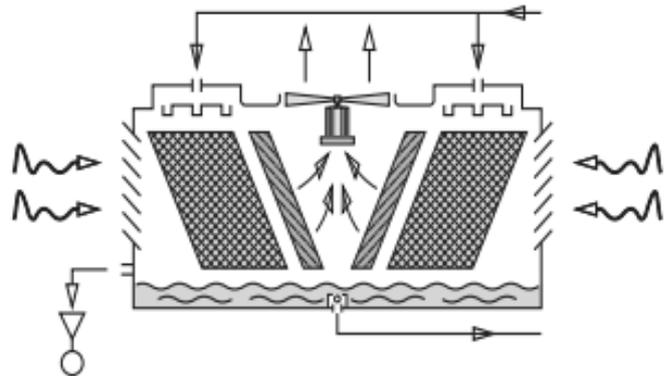
En estas, el aire es impulsado por el ventilador y por la diferencia de densidades. El ventilador se sitúa en el punto donde la corriente de aire húmedo sale de la torre.

La recirculación del aire húmedo es un problema mucho menor que en el caso de las torres de tiro forzado ya que tenemos velocidades bajas del aire a la entrada y altas a la salida. Por otro lado en estas torres los ventiladores son menos accesibles y se encuentran sumergidos en una corriente de aire húmeda y caliente por lo que las labores de mantenimiento serán más costosas que para las torres forzadas, que tienen los ventiladores cerca del nivel del suelo y operan con aire más frío y seco.

Los ventiladores de este tipo de torres son axiales con transmisión directa, por correas o, en algunos casos de gran tamaño, por caja reductora, siempre sacando el o los motores al exterior de la corriente de aire húmedo.



Torre de refrigeración húmeda de tiro mecánico inducido en flujo contracorriente

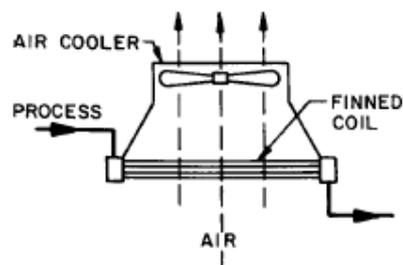


Torre de refrigeración húmeda de tiro mecánico inducido en flujo cruzado

2. TORRES DE REFRIGERACIÓN SECAS O REFRIGERADAS POR AIRE

2.1 Principio de funcionamiento

En este tipo de dispositivos el calor del fluido del proceso se transfiere a la corriente de aire a través de una superficie que lo separa (normalmente tubos aleteados para conseguir el mayor área de transferencia posible) utilizando la transferencia de calor por convección.



La transferencia de calor del fluido al aire dependerá de diversos factores:

- La diferencia de temperaturas entre el fluido y el aire.
- El diseño y materiales de los intercambiadores.
- La velocidad y características del aire

- La velocidad y características del fluido a enfriar

Los mecanismos de transferencia de calor que aquí se producen se detallarán más adelante en el apartado de “*Transferencia de calor*”

El límite teórico de enfriamiento para este tipo de torres depende de la temperatura de bulbo seco del aire ambiente, por lo que será la temperatura más importante para estos sistemas.

Al igual que en las torres húmedas, a la diferencia entre la temperatura del agua a la entrada y a la salida se le denomina rango y a la diferencia entre la temperatura del agua a la salida y, en este caso, la temperatura de bulbo seco ambiental se le denomina aproximación o acercamiento. Este último parámetro es una función de la capacidad de la torre y será determinante a la hora de su diseño.

A parte de la aproximación también es muy frecuente encontrar en aplicaciones de diseño el parámetro “Diferencia de temperaturas inicial” (ITD) que es la diferencia entre la temperatura del agua caliente a la entrada menos la temperatura de bulbo seco ambiental. Este parámetro al igual que la aproximación será un indicador de la capacidad de la torre.

El uso de este sistema de enfriamiento se lleva usando desde hace muchísimo tiempo en aplicaciones como los radiadores de los coches o sistemas de calefacción, pero aproximadamente desde 1940 este tipo de sistemas han encontrado aplicación en muchas labores donde antes solo se utilizaba el enfriamiento evaporativo, como las plantas procesadoras de químicos o la industria de producción de energía.

2.2 Tipos de torres refrigeradas por aire

Para estudiar de manera más detallada los diferentes tipos de torres refrigeradas por aire se recomienda leer el primer tema del primer volumen del libro de D.Kröger [9] y el estudio para la optimización de estas torres de J.P.Rossie y E.A.Cecil: Research on Dry-Type Cooling Towers for Thermal Electric Generation [7].

2.2.1 Clasificación según funcionen como condensador o como refrigeradora

En base a este criterio podemos distinguir dos tipos de torres refrigeradas por aire:

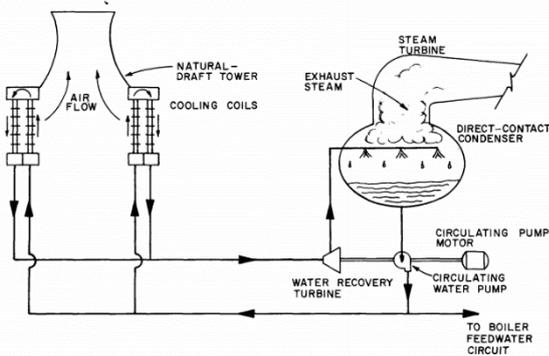
Sistemas de condensado indirecto

Este tipo de sistemas, al igual que las torres de refrigeración húmedas, requieren de un condensador en contacto directo a la salida de la turbina para condensar el vapor. Al igual que en las torres húmedas el agua caliente, tras haber pasado por el condensador, se bombea a la torre para refrigerarse.

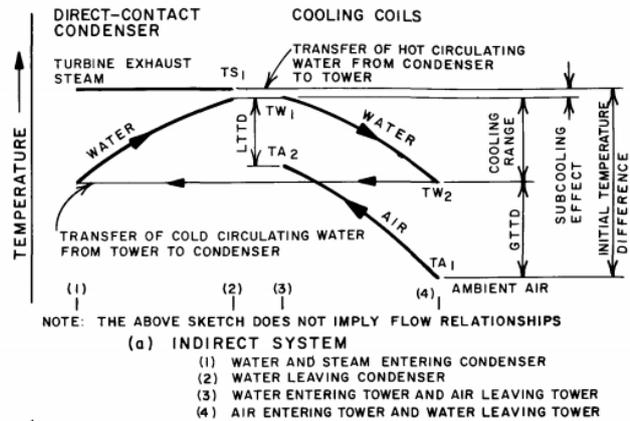
Los principales componentes de este tipo de sistemas son:

- Un condensador en contacto directo.
- Bombas para recircular el agua.
- Intercambiadores de calor.

- Un mecanismo para impulsar el aire, ya sea el uso de una chimenea hiperbólica de gran altura o el uso de ventiladores.



Torre de refrigeración seca de tiro natural utilizada para condensar indirectamente



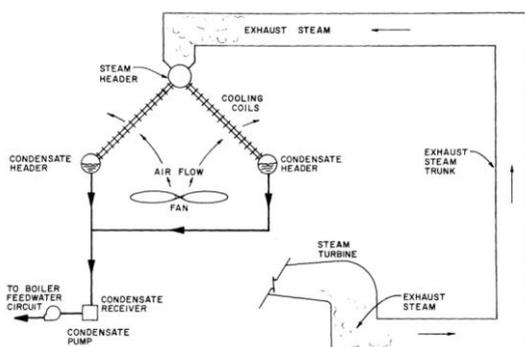
Relación de temperaturas del aire y el agua en la torre seca y en el condensador

Sistemas de condensado directo

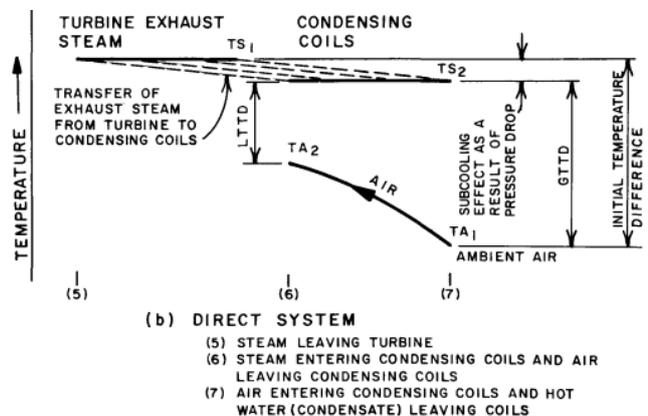
En este tipo de sistemas no se requiere de un condensador en contacto directo ni la recirculación de agua a través de él, pues la torre funciona como condensador. Lo más común en este tipo de sistemas es el de disponer el 80-90% de los tubos aleteados como un “condensador principal” y disponer los restantes después de este para condensar el posible vapor remanente después de haber pasado por el principal.

Los principales componentes de este tipo de sistemas son:

- Un sistema de direccionamiento del vapor de la turbina hacia la torre.
- Sistema de impulsión del aire.
- Intercambiadores de calor.
- Bombas para mover el agua condensada.



Torre de refrigeración seca utilizada para condensar directamente en la misma torre



Relación de temperaturas del vapor el aire y el agua una vez condensado el vapor en una torre seca que funciona como condensador

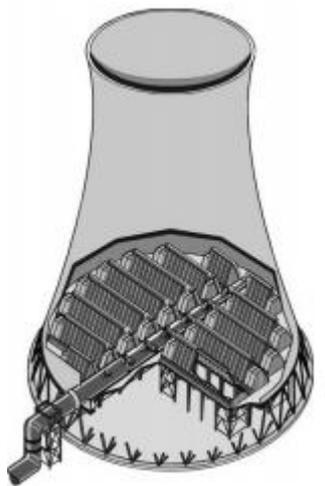
La principal diferencia entre ambos sistemas reside en la gran cantidad de vapor con la que pueden operar los sistemas en contacto directo comparado con el pequeño volumen de agua con el que pueden operar los sistemas en contacto indirecto.

2.2.2 Clasificación según la manera de mover el aire a través de la torre

Independientemente de si es un sistema en contacto directo o indirecto las torres refrigeradas por aire o condensadores por aire se pueden clasificar en:

Torres de tiro natural:

El flujo de aire requerido que pasa a través de los intercambiadores de calor se consigue gracias a la diferencia de densidades entre el aire caliente del interior de la torre y el aire más denso que se encuentra en el exterior, mediante estructuras de gran altura que consigan esta diferencia de densidades.



Torre de refrigeración seca de tiro natural

Torres de tiro mecánico:

Este tipo de torres utilizan ventiladores para mover la corriente de aire.

Este tipo de torres se pueden clasificar a su vez en:

- Torres de tiro mecánico forzado:

Este tipo de torres tienen los ventiladores instalados debajo de los intercambiadores de calor por donde asciende la corriente de aire fría que aún no ha intercambiado calor. La localización del ventilador en este lugar permite un mantenimiento más sencillo. Además,

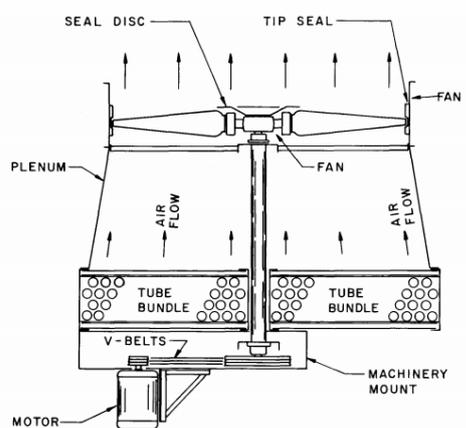
el hecho de que los ventiladores no estén expuestos a altas temperaturas, permite que los materiales de construcción de los mismos no sean tan determinante.

- Torres de tiro mecánico inducido:

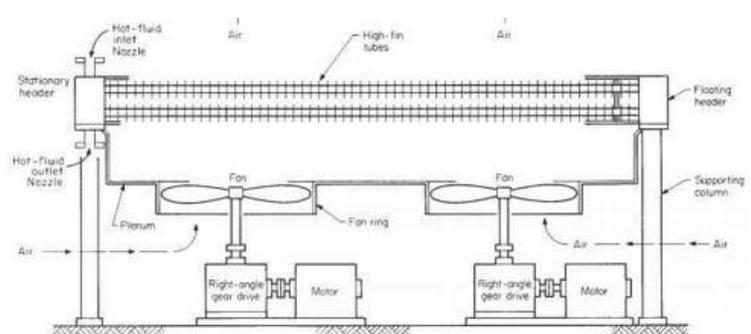
En este tipo de torres los ventiladores se encuentran instalados por encima de los intercambiadores.

Cabe destacar de este tipo de torres que son menos sensibles a los cambios en las condiciones ambientales y que la distribución del aire a través de los intercambiadores es más uniforme en comparación con las torres de tiro forzado.

Las principales desventajas de este tipo de torres son el mayor consumo de los ventiladores para una misma cantidad de aire y el hecho de que los ventiladores están expuestos a temperaturas más altas que si se tratase de una configuración en tiro forzado.



Torre de refrigeración seca de tiro mecánico inducido



Torre de refrigeración seca de tiro mecánico forzado

A diferencia de las torres húmedas donde podíamos encontrar configuraciones con flujo contracorriente o con flujo cruzado, en el caso de los sistemas refrigerados por aire solo se encontrarán disposiciones con flujo cruzado (mientras el fluido de proceso lleva dirección horizontal el aire se mueve verticalmente).

2.3 Comparación con las torres de refrigeración húmedas

Las torres secas no operan mediante el principio de enfriamiento evaporativo, por lo que, mientras el rendimiento de las torres de refrigeración húmedas dependía de la temperatura de bulbo húmedo ambiental, el rendimiento de las torres refrigeradas por aire dependerá de la temperatura de bulbo seco, que es su límite inferior de enfriamiento. Esta temperatura es más elevada que la de bulbo húmedo y es más susceptible a presentar cambios muy drásticos durante las diferentes épocas del año lo que puede suponer un problema para mantener una correcta refrigeración del fluido de proceso durante ciertos periodos.

Este tipo de torres se llevan utilizando desde hace mucho tiempo como alternativa al condensado utilizando torres húmedas, sin embargo, su utilización ha estado limitada debido a las grandes superficies que requieren y su alto coste.

Según el IDAE [11] para una misma capacidad (disipación de calor), estas torres requieren un espacio en planta de entre el 30 al 50% mayor que el requerido para una torre de refrigeración húmeda, además como para el proceso de enfriamiento se requiere una gran cantidad de aire, el consumo de energía eléctrica necesaria para mover los ventiladores y la presión sonora serán notablemente mayores que para el caso de las torres húmedas.

Aunque el capital necesario para la construcción de una de estas torres es mayor que el que necesitaríamos para una torre húmeda de similares características, las torres refrigeradas por aire pueden ser muy rentables en muchas situaciones, como por ejemplo en zonas áridas o zonas donde sea muy caro el acceso al agua. Además con la instalación de este tipo de torres podremos ahorrar en otros gastos, como son, los gastos relacionados con el tratamiento de agua de aporte, así como la limpieza y desinfección del agua y del equipo, que para el caso de las torres húmedas son muy laboriosas y están sujetos a una estricta reglamentación sanitaria debido a la posible dispersión de la bacteria "legionella pneumophila".

A efectos de estudiar la rentabilidad entre ambos procedimientos, es conveniente considerar los gastos de la primera inversión (precios de los equipos), más los de la instalación (bancadas, solar disponible...) y gastos de explotación durante un periodo de plena carga estable (hasta 2 a 4 años desde la puesta en marcha) incluyendo el mantenimiento, tratamientos de aguas, vertidos, así como las desviaciones de consumo o calidad del proceso en función de las temperaturas de enfriamiento en las distintas épocas del año.

Por norma general (aunque habría que estudiar el caso) teniendo un suministro de agua a un precio asumible, resulta más económico la instalación de una torre seca cuando se requieran disipar bajas cargas térmicas y una torre húmeda para el caso de grandes cargas térmicas.

3. TORRES DE REFRIGERACIÓN DE CIRCUITO CERRADO

3.1 Principio de funcionamiento

Estos dispositivos se pueden asemejar a una torre de refrigeración húmeda (o torre de circuito abierto) dónde el empaquetamiento se ha cambiado por un conjunto de tubos resistentes a la corrosión los cuales transportan el fluido de trabajo a enfriar o condensar.

En estos sistemas se rocían con agua los tubos que transportan el fluido, de esta manera se consigue aumentar el intercambio de energía con respecto a los sistemas refrigerados por aire y conseguimos un consumo de agua menor que en el caso de las torres húmedas.

En estos sistemas, en el estado estacionario, el agua a la entrada (donde se pulveriza) y a la salida (en la bandeja de recolección) se encuentra a la misma temperatura, además una pequeña parte de esta agua se evaporará por lo que habrá que reponerla.

En el estado estacionario la energía intercambiada entre el fluido del proceso y la película de agua que rodea los tubos debe ser transferida al aire a través de la convección de masa y calor, al igual que en una torre húmeda.

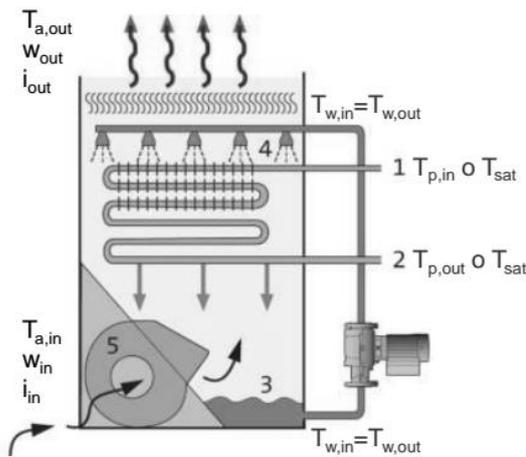
3.2 Tipos de torres de circuito cerrado

3.2.1 Clasificación según funcionen como condensador o como refrigeradora

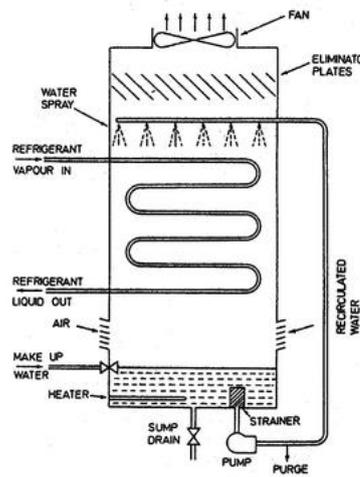
Al igual que ocurría en las torres secas podemos hacer una primera clasificación en función de si la torre es utilizada para enfriar un fluido que posteriormente es llevado al condensador (enfriadora evaporativa) o para condensar el vapor directamente en la torre (condensador evaporativo).

3.2.2 Clasificación según la manera de mover el aire a través de la torre

Este tipo de torres siempre suelen impulsar el aire mediante el uso de ventiladores, por lo que serán torres de tiro mecánico. Al igual que en los casos vistos anteriormente estas torres de tiro mecánico se clasifican a su vez en torres de tiro forzado o inducido, en función de si el ventilador está situado donde el aire entra a la torre o dónde el aire sale de la misma.



Torre de refrigeración de circuito cerrado de tiro mecánico forzado



Torre de refrigeración de circuito cerrado de tiro mecánico inducido

3.3 Comparación con las torres húmedas y las torres secas

Se consigue un mejor enfriamiento con respecto a los sistemas refrigerados por aire y un consumo de agua menor que en el caso de las torres húmedas, pudiendo además operar sin la necesidad de pulverizar agua cuando las temperaturas ambientales sean bajas (refrigeración solo por aire).

El agua de proceso permanece limpia y, debidamente tratada en su carga inicial, evita problemas de ensuciamiento, corrosión e incrustaciones además el agua de enfriamiento (la que experimenta la evaporación) recircula solamente por el propio equipo y no trasciende al resto del sistema facilitando los tratamientos sanitarios y de calidad del agua

El aire que sale por la torre es caliente y está cercano a la saturación, por lo que es susceptible de formar un penacho visible (dependiendo de las condiciones del fluido y las atmosféricas) al igual que las torres húmedas.

Este tipo de torres son de mucho mayor tamaño y peso que las torres húmedas de capacidad equivalente (entre 1,5 a 2 veces). Esto es debido a que los serpentines requieren un mayor volumen ocupado que los rellenos de las torres abiertas para proveer la superficie de evaporación necesaria.

Por razones constructivas resultan también de mayor precio (entre 2 y 3 veces mayor) que las equivalentes abiertas.

Por estos motivos, entre otros, estas torres son utilizadas para sistemas de media y baja potencia principalmente.

4. TORRES DE REFRIGERACIÓN HÍBRIDAS

El enfriamiento evaporativo que tiene lugar en las torres húmedas es sin duda el proceso de enfriamiento más efectivo para la refrigeración de los fluidos de trabajo de la mayoría de instalaciones industriales, sin embargo este tipo de torres han sido criticadas y puestas en el punto de mira por varios motivos:

- Formación del penacho de vapor de agua visible, especialmente en ambientes fríos y/o húmedos, y las consecuencias que esto produce, las cuales se estudiarán más adelante.
- Poco atractivo visual que producen debido a sus grandes dimensiones, particularmente las torres de tiro natural utilizadas fundamentalmente en centrales térmicas.
- Grandes gastos en agua, debido al proceso de evaporación, especialmente en zonas áridas donde la accesibilidad a la misma es limitada y por tanto su precio mayor.

Las torres de refrigeración secas o refrigeradas por aire pueden abolir el problema de la formación del penacho y el relativo a los gastos en agua, pero estas torres al requieren un mayor tamaño que las torres húmedas para disipar la misma carga térmica y su construcción resulta mucho más cara como se indicó anteriormente.

Las torres de refrigeración híbridas surgieron como alternativa a todos estos problemas. Estas torres combinan los procesos de enfriamiento vistos en las torres anteriores y en función de cómo se combinen las clasificaremos a continuación.

4.1 Tipos de torres de refrigeración híbridas

4.1.1 Torres de refrigeración híbridas de circuito abierto

Este tipo de torres combinan el enfriamiento propio de las torres refrigeradas por aire mediante el uso de intercambiadores de calor (contacto indirecto) y el enfriamiento evaporativo que se produce en el empaquetamiento de una torre húmeda (contacto directo).

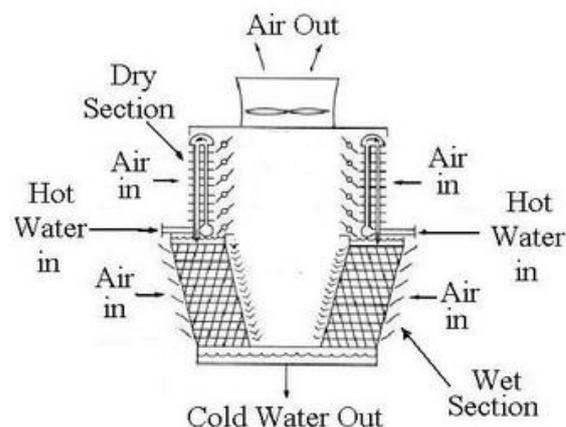
El agua a enfriar pasa en primer lugar por los intercambiadores donde intercambiará calor con el aire (intercambio de calor sensible) para posteriormente ser pulverizada sobre un empaquetamiento donde seguirá enfriándose (intercambio de calor latente y sensible).

El agua una vez enfriada, es llevada al condensador o al proceso que requiera esta agua refrigerada.

El agua a refrigerar comúnmente pasa en serie entre la zona seca y la zona húmeda, aunque también se puede configurar para que esta pase en paralelo

El aire puede pasar en serie o en paralelo por las dos zonas y ambas configuraciones se explicarán más en detalle en el apartado de *“eliminación del penacho visible”*.

En función de cómo se produzca la impulsión del aire a través de la torre, al igual que en las torres no híbridas vistas anteriormente, podremos clasificarlas en torres de tiro mecánico forzado o inducido en función de la localización de los ventiladores y en función de cómo sea el flujo relativo entre el aire y el agua que circulan por el empaquetamiento las clasificaremos en torres de flujo cruzado o flujo en contracorriente.



Torre de refrigeración híbrida abierta en flujo paralelo del aire por la zona seca y la zona húmeda con empaquetamiento en flujo cruzado

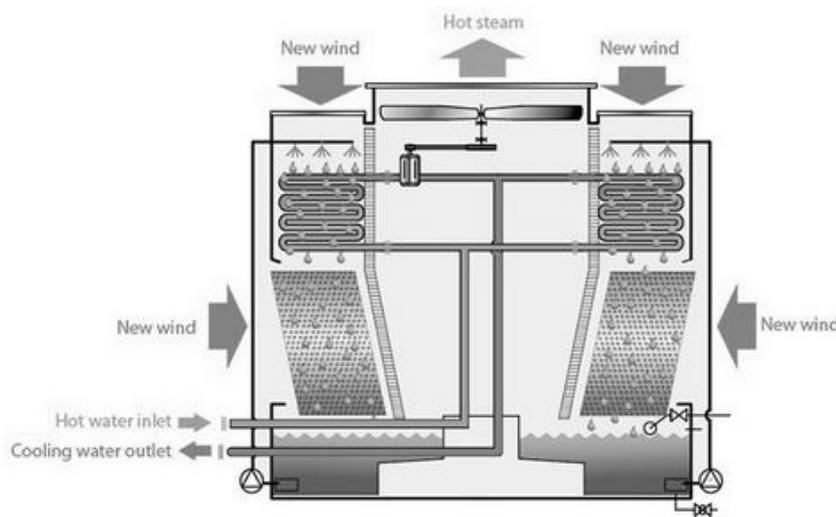
4.1.2 Torres de refrigeración híbridas de circuito cerrado

Este tipo de torres combinan el enfriamiento propio de las enfriadoras evaporativas producido al pulverizar agua sobre unos serpentines que portan el fluido de trabajo (contacto indirecto) y el enfriamiento evaporativo que se produce en el empaquetamiento de una torre húmeda (contacto directo).

En estos sistemas se pulveriza el agua desde arriba de la torre, cayendo primero sobre los serpentines enfriando el fluido de trabajo (se intercambia energía entre el fluido del proceso y la película de agua que rodea los tubos que es transferida al aire a través de la convección de masa y calor). A continuación esta agua cae de los serpentines a un empaquetamiento dónde se enfría y es recolecta y llevada de nuevo a la parte superior de la torre para volver a ser pulverizada sobre los serpentines.

En este tipo de torres el agua pasa en serie por las dos zonas y el aire pasa en serie o en paralelo aunque es más común esta última configuración.

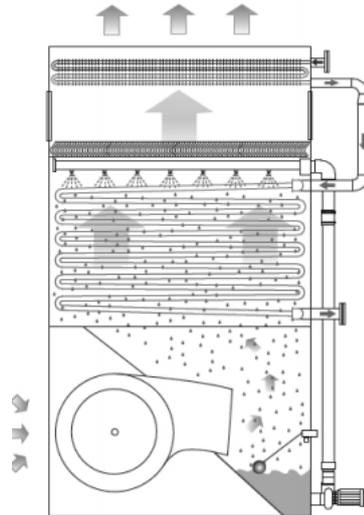
Al igual que en los casos anteriores en función de la localización del ventilador serán de tiro forzado o inducido y en función de la dirección de los flujos de aire-agua en el empaquetamiento, de flujo cruzado o contracorriente.



Torre de refrigeración híbrida de circuito cerrado de tiro mecánico inducido con empaquetamiento en flujo cruzado

Otras configuraciones de torres de refrigeración híbridas de circuito cerrado

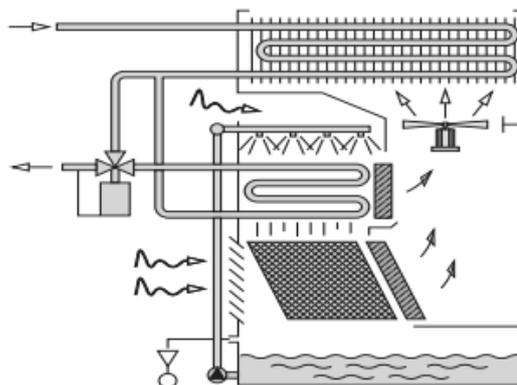
- Combinación de condensador evaporativo y refrigerado por aire:
Estos sistemas son muy usados como condensadores en la refrigeración. Se componen de un refrigerado por aire dónde se desrecalienta el vapor que viene sobrecalentado del compresor para pasar posteriormente al condensador evaporativo. Estos sistemas conseguirán eliminar el penacho visible como se verá más adelante.



Torre de refrigeración híbrida de tiro mecánico forzado que combina un condensador evaporativo y un aerorrefrigerador

- Combinación de enfriador/condensador evaporativo, empaquetamiento y refrigerado por aire

Estos sistemas son como las torres híbridas de circuito cerrado mencionadas anteriormente con la diferencia de que se le añade un refrigerado por aire, el cual refrigerará el fluido del proceso o desrecalentará el vapor antes de pasar por el enfriador/condensador evaporativo. Además evitará la formación del penacho visible y permitirá un modo de funcionamiento adicional denominado enfriamiento adiabático que se verá más adelante.



Torre de refrigeración híbrida de tiro mecánico inducido que combina un enfriador evaporativo, un aerorrefrigerador y un empaquetamiento en flujo cruzado

Las torres de refrigeración híbridas nos permiten ahorrar gastos en agua en los procesos de enfriamiento ubicados en zonas áridas, dependiendo del uso y localización, se pueden alcanzar ahorros de hasta el 70% en el cómputo anual de agua necesaria para una torre húmeda de

similares características. Pudiéndose diseñar para ahorrar el 100% de gastos de agua en aquellos momentos del año (meses fríos) dónde la torre pueda operar en modo seco únicamente.

Según el IDAE [11] Para la misma disipación de calor (carga térmica) estas torres requerirán un espacio en planta equivalente a las de circuito cerrado (mayor que para una torre húmeda y mucho menor que para una torre seca) además el consumo de energía eléctrica de los ventiladores será moderado (mayor que para una torre húmeda y menor que para una torre refrigerada por aire).

Aparte de ahorros en gastos de agua las torres híbridas se pueden diseñar para eliminar el frecuente problema de la aparición del penacho visible que ocurre en las torres húmedas y torres de circuito cerrado, además nos permitirán una gran versatilidad de modos de funcionamiento consiguiendo en épocas calurosas temperaturas de enfriamiento propias de las torres húmedas.

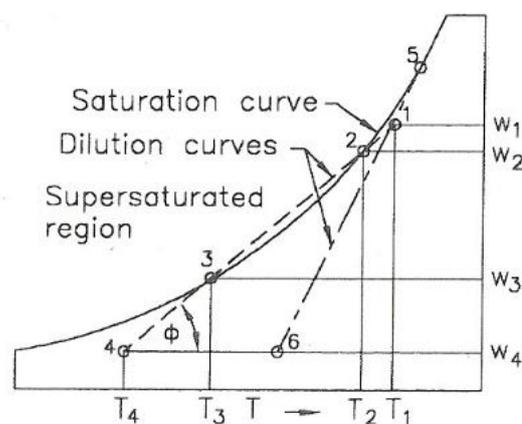
El fenómeno de aparición del penacho visible y su eliminación, los diferentes modos de operación que nos ofrecen este tipo de torres en función de la época del año en la que nos encontremos y otras ventajas de estas torres se explicarán de manera detallada a continuación.

4.2 Eliminación del penacho visible de vapor de agua

En algunos casos estas torres de refrigeración híbridas son diseñadas únicamente con el objetivo de eliminar este problema muy frecuente que sucede con las torres de refrigeración húmedas.

Esto ocurre cuando el aire saturado que asciende por la torre se mezcla con el aire ambiental que se encuentra a baja temperatura, más en concreto cuando la línea de dilución (línea formada por la mezcla de aire cargado de humedad y el aire ambiente) supere la curva de saturación. Este enfriamiento del penacho al entrar en contacto con el aire ambiente hace que se forme aún más vapor de agua en el penacho haciendo que se formen pequeñas gotas y por tanto haciéndolo visible.

Para ver los diferentes estados de formación del penacho utilizaremos un diagrama psicrométrico:



Diferentes estados del penacho en un diagrama psicrométrico

Suponemos para un caso hipotético que el aire a la salida de la torre húmeda está representado por el punto 1 y el aire frío ambiental en el punto 4. Cuando el aire caliente y cargado de humedad asciende y se mezcla con el aire ambiental forma una línea denominada línea de dilución (línea 1-4). Siguiendo la línea de dilución vemos que en el punto 2 esta supera la línea de saturación, por lo que comenzara la condensación del vapor haciendo visible el penacho, el cual continuará visible hasta que alcancemos el punto 3.

Suponiendo otro caso hipotético en el que el aire ambiente es más cálido, la línea de dilución sería la línea formada entre el punto 5 y 6. En este caso el penacho no será visible ya que la línea de dilución (línea 5-6) nunca supera la curva de saturación.

La formación de este penacho de vapor de agua puede ser un inconveniente por muchos motivos, especialmente cuando este penacho pueda volverse más denso que el aire ambiente haciendo que este descienda hacia el suelo.

Esto puede desembocar en graves problemas de visibilidad sobre todo si hay carreteras o aeropuertos en las cercanías de la torre, además durante los meses fríos puede hacer que se forme hielo en las carreteras y caminos. También como inconvenientes podemos mencionar la corrosión de las estructuras metálicas y el poco atractivo visual que puede tener para la gente que viva en las inmediaciones de la central.

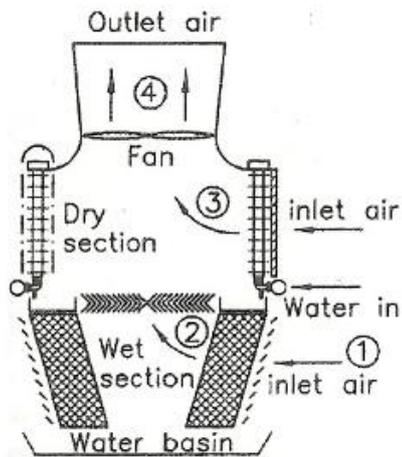
Existen diversos modos de determinar la severidad del penacho visible, como son, la relación de la línea de mezcla, el ángulo formado por la línea de dilución y la horizontal, y el área comprendida entre la línea de dilución y la curva de saturación. Los dos primeros métodos han sido descartados en diversos estudios por considerarse métodos poco consistentes y se estableció el tercer método como el más consistente para la predicción de formación del penacho visible.

Este método nos indica que cuanto mayor sea esta área mayor será la severidad del penacho visible, mientras que para un área igual a cero el penacho no será visible.

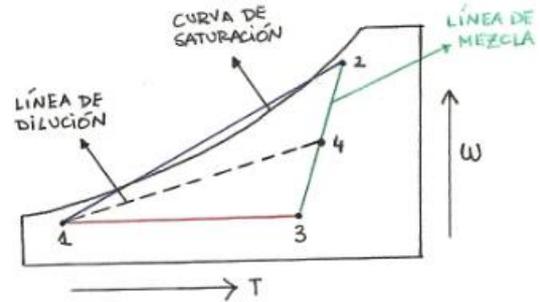
Algunas de las configuraciones de torres híbridas abiertas más comunes para evitar la formación del penacho visible se exponen a continuación:

4.1.1 Flujo del aire en paralelo entre la zona seca y húmeda (PPWD):

Este tipo de torres consisten en una torre de refrigeración húmeda, dónde la corriente de aire cargado de humedad que sale del empaquetamiento, se mezcla con una corriente seca y caliente de aire antes de salir por arriba de la torre. Esta corriente caliente de aire se consigue gracias a la instalación de intercambiadores de calor, dónde el agua caliente a enfriar en la torre es el medio para calentar esta corriente de aire, por lo que no es necesario un gasto extra de energía para calentarla.



Torre de refrigeración híbrida de circuito abierto PPWD de tiro mecánico inducido y empaquetamiento en flujo cruzado



Estados del aire en los diferentes puntos de la torre representados sobre un diagrama psicrométrico

La línea 1-2 representa el aire que fluye a través de la zona húmeda y la línea 1-3 representa el aire que fluye a través de la zona seca. La corriente de aire húmeda y la corriente seca se mezclan (línea 2-3) hasta alcanzar un estado homogéneo representado por el punto 4. La localización de este punto dependerá de la cantidad de aire que pase por cada zona, pudiendo localizarse este más arriba o más abajo.

La línea de dilución será la formada por el punto 1 (aire ambiente) y el punto 4 (aire a la salida de la torre), mientras esta línea no supere la curva de saturación el penacho no será visible.

En este tipo de torres para asegurar que no se forme el penacho la mezcla del aire proveniente de la zona húmeda y el de la zona seca se deben mezclar adecuadamente, ya que aunque el diagrama psicrométrico nos indique que para esas condiciones no se formará el penacho visible esto puede no ser así en el caso de que el mezclado de ambas corrientes no sea el correcto.

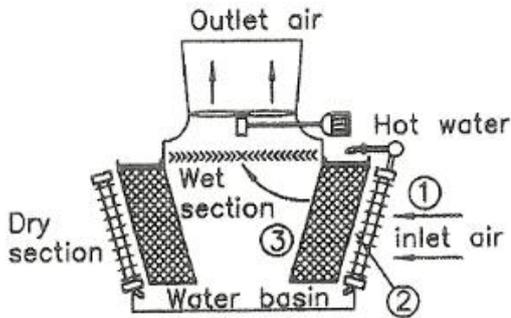
4.1.2 Flujo de aire en serie entre la zona seca y húmeda:

A diferencia del caso anterior, en este tipo de torres la misma corriente de aire fluirá por la zona húmeda y por la zona seca.

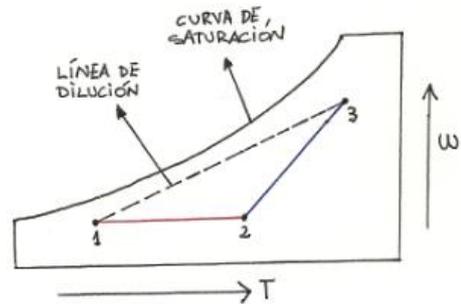
Como principal problema de estas configuraciones podemos destacar la gran pérdida de carga que se produce. Ya que aunque no necesitemos en un determinado momento del año el uso de la zona seca para eliminar el penacho, está siempre presente y el aire fluirá a través de ella con la pérdida de carga que esto conlleva

Podemos hacer distinción entre dos casos para esta configuración, en función de que zona atraviese primero el aire

Caso 1: Zona seca situada antes de la zona húmeda:



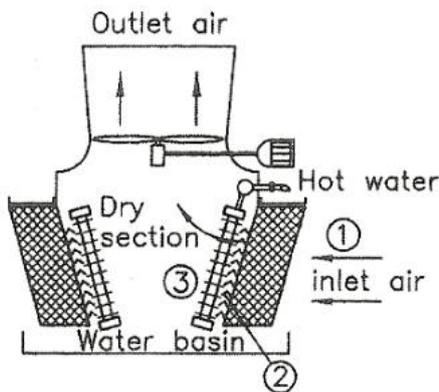
Torre de refrigeración híbrida de circuito abierto con flujo de aire en serie por la zona seca y húmeda, con la zona seca situada antes de la zona húmeda



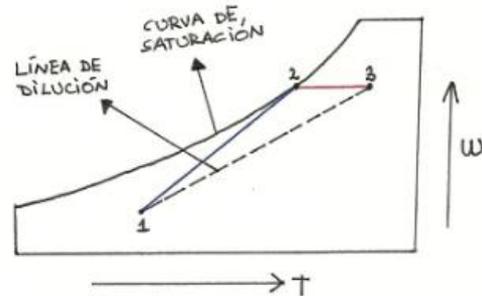
Estados del aire en los diferentes puntos de la torre representados sobre un diagrama psicrométrico

La línea 1-2 representa el flujo de aire a través de la zona seca y la línea 2-3 representa el flujo de aire que ha pasado por la zona seca y atraviesa la zona húmeda. La línea de dilución será la formada por el punto 1 (aire ambiente) y el punto 3 (aire a la salida de la zona húmeda).

Caso 2: Zona húmeda situada antes de la zona seca:



Torre de refrigeración híbrida de circuito abierto con flujo de aire en serie por la zona seca y húmeda, con la zona húmeda situada antes de la zona seca



Estados del aire en los diferentes puntos de la torre representados sobre un diagrama psicrométrico

En este caso la línea 1-2 representa el flujo de aire a través de la zona húmeda y la línea 2-3 el flujo de aire a través de la zona seca. La línea de dilución será la línea formada entre el punto 1 (aire ambiente) y 3 (aire a la salida de la zona seca).

La principal desventaja que tiene esta configuración es el ensuciamiento y corrosión de los intercambiadores de calor de la zona seca debido a que el aire que reciben procedente del empacquetamiento de la zona húmeda, está caliente y cargado de humedad.

Para el caso de las torres híbridas de circuito cerrado la eliminación del penacho se suele hacer añadiendo un aerorrefrigerador a la salida del aire de la torre.

Tanto para los casos de enfriador como condensador evaporativo la mezcla del aire que sale por la torre estará saturada o próximo a la saturación, por lo que con la adición de un refrigerado por aire conseguimos aumentar la temperatura de la mezcla evitando por tanto la formación del penacho visible

4.3 Modos de funcionamiento

Tanto la zona seca (refrigerados por aire) y la zona húmeda (empaquetamiento) de una torre híbrida abierta como los enfriadores/condensadores evaporativos de una torres híbrida cerrada se pueden diseñar de modo que permitan gran variedad de modos de funcionamiento en función de la época del año en que nos encontremos. Estos diferentes modos de operación nos pueden proporcionar muchas ventajas como la de eliminar el penacho visible durante las épocas del año cuando es más susceptible de producirse y la utilización en mayor o menor medida de la zona seca de la torre dependiendo de la carga térmica a disipar, la cual varía a lo largo del año.

4.3.1 Modos de operación más comunes para una torre híbrida de circuito abierto

1-Operación de la zona húmeda a plena capacidad del ventilador

En este modo la zona húmeda de la torre es diseñada para disipar el 100% de la carga térmica y puede operar sin la zona seca para cualquier condición de carga. La formación del penacho visible dependerá de la temperatura y condiciones de humedad atmosféricas.

Este modo será especialmente útil en los meses de verano donde las temperaturas ambientes son elevadas, evitándose así la formación del penacho visible y las bajas eficiencias de los intercambiadores que estarán desconectados.

2-Operación de la zona húmeda a una capacidad reducida del ventilador

Este modo de operación puede ser usado particularmente en invierno cuando la carga térmica es menor. En este modo el penacho será visible en la mayoría de los casos debido a las bajas temperaturas del invierno.

3-Operación integrada de la zona seca y húmeda a plena capacidad del ventilador

Para unas condiciones de diseño de temperatura de bulbo seco y humedad relativa determinadas para la torre en concreto se elimina el penacho visible.

4-Operación integrada de la zona seca y húmeda a una capacidad reducida del ventilador

Este modo de operación se utiliza al igual que el modo-2 para periodos en los que la carga térmica es menor, pero en este caso además se busca que el penacho no sea visible.

5-Operación de enfriamiento seco

Este modo de operación está enfocado principalmente para momentos en los que se requiera una carga térmica muy baja y/o dispongamos de temperaturas ambientales muy bajas. La zona seca se “puentea” para que el agua proveniente de los intercambiadores no pase por la zona húmeda de la torre.

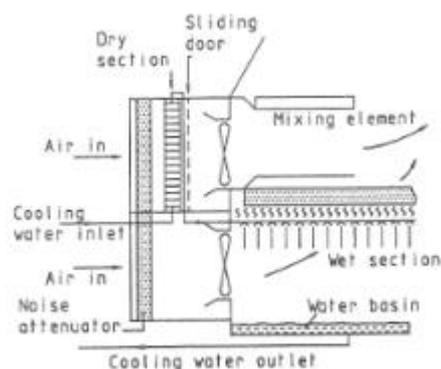
6-Operación de enfriamiento adiabático

En este caso el fluido a enfriar solo circula por la zona seca de la torre (intercambiadores refrigerados por aire), pero se utiliza el empaquetamiento haciendo circular agua de refrigeración por él (no el agua caliente del proceso) para saturar y adiabáticamente enfriar el aire que posteriormente pasa por la zona seca, esto hace que se eleve en gran medida el intercambio de calor sensible, ya que parte de esta agua que se pulveriza se evapora enfriando el aire hasta cerca de su temperatura de bulbo húmedo.

Este modo de enfriamiento sólo sería posible para aquellas torres híbridas dónde el flujo de aire entre las zonas húmeda y seca estuviese dispuesto en serie con la zona seca dispuesta a continuación de la zona húmeda.

Estos seis modos nos permiten exprimir al máximo los beneficios que estas torres híbridas proporcionan y habría que estudiarlos de manera individualizada para cada torre ya que dependen de las condiciones ambientales y carga térmica que varían a lo largo del año en función del proceso y temperaturas de su localización.

Para el caso concreto de la torre híbrida abierta utilizada en la central térmica de Altbach, Alemania el modo 1 de funcionamiento “solo húmedo a plena capacidad del ventilador” le permite disipar el 100% de la carga térmica sin necesidad de la zona seca y el penacho será visible dependiendo de las condiciones ambientales. El modo 2 “solo húmedo a capacidad reducida del ventilador” es utilizado en algunas ocasiones durante los meses de invierno cuando la carga térmica es menor, aunque el penacho será visible debido a las bajas temperaturas. El modo 3 “funcionamiento híbrido a plena capacidad del ventilador” le permite eliminar el penacho visible para las condiciones de diseño de temperatura de bulbo seco de 10°C y humedad relativa del 70.8%. El modo 4 “funcionamiento híbrido a capacidad reducida del ventilador” es usado en periodos cuando la carga térmica es menor pero por algún motivo es necesario eliminar el penacho visible. El modo 5 “funcionamiento sólo seco” es usado en aquellos periodos cuando la carga térmica no excede el 35% y se tienen unas temperaturas ambientales de -15°C o inferiores.



Torre de refrigeración híbrida de circuito abierto de la central térmica de Altbach, Alemania

4.3.2 Modos de operación más comunes para una torre híbrida de circuito cerrado

1-Operación única del enfriador/condensador evaporativo

En estos casos el pulverizado del agua que cae tras pasar por el serpentín, es recolectado sin pasar por el empaquetamiento, por lo que se cierra la zona del empaquetamiento, tanto su acceso de agua como de aire. En estos casos el agua pulverizada que cae por los serpentines no es necesario que pase por el empaquetamiento puesto que la carga térmica se puede vencer sin la necesidad de enfriarla a su paso este. En estos casos se ahorra agua al no evaporarse esta al pasar por el empaquetamiento.

2-Operación en modo solo seco

En estos casos se apaga el pulverizado por agua y se cierra la zona donde va ubicada el empaquetamiento. El serpentín funciona como un refrigerado por aire convencional. Este método se puede emplear cuando la carga térmica sea muy baja y/o nos encontremos con temperaturas ambientales muy bajas, siendo el consumo de agua nulo.

3-Operación en modo híbrido

En estos casos para vencer la carga térmica del proceso es necesario que el agua que se pulveriza sobre los serpentines se haya enfriado al pasar por el empaquetamiento. En este modo el consumo de agua es el más elevado al evaporarse esta tanto en los serpentines como en el empaquetamiento.

4-Operación en modo adiabático

Este modo de operación está restringido a aquellas torres híbridas de circuito cerrado que además dispongan de un serpentín secundario que funciona como un refrigerado por aire.

En este modo el fluido de trabajo solo circula por el serpentín seco (refrigerado por aire) sin pasar por el serpentín del enfriador evaporativo. El agua se pulveriza sobre el serpentín del enfriador (por el que no circula el fluido de trabajo) y cae sobre el empaquetamiento, esta agua que recircula por la torre sirve para saturar y adiabáticamente pre-enfriar el aire consiguiendo así una mayor tasa de enfriamiento sensible en el refrigerado por aire por el que circula el fluido de trabajo a enfriar.

El consumo de agua en el modo adiabático será bastante menor que en el caso de funcionamiento híbrido.

Todos los modos anteriores además pueden funcionar a plena carga del ventilador o a una carga parcial en función de la carga térmica a vencer en la torre.

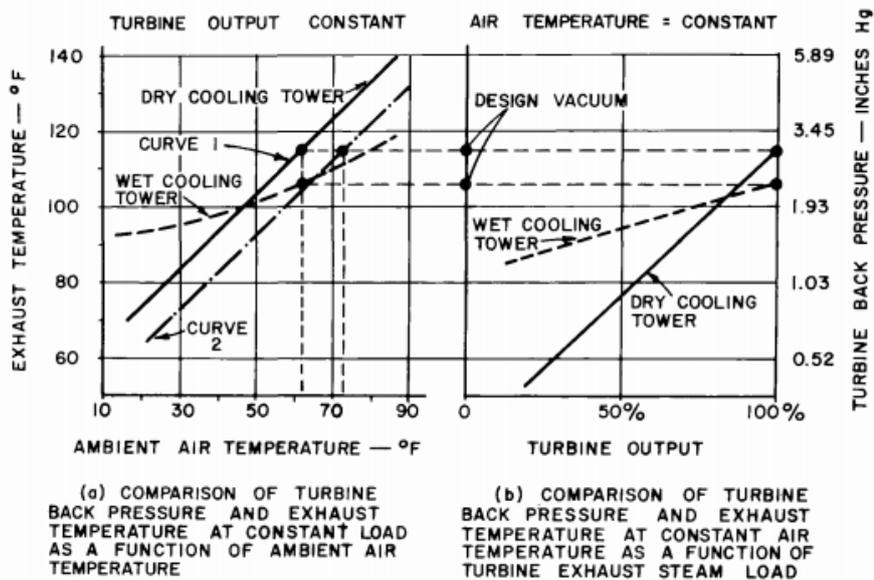
4.4 Otros problemas que puede solventar la instalación de sistemas híbridos

Algunas centrales de potencia que funcionaban mediante torres de refrigeración secas, ya sean sistemas en contacto directo o indirecto, experimentaban variaciones muy grandes en las presiones obtenidas por las turbinas en la última etapa de expansión, especialmente en aquellos

localizaciones donde se producían grandes cambios de temperatura durante las diferentes épocas del año. Los aumentos en esta presión que se producen en periodos de altas temperaturas afectan muy negativamente al rendimiento de la central.

Esto es debido a que la temperatura de bulbo seco (límite de enfriamiento para una torre refrigerada por aire) es susceptible a presentar cambios muy drásticos durante las diferentes estaciones por lo que su capacidad de enfriamiento disminuye en épocas calurosas.

La temperatura de bulbo húmedo (límite de enfriamiento para torres húmedas), por el contrario, no presenta estos cambios tan drásticos, por lo que se consigue mantener unas variaciones de presión en la última etapa del turbinado menores.

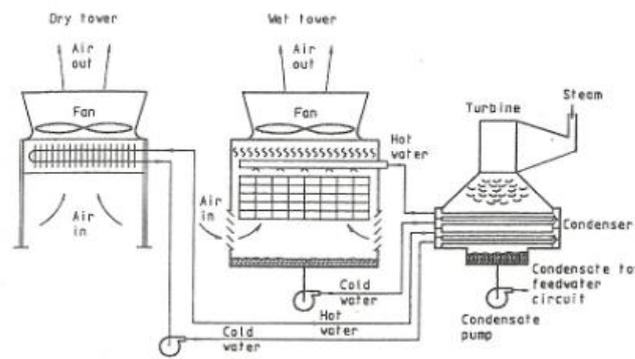


Este problema fue estudiado por primera vez por J.P.Rossie y E.A.Cecil [7], quienes elaboraron las gráficas anteriores.

En la primera figura (a) podemos apreciar como varían la presión de la última etapa de turbinado y la temperatura del vapor saturado en una central de potencia a plena capacidad, con respecto a variaciones en la temperatura ambiente para una determinada localización. En esta figura se puede apreciar claramente que para el caso de una torre seca (curva 1) la variación en la presión en la última etapa de la turbina tiene un rango mucho mayor que para el caso de una torre húmeda.

En la segunda figura (b) se puede apreciar la variación de la presión en función del uso de un sistema de enfriamiento u otro ante variaciones de la carga de la turbina y para una misma temperatura ambiente.

Algunas centrales que operaban con torres de refrigeración secas y que tenían este problema, optaron por añadir una torre de refrigeración húmeda a su sistema de enfriamiento seco, permitiendo así, que la capacidad de la central no se viera alterada durante estos periodos de altas temperaturas. Para no modificar la estructura de la torre seca simplemente instalaban una torre húmeda, que les proporcionara el enfriamiento que necesitaban durante estos periodos, formando un sistema de enfriamiento híbrido, pero a diferencia de los sistemas híbridos vistos anteriormente, la torre seca y la húmeda no están integradas dentro de la misma torre.



Sistema de refrigeración híbrido formada por una torre de refrigeración seca de condensado indirecto y una torre de refrigeración húmeda

En el caso de que la torre seca fuese un condensador por aire (condensado directo en la torre seca), la torre húmeda que se incorpora al sistema requeriría de su propio condensador. El vapor procedente de las turbinas seguiría un camino en paralelo entre el condensador de la torre húmeda y la torre seca que funciona como condensador.

Estos sistemas híbridos no integrados en la misma torre tienen una serie de ventajas respecto a los sistemas híbridos integrados en una misma torre, las más importantes son la menor corrosión que sufren los intercambiadores de la torre seca al no estar en contacto con el aire caliente, húmedo y en muchos casos con gran cantidad de sólidos disueltos en ella, por lo que la superficie de los intercambiadores se mantendrá limpia y prolongará su vida útil, la otra gran ventaja es que nos permiten gran libertad a la hora de diseñar y operar ambas torres por separado.

Para instalaciones que opten por la instalación de este tipo de sistemas híbridos el dimensionamiento de la torre seca y la torre húmeda se hace siguiendo el siguiente procedimiento:

La torre seca se dimensionará de manera que nos permita extraer el calor (carga térmica) en los periodos con menores temperaturas ambientales, manteniendo las presiones de las turbinas dentro de los límites especificados. Posteriormente se calculará cual es la capacidad que tiene esta torre seca de disipar calor durante los meses más calurosos.

La diferencia entre la carga térmica y la capacidad de extraer calor de la torre seca durante los periodos de tiempo más desfavorables (más calurosos) nos indicará cual será la capacidad de la torre húmeda a utilizar y por tanto cuál será su dimensionado.

Este método nos permitirá aprovechar todas las ventajas que nos proporcionan las torres refrigeradas por aire como es el gran ahorro en gastos de agua y da solución al problema de pérdida de eficiencia de la central durante los periodos más calurosos.

4.5 Parámetros de diseño de una torre de refrigeración híbrida

Los parámetros de diseño de estas torres son:

1. Temperatura del agua a enfriar (T_{WD1}):

Es la temperatura a la cual el agua entrará a la torre, normalmente esta entra en primer lugar por la zona seca de la torre híbrida.

2. Rango de la zona seca (R_{DCT}) o Temperatura a la salida de la zona seca (T_{WD2}):

El rango de la zona seca es la variación entre la temperatura del agua a la entrada y a la salida en esta zona.

3. Rango de la zona húmeda (R_{WCT}) o temperatura a la salida de la zona húmeda (T_{WW2}):

El rango de la zona húmeda es la variación entre la temperatura del agua a la entrada de la zona húmeda (si el agua fluye en serie por ambas zonas se corresponde con la temperatura del agua a la salida de la zona seca) y a la salida de esta zona.

4. Carga Térmica (Q) o gasto de agua a enfriar (m_w):

La carga térmica es la cantidad de calor que la torre tiene que refrigerar. Esta se relaciona con el gasto de agua a enfriar de la siguiente manera:

$$Q = m_w C_{pw} (R_{WCT} + R_{DCT})$$

Donde m_w es el caudal de agua a enfriar (kg/s) y C_{pw} el calor específico del agua (J/kgK).

Las dimensiones tanto de la zona seca y húmeda y los costes son proporcionales a este parámetro.

5. Temperatura de bulbo húmedo (T_{WB1}) o Aproximación de la zona húmeda (A_{WCT}):

La temperatura de bulbo húmedo es la temperatura que nos permite calcular la relación de humedades o la humedad relativa del aire ambiente y será el límite de enfriamiento del agua en la zona húmeda. La medición de esta temperatura se realiza mediante un termómetro de bulbo húmedo.

La aproximación de la zona húmeda es la diferencia entre la temperatura del agua a la salida de la zona húmeda (T_{WW2}) y la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada (ambiente)

6. Temperatura de bulbo seco (T_{A1}) o Aproximación de la zona seca (A_{DCT}):

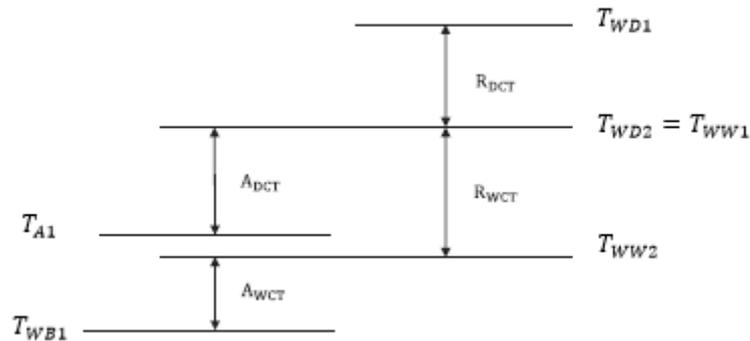
La temperatura de bulbo seco ambiental es la temperatura medida con un termómetro convencional. Esta temperatura será el límite de enfriamiento del agua en la zona seca.

La aproximación de la zona seca es la diferencia entre la temperatura del agua a la salida de la zona seca T_{WD2} y la temperatura de bulbo seco del aire a la entrada (ambiente).

7. Presión atmosférica

Este parámetro dependerá de la elevación sobre el nivel del mar del lugar dónde vaya a estar localizada nuestra torre.

Las relaciones de temperaturas para una torre híbrida donde el agua fluye en serie por ambas zonas se detalla a continuación:



T_{WD1} = Temperatura del agua a la entrada de la zona seca.

$T_{WD2} = T_{WW1}$ = Temperatura del agua a la salida de la zona seca= Temperatura de entrada del agua a la zona húmeda.

T_{WW2} =Temperatura del agua a la salida de la zona húmeda.

T_{A1} =Temperatura de bulbo seco ambiente.

T_{WB1} =Temperatura de bulbo húmedo ambiente.

Las dimensiones de la torre varían inversamente con el rango ya que para una determinada carga térmica de la zona seca y de la zona húmeda, aumentar el rango de estas zonas se traduce en una reducción del agua de circulación, por lo que será necesaria menor superficie de transferencia de calor, y por tanto, menor tamaño de la torre.

$$Q_{DRY} = m_w C_{pw} R_{DCT}$$

$$Q_{WET} = m_w C_{pw} R_{WCT}$$

Una aproximación pequeña (tanto de la zona húmeda como seca) indica mayor efectividad, pero también un mayor coste y consumo de energía, entendiéndose efectividad como una eficiencia térmica (y del proceso de evaporación para la zona húmeda). La dimensión de la torre varía inversamente con la aproximación, si la aproximación se reduce, el tamaño de la torre aumenta exponencialmente.

4.6 Selección de una torre de refrigeración híbrida

Seleccionar la torre adecuada para una determinada aplicación requiere tomar consideraciones no solo a nivel del enfriamiento requerido para el fluido sino también consideraciones económicas, ambientales, de mantenimiento y de estética. Muchos de estos factores están interrelacionados pero deben estudiarse de manera individual.

Muchas de las torres disponibles cumplirán los requisitos de enfriamiento que estamos buscando, por lo que para seleccionar una u otra nos fijaremos en aspectos como el área que ocupa en planta, la altura, volumen de aire que permiten, consumo de energía del ventilador y la bomba, materiales de construcción, calidad del agua requerida, etc.

La elección óptima generalmente se consigue después de hacer una valoración económica de los costes asociados a su ciclo de vida y el periodo en el que recuperaremos los costes de la inversión.

Estos procedimientos de análisis comparan las posibles torres candidatas en base a los costes iniciales de la compra, los costes de operación y los costes de mantenimiento.

En los costes iniciales de la compra se considerarán los siguientes factores:

- Costes de construcción de la torre
- Costes de interacción con otros sistemas, como la longitud del sistema de tuberías para mover el agua desde y hacia la torre, sistemas de bombeo para casos de desbordamiento, válvulas de control, equipo eléctrico, escaleras de acceso para poder llegar a los diferentes elementos de la torre, equipo de protección contra incendios, etc.

En los costes de operación y mantenimiento consideraremos los siguientes factores:

- Costes energéticos de los equipos (bombas, ventiladores) en base a las horas de operación anuales.
- Cargos asociados a la demanda energética.
- Esperanza de vida del equipo.
- Costes asociados al mantenimiento y las reparaciones.

Otros factores que influyen son los códigos de seguridad, la conformidad a los códigos de edificación, diseño y rigidez de las estructuras, efectos relacionados con la corrosión y otros posibles deterioros durante su vida de servicio, capacidad de ser flexible a la hora de operar con cargas térmicas diferentes durante las diferentes épocas del año. Además se deben tomar consideraciones en cuanto a las vibraciones y los niveles de sonido y la atenuación del mismo.

Para determinar los costes iniciales de la compra se puede hacer uso de la siguiente fórmula:

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

Dónde:

C es el costo total inicial, A es el dinero que desembolsamos a la hora de la compra, B es el dinero correspondiente al préstamo, i es la tasa de interés y n el número de años del préstamo.

Los costes totales durante su ciclo de vida serán la suma de los costes de la primera inversión más los costes relacionados con la operación y mantenimiento y se pueden calcular como:

$$\begin{aligned} & \text{Costes durante el ciclo de vida} \\ &= C + \left(\sum \text{costes de reparaciones y repuestos} \right) \\ &+ [(\text{esperanza de vida}) \times (\text{Costes energéticos anuales} \\ &+ \text{costes de mantenimiento anuales})] \end{aligned}$$

Donde C es el coste total inicial calculado anteriormente.

En muchas ocasiones las torres que cumplan los requisitos necesarios no se encontrarán a priori en los catálogos de los diversos fabricantes, sino que se necesitará un diseño individualizado de la torre para que esta cumpla todas las condiciones necesarias.

Para el caso de centrales de potencia la elección apropiada de la o las torres necesarias puede tener un impacto muy positivo en el rendimiento y beneficios que podemos obtener de la central, por lo que el correcto dimensionamiento de las torres será de vital importancia.

En la actualidad existen diversos modelos matemáticos que nos permiten optimizar el dimensionamiento de estas torres optimizando los costes de construcción y los gastos derivados de su uso con el tiempo.

M.Choi y L.R.Glicksman [6] propusieron un modelo matemático para optimizar los sistemas de refrigeración híbridos para obtener a partir de las requisitos de diseño necesarios (carga térmica, condiciones ambientales...) y un conjunto de datos económicos (coste de producción del kW/hora, precio del agua de suministro...) no sólo el diseño del sistema híbrido más rentable en cuanto al dimensionamiento, sino también aquel que minimizaba los costes en la producción de energía de la central.

4.7 Consideraciones a tener en cuenta para la implantación de la torre

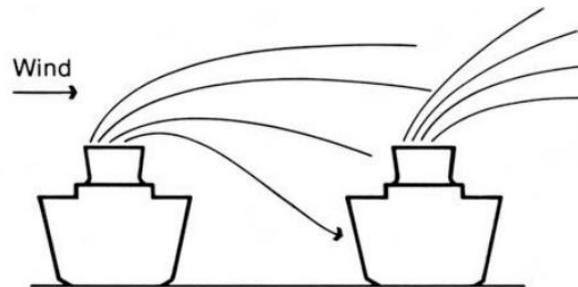
A parte de las características que se busquen con la torre de refrigeración híbrida: eliminación del penacho visible, posibilidad de operar en diversos modos de funcionamiento dependiendo de la época del año o los ahorros en gastos de agua, las cuales afectan directamente en el diseño, existen otros factores que hay que tener en cuenta a la hora de diseñar e implantar la torre en su localización.

Una vez que se tiene la zona donde irán situadas las torres de refrigeración, es fundamental la colocación adecuada de las mismas para evitar problemas como son las interferencias entre torres o la recirculación del penacho. Además el emplazamiento y la orientación tienen un impacto sobre el coste de tuberías y cables, el ruido, la vibración, el acceso a la torre... que hay que tener en cuenta a la hora de diseñar y ubicar la torre.

Las soluciones propuestas para los problemas de interferencias y recirculación se recogen de manera resumida a partir de los estudios de la ASHRAE [18].

4.7.1 Interferencias

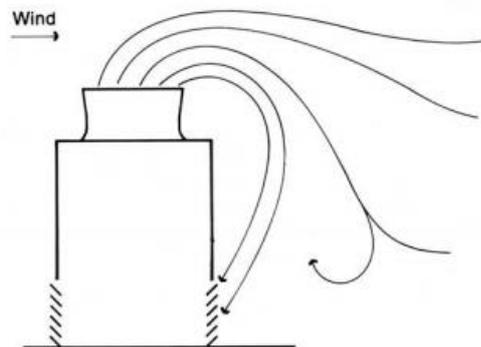
El penacho de aire húmedo y caliente (visible o no) que sale por arriba de una torre de refrigeración puede ser arrastrado hacia abajo por la acción del viento, provocando que la torre que se encuentra al lado reciba un aire con una temperatura superior. Esto, como ya se explicó, es perjudicial porque disminuiría el rendimiento de la torre ya que elevaría la temperatura de bulbo húmedo.



Interferencias debidas a la acción del viento entre dos torres de refrigeración

4.7.2 Recirculación

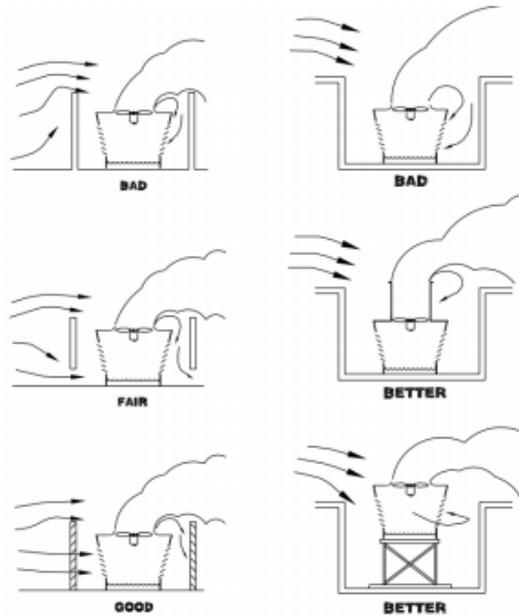
Al igual que en el caso anterior el aire caliente que sale por la torre se mezcla con el aire ambiente, pero en este caso, la mezcla de aire entra de nuevo en la misma torre.



Recirculación del aire en una torre de refrigeración

Estos fenómenos dependen de muchos factores como son la forma de la torre, la velocidad del aire a la salida y la dirección predominante que tenga el viento en la zona donde se va a localizar la torre.

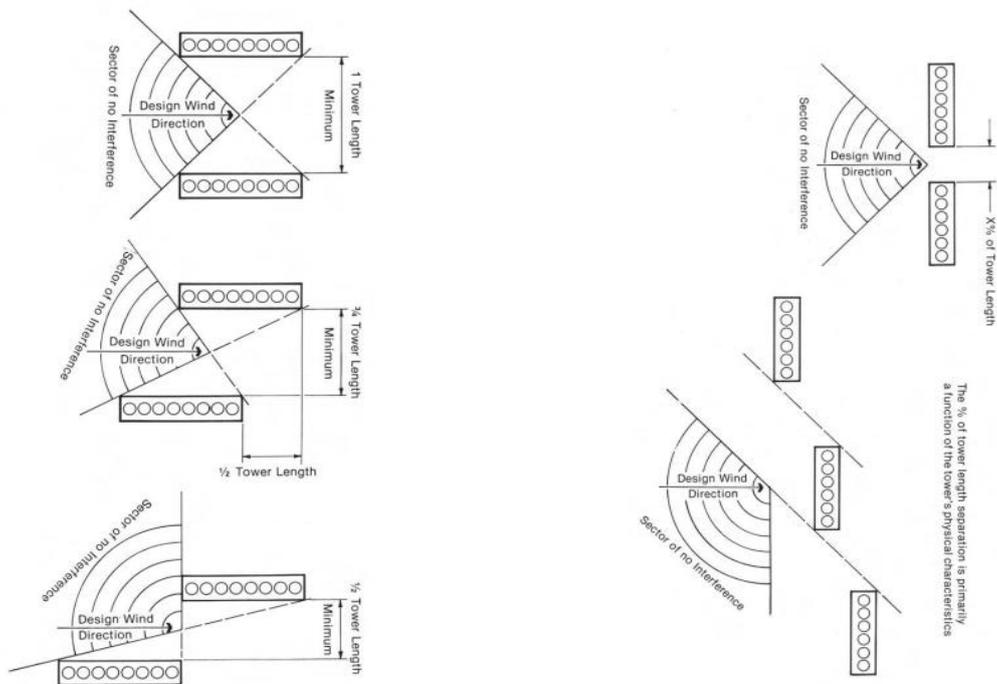
Uno de los métodos más eficaces para resolver el problema de la recirculación es el de colocar paredes y pantallas como se puede ver a continuación:



Diferentes disposiciones de pantallas: Algunas correctas y otras incorrectas

El fenómeno de las interferencias depende fundamentalmente de la dirección predominante del viento en la zona. Dependiendo de la dirección de este viento, se estudia la distribución más apropiada para disponer las diferentes torres.

Algunas de estas distribuciones se muestran a continuación en función de si el viento viene con dirección longitudinal predominante o si el viento viene de costado predominantemente



Distribución de las torres cuando el viento tenga dirección longitudinal predominante

Distribución de las torres cuando el viento predominante venga de costado

Algunas otras consideraciones adicionales a tener en cuenta para el emplazamiento son:

- No situar las torres cerca de elementos de generación de calor.
- Selección de un emplazamiento abierto en la zona de entrada del aire, no situándola cerca de los edificios adyacentes.
- Calidad del aire que puede ser aspirado por el equipo. Debe evitarse la proximidades a chimeneas o emanaciones de polvo y sólidos en suspensión del aire, emanaciones corrosivas o fermentables (escapes de motores, vapores de procesos...) y en definitiva, todo aquello que pueda favorecer el ensuciamiento, formación de incrustaciones o corrosión.
- Facilidad de acceso actual y futuro para los trabajos de revisión así como para las limpiezas, desinfecciones y el mantenimiento mecánico.

4.8 Componentes de las torres de refrigeración híbridas

La información relativa a los diferentes componentes de las torres fue obtenida a partir del manual técnico y de instrucción para la conservación de la energía [12], de la publicación de la ASHRAE sobre torres de refrigeración [18], de la información recabada por V. Del Olmo en su trabajo [19] y del estudio del circuito de agua de refrigeración de I. Prieto [20].

4.8.1 Estructura

Es el almacén dónde se situaran todos los componentes de la torre.

La estructura de la torre debe acomodar y proteger, durante largos periodos de tiempo, cargas impuestas por el peso (componentes de la torre, agua de circulación, hielo, nieve y ensuciamiento), el mantenimiento y las actividades sísmicas. Además, debe ser capaz de operar en un rango amplio de condiciones atmosféricas externas y resistir los efectos corrosivos de la alta humedad y constante oxigenación.

4.8.2 Relleno o empaquetamiento

Como se indicó anteriormente en el apartado de torres húmedas su función es la de renovar la superficie de contacto aire-agua rápidamente y aumentar el tiempo de residencia en la torre. De esta manera los fenómenos difusivos en el agua que ralentizan la transferencia de calor son poco importantes.

Existe una gran variedad de rellenos algunos de los tipos más característicos se exponen a continuación:

Empaquetamiento de salpicadura (Splash): Este tipo de relleno es diseñado para romper la masa de agua que cae por la torre en pequeñas gotas, de esta manera se consigue exponer una gran superficie de agua en contacto con el aire incrementando la transferencia de calor por conducción, convección y evaporación. Como ventaja de este tipo de empaquetamiento podemos destacar el gran tiempo de residencia que provoca en el agua dentro de la torre, ampliando el tiempo en el cual el agua está en contacto con el aire así como el fácil mantenimiento y larga vida del equipo. Como desventaja podemos destacar el gran volumen de

relleno necesario para romper la masa de agua en pequeñas gotas además de que tienden a arrastrar más gotas de agua hacia el exterior de la torre, por lo que serán necesarios eliminadores de gotas de gran eficiencia.

Empaquetamiento de goteo (Trickle): La red o malla que forma este empaquetamiento es mucho más fina que la del relleno por salpicadura, el agua discurre a través del relleno en lugar de salpicar formando otras gotas. Este tipo tiende a obstruirse con mayor frecuencia y genera una mayor pérdida de carga que el anterior.

Empaquetamiento de película (Film): Este tipo de relleno proporciona una mayor capacidad de enfriamiento que los anteriores para un mismo espacio ocupado, por lo que se ha impuesto progresivamente.

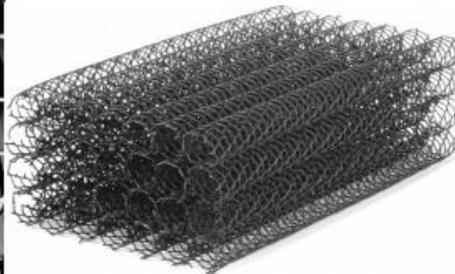
La eficiencia de este sistema depende de su capacidad para distribuir el agua en una fina película que fluye sobre grandes superficies, al objeto de proporcionar la máxima exposición del agua a la corriente de aire.

Su principal ventaja es que, al no existir gotas, las pérdidas por arrastre se reducen en gran proporción, por lo cual pueden darse velocidades altas del aire, disminuyendo paralelamente la altura del relleno y con ello, la de bombeo. Esto conduce a menores costos de operación.

El principal inconveniente de este tipo de rellenos es su tendencia a acumular depósitos y suciedad entre las placas paralelas y muy próximas que lo constituyen. Este fenómeno conduce a obstrucciones parciales y a la formación de canales preferenciales por los que discurre el agua rompiendo la homogeneidad de la película. Para evitar estos riesgos se recurre generalmente a la disposición de los paquetes en pisos superpuestos, con diferente orientación de las ondas en cada uno.



Empaquetamiento de salpicadura



Empaquetamiento de goteo



Empaquetamiento de película

4.8.3 Sistema de distribución de agua

Para maximizar el área efectiva del empaquetamiento de la torre híbrida es necesario distribuir adecuadamente el agua. Estos sistemas de distribución pueden ser de dos tipos:

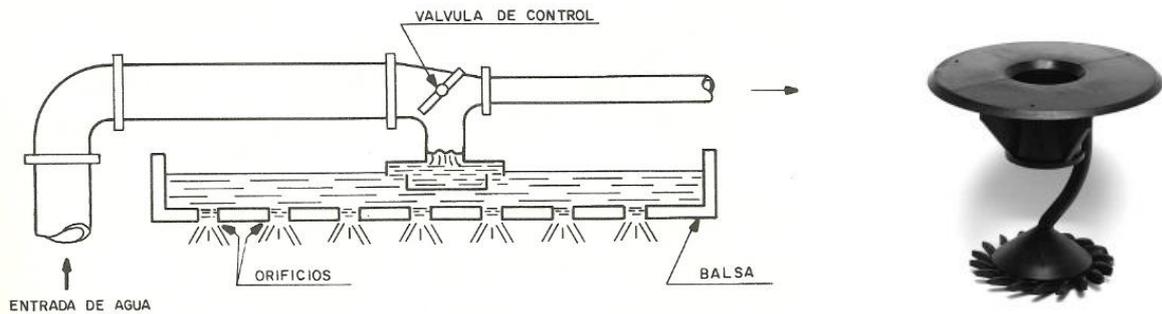
Sistemas por gravedad

Su principal ventaja consiste en la poca altura de bombeo que requieren, lo cual conduce a bajos costes de operación.

La regulación del caudal de agua por celda, necesaria para logra una eficiencia máxima, se lleva a cabo mediante una simple inspección visual y la consiguiente variación del nivel de agua en la balsa.

Rara vez se utiliza este sistema para diseños con flujo contracorriente, debido a las dificultades que se presentan en el diseño y el ajuste de la distribución del agua. Se interfiere con el flujo de aire y es difícil de mantener con su localización interna.

Por el contrario es muy común para diseños en flujo cruzado de la zona húmeda ya que para este caso la velocidad del aire es nula en el distribuidor.

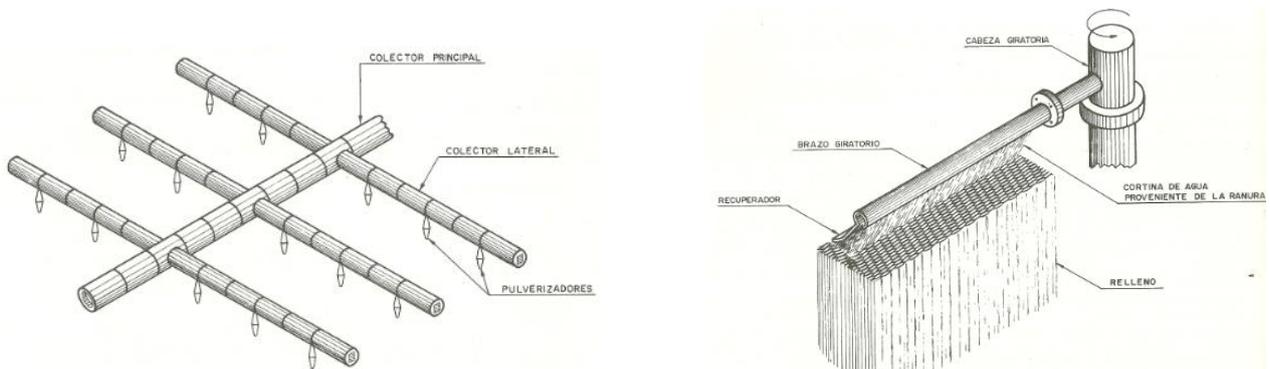


Sistemas de distribución de agua por gravedad

Sistemas por presión

La mayor parte de diseños en flujo contracorriente se encuentran equipadas con sistemas de pulverización a presión con las toberas dirigidas hacia abajo. Este sistema no solo actúa como distribuidor sino que contribuye directamente al rendimiento de la torre.

Los problemas relacionados con este sistema son principalmente de mantenimiento y de regulación del flujo de agua, ya que no es posible limpiar fácilmente la suciedad acumulada en los ramales y los pulverizadores que, además se encuentran por debajo de los eliminadores de gotas. También presenta dificultades la tarea de igualar el caudal de las diferentes celdas, lo cual es un requisito imprescindible para lograr un funcionamiento correcto de la torre.



Sistemas de distribución de agua por presión

4.8.4 Eliminadores de gotas

La misión de este componente es la de retener las pequeñas gotas arrastradas por el aire que abandona la zona húmeda de la torre. Básicamente todos los eliminadores actúan provocando bruscos cambios en la dirección de la corriente de aire. La fuerza centrífuga que esto provoca, separa las gotas de agua, depositándolas en la superficie del eliminador, para caer posteriormente sobre el empaquetamiento.

Esta actuación provoca tres efectos positivos: disminuye las pérdidas de agua y la posibilidad de dispersión de la legionella que necesita las gotas para viajar, además de evitar posibles daños a equipos adyacentes.

Como efecto secundario podemos destacar la gran pérdida de carga que produce debido a la disminución de la sección de paso del aire (Cuanto menos sección más gotas retendrá pero se producirá más pérdida de carga).

4.8.5 Deflectores de aire/persianas

Se utilizan en las torres de tiro inducido para conducir el aire hacia el interior de una forma eficiente y para prevenir las pérdidas de agua debido a la acción del viento, aunque también pueden diseñarse para eliminar los problemas de formación de hielo en invierno.

4.8.6 Bombas

La bomba de impulsión debe vencer la pérdida de carga que produzca el intercambiador al que va el agua fría, por ejemplo el condensador de una central térmica, además de las pérdidas producidas por el flujo del agua por el interior de los conductos del intercambiador de la zona seca, los distribuidores y todo el sistema auxiliar de tuberías de la torre. De la misma forma debe proporcionar la presión adecuada para la diferencia de cota entre la balsa y los distribuidores y por supuesto dar el caudal de agua adecuado para la carga establecida.

Normalmente se utilizan bombas centrífugas, de una o varias etapas, dependiendo de los caudales y alturas manométricas requeridas.

En instalaciones importantes, suele haber como mínimo dos bombas en servicio y una en reserva, pudiendo ser alguna de ellas de caudal variable.

4.8.7 Ventiladores

Deben vencer la pérdida de carga del sistema proporcionando el caudal de aire adecuado. Los detalles relativos a la pérdida de carga que deben vencer serán de vital importancia para analizar el punto de operación de nuestra torre ya que nos dirá la cantidad de aire que circulará por la zona seca y húmeda. Esto se expondrá de manera detallada en el apartado de "*Pérdida de carga*".

Existen dos tipos fundamentales de ventiladores: axiales, en los que el aire mantiene la dirección del eje antes y después de su paso por el ventilador y centrífugos, dónde el aire descarga en dirección normal a la entrada.

Los axiales son apropiados para mover grandes volúmenes de aire y proporcionan una presión estática pequeña. Estos son relativamente baratos y pueden ser utilizados para torres de cualquier tamaño, además con un buen diseño de la chimenea de la torre pueden alcanzar rendimientos de hasta el 85%.

Los ventiladores centrífugos están constituidos por una carcasa y un rodete. Son particularmente adecuados para impulsar caudales relativamente pequeños, pero venciendo mayores resistencias que los de tipo axial.

4.8.8 Cilindro del ventilador o Stack

Es un elemento crítico en el diseño de una torre de tiro mecánico inducido ya que afecta al flujo de aire a lo largo de la torre y a la eficiencia del ventilador. Este se utiliza para maximizar la eficiencia del ventilador, minimizando la recirculación del aire de descarga y eliminando el flujo inverso.

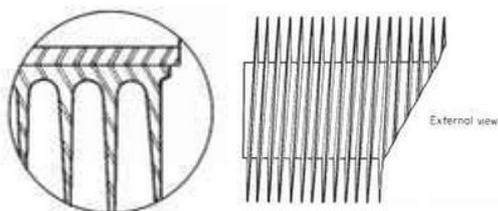
4.8.9 Motores

Los ventiladores y bombas de la torre utilizan motores eléctricos. La alta humedad de la torre y el contacto con el agua, nieve, niebla y polvo, hacen necesario motores que puedan operar en condiciones severas.

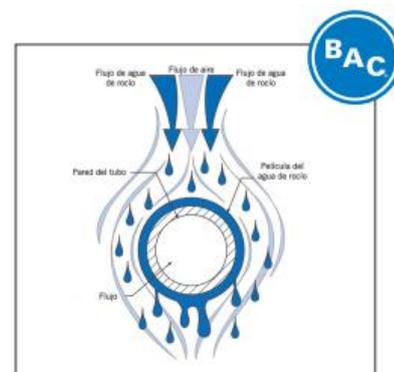
4.8.10 Conjunto de Tubos del aerorrefrigerador o del enfriador evaporativo

Para el caso de un aerorrefrigerador los tubos por los que circula el fluido a enfriar suelen ser tubos aleteados para de ese modo conseguir exponer una gran superficie de contacto con el aire.

En el caso de los enfriadores evaporativos los tubos suelen ser planos para de ese modo conseguir una buena película de agua en toda su superficie.



Detalle de un tubo aleteado de un aerorrefrigerador



Detalle de un tubo correspondiente a un condensador/enfriador evaporativo

4.9 Materiales de los componentes

La información relativa a los materiales de los diferentes componentes aparece de manera más extensa en la publicación de la ASHRAE [18] y en el trabajo de V. del Olmo [19].

Las torres de refrigeración deben resistir la corrosión por el efecto combinado de la baja calidad del agua, altas temperaturas, saturación de aire y agentes dañinos como óxidos de sulfuro (SO_x). Para obtener un funcionamiento correcto y maximizar la vida en servicio de los componentes, es necesario una elección cuidadosa de los materiales, y un mantenimiento efectivo de los mismos.

4.9.1 Estructura

Los materiales escogidos para la estructura son acero galvanizado, acero inoxidable o fiberglass (FRP Fiberglass reinforced polyester), utilizándose de manera combinada. La elección de uno u otro dependerá fundamentalmente del tamaño de la torre y el peso que vaya a soportar. Para el caso de ambientes excesivamente corrosivos se utilizan aceros 300 y 316 que aumentan considerablemente el precio.

4.9.2 Empaquetamiento

Para el empaquetamiento de película, el policloruro de vinilo (PVC) tiene una excelente flexibilidad de fabricación, resistencia a la erosión y propiedades estables para un amplio rango de ambientes químicos. Se utiliza para la mayoría de aplicaciones, incluso con agua altamente corrosiva.

Para los empaquetamientos de salpicadura se suele utilizar típicamente el PVC, aunque también pueden ser de madera tratada o polipropileno.

4.9.3 Sistemas de distribución de agua

Para estos sistemas generalmente se utiliza polipropileno, acrilonitrilo butadieno estireno (ABS) o nylon con fibra de vidrio, materiales que son resistentes a ataques químicos y a la erosión.

4.9.4 Eliminadores de gotas

Los materiales utilizados deben resistir una atmósfera corrosiva y erosiva, debido a la localización de estos dentro de la torre. Pueden ser chapa galvanizada o aluminio, aunque actualmente, la tendencia más extendida consiste en utilizar láminas de fibrocemento o plástico (PVC).

4.9.5 Ventiladores

Las hojas de los ventiladores suelen ser de aleaciones de aluminio, FRP, epoxy reforzado con fibra de vidrio o vinilester reforzado con fibra de vidrio.

4.9.6 Tubos del refrigerado por aire/enfriador evaporativo

Se debe hacer una elección apropiada de los materiales de estos en función de muchos factores principalmente de las temperaturas del proceso y de las presiones que vayan a soportar. Algunos de los materiales más comunes son el acero al carbono, acero inoxidable, níquel o cupro-níquel, aunque hay muchos más.

Para el caso del conjunto de tubos del enfriador evaporativo los materiales de fabricación deben hacerse de manera aún más cuidadosa, debido a su continuo contacto con el agua, para estos últimos un material muy recurrente es el acero galvanizado.

4.10 Normativa de mantenimiento y gestión

La información relativa a este tema se podrá estudiar de manera más detallada en la guía técnica de torres de refrigeración del IDAE [11], en el manual técnico de instrucción para la conservación de la energía [12] y en la página web de torresderefrigeración.org [21].

Las torres de refrigeración necesitan de una serie de operaciones de mantenimiento tanto preventivo como correctivo para que estas funcionen de manera eficaz y para prolongar su vida útil. Estos equipos al estar a la intemperie resultan muy vulnerables a la actuación de agentes externos.

La implantación y seguimiento del mantenimiento preventivo, conservando los equipos limpios y en buen estado, supone una enorme repercusión no solo en la vida útil que las torres alcanzarán sino también en el ahorro energético.

Además de las operaciones habituales de mantenimiento mecánico de cualquier maquinaria, estos equipos llevan asociadas otras de tipo higiénico-sanitario debido a la posible aparición y dispersión de la bacteria *Legionella*. Estas operaciones vienen reguladas por normativa nacional y comunitaria.

El resultado de la aplicación de un mantenimiento correcto del equipo repercute en una buena higiene del equipo y por tanto en el cumplimiento de la normativa y el funcionamiento del equipo en condiciones de diseño.

4.10.1 Mantenimiento preventivo

Es necesario concienciarse de la importancia de un mantenimiento preventivo integral de los equipos, incluyendo el mantenimiento mecánico y eléctrico y el control de los parámetros de funcionamiento como medio de conseguir y mantener un funcionamiento eficiente y seguro, evitando o minimizando paradas imprevistas.

Los protocolos básicos de mantenimiento indicados por el fabricante se deben cumplir con la periodicidad indicada e intervenir cuando se deba resolver una incidencia.

4.10.2 Mantenimiento de la calidad del agua de refrigeración

La utilización de agua como elemento de refrigerante puede acarrear problemas debido a la química de la misma, por tanto se debe mantener unas condiciones óptimas de calidad de agua para minimizar cualquier problema que esta pueda provocar, los cuales se verán en detalle más adelante.

Por lo tanto, será de vital importancia conocer las características del agua de aporte que será utilizada para refrigera, para conocer las propiedades del agua será necesario hacer con un análisis fisicoquímico del agua. Este nos indicará una serie de parámetros fundamentales para saber el comportamiento del agua de enfriamiento en la torre y nos determinará cuál será el tratamiento más indicado para nuestro proceso de enfriamiento

Todos esos parámetros de calidad del agua repercuten directamente en la efectividad y duración de los tratamientos de prevención y desinfección, y por lo tanto en el gasto de productos y en el coste del tratamiento.

Resulta pues fundamental la previsión y gestión permanente de la adecuada calidad del agua, contando inicialmente con las recomendaciones y limitaciones de cada fabricante para sus respectivos equipos, que se habrán de conjugar o complementar con las exigencias de las reglamentaciones vigentes salvo incompatibilidades manifiestas, en cuyo caso deberán prevalecer estas últimas mediante las reformas estructurales pertinentes.

Por lo tanto es fundamental en el diseño del sistema prever la gestión adecuada de la calidad de agua mediante un tratamiento efectivo de la misma.

Para realizar el análisis del agua se llevan a cabo programas de control mediante diversos procesos físicos y productos químicos. En la actualidad existen múltiples maneras de hacer estos controles en el agua, los cuales son llevados a cabo por empresas especializadas en este ámbito.

Los parámetros fisicoquímicos fundamentales a estudiar en el agua son los siguientes:

Temperatura

pH: Valor que nos indica la acidez del agua. Los valores superiores a 7,0 corresponden a aguas básicas o alcalinas y los inferiores a aguas ácidas.

Conductividad: es la capacidad de un agua para conducir electricidad. Se expresa en microsiemens /cm ($\mu\text{S}/\text{cm}$).

Conductividad eléctrica ($\mu\text{S}/\text{cm}$)	Mineralización
Menor de 100	Muy débil
100 - 200	Débil
200 - 700	Media
700 a 1000	Importante
Más de 1000	Excesiva

Dureza: Se define como la suma de las concentraciones de calcio y magnesio expresadas ambas en miligramos por litro de carbonato cálcico ($\text{mg}/\text{L CaCO}_3$).

Denominación	Dureza ($\text{mg}/\text{L CaCO}_3$)
Blanda	0-50
Moderadamente blanda	50-100
Ligeramente dura	100-150
Moderadamente dura	150-200
Dura	200-300
Muy dura	>300

Alcalinidad: La alcalinidad es la medida de las concentraciones de iones en el agua que reaccionarán para neutralizar un ácido. La mayoría de estos iones corresponde a la presencia

de los bicarbonatos, carbonatos e hidróxidos que pueden estar en la forma de HCO_3^- , CO_3^{2-} u OH^- . Usualmente se expresa en ppm de CaCO_3 . Las aguas que tienen valores de alcalinidad altos son consideradas indeseables debido a la dureza excesiva y la elevada concentración de sales de sodio. Las aguas con valores de alcalinidad bajos son susceptibles de sufrir acidificación.

Sólidos en suspensión: Comprenden todas aquellas sustancias que están suspendidas en el seno de un agua y no decantan de forma natural. Se componen de sustancias y restos minerales y orgánicos de diversa procedencia

Turbidez: Propiedad de un líquido para dejar pasar la luz debido a la presencia de sólidos en suspensión. Su valor se expresa en unidades nefelométricas de formalina (UNF).

Corrosividad y tendencia a la incrustación: Para conocer la tendencia incrustante y corrosiva del agua en un determinado circuito se utiliza el índice de saturación de Langelier (LSI). Este índice compara el pH del agua con el pHs teórico del agua si estuviera saturada de carbonatos.

$$\text{LSI} = \text{pH} - \text{pHs}$$

Donde pHs es función de la alcalinidad, la dureza, la temperatura y los sólidos totales disueltos

LSI (Carrier)	Indication
-2,0<-0,5	Serious corrosion
-0,5<0	Slightly corrosion but non-scale forming
LSI = 0,0	Balanced but pitting corrosion possible
0,0<0,5	Slightly scale forming and corrosive
0,5<2	Scale forming but non corrosive

Si el LSI es bajo (“agua blanda”) el agua que recircula disuelve los carbonatos y bicarbonatos (fundamentalmente de calcio y magnesio) evitando que se forme en las superficies de intercambio una placa calcárea contra la corrosión. Esta agua es agresiva para estas superficies promoviendo la corrosión ya que no existe costra calcárea que pueda pasivarla.

Si el LSI es alto (“agua dura”) los carbonatos precipitarán sobre las superficies aumentando el coeficiente de ensuciamiento, obstruyendo aspersores y favoreciendo la proliferación de microorganismos.

Microorganismos: Se debe analizar el agua en busca de microorganismos, especialmente en busca de la bacteria legionella pneumophila. Este es un problema de gran importancia que se analizará en detalle más adelante.

4.10.3 Tratamiento de agua de circulación

Dependiendo de las características del agua en la torre se llevarán una serie de controles y tratamientos para evitar diferentes problemas.

Control de las Incrustaciones: Dependiendo de las características del agua de aporte, los tratamientos pueden ser diversos desde una adición de determinados ácidos que contrarresten la alta alcalinidad, a la adición de inhibidores que impidan o dificulten la formación de las sales de calcio, hasta procesos más complejos como pueden ser la desmineralización por osmosis o descalcificación.

Control de la corrosión: Para evitar este problema en la fase de diseño del equipo se opta por materiales no oxidables o cuando se trabaja se emplean productos que crean una capa protectora sobre la superficie.

Control de sólidos en suspensión (sedimentos): La corriente de aire ascendente provoca que el agua de refrigeración se ensucie por el arrastre de partículas del ambiente exterior. Para solucionar este problema, se instala un filtro de arenas que retiene estos sólidos. En caso necesario también se puede instalar un apantallamiento de protección contra ráfagas de viento con arrastres sólidos o de humos grasos corrosivos.

Control biológico del agua: Se realiza mediante el empleo de biodispersantes para evitar la formación de películas de biocapa que pueden reducir la eficacia del intercambio térmico y servir de refugio o nutriente a bacterias como la legionella.

También de modo específico a la prevención y control del desarrollo de bacterias que pueda significar riesgo para la salud, con especial atención a la legionella pneumophila.

Este control se suele realizar mediante el empleo de productos químicos, generalmente de cloro o bromo, que estén debidamente registrados. También existen otras alternativas como el empleo de sales de plata y cobre o aplicaciones de luz ultravioleta.

Control de los sólidos disueltos: Se dispondrá de dispositivos de purgado automático del agua de la balsa o bandeja para mantener los niveles de concentración de sólidos disueltos dentro de los límites especificados.

El caudal de purga del agua de la balsa se establece a partir de los denominados ciclos de concentración. Estos ciclos dependen de la cantidad de sólidos disueltos en el agua de aporte y en la máxima cantidad de sólidos disueltos admisible para el agua de recirculación. La cantidad máxima admisible viene fijado por la recomendación del fabricante del equipo en función de sus características constructivas y por el proyectista en función de las temperaturas y de los materiales del sistema que estarán en contacto con el agua de la torre, prevaleciendo el más restrictivo de los dos (el que prescriba menor cantidad).

$$Cc = \text{Ciclos de concentración} = \frac{n^{\circ} \text{de sólidos disueltos agua de recirculación}}{n^{\circ} \text{de sólidos disueltos en el agua de aporte}}$$

Por tanto, el proceso de purga lo que busca es retirar agua con un alto índice de concentración e introducir agua “fresca” de manera que los sólidos concentrados se diluyan y baje su concentración.

La purga se puede realizar de manera rudimentaria regulando manualmente la válvula de purga que provee el fabricante del equipo o elevando el nivel de agua de la balsa para provocar un rebose continuado.

La cantidad de agua a evacuar con el dispositivo de purga se puede calcular de la siguiente forma según el IDAE [11]:

$$Vp = \frac{Ve + Va}{Cc - 1}$$

Dónde Vp es el volumen de agua a evacuar con la purga (L/s), Ve es el volumen de agua evaporada (L/s) y Va el volumen de agua perdida por arrastres.

Este sistema es forzosamente imperfecto porque las tasas de evaporación no son constantes, sino que depende de la carga térmica del sistema y de las condiciones meteorológicas, que son variantes a lo largo del año. Más aún, no es correcto, ya que puede resultar insuficiente o casi peor, excesivo, provocando la pérdida incontrolada de biocidas y otros productos de tratamiento del agua.

La dosificación adecuada de la purga se puede realizar mediante la medida de la conductividad del agua, que normalmente aumenta cuando lo hace la concentración de sólidos disueltos; este control transmite sus señales a una válvula electromagnética que da paso al agua de purga.

Debido a que la válvula tiene muchas posibilidades de quedar obstruida, se ha de tener la precaución de dotarla con un filtro y de una válvula manual anterior que permite un desmontaje sencillo para poder limpiarla y desinfectarla con frecuencia.

Mientras que en las torres húmedas (circuito abierto) la conexión de purga se hace en la tubería de llegada del agua caliente a la torre conectada mediante un circuito que la conecta al rebosadero de la torre intercalando una válvula manual, en las torres de circuito cerrado la toma de purga se encuentra conectada a la impulsión de la bomba recirculadora y llevada hasta el rebosadero con la correspondiente válvula manual.

Al automatizar las purgas es importante disponer de una salida abierta del agua que ha de permanecer fácilmente visible para poder detectar cualquier anomalía.

Para un mejor control de los vertidos es recomendable descargar las purgas a un tanque de homogeneización donde se mezcla con otras aguas de desecho para poder ser tratadas antes de su salida a la red de saneamiento, siempre teniendo en cuenta la legislación existente sobre los vertidos (R.D. 865/2003, Art.6,c)

4.10.4 Riesgos de los equipos que incluyen enfriamiento por evaporación: Legionelosis.

El principal riesgo que se asocia a los equipos de enfriamiento evaporativo (torres de refrigeración y condensadores evaporativos) es el de la "legionella pneumophila", este tipo de legionella es la responsable de la enfermedad conocida como legionelosis. El periodo de incubación es de 2 a 10 días y causa la muerte de aproximadamente el 10-20% de las personas que lleguen a padecerla

Cabe destacar en primera instancia que los equipos de enfriamiento evaporativo entrañan la posibilidad de infección. No obstante conviene desenterrar la imagen mediática de que estos

equipos fatalmente producen la infección de legionelosis, subrayando la posibilidad de incubación y/o difusión si no se toman las oportunas medidas de prevención.

Esta bacteria se desarrolla en medios húmedos como pueden ser cañerías de agua caliente sanitaria, torres de refrigeración, rociadores de agua... así como cualquier otro dispositivo que produzca gotas de agua que puedan ser inhaladas.

La población de esta bacteria puede incrementarse de un modo considerable bajo unas determinadas condiciones como pueden ser: el estancamiento del agua, agua a temperaturas comprendidas entre 25°C y 45°C con un nivel de pH entre 5,5 y 8,5, concentración de materias orgánicas en el agua e incluso la existencia de materiales como la madera y el plástico.

Para que se produzca una infección o brote de legionelosis se requiere una serie ordenada y continuada de acontecimientos, como son:

1. Que se produzca la entrada, con el agua o con el aire, de polvo o tierras de la bacteria en el agua de la balsa.
2. Malas condiciones y deficiente mantenimiento del equipo, lo cual puede producirse si existe bajo o nulo nivel de biocida, existencia de suciedad que permitan el refugio de las bacterias y niveles de temperatura que permitan el desarrollo y multiplicación de la bacteria durante el suficiente tiempo hasta alcanzar niveles de colonización del agua que la conviertan en factor de riesgo.
3. Salida en forma de fina dispersión del agua en el aire que emite la torre, en cantidad suficiente y condiciones de viento y humedad que permitan su arrastre hasta zonas ocupadas por personas. Además estas dispersiones han de contener la legionella y tener un tamaño menor de 5µm para que, inhalados, puedan pasar a los bronquios y alveolos pulmonares causando la infección.
4. Que personas susceptibles a la enfermedad, especialmente por su corta o avanzada edad o por su estado de salud, especialmente si sufren afecciones pulmonares o inmunodeficiencias, inhalen suficiente cantidad de estas dispersiones contaminadas con la bacteria en concentraciones infectantes para el ser humano, lo que puede requerir una exposición continuada o repetida.

Para que se produzca la infección han de ocurrir todos esos acontecimientos y además siguiendo ese orden específico. Por lo tanto bastaría con impedir o interrumpir cualquiera de las fases (cuantas más mejor) para que no se siguieran las consecuentes.

Con respecto a los puntos 1 y 2 podremos actuar de la siguiente manera:

- El agua del circuito de refrigeración estará desinfectada.
- Se mantendrá la calidad del agua del sistema evitando los fenómenos de incrustación y corrosión, utilizando los sistemas de filtración, renovación y purga en continuo, así como las sustancias químicas desincrustantes compatibles con el desinfectante.
- Los equipos estarán provistos de al menos un dispositivo para tomar muestras del agua de recirculación, colocado en un lugar accesible de fácil apertura y manipulación.
- Cada tres meses se realizará un examen fisicoquímico y un análisis biológico que incluya la legionela.
- Existirá un libro de registro que recoja los datos del análisis, limpieza y desinfecciones efectuados con la información relativa a las fechas, empresas y productos utilizados.

Con respecto al punto 3, para evitar el arrastre de gotas en forma de aerosoles, la UNE especificó que se deben disponer de separadores de gotas “de alta eficiencia” que permita mantener un caudal de agua arrastrado menor al 0,05% del agua circulante. [UNE 100030:2001 IN-Art. 6.1.3.2,1]

Respecto a este punto conviene tener en cuenta la revisión de los separadores de construcción metálica, especialmente los modelos anteriores a la publicación de las normativas vigentes. Si es necesaria su sustitución, esta deberá realizarse con productos del fabricante del equipo y su asesoramiento, ya que, si se sustituye con productos distintos variando la caída de presión y velocidad de salida del aire puede ocasionar mayor salida de aerosoles y pérdida de agua por arrastres. Incluso podría cambiar el rendimiento del equipo.

En cuanto al punto 4 cabe remitirse a las condiciones del proyecto referidos a la situación y emplazamiento de manera que se eviten o minimicen las posibilidades de inhalación por las personas, [RD 865/2003 Art. 7, ap.2 a) y [UNE 100030:2001 IN-Art. 6.1.3.2,1] e insistir en la aplicación de normas de protección y seguridad para el personal que ha de trabajar en los equipos o en sus proximidades.

5. TRANSFERENCIA DE CALOR

En este apartado se recogerán de manera resumida los conceptos relativos a la transferencia de calor necesarios para entender el funcionamiento de las torres de refrigeración híbridas, más en concreto, todo lo relativo a la transferencia de calor que se produce entre el fluido de proceso que circula por el interior de los tubos del intercambiador de contacto indirecto (refrigerado por aire) y el aire que circula por fuera de los mismos.

Nos basaremos en las leyes de la conducción y la convección y las estudiaremos para un sistema de coordenadas cilíndricas para de ese modo poder aplicar estas leyes y estudiar la transferencia de calor que se produce en los tubos de un aerorefrigerador.

Todos los principios de transferencia de calor que aquí se exponen están recogidos de manera más amplia en [13] F.P Incropera, D.P.Dewitt, Fundamentos de Transferencia de Calor.

5.1 Conducción

La conducción es la transferencia de calor a nivel molecular entre dos partes diferentes de un mismo cuerpo o entre dos cuerpos distintos que se encuentran en contacto físico.

Cuando existe un gradiente de temperaturas dentro de una sustancia homogénea se produce una transferencia de energía desde la zona de mayor temperatura a la zona de menor temperatura. Este calor se transfiere por conducción y la transferencia de calor por unidad de área es proporcional al gradiente normal de temperaturas:

$$q = \frac{Q}{A} \propto \frac{dT}{dx}$$

Donde el flujo de calor (q) es el cociente entre el calor transferido (Q) a través del área (A) y dT/dx es el gradiente de temperaturas en la dirección del flujo de calor.

A continuación si insertamos el coeficiente de conductividad térmica del material (k), con signo negativo para satisfacer la segunda ley de la termodinámica, obtenemos la Ley de Fourier de la conducción:

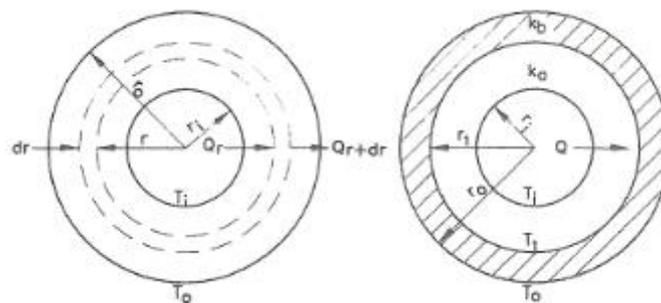
$$Q = -kA \frac{dT}{dx}$$

Plantearémos el problema de transferencia de calor por conducción para el caso de superficies cilíndricas ya que es el modelo que utilizaremos posteriormente para estudiar la conducción en los tubos de los intercambiadores de calor de las torres de refrigeración híbridas.

La ley de Fourier para el caso de coordenadas cilíndricas se escribe como:

$$Q = -kA \frac{dT}{dr}$$

Considerando un cilindro de radio interior r_i , radio exterior r_o y longitud L , si la temperatura en el interior del cilindro es T_i y la temperatura de la superficie exterior T_o siendo $T_i > T_o$ el flujo de calor irá en la dirección radial como se puede ver en la imagen:



Tomando un volumen de control de anchura dr podremos aplicar el siguiente balance de energía suponiendo que nos encontramos en estado estacionario:

$$Q_r = Q_{r+dr}$$

Reescribiendo el balance de energía utilizando la ley de Fourier obtenemos:

$$-2\pi r L k \frac{dT}{dr} = -2\pi r L k \frac{dT}{dr} + \frac{d}{dr} \left(-2\pi r L k \frac{dT}{dr} \right) dr = 0$$

O lo que es lo mismo:

$$\frac{d}{dr} \left(-2\pi r L k \frac{dT}{dr} \right) = 0$$

Tomando $T = T_i$ en $r = r_i$ y $T = T_o$ en $r = r_o$ e integrando obtenemos la siguiente distribución de temperaturas:

$$T = T_i + (T_o - T_i) \frac{\ln\left(\frac{r}{r_i}\right)}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}$$

La distribución de temperaturas en un cilindro es función logarítmica del radio, a partir de esta relación y aplicando la Ley de Fourier la transferencia radial de calor se puede expresar como:

$$Q = \frac{2\pi Lk(T_i - T_o)}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} = \frac{(T_i - T_o)}{\frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi Lk}} = \frac{\text{diferencia térmica}}{\text{Resistencia térmica de conducción}}$$

5.2 Convección

La convección es un proceso que involucra la masa en movimiento de los fluidos. Cuando un dispositivo como una bomba o un ventilador provocan el movimiento del fluido el proceso se denomina convección forzada y dentro de este tipo podemos diferenciar entre convección interna o convección externa. Cuando una diferencia de temperaturas provoca una diferencia de densidades, resultando en un movimiento de la masa de los fluidos, el proceso se denomina convección natural. En este apartado nos centraremos únicamente en la convección forzada, ya que son los conceptos necesarios para llevar a cabo los diferentes modelos de este trabajo.

Consideraremos el caso más importante de cara a este trabajo, que se trata de la convección tanto por el interior como por el exterior de un cilindro (tubos).

Para expresar el efecto que tiene la convección en la transferencia de calor se utiliza un parámetro denominado coeficiente convectivo, h , y el calor total transferido se expresa como:

$$Q = hA(T_c - T_m)$$

Dónde T_c es la temperatura del conducto y T_m la temperatura media del fluido

A continuación se exponen una serie de grupos adimensionales que van a ser de gran importancia y que aplicaremos para estudiar la convección en flujo interno y externo:

Numero de Reynolds: Este número adimensional compara los términos convectivos o de inercia con los términos viscosos de un fluido de la siguiente manera:

Para un cilindro de diámetro D :

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu}$$

Utilizaremos el diámetro interior para el caso de flujo interno y diámetro exterior para el caso de flujo externo.

Número de Prandtl: Este número adimensional compara la difusión de momento con la difusión térmica del fluido.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k}$$

Número de Nusselt: Este número compara el coeficiente convectivo con la conductancia térmica.

Para el caso de un cilindro de diámetro D:

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

Utilizaremos el diámetro interior para el caso de flujo interno y diámetro exterior para el caso de flujo externo.

5.2.1 Convección en Flujo interno:

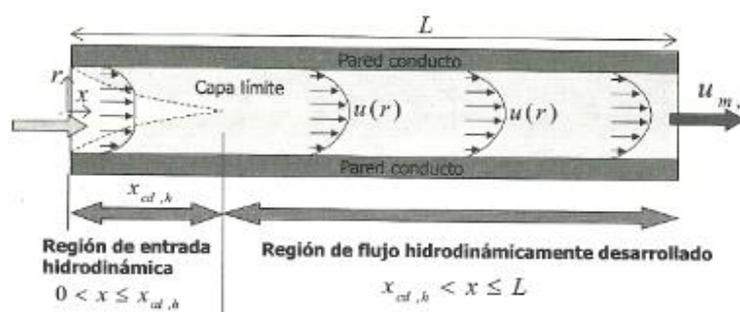
Para el caso de un conducto por el que circula un fluido por su interior decimos que el flujo interno es "laminar" si $Re \leq 2300$ y decimos que el flujo es "turbulento" si $Re > 2300$.

En condiciones de flujo laminar el fluido es altamente ordenado y es posible identificar las líneas de flujo, en cambio el movimiento del fluido en condiciones de flujo turbulento es altamente irregular y se caracteriza por fluctuaciones de velocidad; estas aumentan la transferencia de momento, energía y especies y por consiguiente aumenta la fricción con la superficie así como la transferencia por convección.

En los casos prácticos relacionados con intercambiadores de calor siempre nos vamos a encontrar en condiciones de flujo turbulento, es más, este será superior a 10.000 en la mayoría de los casos como se verá más adelante.

Para las condiciones de flujo interno, existen una gran cantidad de correlaciones que nos permiten calcular el número de Nusselt para posteriormente poder obtener el coeficiente convectivo del interior de un conducto. Para elegir una correlación u otra debemos fijarnos en el número de Reynolds y en el hecho de si el flujo está desarrollado o no en el interior del conducto.

Para saber esto nos fijamos en la región de entrada hidrodinámica ($x_{cd,h}$) que para flujos turbulentos se calcula como: $x_{cd,h} \approx 10D$.



En los casos prácticos relacionados con intercambiadores de calor siempre supondremos que el fluido se encuentra desarrollado por lo que: $\frac{dT}{dx} = 0$ y aplicando la Ley de Fourier:

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{hD}{k} \right) = \left(- \frac{d}{dr} \left(\frac{dT}{dx} \right) \right)_{r=R} \text{ por lo que : } \frac{d}{dx} \left(\frac{hD}{k} \right) = 0 \text{ y por tanto: } Nu = \frac{hD}{k} = cte$$

El hecho de que el flujo esté desarrollado nos simplifica mucho el cálculo del número de Nusselt ya que si este no estuviera desarrollado, el Nusselt sería una función dependiente de x,

$$Nu = \frac{hD}{k} = f(x), \text{ en lugar de una constante para toda la longitud del tubo.}$$

Por tanto, sabiendo que el flujo será turbulento con un Reynolds mayor que 10.000 y asumiendo que este siempre estará desarrollado, para el cálculo del coeficiente de convección en el interior de los tubos de los intercambiadores utilizaremos la correlación de Dittus Boelter ya que es la correlación que cumple con las condiciones expuestas anteriormente.

$$Nu_i = \frac{h_i D_i}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

5.2.2 Convección en flujo externo:

El método que se expone a continuación para estudiar la transferencia de calor por convección fue desarrollado por Kroger a partir del estudio anterior llevado a cabo por Kern. Este método es especialmente útil para estudiar la convección sobre los tubos de un intercambiador de calor.

En primer lugar partimos de los estudios de Kays y London que presentaron una forma de expresar el coeficiente transferencia de calor bajo condiciones de convección forzada para una gran variedad de intercambiadores de calor de forma adimensional usando un método propuesto originalmente por Coulomb:

$$\frac{Nu_e}{Re Pr^{0.333}} = f(Re) \text{ o } Nu = a_1 Re^{b_1} Pr^{0.333}$$

Tanto el número de Reynolds como el número de Nusselt implican el uso de un diámetro equivalente o hidráulico. Debido a la dificultad de determinar este para el caso de intercambiadores de calor, los cuales poseen una gran cantidad de tubos aleteados, Kroger propone una alternativa para escribir la ecuación anterior sin necesidad de recurrir al diámetro equivalente:

$$\frac{h}{k} = a_2 Ry^{b_2} Pr^{0.333} \text{ donde } Ry = \frac{m}{A_{fr} \mu}$$

A partir de esta ecuación podemos definir el denominado parámetro de transferencia de calor característico:

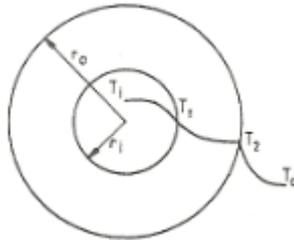
$$Ny = \frac{h_e A_{ext}}{k A_{fr} Pr^{0.333}} = a_N Ry^{b_N}$$

Donde a_N y b_N son constantes experimentales que serán proporcionadas por el fabricante del intercambiador, A_{fr} es el área frontal del intercambiador y A_{ext} el área exterior.

5.3 Coeficiente global de transferencia de calor

Una vez que hemos introducido los conceptos más básicos relacionados con la transferencia de calor por conducción y convección es conveniente introducir el coeficiente global de transferencia de calor (U) el cual incluye ambos mecanismos de transferencia de calor.

Para explicar este coeficiente consideraremos el ejemplo de un tubo de radio interno r_i , radio externo r_o , longitud L y conductividad térmica k, el cual está expuesto a un fluido caliente por el interior y a un fluido frío por el exterior:



La transferencia de calor a través del tubo se puede expresar como:

$$Q = h_i A_i (T_i - T_1) = \frac{2\pi k L}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} (T_1 - T_2) = h_o A_o (T_2 - T_o)$$

(Convección) (Conducción) (Convección)

O también, si lo escribimos en términos de resistencias térmicas:

$$Q = \frac{T_i - T_1}{\frac{1}{h_i A_i}} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L}} = \frac{T_2 - T_o}{\frac{1}{h_o A_o}}$$

Ahora reescribiendo la expresión eliminando las temperaturas T_1 y T_2 obtenemos:

$$Q = \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}} = UA(T_i - T_o)$$

Quedando finalmente:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}} = \frac{1}{\sum \text{Resistencias térmicas}}$$

En muchos casos prácticos cuando se trabajan con intercambiadores de calor aparecen unas resistencias térmicas adicionales debidas al ensuciamiento tanto interior como en el exterior de los tubos. Estas resistencias adicionales solo las tendremos en cuenta si en una instalación en concreto se especifica cuál es su valor. Estas lógicamente aparecerán en el denominador de la expresión anterior y deberán tener unidades de $K \cdot W^{-1}$.

El coeficiente global de transferencia de calor para el caso de un cilindro se puede expresar en función del área interior o del área exterior:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) A_i}{2\pi k L} + \frac{A_i}{h_o A_o}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) A_o}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o}}$$

5.4 Radiación

Se denomina radiación térmica o radiación calorífica a la emitida por un cuerpo debido a su temperatura. Todos los cuerpos emiten radiación, siendo su intensidad dependiente de la temperatura y de la longitud de onda considerada.

En este proyecto consideraremos despreciable la transferencia de calor por radiación en los diferentes modelos propuestos.

5.5 Aplicación de los conceptos de transferencia de calor en intercambiadores de calor: Método ϵ -NTU

Existe un método alternativo al que aquí se propone para analizar un intercambiador de calor conocido como el método de la diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML). Este método es muy útil cuando se conocen tanto las temperaturas de entrada como de salida de los fluidos y por lo tanto más enfocados a problemas de diseño de intercambiadores.

Aunque para los análisis de los intercambiadores de calor de las torres híbridas (zonas secas) se podría utilizar el método DTML, en este apartado se detallará el método ϵ -NTU ya que nos proporciona mayor simplicidad de cálculo.

Método ε -NTU

La eficiencia de un intercambiador se define como la relación entre el calor que se está transfiriendo en un caso específico respecto al máximo que se podría transferir.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}}$$

La transferencia máxima de calor se podrá alcanzar en principio para un intercambiador en flujo contracorriente de longitud infinita, dónde la temperatura de salida del fluido frío iguala a la temperatura de entrada del fluido caliente ($m_c C_{pc} < m_h C_{ph}$) o cuando la temperatura de salida del fluido caliente iguala la temperatura de entrada del fluido frío ($m_h C_{ph} < m_c C_{pc}$), considerando en ambos casos pérdidas de calor con el ambiente despreciables.

Ahora si definimos las capacitancias térmicas de los fluidos caliente y frío como $C_h = m_h C_{ph}$ y $C_c = m_c C_{pc}$ respectivamente y C_{min} como la capacitancia mínima entre estas dos podemos expresar la eficiencia como:

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h1} - T_{h2})}{C_{min}(T_{h1} - T_{c1})} \quad \text{o} \quad \varepsilon = \frac{C_c(T_{c2} - T_{c1})}{C_{min}(T_{h1} - T_{c1})}$$

El otro parámetro adimensional de importancia para la aplicación de este método es el número de unidades de transferencia que se define como:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

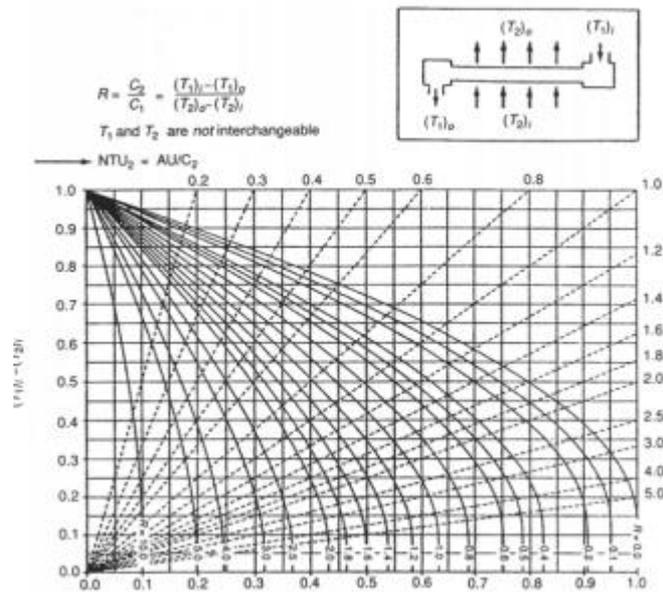
Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor que ya se definió anteriormente en el apartado de transferencia de calor y A el área de transferencia del intercambiador.

Estos dos parámetros (ε y NTU) han sido estudiados en una gran variedad de intercambiadores de calor y se han obtenido correlaciones dependiendo del tipo de intercambiador de calor (tubos concéntricos, coraza y tubos, flujo cruzado...) que nos permiten relacionar ambos parámetros adimensionales. Estas correlaciones están detalladas en el apartado de anexos para poder escoger una u otra en función del intercambiador con el que estemos trabajando.

Un ejemplo de estas correlaciones para el caso de un intercambiador en flujo cruzado de un solo paso en el que la capacitancia máxima pertenece al fluido mezclado y la mínima al fluido sin mezclar, siendo C la relación C_{min}/C_{max} sería:

$$\varepsilon = \frac{1}{C} \left(1 - e^{(-C(1-e^{-NTU}))} \right) \quad \text{y} \quad NTU = -\ln \left(1 + \left(\frac{1}{C} \right) \ln(1 - \varepsilon C) \right)$$

Estas correlaciones entre ambos parámetros también las podemos encontrar en forma de gráficas. Para el caso del mismo intercambiador la gráfica sería:



6. TRANSFERENCIA DE MASA Y ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

En este apartado se recogerán todos los conceptos necesarios para el análisis de la sección húmeda de las torres híbridas, dónde se produce transferencia de masa y calor del agua al aire debido al fenómeno de evaporación de la misma al encontrarse en contacto directo con el aire.

Todos los principios que aquí se exponen están recogidos de manera más amplia en [9] D.G.Kröger, Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers, Volume 1.

6.1 Psicrometría

Para el estudio de la transferencia de masa y el enfriamiento evaporativo son fundamentales los principios de la psicrometría. La psicrometría se encarga del estudio de las propiedades de la mezcla de aire y vapor de agua. Esta ciencia será de vital importancia en este estudio ya que el aire atmosférico no es aire completamente seco, sino que es aire mezclado con vapor de agua.

Para todas las aplicaciones de la psicrometría en este estudio se tomarán las siguientes hipótesis:

- Constante universal de los gases ideales: $R = 8.314 \frac{J}{molK}$
- Peso molecular del aire seco: $PM_a = 28.97 \frac{g}{mol}$
- Peso molecular del vapor de agua: $PM_v = 18.016 \frac{g}{mol}$

A partir de la Ley de Dalton de las presiones parciales para gases ideales sabemos que la presión total será la suma de la presión parcial del aire seco más la del vapor de agua:

$$P = P_a + P_v \text{ donde } P_a = \frac{\rho_a RT}{PM_a} \text{ y } P_v = \frac{\rho_v RT}{PM_v}$$

A continuación se exponen los diferentes parámetros psicrométricos:

- Temperatura de bulbo seco (T): Es la temperatura medida por un termómetro convencional
- Temperatura de bulbo húmedo (T_{wb}): Es la temperatura medida por un termómetro de bulbo húmedo. Esta temperatura está influenciada por transferencias de masa y calor y, por lo tanto, no es sólo función del estado del aire
- Relación de humedades o humedad específica: Es la relación entre la masa de vapor de agua y la masa de aire seco en la muestra.

$$w = \frac{m_v}{m_a} = \frac{\frac{P_v PM_v}{RT}}{\frac{P_a PM_a}{RT}} = 0.622 \frac{P_v}{P_a}$$

- Humedad relativa: Es la relación entre la presión parcial de vapor de agua en la muestra y la presión parcial de vapor de agua en el aire saturado a la misma presión y temperatura.

$$\phi = \left(\frac{p_v}{p_{vs,T}} \right)$$

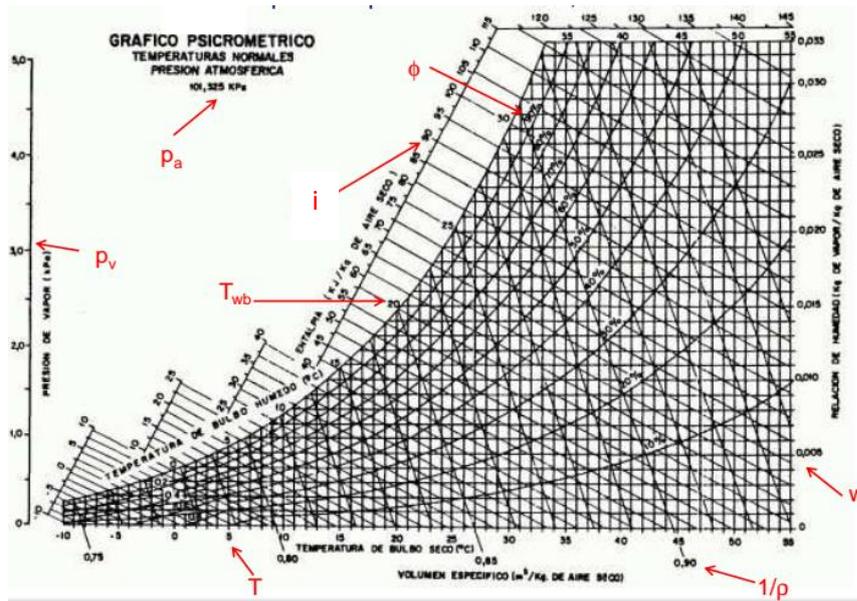
- Entalpía de la mezcla: Es una función de estado que representa termodinámicamente el contenido energético del aire húmedo: $[J/kg(\text{aire seco})]$

$$i = i_a + \omega i_v = C_{pa}(T - 273.15) + \omega (C_{pv}(T - 273.15K) + i_{fg0}(273.15K))$$

- Volumen específico: Es el volumen de aire húmedo por unidad de masa de aire seco.

$$v = \frac{V}{m_a} = \frac{1}{\rho} \left[\frac{m^3}{kg} \right]$$

Todos estos parámetros pueden verse en el diagrama psicrométrico adjunto:



A la hora de calcular las diferentes propiedades del aire en los diferentes modelos de cálculo que se han desarrollado en este trabajo, no utilizaremos el diagrama psicrométrico sino una serie de correlaciones, que a diferencia de los diagramas que son realizados para una presión en concreto, estas nos permitirán calcular las propiedades para cualquier presión atmosférica.

Las correlaciones utilizadas para este estudio son:

- Presión de vapor saturado a una temperatura T (0°C < T < 40°C):

$$p_{vs} \approx 2.368745 * 10^{11} * e^{\left(\frac{-5406.1915}{T(K)}\right)}$$

- Humedad específica del aire saturado con una presión de vapor saturado p_{vs} , a una presión P:

$$\omega_s = 0.622 \frac{p_{vs}}{p_{vs} - P}$$

- Densidad del aire húmedo a una presión P, con temperatura T y con una relación de humedades ω :

$$\rho = \frac{P}{R_g T} (1 + \omega) \left(1 - \frac{\omega}{\omega + 0.622}\right)$$

6.2 Transferencia de masa

La transferencia de masa se produce cuando tenemos una mezcla de gases o líquidos de tal manera que exista un gradiente de concentración de uno o más de los componentes de la

mezcla. Esta transferencia de masa es el resultado de la difusión de regiones de alta concentración hacia otras con baja concentración.

Un ejemplo muy claro es el de un contenedor con una pared que separa dos gases distintos

Cuando se retira la partición del contenedor los dos gases se difunden el uno a través del otro hasta que se alcanza un equilibrio y la concentración de los gases es uniforme en todo el contenedor.

El ritmo al que se difunden los gases viene dado por la ley de Fick de la difusión, que establece que el flujo de masa de uno de los constituyentes por unidad de área es proporcional al gradiente de concentraciones:

$$\frac{m}{A} = -D \frac{dc}{dx}$$

Donde D es el llamado coeficiente de difusión expresado en m²/s.

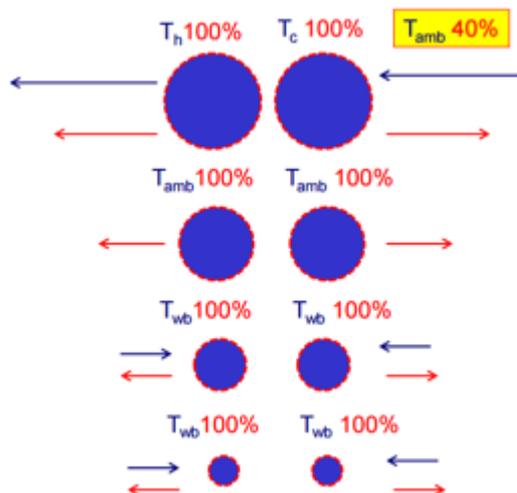
6.3 Enfriamiento evaporativo

El enfriamiento evaporativo se basa en la evaporación del agua al hacer pasar un volumen de aire a través de ella, lo cual provoca una disminución de la temperatura del agua y un aumento del grado de humedad del aire.

En condiciones normales de funcionamiento de una torre húmeda (o de la zona húmeda de una torre híbrida), el contacto aire-agua que tiene lugar en el empaquetamiento conduce a una evaporación de parte del agua. Como el agua debe absorber calor para pasar de líquido a vapor a presión constante, este calor se toma del líquido restante. De esta manera el calor de vaporación del agua a la presión atmosférica se transfiere del agua de refrigeración al aire atmosférico (calor latente).

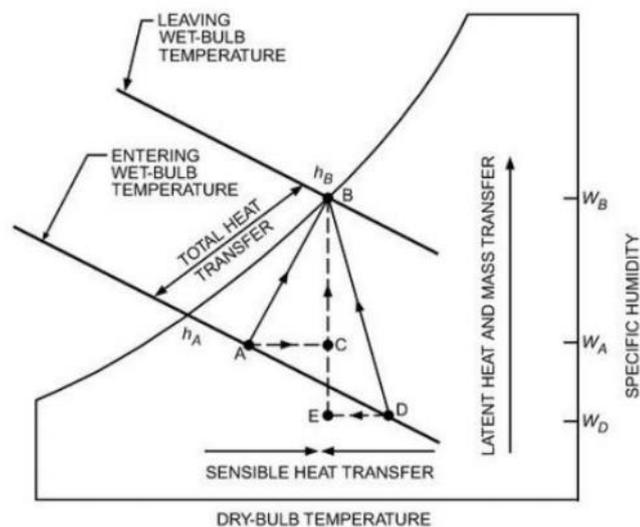
El resto de calor transmitido se debe a la diferencia de temperatura de los fluidos (calor sensible).

El calor latente (que supone frecuentemente más del 90% del calor total transmitido) siempre irá del agua al aire, mientras que el calor sensible irá del fluido más caliente al más frío. Esto



puede verse de manera gráfica en el dibujo adjunto donde las flechas rojas indican la transferencia de calor por evaporación (latente) mientras que las azules indican la transferencia de calor sensible para el ejemplo de dos gotas: una a mayor temperatura que el ambiente y otra a menor.

Para ver de manera más clara este proceso se detallará con ayuda del diagrama psicrométrico cómo se produce el calentamiento del aire y el consecuente enfriamiento del agua que tiene lugar en una torre húmeda o en la zona húmeda de una torre híbrida.



El aire entra en condiciones ambiente en el punto A, absorbe energía y masa (vapor) del agua, saliendo saturado del empaquetamiento en el punto B.

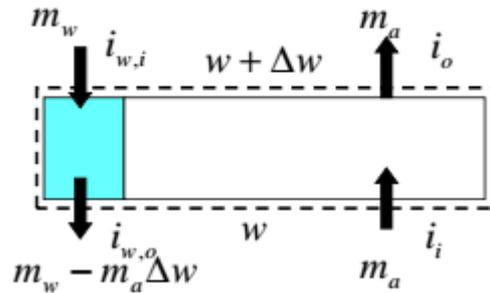
El calentamiento del aire puede dividirse como se dijo anteriormente en dos etapas, desde A hasta C representa el calentamiento sensible y desde C a B, el calentamiento latente. Si cambiamos las condiciones de entrada del aire a D, punto con la misma temperatura de bulbo húmedo que A, la transferencia de calor total vendrá representada por el segmento DB. La variación de entalpía es igual que para el segmento AB pero con diferente intercambio sensible (DE) e intercambio latente (EB).

De este diagrama podemos sacar una conclusión muy importante y es que como las líneas de entalpía constante corresponden con las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante, la cantidad de calor transferido será proporcional a la variación de temperatura de bulbo húmedo, siendo la temperatura de bulbo seco y la humedad valores que por si solos no influyen directamente en el calor total transferido.

La transferencia de masa (vapor) que se produce del agua al aire ocurre durante el intercambio latente y esta transferencia es proporcional a la variación de la relación de humedades (w). Puede apreciarse que la variación de las relaciones de humedad es mayor para el segundo caso ($w_D - w_B$) que para el primero ($w_A - w_B$), por lo que la transferencia de masa (evaporación del agua) será mayor para el segundo caso.

6.3.1 Transferencia de masa y energía en sistemas de refrigeración húmedos.

Para este apartado consideraremos un volumen de control asociado a un empaquetamiento de una torre de refrigeración húmeda en flujo contracorriente



La transferencia de masa ocurre en la interfase aire-agua donde el aire está saturado. El vapor por tanto se difunde hacia el aire, el cual tiene una concentración de vapor menor.

La energía será transferida desde o hacia el agua, tendremos siempre un término que irá siempre del agua al aire y otro dependiente de las temperaturas que irá de mayor a menor temperatura como se explicó anteriormente.

Ecuaciones de Conservación:

Conservación de la masa: El agua evaporada (Δw) es transferida al aire, cargándose este de humedad.

$$\frac{dm_w}{dz} = m_a \frac{dw}{dz} ; \frac{dm_a}{dz} = 0 \quad (6.1)$$

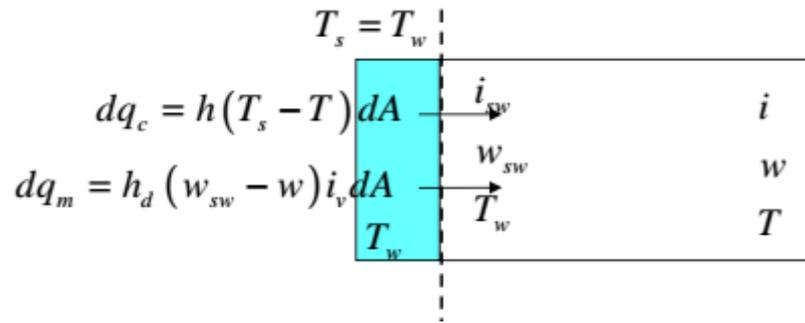
Conservación de la energía: La variación de la energía se expresa como la masa que circula por la variación de entalpías.

$$\frac{dq}{dz} = m_a \frac{di}{dz} = \frac{d(m_w i_w)}{dz} \text{ por lo que : } m_a \frac{di}{dz} - m_w \frac{di_w}{dz} - i_w \frac{dm_w}{dz} = 0$$

Tomando como hipótesis que la variación en la evaporación es mucho menor que la entalpia en el caso del agua: $m_w \frac{di_w}{dz} \gg i_w \frac{dm_w}{dz}$ podemos simplificar la expresión:

$$\frac{dq}{dz} = m_a \frac{di}{dz} = m_w \frac{di_w}{dz} \quad (6.2)$$

Flujos de masa y energía:



La transferencia de masa es proporcional al coeficiente convectivo de masa (h_d) y a la fuerza impulsora, que es la concentración del vapor saturado a la temperatura del agua después de la película líquida (w_{sw}), respecto a la concentración del aire (w).

$$m_v = h_d(w_{sw} - w)dA \quad (6.3)$$

La transferencia de energía debido a la evaporación será la transferencia de masa por la entalpía de la sustancia que cruza la frontera, aire vapor a la temperatura del agua líquida (i_{vw}).

$$dq_m = m_v i_{vw} = h_d(w_{sw} - w)i_{vw}dA \quad (6.4)$$

La transferencia de calor será el coeficiente convectivo (h) por la fuerza impulsora, que es la temperatura del agua (T_w), respecto a la temperatura del aire (T).

$$dq_c = h(T_w - T)dA \quad (6.5)$$

Ahora buscamos una expresión que nos de la transferencia de energía total del sistema y que sea proporcional a un parámetro de transferencia y a una fuerza impulsora.

$$dq = dq_c + dq_m \quad (6.6)$$

Para ello hay que transformar la fuerza impulsora del término convectivo de calor (temperaturas) al de masa (relación de humedades) sabiendo que:

$$\begin{cases} i_{sw} = i_{aw} + w_s i_{vw} = C_{pa} T_w + (w_s - w) i_{vw} + w i_{vw} \\ i = i_a + w i_v = C_{pa} T + w i_v \end{cases}$$

Si restamos las dos expresiones anteriores y operamos finalmente obtenemos:

$$i_{sw} - i = C_p(T_w - T) + (w_s - w)i_{vw}$$

Si despejamos ($T_w - T$) y lo sustituimos en la expresión de la transferencia convectiva de calor (6.5) obtenemos:

$$dq_c = h(T_w - T)dA = h \left[\frac{i_{sw} - i}{C_p} - \frac{(w_s - w)}{C_p} \right] dA \quad (6.7)$$

Finalmente si sumamos los dos términos convectivos de calor obtenemos:

$$dq = dq_c + dq_m = h \left[\frac{i_{sw} - i}{C_p} - \frac{(w_s - w)}{C_p} \right] dA + h_d (w_s - w) i_{vw} dA$$

Reagrupando los términos de la expresión anterior obtenemos:

$$dq = h_d dA \left[(i_{sw} - i) \frac{h}{C_p h_d} + (w_s - w) i_{vw} \left(1 - \frac{h}{C_p h_d} \right) \right] \quad (6.8)$$

Dónde $h / C_p h_d$ es el denominado número de Lewis, que para el caso de un sistema no-reactivo aire-agua y para las condiciones de operación de las torres húmedas se puede considerar igual a la unidad.

Quedando la expresión finalmente:

$$dq = h_d (i_{sw} - i) dA \quad (6.9)$$

Donde la fuerza impulsora es finalmente la diferencia de entalpías del aire saturado a la temperatura del agua respecto al aire que asciende en la torre.

6.3.2 Aplicación en torres de refrigeración húmedas: Ecuación de Merkel

Según combinemos las ecuaciones de conservación de la energía y flujo convectivo total expuestas anteriormente se pueden desarrollar diferentes modelos de cálculo:

1. Energía que pierde el agua: $\frac{dq}{dz} = m_w \frac{di_w}{dz}$
2. Energía que gana el aire: $\frac{dq}{dz} = m_a \frac{di}{dz}$
3. Flujo convectivo total: $dq = h_d (i_{sw} - i) dA$

Para llegar a estas expresiones hicimos una serie de hipótesis a lo largo del análisis, estas son conocidas como hipótesis de Merkel, las cuales eran:

- La resistencia a la transferencia de calor de la película líquida es despreciable con lo que se puede tomar una temperatura uniforme de agua en toda la sección de la misma
- La pérdida de masa es despreciable en la ecuación de la energía.
- El número de Lewis es igual a uno.

Ahora si combinamos la ecuación 1 y la 3 se obtiene la llamada integral de Merkel:

$$\int_{i_{wo}}^{i_{wi}} \frac{di_w}{i_{sw} - i} = \frac{h_d * A}{m_w} = \frac{h_d * a_{fi} * L_{fi}}{G_w} = \frac{KaV}{L} = a_d * \left(\frac{G_w}{G_a} \right)^{-b_d} * L_{fi} \quad (6.10)$$

(Integral de Merkel)

(Función de empaquetamiento)



La función de empaquetamiento la proporcionará el fabricante del empaquetamiento. Esta se obtiene de forma experimental mediante unos determinados ensayos normalizados.

Para resolver la integral de Merkel se pueden utilizar diversas aproximaciones numéricas que son la cuadratura británica y el método ϵ -NTU.

La cuadratura británica solo es aplicable en aquellos casos donde el flujo de aire y agua en el empaquetamiento es contracorriente, mientras que el método ϵ -NTU se puede aplicar tanto si el flujo es contracorriente como si es cruzado.

En este apartado detallaremos únicamente el método ϵ -NTU ya que es el que se ha utilizado para llevar a cabo los dos modelos computacionales.

Método ϵ -NTU

Se resuelve un problema de transferencia de calor y masa equivalente al que se resuelve para el caso de intercambiadores de superficie pero las fuerzas impulsoras son las entalpías en lugar de las temperaturas.

Jaber y Webb[] fueron los que desarrollaron las ecuaciones necesarias para aplicar este método de cálculo.

Partiendo de la ecuación de flujo convectivo total en un proceso de enfriamiento evaporativo y de la conservación de la energía podemos escribir la carga térmica como:

$$dq = h_d(i_{sw} - i)dA \quad (6.11) \quad y \quad dq = m_w C p_w dT_w = m_a di \quad (6.12)$$

A continuación introduciendo la pendiente de la entalpia del aire saturado a la temperatura del agua en la ecuación (6.12) obtenemos la expresión:

$$dq = m_w C p_w \frac{di_{sw}}{\left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)} = m_a di \quad (6.13)$$

De dónde podemos obtener despejando el diferencial de entalpia del aire saturado a la temperatura del agua:

$$di_{sw} = \frac{dq \left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)}{m_w C p_w} \quad (6.14)$$

Ahora restando la variación de entalpia del aire seco a la expresión anterior podemos igualar esta expresión a la ecuación número (6.12):

$$di_{sw} - di = d(i_{sw} - i) = dq \left[\frac{\left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)}{m_w C p_w} - \frac{1}{m_a} \right] = h_d(i_{sw} - i)dA \left[\frac{\left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)}{m_w C p_w} - \frac{1}{m_a} \right] \quad (6.15)$$

Reorganizando la expresión finalmente obtenemos:

$$\frac{d(i_{sw} - i)}{i_{sw} - i} = h_d dA \left[\frac{\left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)}{m_w C p_w} - \frac{1}{m_a} \right] \quad (6.16)$$

Esta expresión coincide con la ecuación del método ϵ -NTU para intercambiadores de calor si la capacitancia del fluido frío es m_a y la capacitancia del fluido caliente es $m_w C p_w / \left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)$.

Teóricamente la máxima cantidad de energía que se puede transferir es:

$$Q_{m\acute{a}x} = \text{Capacitancia m\acute{in}ima} * (i_{swi} - i_i) \quad (6.17)$$

Donde i_{swi} es la entalpia del aire saturado a la temperatura de entrada del agua e i_i es la entalpia del aire a la entrada.

Dependiendo de qué fluido tenga la capacidad mínima podemos identificar dos casos:

$$\text{CASO 1: } m_a > \frac{m_w C_{p_w}}{\left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)}$$

Dónde m_a sería la capacidad máxima y $\frac{m_w C_{p_w}}{\left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)}$ la capacidad mínima.

La capacidad del proceso evaporativo para este caso sería: $C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{m_w C_{p_w}}{m_a \left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)}$, y sustituyendo esta en la expresión (6.16) obtenemos:

$$\frac{d(i_{sw} - i)}{i_{sw} - i} = \frac{h_d dA}{\frac{m_w C_{p_w}}{\left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)}} \left[1 - \frac{m_w C_{p_w}}{m_a \left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)} \right] \quad (6.18)$$

La definición análoga del NTU_{min} en este caso particular de enfriamiento evaporativo se puede escribir como: $NTU_{min} = \frac{h_d dA \left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)}{m_w C_{p_w}}$, por lo que finalmente podemos escribir la ecuación de Merkel de la siguiente manera:

$$\int_{i_{wo}}^{i_{wi}} \frac{di_w}{i_{sw} - i} = \frac{h_d * A}{m_w} = \frac{h_d * a_{fi} * L_{fi}}{G_w} = \frac{KaV}{L} = NTU_{min} \frac{C_{p_w}}{\left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)} \quad (6.19)$$

$$\text{CASO 2: } m_a < \frac{m_w C_{p_w}}{\left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)}$$

Dónde m_a sería la capacidad mínima y $\frac{m_w C_{p_w}}{\left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)}$ la capacidad máxima.

La capacidad del proceso evaporativo para este caso sería: $C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{m_a \left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)}{m_w C_{p_w}}$ y sustituyendo esta en la expresión (6.16) obtenemos:

$$\frac{d(i_{sw} - i)}{i_{sw} - i} = \frac{h_d dA}{m_a} \left[\frac{m_a \left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)}{m_w C_{p_w}} - 1 \right] \quad (6.20)$$

La definición análoga del NTU_{min} en este caso particular de enfriamiento evaporativo se puede escribir como: $NTU_{min} = \frac{h_d dA}{m_a}$, por lo que finalmente podemos escribir la ecuación de Merkel de la siguiente manera:

$$\int_{i_{sw0}}^{i_{swi}} \frac{di_w}{i_{sw} - i} = \frac{h_d * A}{m_w} = \frac{h_d * a_{fi} * L_{fi}}{G_w} = \frac{KaV}{L} = NTU_{min} \frac{m_a}{m_w} \quad (6.21)$$

Tanto para el primero como el segundo caso Berman desarrolló un método para aproximar la curva de la entalpia del aire saturado respecto a la temperatura del agua como una recta. Para ello introdujo un factor de corrección λ .

$$\lambda = \frac{i_{swi} + i_{sw0} - 2i_{swm}}{4} \quad (6.21)$$

Donde i_{swi} y i_{sw0} son las entalpias del aire saturado a la temperatura de entrada y salida del agua y i_{swm} es la temperatura del aire saturado a la temperatura media entre entrada y salida.

También en ambos casos aproximamos el gradiente de la entalpia del aire saturado respecto a la temperatura del agua de la siguiente manera:

$$\frac{di_{sw}}{dT_w} \approx \frac{i_{swi} - i_{sw0}}{T_{wi} - T_{wo}} \quad (6.22)$$

La energía máxima transferida la expresaremos como se indicó al comienzo de este apartado, con la única diferencia de que añadiremos el factor de corrección λ .

$$Q_{m\acute{a}x} = \text{Capacitancia m\acute{i}nima} * (i_{swi} - i_i - \lambda) \quad (6.21)$$

Por lo que para el caso 1 y caso 2 respectivamente podr\ia escribirse como:

$$\text{Caso 1: } Q_{m\acute{a}x} = \frac{m_w C_{pw}}{\left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)} * (i_{swi} - i_i - \lambda) \quad (6.21)$$

$$\text{Caso 2: } Q_{m\acute{a}x} = m_a * (i_{swi} - i_i - \lambda) \quad (6.22)$$

La energ\ia transferida dependiendo del caso de estudio se puede expresar como:

$$\text{Caso 1: } Q = \frac{m_w C_{pw}}{\left(\frac{di_{sw}}{dT_w}\right)} * (i_{swi} - i_{sw0}) \quad (6.23)$$

$$\text{Caso 2: } Q = m_a (i_o - i_i) \quad (6.24)$$

La eficiencia del proceso se puede expresar como: $\varepsilon = \frac{Q}{Q_{m\acute{a}x}}$ quedando para cada caso:

$$\text{Caso 1: } \varepsilon = \frac{i_{swi} - i_{sw0}}{i_{swi} - i_i - \lambda} \quad (6.25)$$

$$\text{Caso 2: } \varepsilon = \frac{i_o - i_i}{i_{swi} - i_i - \lambda} \quad (6.26)$$

Adem\as de manera an\alog\aa a los intercambiadores de calor se puede expresar la eficiencia de la siguiente manera:

Para el caso de torre en flujo contracorriente:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{(-NTU_{min}(1-C))}}{1 - C e^{(-NTU_{min}(1-C))}} \quad (6.27)$$

Para el caso de torre en flujo cruzado:

$$\varepsilon = 1 - e^{\left(NTU_{min}^{0.22} \left(\frac{(e^{-NTU_{min}^{0.78} C} - 1)}{C} \right) \right)} \quad (6.28)$$

Para nuestro caso de estudio que serán torres dispuestas en flujo contracorriente podemos utilizar la siguiente expresión para determinar el valor del NTU_{min} :

$$NTU_{min} = \frac{-\ln\left(\frac{1 - \varepsilon}{1 - C\varepsilon}\right)}{1 - C} \quad (6.29)$$

7. PÉRDIDA DE CARGA EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN HÍBRIDOS DE TIRO MECÁNICO INDUCIDO

Las pérdidas de carga se producen cuando el aire viaja desde el ambiente dónde es recogido hasta que finalmente sale por el extremo de la torre, en el trayecto el aire se encuentra con multitud de estructuras que provocan esta pérdida de carga.

Al tratarse de una torre de tiro mecánico inducido los coeficientes cinéticos se incluyen en la diferencia de presiones del ventilador (ΔP_{Fan}) y al no tratarse de una torre de tiro natural (de gran altura) podemos despreciar las diferencias de presión hidrostática.

Dependiendo de la disposición de la zona seca y de la zona húmeda (en serie o paralelo) la curva resistente se podrá escribir de dos formas:

Disposición en serie:

$$p_i - p_o \cong 0 = \left(\sum K \left(\frac{m}{A} \right)^2 \frac{1}{2\rho} \right)_{ZONA HÚMEDA} + \left(\sum K \left(\frac{m}{A} \right)^2 \frac{1}{2\rho} \right)_{ZONA SECA} - \Delta P_{F/dif}$$

Disposición en paralelo:

$$p_i - p_o \cong 0 = \left(\sum K \left(\frac{m}{A} \right)^2 \frac{1}{2\rho} \right)_{ZONA HÚMEDA} - \Delta P_{F/dif} = \left(\sum K \left(\frac{m}{A} \right)^2 \frac{1}{2\rho} \right)_{1 AERO} - \Delta P_{F/dif}$$

Distinguiremos los principales elementos de la torre que producen pérdida de carga en cada zona:

a) Zona húmeda

Pérdida de carga debida a los deflectores de aire o persianas situadas en la entrada del aire:

Su coeficiente de pérdidas es K_{FS} . El gasto másico de aire (m) será el gasto de aire que entra a la torre el cual se calcula como la masa de aire seco que entra más la cantidad de vapor de agua que contiene este aire:

$$m = m_{1w} = ma_w(1 + \omega_1)$$

“A” sería el área que ocupan estas persianas o el área del empaquetamiento (depende de cómo se halla analizado este coeficiente) y la densidad sería la densidad del aire ambiente.

Pérdida de carga debida al empaquetamiento:

Su coeficiente de pérdidas es K_{FILL} . El gasto másico de aire se calcula como el gasto de másico de aire seco que entra más el vapor de agua que contiene este aire en una zona intermedia del empaquetamiento (entre el aire a la entrada con relación de humedad ambiental y el aire a la salida del empaquetamiento (saturado) de la siguiente manera:

$$m = m_{1-3} = ma_w \left(1 + \frac{\omega_1 + \omega_{s3}}{2} \right)$$

Este coeficiente de pérdida de carga suele venir expresado de la siguiente manera:

$$K_{FILL} = a \left(\frac{G_w}{G_a} \right)^b \left[\frac{1}{m} \right]$$

Dónde a y b son los coeficientes proporcionados por los fabricantes y G_w y G_a los flujos másicos de aire y agua que circulan por el empaquetamiento ($\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$).

Como se puede apreciar las unidades son $(1/\text{m})$ por lo que para el cálculo de la pérdida de carga habrá que multiplicar por la longitud del empaquetamiento (distancia que recorre el aire).

El área “A” en este caso sería el área del empaquetamiento por el que entra el aire (Anchura x Profundidad), y la densidad al igual que el gasto de aire se calcula para un punto intermedio entre la densidad del aire a la entrada y la densidad del aire saturado a la salida.

Pérdida de carga debida a los eliminadores de gotas:

Su coeficiente de pérdidas es K_{DE} . El gasto másico de aire es el que sale del empaquetamiento cargado de humedad:

$$m = m_3 = ma_w(1 + \omega_{s3})$$

Al estar situados a la salida del empaquetamiento el área sería la de salida del empaquetamiento que coincide con la de entrada (Anchura x Profundidad) y la densidad sería la del aire saturado a la salida del empaquetamiento.

De estas pérdidas de carga que se producen en la zona húmeda, las más importantes serán la pérdida de carga debida al empaquetamiento y a los eliminadores de gotas.

b) Zona seca

Pérdida de carga debida a las persianas situadas en la entrada del aire:

Esta pérdida solo existirá para el caso de que la disposición de la torre híbrida sea en paralelo entre la zona seca y la húmeda. Se estudiará exactamente igual que para el caso de las persianas

de entrada al aire de la zona húmeda, pero con el gasto de aire que circule por esta zona y el área que le corresponda.

Pérdida de carga debida a los intercambiadores de calor:

Su coeficiente de pérdidas es K_{HE} . El gasto másico de aire es el que entra por intercambiador y el área A es el área frontal del intercambiador.

Para el caso de disposición en paralelo de las dos zonas sería:

$$m = m_{1d} = ma_d(1 + \omega_1)$$

Si la zona seca está en serie con la zona húmeda la cantidad de aire que sale de la húmeda es el que entra a la zona seca.

Los fabricantes de los intercambiadores proporcionan un coeficiente de pérdidas isotérmico K_{HEISO} , el cual viene expresado de la siguiente forma:

$$K_{HEISO} = a_k \left(\frac{m_a}{A_{frontal} \mu_a} \right)^{bk}$$

Dónde a_k y b_k son los coeficientes que proporcionan los fabricantes, m_a es la masa de aire que circula por el intercambiador y μ_a la viscosidad cinemática del aire. Con este coeficiente isotérmico podemos calcular el coeficiente de nuestro intercambiador haciendo una corrección en función de las condiciones en las que esté operando de la siguiente manera:

$$K_{HE} = K_{HEISO} + \frac{2}{\sigma^2} \left(\frac{\rho_{in} - \rho_{out}}{\rho_{in} + \rho_{out}} \right)$$

Dónde σ es el cociente entre el área mínima de paso y el área frontal del intercambiador y ρ_{in} y ρ_{out} son las densidades del aire a la entrada y salida del mismo.

Para los diferentes coeficientes de pérdidas de carga se ha dado un área, unos gastos y una densidad en los que están basados. Los que se han expuesto anteriormente son los más comunes, pero estos datos pueden variar en función de cómo el fabricante haya calculado los coeficientes.

Adicionalmente se pueden considerar muchas más pérdidas de carga como las debidas a los atenuadores de ruido, las debidas a los soportes o la debida a la contracción a la entrada del relleno entre otras. Para este trabajo únicamente consideraremos las pérdidas de carga debidas al empaquetamiento, al eliminador de gotas y a los intercambiadores de calor.

Las torres que estudiaremos en este trabajo tendrán una disposición en paralelo del flujo de aire por cada zona, con una disposición de la zona húmeda en flujo contracorriente. Por tanto la pérdida de carga del aire al pasar por uno de los intercambiadores laterales debe coincidir con la pérdida de carga del aire al pasar por la zona húmeda y este valor será el salto de presiones que nos proporcionará el ventilador Suponiendo que tenemos 4 intercambiadores, uno por lado de la torre, la expresión sería:

$$\Delta P_{FAN} = K_{HE} \left(\frac{ma_d}{4A_{fr}} \right)^2 \frac{1}{2\rho_{1-4}} =$$

$$\left(K_{FILL} L_{FILL} + \frac{(1+\omega_1)^2 \frac{1}{2\rho_1} - (1+\omega_{s3})^2 \frac{1}{2\rho_1}}{\left(1 + \frac{\omega_1 + \omega_{s3}}{2}\right)^2 \frac{1}{2\rho_{1-3}}} \right) \left(\frac{ma_w \left(1 + \frac{\omega_1 + \omega_{s3}}{2}\right)}{(Ancho * Largo)_{FILL}} \right)^2 \frac{1}{2\rho_{1-3}} +$$

$$+ K_{DE} \left(\frac{ma_w \left(1 + \frac{\omega_1 + \omega_{s3}}{2}\right)}{(Ancho * Largo)_{FILL}} \right)^2 \frac{1}{2\rho_{1-3}}$$

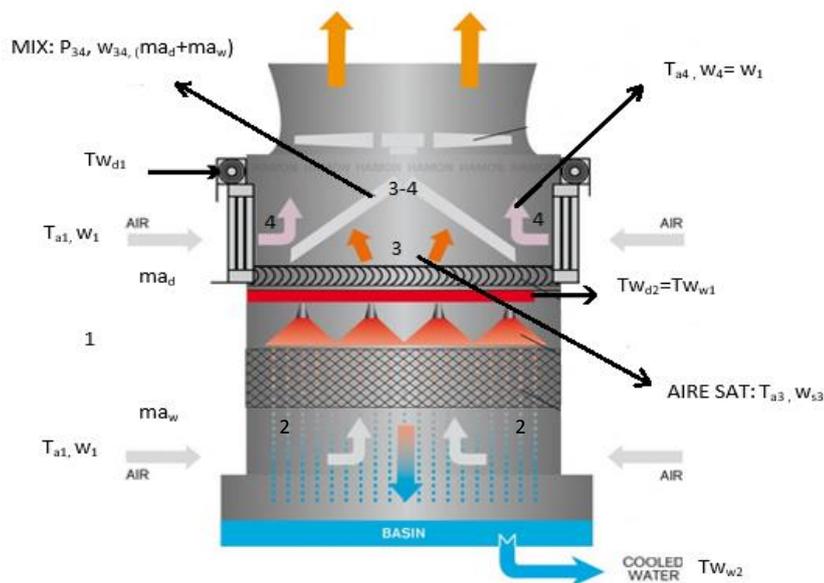
8. MODELOS DE CÁLCULO

En este proyecto nos centraremos en el estudio de las torres de refrigeración híbridas abiertas en flujo paralelo del aire entre la zona seca y la zona húmeda (PPWD) y con el flujo de agua pasando en serie del agua por ambas zonas.

Esta configuración es la más común en cuanto a las torres híbridas se refiere y nos brinda uno de los procesos de enfriamiento más efectivos según los estudios de A.Streng [5].

Más concretamente en este proyecto se desarrollarán una serie de modelos mediante el software Mathcad y Matlab que nos permitirán estudiar cómo opera nuestra torre ante cambios en las condiciones de operación y evaluaremos su rendimiento por el método de la curva característica.

A continuación se muestra una figura que representa el tipo de torres híbridas que vamos a estudiar:



El proceso de enfriamiento del agua es el siguiente:

El agua caliente entra por la zona alta de la torre a una temperatura $T_{w_{d1}}$, esta agua pasa por los intercambiadores de calor en flujo cruzado (zona seca) y se refrigera hasta una temperatura $T_{w_{d2}}$. A continuación esta agua entra en la zona húmeda, donde se pulveriza sobre un empaquetamiento en disposición contracorriente (el agua desciende y el aire asciende). El agua que finalmente cae del empaquetamiento a una temperatura $T_{w_{w2}}$, es recolectada y llevada al proceso para hacer su función de refrigeración.

Los diferentes puntos característicos del aire al pasar por los diferentes elementos de la torre son:

Punto 1: El aire se encuentra a la temperatura y relación de humedades del ambiente (T_{a1} y ω_1). Supondremos que, tanto el aire que entra por la zona húmeda y el que entra en la zona seca, se encuentran con la misma temperatura y propiedades. Si la torre fuese de gran tamaño el aire a la entrada de la zona seca (mayor altura) se encontraría con una presión y temperatura diferentes que el aire que entra a la zona húmeda (nivel del suelo).

Punto 2: El aire se encuentra ubicado en la zona de lluvia pero todavía no ha pasado por el empaquetamiento. Supondremos que las condiciones de este punto son iguales a las ambientales del punto 1.

Punto 3: El aire se encuentra cargado de humedad (saturado) tras pasar por el empaquetamiento y a una temperatura mayor que la ambiental. (T_{a3} y ω_{s3}).

Punto 4: El aire ambiente ha pasado por los intercambiadores de calor de la zona seca. La temperatura del aire ahora es mayor que la ambiental y suponemos que la relación de humedades se mantiene igual que la del aire ambiente. (T_{a4} y $\omega_4 = \omega_1$)

Punto 3-4: Es la zona de mezcla del aire proveniente de la zona 4 (salida de los intercambiadores) y del aire procedente de la zona 3 (salida de la zona húmeda).

8.1 Modelo 1: Análisis del punto de operación de una torre híbrida

El primer modelo desarrollado en Mathcad nos permitirá analizar el punto de operación de una torre híbrida (PPWD) con el empaquetamiento de la zona húmeda dispuesto en flujo contracorriente, a partir de las condiciones de trabajo en las que opera nuestra torre. Con la ayuda del programa podremos saber cuáles son los gastos de aire que circulan por cada zona de nuestra torre, la carga térmica disipada en cada zona, así como otros parámetros termodinámicos de interés

Los datos de partida para analizar la torre serán:

- Gasto másico de agua a enfriar: m_w (kg/s)
- Temperatura del agua caliente que entra a la torre: $T_{w_{d1}}$ (°C)
- Temperatura de bulbo seco ambiental: T_{a1} (°C)
- Temperatura de bulbo húmedo o relación de humedad ambiental: T_{wb1} (°C) o ω_1 (—)
- Presión atmosférica en el lugar del emplazamiento de la torre: P_{atm} (Pa)

Además necesitaremos conocer la información relativa a los diferentes elementos que componen la torre híbrida:

- Aerorrefrigeradores: Área frontal (A_{fr}), relación de áreas (σ), número de filas (N_{filas}), número de pasos (N_{pasos}), número de tubos por fila ($N_{tubosxfila}$), longitud de los tubos (L_{tubos}), diámetros interiores y espesor de los tubos (D_{int} y e_{tubos}), la conductividad térmica del material de los tubos (k_{tubos}) y el parámetro de transferencia de calor característico con sus constantes experimentales (N_y y C_y).
- Empaquetamiento: Sus dimensiones, ancho, largo y alto ($W_{FILL}, B_{FILL}, L_{FILL}$), y el factor de empaquetamiento con sus constantes experimentales (PF y C_3).
- Ventilador: Velocidad de giro (N), velocidad de giro de referencia (N_{ref}), densidad de referencia (ρ_{ref}) y curva de funcionamiento expresada mediante un polinomio ($\Delta P_{fan.ref}$)
- Constantes de pérdida de carga: Las más determinantes son las pérdidas de carga debidas al aerorrefrigerador y al empaquetamiento, aunque también se han añadido las debidas al eliminador de gotas que produce una gran pérdida de carga.

Para manejar de manera adecuada el modelo desarrollado en Mathcad se ha desarrollado un Manual de usuario que se encuentra en el apartado de “Anexos-Manual de usuario-Modelo 1”.

A continuación se expondrá de manera breve cómo funciona este modelo.

El modelo 1 diseñado en Mathcad se basa en un proceso iterativo el cual comienza con una estimación de las temperaturas de la zona 4, T_{a4s} , (Aire ambiente que ha pasado a través de los intercambiadores aumentando su temperatura aunque manteniéndose con prácticamente la misma relación de humedades que el aire ambiente) y de la zona 3, T_{a3s} , (Aire ambiente que ha pasado por el empaquetamiento aumentando su temperatura y cargándose de humedad).

Tras haber dado un valor inicial a estas dos temperaturas (estimado) el programa calcula las propiedades del aire (densidad y relación de humedades) en todas las zonas de nuestra torre, excepto en la zona de mezcla (3-4) mediante ecuaciones psicrométricas.

A continuación se calcula el gasto másico de aire que entra por la zona seca cruzando los aerorrefrigeradores (ma_d) y el gasto másico del aire que entra por la zona húmeda que atraviesa el empaquetamiento (ma_w). Para llevar a cabo este cálculo nos basamos en la pérdida de carga tal y como se indicó de manera detallada en el apartado de “Pérdida de carga” aunque a continuación se explica brevemente.

Al estar la torre con una disposición en paralelo entre la zona seca y la zona húmeda, la pérdida de carga que se produce entre la zona 1 y la zona 4 (pérdidas debidas a cada uno (individualmente) de los cuatro aerorrefrigeradores) y las pérdidas producidas entre la zona 1 y 3 (pérdidas debidas al empaquetamiento y eliminador de gotas) deben coincidir.

Para poder llevar a cabo este ajuste se introducen unos valores iniciales de ambos gastos de aire y posteriormente se van ajustando estos gastos hasta que los valores de las pérdidas de carga anteriormente citadas sean iguales. Las ecuaciones de pérdida de carga son dependientes únicamente de los gastos de aire que se quieren calcular, así como de las condiciones de trabajo y de los datos proporcionados por los fabricantes de los diferentes componentes.

Una vez que hemos igualado la pérdida de carga tenemos los gastos de aire que circulan tanto por la zona seca como la húmeda y podemos calcular la relación de humedades y densidad en la zona de mezcla (ω_{34} y ρ_{34}), donde se juntan las corrientes de aire procedentes del empaquetamiento y los aerorefrigeradores. Con estos datos el programa calcula el caudal total de aire que pasa a través del ventilador (V) y su salto de presiones (ΔP_{FAN}), la cual debe coincidir con las pérdidas mencionadas anteriormente.

$$\Delta P_{FAN} = \Delta P_{1-3} = \Delta P_{1-4}$$

Una vez que tenemos los gastos de aire que circulan por cada zona, procedemos a comprobar las temperaturas del aire de las zonas 3 y 4, las cuales habíamos supuesto inicialmente.

Empezaremos comprobando la temperatura de la zona 4 (zona seca), para ello, en primer lugar, necesitamos calcular el coeficiente global de transferencia de calor (UA), el cual depende de los coeficientes convectivos y de las áreas de contacto internas y externas, así como de la conducción en los tubos.

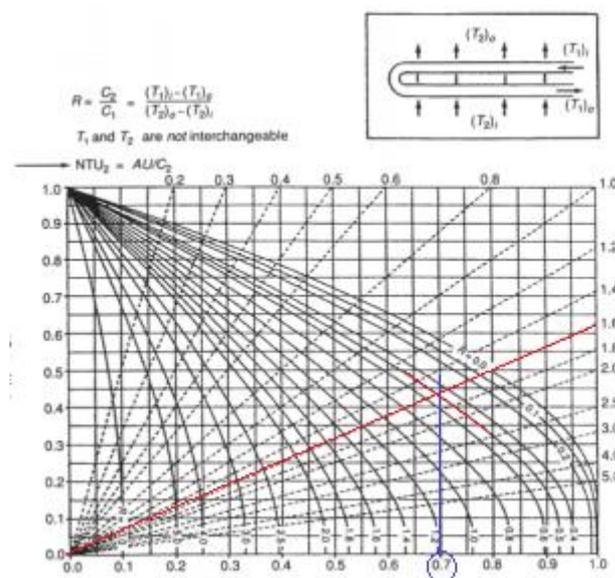
$$UA = \left(\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k_t L_t N_t} + \frac{1}{h_e A_e} \right)^{-1} = \frac{1}{\sum \text{Resistencias térmicas}}$$

El producto del coeficiente convectivo externo por el área exterior se calcula haciendo uso del parámetro característico de transferencia de calor, tal y como se expuso en el apartado de "Transferencia de calor-Flujo externo".

El coeficiente convectivo interno se calcula mediante la correlación de Dittus-Boelter, tal y como se expuso en el apartado de "Transferencia de calor-Flujo interno" y el área interna a partir de las dimensiones del intercambiador.

La resistencia térmica de conducción la calcularemos a partir de las características de los tubos del intercambiador (Diámetros, longitud, número de tubos...) y de la conductividad térmica de los mismos, tal y como se expuso en el apartado de "Transferencia de calor-Conducción".

Una vez tenemos el coeficiente global de transferencia de calor podemos calcular el valor del número de unidades de transferencia (NTU) y aplicar el método ϵ - NTU . Con el valor del NTU y



la relación de las capacitancias térmicas entre ambos fluidos (agua y aire), podemos entrar en la gráfica de nuestro intercambiador y obtener el valor de la eficiencia.

Sabiendo que la eficiencia puede expresarse como:

$$P = \frac{Q}{Q_{m\acute{a}x}} = \frac{T_{a4} - T_{a1}}{T_{wd1} - T_{a1}}$$

Podemos despejar la temperatura real de salida del aire a la salida de la zona seca (T_{a4}).

Esta temperatura real no coincidirá con la que hemos supuesto al inicio del programa (T_{a4s}), por lo que debemos iterar la temperatura supuesta inicialmente hasta conseguir que la estimación inicial y la temperatura real sean la misma.

Una vez que tenemos la temperatura de la zona 4 procedemos a calcular la temperatura real de la zona 3 (salida del empaquetamiento de la zona húmeda) y ver si la estimación que hicimos al comienzo es correcta.

Para estudiar la zona húmeda de la torre utilizaremos la integral de Merkel y el método de resolución ϵ -NTU.

En primer lugar el programa calcula la entalpía del aire a la entrada de la torre a partir de la temperatura y relación de humedades del ambiente y la entalpía del aire saturado a la salida del empaquetamiento a partir de las suposiciones iniciales de temperatura a la salida del empaquetamiento y su correspondiente relación de humedades.

A continuación se calculan las entalpías del aire saturado a la temperatura del agua a la entrada, la salida y en una zona intermedia del empaquetamiento. Para este paso consideramos que la temperatura del agua que sale de los aerorrefrigeradores es la misma que la temperatura de entrada del agua al empaquetamiento, y para calcular la temperatura del agua a la salida del mismo se realiza un balance de energía. La temperatura del agua en la zona intermedia la calculamos como la media aritmética de estas dos temperaturas.

Ahora, a partir de la función de empaquetamiento proporcionada por el fabricante y teniendo en cuenta cual es el fluido que tiene la capacitancia mínima, el programa calcula el NTU_{min} , la eficiencia y el máximo calor posible que se puede transferir (Q_{max})

$$m_a > \frac{m_w}{\left(\frac{d_{isw}}{dT_w}\right)} \text{ (CASO 1) } \text{ o } m_a < \frac{m_w}{\left(\frac{d_{isw}}{dT_w}\right)} \text{ (CASO 2)}$$

Este método de análisis de la zona húmeda basado en la resolución de la integral de Merkel por el método ϵ -NTU esta explicado en detalle en el apartado de "Transferencia de masa y enfriamiento evaporativo-Aplicación en torres de refrigeración húmedas-Integral de Merkel"

Por último calculamos el calor intercambiado de dos formas:

- A partir de la eficiencia y el máximo calor posible que se puede transferir:

$$Q = \epsilon * Q_{max}$$
- A partir de la capacitancia mínima por su diferencia de entalpías:

$$Q = \frac{m_w C_{p_w}}{\left(\frac{d_{isw}}{dT_w}\right)} * (i_{sw1} - i_{sw2}) \text{ (CASO 1) } \text{ o } Q = m_a (i_{a3} - i_{a1}) \text{ (CASO 2)}$$

Tanto la entalpía del aire saturado a la temperatura del agua a la salida para el caso 1 (i_{sw2}), como la entalpía del aire a la salida del empaquetamiento para el caso 2 (i_{a3}) se calculan a partir de la temperatura del aire a la salida del empaquetamiento supuesta inicialmente (T_{a3s})

Lo que haremos por tanto será iterar la temperatura a la salida del empaquetamiento supuesta inicialmente (T_{a3s}), hasta que el calor intercambiado calculado de las dos formas coincida con un error inferior al 5% (u otro menor si se desea). En ese momento la temperatura de salida del empaquetamiento será la correcta.

Una vez hemos convergido las dos temperaturas supuestas al inicio conoceremos todos los parámetros de funcionamiento de nuestra torre. Estos aparecerán al final del programa indicándonos los flujos de aire y agua que circulan, así como los rangos, aproximaciones y cargas térmicas disipadas en cada zona.

Para el caso que hemos propuesto, el problema se resuelve para unas temperaturas: $T_{a4} = 35,1^{\circ}C$ y $T_{a3} = 22,8^{\circ}C$ con unos gastos de aire: $ma_d = 43,69 \text{ kg/s}$ y $ma_w = 25,12 \text{ kg/s}$.

IIFORM

8.2 Modelo 2: Análisis del rendimiento de una torre de refrigeración híbrida por el método de las curvas características

El método de la curva característica lleva instaurado desde hace mucho tiempo como un modo muy eficaz de evaluar y comparar el rendimiento de una torre húmeda con respecto a las especificaciones de diseño dadas por el fabricante.

En torres nuevas, las pruebas hechas con este método suelen efectuarse con objeto de comprobar que la torre cumple las garantías dadas por el fabricante; sin embargo, tiene también un gran interés reconocer con su ayuda el comportamiento de la torre en un momento cualquiera a lo largo de su vida, de tal forma que, comparando este con el de diseño pueda decidirse sobre la conveniencia o no de proceder a una mejora de las condiciones de operación y mantenimiento.

8.2.1 Errores comunes a la hora de evaluar el rendimiento de una torre de refrigeración

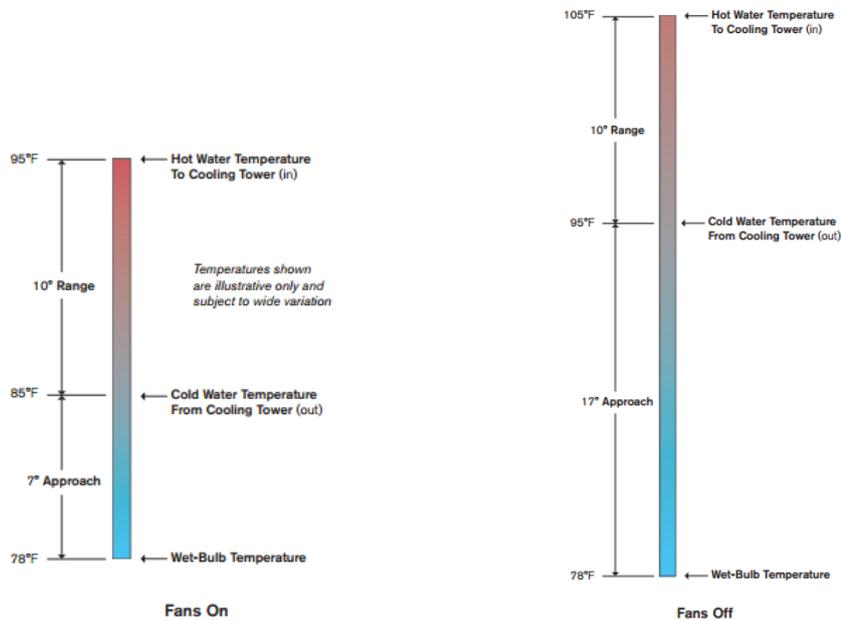
Un error muy común y que ocurre con frecuencia es definir el buen o mal comportamiento (rendimiento) de una torre de refrigeración en función del rango de enfriamiento de esta.

Considerando cualquier proceso industrial, que genera una determinada carga térmica, el agua del proceso absorberá este calor y lo llevará a la torre de refrigeración. Esta carga térmica se puede expresar como:

$$Q = LC_{pw}R$$

De aquí podemos apreciar que el rango está determinado por el gasto de agua (L) que circula y la carga térmica (Q) que recibe el agua en el intercambiador del proceso (ej: condensador). La carga térmica será constante ya que no depende de la torre sino del proceso que genera este calor. Por lo tanto si Q y L permanecen de igual forma permanecerá constante el rango (R).

Para ilustrar esto de manera clara, considerando una carga térmica constante, si se apagan los ventiladores de la torre, como es lógico, el rendimiento de la misma debería disminuir, ya que no se impulsa una corriente de aire a través de la misma.



Si se apagan los ventiladores, se puede ver que la temperatura del agua a la salida aumenta y la temperatura a la entrada de la misma aumentará en la misma proporción por lo que puede verse que el rango no varía. Ambas configuraciones están disipando la misma cantidad de calor, pero en el segundo caso la temperatura del agua a la salida de la torre es mucho mayor.

Por lo tanto, afirmaciones como “mi torre está funcionando con un buen rendimiento porque se adquirió para refrigerar 20°C y está refrigerando 25°C” o viceversa, no son en absoluto un buen indicativo del rendimiento de la torre.

El rendimiento no depende del calor disipado sino “el nivel” al cual está disipando ese calor. La medida del rendimiento por tanto no es el rango sino la aproximación, la cual relaciona la temperatura del agua refrigerada con la menor temperatura a la cual podría refrigerarse. Esta temperatura mínima alcanzable es la temperatura de bulbo húmedo para una torre húmeda (o zona húmeda de una torre híbrida) o la de bulbo seco para una torre refrigerada por aire (o los aerorrefrigeradores de una torre híbrida).

8.2.2 Método de la curva característica

Los procedimientos de evaluación de las torres húmedas utilizando este método vienen recogidos de manera muy detallada en el modelo propuesto por el CTI (Acceptance Test Code for Water-cooling Towers ATC-105) [5] y es uno de los procedimientos más utilizados a nivel mundial para evaluar el funcionamiento de una torre de refrigeración.

En este trabajo se expondrá una manera de evaluar y simular el rendimiento de una torre híbrida, basándonos en un estudio realizado por W. Asvapoositkul y M.Kuansathan [1], que

proponen un método de análisis del rendimiento usando también el método de las curvas características.

Este método de análisis no solo podrá ser beneficioso para comparar los datos del test de la torre con los de diseño sino también para evaluar cómo afectan los cambios en las condiciones ambientales al rendimiento de la torre (aumento o disminución de la temperatura de bulbo húmedo y seco). Además también nos permitirá predecir cómo se verá afectado su rendimiento ante cambios en la carga térmica que tiene que disipar, lo cual aumentará o disminuirá el rango de enfriamiento de cada zona.

Para este estudio se utilizará el método ϵ -NTU para el análisis de los intercambiadores de la zona seca y la integral de Merkel para el análisis de la zona húmeda. Además se utilizará un método análogo para el análisis de ambas zonas denominado método de las curvas características el cual viene expresado en función de los ratios agua-aire (L/G).

En este modelo y en el siguiente, cambiaremos la notación con la que se denominaba a los gastos máxicos de aire y de agua. Utilizaremos notación inglesa (Liquid to gas ratio) para mantener la notación que los autores de los estudios utilizaron.

$$\text{Gasto máxico de agua: } L = mw$$

$$\text{Gasto máxico de aire que circula por la zona seca: } G_{DCT} = ma_d$$

$$\text{Gasto máxico de aire que circula por la zona húmeda: } G_{WCT} = ma_w$$

Análisis de la zona húmeda

Evaluaremos la capacidad o el rendimiento de la zona húmeda para unas determinadas condiciones de trabajo en las que está operando la torre basándonos en el acercamiento o aproximación de esta zona (A_{WCT}). La aproximación nos indica cómo de cerca puede dejar la torre el agua refrigerada, con respecto a la temperatura de bulbo húmedo ambiental (mínima temperatura que puede alcanzar el agua).

Punto de operación: Intersección de la curva de demanda con la de suministro

Para unas determinadas condiciones de trabajo, calcularemos el punto en el que está operando la torre como la intersección entre una curva de demanda y una curva característica o de suministro. La obtención de cada una se detallará a continuación.

Curva de demanda de la zona húmeda

El número de Merkel, característica de la torre o demanda térmica es como se suele llamar al parámetro adimensional KaV/L . Éste parámetro nos indica “el grado de dificultad” para el enfriamiento en unas condiciones de trabajo concretas y se representa mediante la ecuación de Merkel:

$$\frac{KaV}{L} = \int_{i_{wdct1}}^{i_{wdct2}} \frac{di_w}{i_{sw} - i_a} = \int_{T_{ww1}}^{T_{ww2}} \frac{C_{pw}dT_w}{i_{sw} - i_a} = f(T_{WWCT1}, T_{WWCT2}, T_{WB1}, \frac{L}{G_{WCT}}) \quad (Ec 2.1)$$

Lo que nos dice principalmente es que en cualquier punto de la zona húmeda de la torre, el calor y vapor son transferidos del agua al aire debido a la diferencia de entalpías del aire en la superficie de la gota (aire saturado a la temperatura del agua) y la de la corriente de aire.

Esta ecuación es utilizada para determinar la demanda térmica para unas temperaturas de diseño y un determinado ratio aire-agua (L/G_{WCT}).

Los autores del estudio al igual que el CTI proponen la resolución de la integral de Merkel por el método de la cuadratura británica o aproximación de Chebishev, pero en este modelo se desarrollara por el método ϵ -NTU al igual que se hizo en el modelo anterior, el cual esta detallado en el apartado “*Aplicación en torres de refrigeración húmedas: Integral de Merkel*”. Las soluciones de ambos modelos arrojan los mismos resultados como se verá más adelante, ya que se basan en las mismas hipótesis hechas por Merkel.

La curva de demanda se consigue para un determinado rango y temperatura de bulbo húmedo graficando muchos valores de KaV/L para una gran variedad de valores del ratio aire-agua (L/G_{WCT}). En estos gráficos aparece como parámetros las diferentes aproximaciones de la zona húmeda ($A_{WCT} = T_{WWCT2} - T_{WB1}$).

Curva de suministro de la zona húmeda o curva característica de la zona húmeda

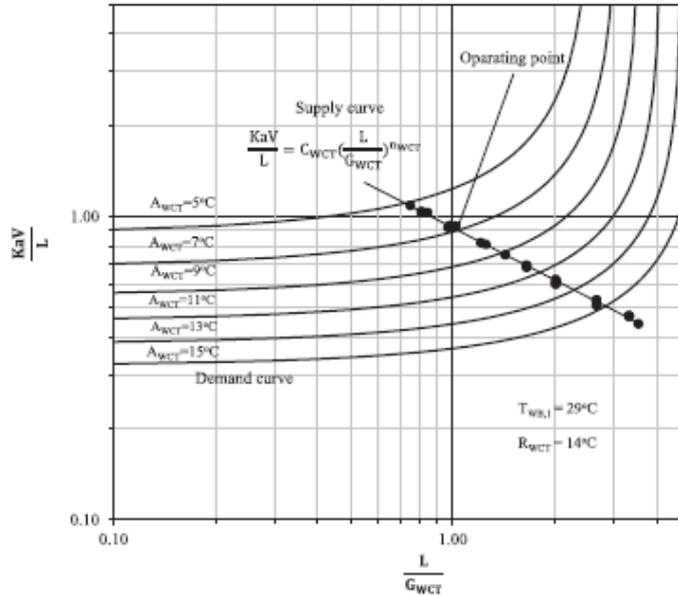
El valor de KaV/L en condiciones diferentes a las de diseño no será el mismo. Para determinar este valor cuando estamos fuera de las condiciones de diseño se suele hacer uso de una fórmula empírica:

$$\frac{KaV}{L} = C_{WCT} \left(\frac{L}{G_{WCT}} \right)^{n_{WCT}} \quad (Ec 2.2)$$

Los valores de los coeficientes C_{WCT} y n_{WCT} se obtienen de manera experimental haciendo mediciones en la torre ante variaciones en las condiciones de trabajo y suelen venir dados por los fabricantes de las mismas.

Esta ecuación se puede sobreponer sobre las curvas de suministro y de ese modo analizar la capacidad térmica de la zona húmeda en condiciones de operación diferentes a las de diseño.

La intersección de la curva de suministro y de demanda para unas determinadas condiciones de funcionamiento de la torre nos da su punto de operación.



Curvas de demanda y curva característica de la zona húmeda y el punto de operación de la torre para unas determinadas condiciones de trabajo

Análisis de la zona seca

Evaluaremos la capacidad o el rendimiento de la zona seca para unas determinadas condiciones de trabajo basándonos en el acercamiento o aproximación de esta zona. La aproximación nos indica cómo de cerca puede dejar la torre el agua refrigerada, con respecto a la temperatura de bulbo seco ambiental (mínima temperatura que puede alcanzar el agua).

Curva de demanda de la zona seca

La zona seca en este estudio está formada por cuatro intercambiadores de calor en flujo cruzado donde la zona del agua permanece sin mezclar. Para calcular los parámetros de ϵ y NTU utilizamos las correlaciones correspondientes a este tipo de intercambiador y dependiendo de que fluido tenga la capacitancia máxima podemos diferenciar dos casos:

- Caso 1: $\frac{L}{G_{DCT}} < \frac{C_{pa}}{C_{pw}}$

$$NTU = -\ln \left(1 + \frac{G_{DCT} C_{pa}}{L C_{pw}} \ln \left(1 - \frac{L C_{pw}}{G_{DCT} C_{pa}} \right) \right) \quad Ec (2.3)$$

$$\epsilon = \frac{G_{DCT} C_{pa} (T_{DB2} - T_{DB1})}{L C_{pw} (T_{WDCT1} - T_{DB1})} = \frac{(T_{WDCT1} - T_{WDCT2})}{(T_{WDCT1} - T_{DB1})} = \frac{R_{DCT}}{ITD} \quad Ec (2.4)$$

- Caso 2: $\frac{L}{G_{DCT}} > \frac{C_{pa}}{C_{pw}}$

$$NTU = -\frac{L C_{pw}}{G_{DCT} C_{pa}} \ln \left(1 + \frac{G_{DCT} C_{pa}}{L C_{pw}} \ln(1 - \epsilon) \right) \quad Ec (2.5)$$

$$\varepsilon = \frac{LC_{pw}(T_{WDCT1} - T_{WDCT2})}{G_{DCT}C_{pa}(T_{WDCT1} - T_{DB1})} = \frac{LC_{pw}R_{DCT}}{G_{DCT}C_{pa}ITD} Ec (2.6)$$

En este caso la curva de demanda de esta zona se consigue graficando muchos valores de la eficiencia (ε) en función del ratio aire-agua (L/G_{DCT}), donde las diferentes aproximaciones de la zona seca ($A_{DCT} = T_{WDCT2} - T_{DB1}$) aparecen como parámetros.

Curva de suministro de la zona seca o curva característica de la zona seca

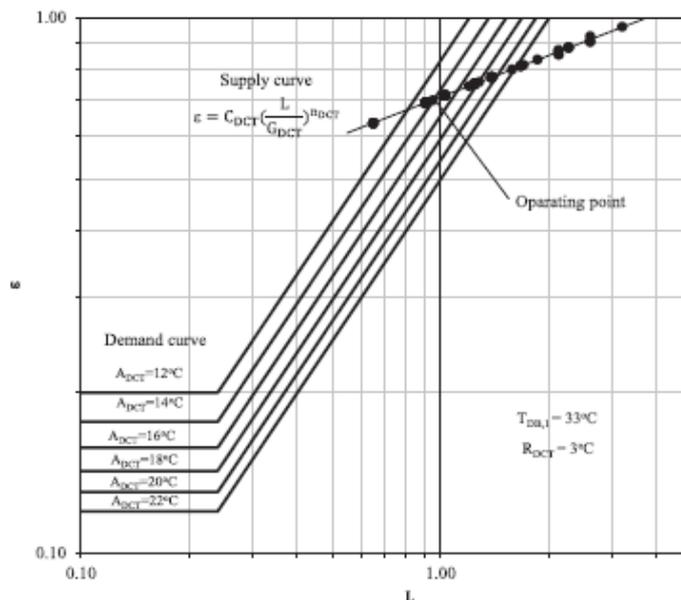
Para un determinado diseño de una torre seca (zona seca en el caso de una torre híbrida) para cualquiera de los dos casos vistos anteriormente, la efectividad se puede determinar como:

$$\varepsilon = C_{DCT} \left(\frac{L}{G_{DCT}} \right)^{n_{DCT}} Ec (2.7)$$

Al igual que para el caso de la zona húmeda los coeficientes C_{DCT} y n_{DCT} se obtendrán de manera experimental realizando diferentes test sobre los intercambiadores.

Esta ecuación se puede sobreponer sobre las curvas de suministro y de ese modo analizar la capacidad térmica de la zona seca en condiciones de operación diferentes a las de diseño.

La intersección de la curva de suministro y de demanda para unas determinadas condiciones de funcionamiento de la torre nos da su punto de operación.



Corte de la curva de demanda con la de suministro de la zona seca en el punto de operación

Análisis de la zona de mezcla

En esta zona es dónde se produce la mezcla del aire que atraviesa los intercambiadores y el aire cargado de humedad procedente del empaquetamiento.

Para este estudio, la transferencia de calor con los alrededores se ignorará y los cambios de energía cinética y potencial se supondrán despreciables. Además se asume que el proceso de mezcla es adiabático. Por lo tanto los balances de masa y energía serían:

$$\text{Masa de aire seco: } G_4 = G_{TOTAL} = G_{DCT} + G_{WCT} \quad Ec (2.8)$$

$$\text{Masa de vapor de agua: } G_{TOTAL}\omega_4 = G_{DCT}\omega_2 + G_{WCT}\omega_3 \quad Ec(2.9)$$

$$\text{Energía: } G_{TOTAL}i_4 = G_{DCT}i_2 + G_{WCT}i_3 \quad Ec(2.10)$$

A partir de los balances de masa y energía podemos escribir:

$$\frac{G_{WCT}}{G_{TOTAL}} = 1 - \frac{G_{DCT}}{G_{TOTAL}} = \frac{i_4 - i_2}{i_3 - i_2} = \frac{\omega_4 - \omega_2}{\omega_3 - \omega_2} \quad Ec (2.11)$$

El valor de G_{WCT}/G_{TOTAL} estará comprendido entre 0 y 1, siendo cero, el valor que obtendría para el caso de que la torre solo funcionara en modo seco ($G_{WCT} = 0$), la unidad, el valor que obtendría si la torre solo funcionase en modo húmedo ($G_{DCT} = 0$ por lo que $G_{WCT} = G_{TOTAL}$) y cualquier valor comprendido entre 0 y 1 si la torre funciona en modo híbrido.

La cantidad de aire que circula por cada zona (G_{DCT} y G_{WCT}) refleja la cantidad de calor que disipa cada una de las zonas de la torre híbrida. Basándonos en los balances de masa y energía podemos expresar el calor disipado por la zona húmeda de la torre en función del calor total disipado de la siguiente manera:

$$\frac{Q_{WCT}}{Q_{TOTAL}} = 1 - \frac{Q_{DCT}}{Q_{TOTAL}} = \frac{\frac{G_{WCT}}{G_{TOTAL}}(i_3 - i_1)}{\frac{G_{WCT}}{G_{TOTAL}}i_3 + \left(1 - \frac{G_{WCT}}{G_{TOTAL}}\right)i_2 - i_1} \quad Ec (2.12)$$

8.2.3 Modelo matemático para el análisis del rendimiento de una torre híbrida (PPWD) por el método de la curva característica.

Las torres de refrigeración operan en la mayoría de ocasiones en condiciones que no se corresponden con las de diseño. Para una determinada torre, la característica de zona húmeda (KaV/L) y la eficiencia de los intercambiadores (ε) que proporcionan las curvas de suministro de cada zona permanecerán constantes siempre y cuando el ratio aire-agua que circula por estas zonas permanezca inalterado.

$$\frac{KaV}{L} = C_{WCT} \left(\frac{L}{G_{WCT}} \right)^{n_{WCT}} \quad y \quad \varepsilon = C_{DCT} \left(\frac{L}{G_{DCT}} \right)^{n_{DCT}}$$

El parámetro que más suele variar con respecto a las condiciones de diseño son las temperaturas ambientales: Temperatura de bulbo húmedo y temperatura de bulbo seco.

Un cambio en la temperatura de bulbo húmedo (T_{WB1}) afectará a la zona húmeda de la torre híbrida, modificando el rango y la aproximación:

$$T_{WWCT2} = T_{WB1} + A_{WCT} \quad y \quad T_{WWCT1} = T_{WWCT2} + R_{WCT}$$

De igual manera un cambio en la temperatura de bulbo seco (T_{DB1}) afectará a la zona seca de la torre híbrida, modificando el rango y la aproximación:

$$T_{WDCT2} = T_{DB1} + A_{DCT} \quad y \quad T_{WDCT1} = T_{WDCT2} + R_{DCT}$$

A parte de las condiciones ambientales también puede variar el gasto de agua y aire que circula por cada una de las zonas, esto no solo propiciaría un cambio en la aproximación sino también un cambio en la característica de la torre (KaV/L).

El programa que aquí se presenta permitirá llevar a cabo predicciones del rendimiento de una torre híbrida ante cambios en las condiciones de diseño de temperaturas, rangos y gastos de aire y agua de cada zona.

Nos permitirá evaluar la capacidad de enfriamiento de las dos zonas de la torre (entendiendo esto como las aproximaciones que puede alcanzar cada una de las zonas) y compararla con la capacidad de diseño o simplemente para estudiar cómo afectan los cambios de estas condiciones de trabajo (temperaturas, rangos y gastos de aire y agua) en el rendimiento de nuestra torre.

Debido a la estructuración del programa, podremos estudiar también por separado una torre seca y un aerorrefrigerador, introduciendo en el programa solo los datos del dispositivo que queramos estudiar.

Datos de entrada del programa:

Antes de inicializar el programa aparecen las propiedades del aire y del agua que se han utilizado así como los coeficientes de las curvas características de ambas zonas. Si se quiere estudiar otra torre diferente a la que aquí se estudia, habría que introducir los coeficientes de la curva característica de la torre a estudiar:

Zona húmeda o torre húmeda: C_{WCT} y n_{WCT}

Zona seca o aerorrefrigerador: C_{DCT} y n_{DCT}

Si se considera una presión atmosférica o unas propiedades del agua diferentes también se modificarían aquí, antes de inicializar el programa.

Los datos de entrada del programa constarán de:

1. Masa de agua que entra en la torre: L (kg/s).
2. Gasto de aire que circula por la zona seca: G_{DCT} (kg/s).
3. Gasto de aire que circula por la zona húmeda: G_{WCT} (kg/s).
4. Rango de la zona húmeda: R_{WCT} (°C).
5. Rango de la zona seca: R_{DCT} (°C).
6. Temperatura de bulbo seco: T_{DB1} (°C).
7. Temperatura de bulbo húmedo: T_{WB1} (°C).

En nuestro caso se harán simulaciones de cómo afectan los cambios en las condiciones de operación en las temperaturas que se alcanzan en la torre, si se quiere llevar a cabo una prueba de rendimiento se recomienda ir al código del CTI (ATC-105) [4] dónde se explica de manera

detallada todos los aparatos de medida necesarios, sus tolerancias, número de mediciones y otras muchas consideraciones a tener en cuenta para realizar la prueba de manera correcta.

Cálculos del programa:

Una vez que se han introducido los datos, el programa empieza a realizar los cálculos de manera simultánea de la zona seca y de la zona húmeda de la torre.

Zona seca

Para la zona seca se presentaron las curvas de la efectividad en función del ratio aire-agua de dos formas: Curva de suministro y curva de demanda. Se resolverán simultáneamente las ecuaciones 2.4 o 2.6 (Dependiendo de en caso nos encontremos) que se corresponden con la curva de demanda de la zona seca y la ecuación 2.7 que es la curva de suministro. Para llevar a cabo este cálculo el programa itera el valor de la aproximación de la zona seca hasta conseguir el mismo valor de eficiencia en ambas ecuaciones. De esta manera ya sabremos cual es la aproximación y la eficiencia para las condiciones consideradas (Se cortan la curva de demanda con la de suministro proporcionando el punto de operación).

Zona húmeda

Para calcular la aproximación y el número de Merkel (KaV/L) de la zona húmeda actuaremos de manera análoga a como hemos hecho en la zona seca. Debemos resolver simultáneamente la ecuación 2.1, que se corresponde con la curva de demanda de la zona húmeda y la ecuación 2.2, que es la curva de suministro de la torre húmeda. Para resolver ambas ecuaciones simultáneamente el programa itera el valor de la aproximación de la zona húmeda hasta conseguir que el valor de KaV/L proporcionado por la curva de demanda sea el mismo que el de la curva de suministro. Cuando esto ocurra la curva de demanda y la de suministro se cortarán en el punto de operación.

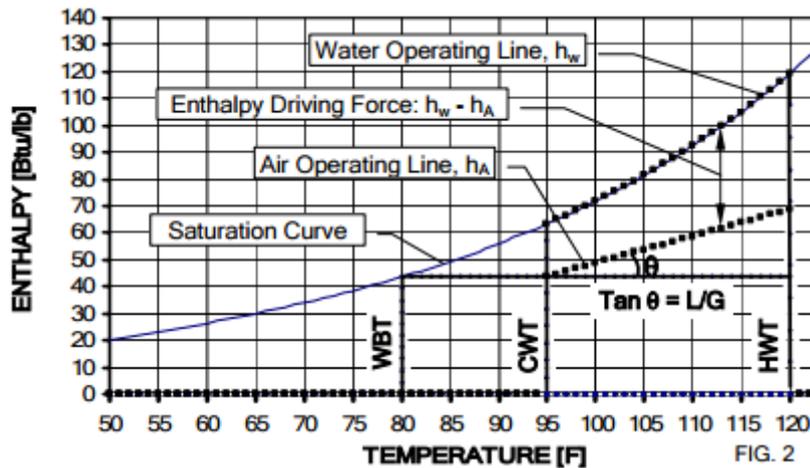
Zona de mezcla

Una vez que sabemos en qué punto está operando la zona seca y húmeda las condiciones de operación de la torre híbrida se pueden determinar a partir de las ecuaciones 2.8, 2.9, 2.10, 2.11 y 2.12 sabiendo que los calores disipados en cada zona se escriben como:

$$\text{Calor disipado en la zona seca: } Q_{DCT} = LC_{pw}R_{DCT} \quad Ec \quad (2.19)$$

$$\text{Calor disipado en la zona humeda: } Q_{WCT} = LC_{pw}R_{WCT} \quad Ec \quad (2.20)$$

$$\text{Calor total disipado: } Q_{TOTAL} = Q_{DCT} + Q_{WCT} \quad Ec \quad (2.21)$$



- 1.) Un aumento en la temperatura de bulbo húmedo ($T_{WB1} = WBT$) del aire a la entrada (ambiental) mueve la línea de operación del aire a la derecha y hacia arriba para establecer el equilibrio. Como consecuencia de esto, las temperaturas del agua a la entrada y a la salida de la zona húmeda ($T_{WWCT1} = HWT$ y $T_{WWCT2} = CWT$) aumentarían mientras que la aproximación disminuiría. Además debido a la curvatura de la línea de saturación la aproximación disminuiría progresivamente más despacio a medida que aumentamos la temperatura de bulbo húmedo.
- 2.) Un aumento en la carga térmica que se traduce en un incremento del rango (gasto de agua constante), incrementa la longitud de la línea de operación del aire. Para mantener el equilibrio, la línea se mueve hacia la derecha incrementando las temperaturas de entrada y de salida del agua en la zona húmeda y la aproximación. El incremento del rango causa que la temperatura del agua que entra en la torre aumente considerablemente más rápido que la temperatura del agua a la salida.

Para ver que nuestro programa opera correctamente aplicaremos estos dos principios, partiendo en ambos casos de la curva característica y condiciones de diseño de la zona húmeda de la torre que construyeron W. Asvapoosittkul y M. Kuansathan:

$$\text{Coeficientes curva característica } C_{WCT} = 0.92 \quad \text{y} \quad n_{WCT} = -0,58$$

Punto de diseño:

- Temperatura de entrada del agua : $T_{WW1} = 50^{\circ}C$
- Rango de enfriamiento: $R_{WCT} = 14^{\circ}C$
- Gasto másico de agua: $L = 2.92 \text{ kg/s}$
- Gasto másico de aire: $G_{WCT} = 2.554 \text{ kg/s}$
- Temperatura de bulbo seco ambiental: $T_{DB1} = 33^{\circ}C$
- Temperatura de bulbo húmedo ambiental: $T_{WB1} = 29^{\circ}C$

Aplicación del primer principio: Variamos la temperatura de bulbo húmedo manteniendo los demás parámetros como los de diseño.

Para las diferentes temperaturas de bulbo húmedo obtenemos los siguientes resultados:

$T_{WB1} = 27^{\circ}C$: Obtenemos: $T_{WWCT1} = 48.94^{\circ}C$; $T_{WWCT2} = 34.94^{\circ}C$ y una aproximación $A_{WCT} = 7.94^{\circ}C$

$T_{WB1} = 29^{\circ}C$: Obtenemos: $T_{WWCT1} = 50.03^{\circ}C$; $T_{WWCT2} = 36.03^{\circ}C$ y una aproximación $A_{WCT} = 7.03^{\circ}C$

$T_{WB1} = 31^{\circ}C$: Obtenemos: $T_{WWCT1} = 51.17^{\circ}C$; $T_{WWCT2} = 37.17^{\circ}C$ y una aproximación $A_{WCT} = 6.17^{\circ}C$

$T_{WB1} = 33^{\circ}C$: Obtenemos: $T_{WWCT1} = 52.38^{\circ}C$; $T_{WWCT2} = 38.38^{\circ}C$ y una aproximación $A_{WCT} = 5.38^{\circ}C$

Como se puede ver se cumple el primer principio que expusimos anteriormente, las temperaturas del agua aumentan y las aproximaciones disminuyen a medida que aumentamos la temperatura de bulbo húmedo. Además las variaciones de la aproximación a medida que se aumenta la temperatura de bulbo húmedo son cada vez menores siendo de: $-0.91^{\circ}C$, $-0.86^{\circ}C$ y $-0.79^{\circ}C$.

Aplicación del segundo principio: Variamos el rango manteniendo los demás parámetros como los de diseño.

Para los diferentes rangos obtenemos los siguientes resultados:

$R_{WCT} = 12^{\circ}C$: Obtenemos $T_{WWCT1} = 47.48^{\circ}C$; $T_{WWCT2} = 35.48^{\circ}C$ y una aproximación $A_{WCT} = 6.48^{\circ}C$

$R_{WCT} = 14^{\circ}C$: Obtenemos $T_{WWCT1} = 50.03^{\circ}C$; $T_{WWCT2} = 36.03^{\circ}C$ y una aproximación $A_{WCT} = 7.03^{\circ}C$

$R_{WCT} = 16^{\circ}C$: Obtenemos $T_{WWCT1} = 52.51^{\circ}C$; $T_{WWCT2} = 36.51^{\circ}C$ y una aproximación $A_{WCT} = 7.51^{\circ}C$

$R_{WCT} = 18^{\circ}C$: Obtenemos $T_{WWCT1} = 54.95^{\circ}C$; $T_{WWCT2} = 36.95^{\circ}C$ y una aproximación $A_{WCT} = 7.95^{\circ}C$

Como se puede ver se cumple el segundo principio expuesto anteriormente. A medida que aumentamos el rango aumenta tanto la temperatura de entrada y de salida del agua como la aproximación. Además se puede apreciar que la temperatura de entrada del agua aumenta notablemente más rápido que la temperatura de salida a medida que aumentamos el rango.

Comprobación de la zona seca:

Para llevar a cabo esta comprobación nos basaremos en las ecuaciones del método ϵ -NTU que se han aplicado para analizar los aerorrefrigeradores de la zona seca.

La eficiencia que nos proporciona la curva característica sabemos que permanecerá constante a menos que varíemos el ratio aire-agua (L/G_{DCT}) y además sabemos que en el punto de operación que estamos calculando con el programa esta eficiencia tiene que ser igual a la que se obtiene por medio de la curva de demanda.

A partir de la curva de demanda podemos escribir la diferencia inicial de temperaturas de la siguiente manera:

$$ITD = \frac{LC_{pw}R_{DCT}}{\varepsilon G_{DCT}C_{pa}} \text{ si } \frac{L}{G_{DCT}} > \frac{C_{pa}}{C_{pw}} \quad \text{o} \quad ITD = \frac{R_{DCT}}{\varepsilon} \text{ si } \frac{L}{G_{DCT}} < \frac{C_{pa}}{C_{pw}}$$

Y con el valor del ITD podemos escribir el resto de temperaturas del sistema de la siguiente forma:

$$\text{Temperatura de entrada del agua: } T_{WDCT1} = ITD + T_{DB1}$$

$$\text{Temperatura de salida del agua: } T_{WDCT2} = T_{WDCT1} - R_{DCT}$$

$$\text{Aproximación de la zona seca: } A_{DCT} = T_{WDCT2} - T_{DB1}$$

Con estas ecuaciones podemos ver que si aumentamos la temperatura de bulbo seco ambiental (T_{DB1}) manteniendo los demás valores como los de diseño, el valor de ITD permanecerá constante ya que no depende de esta temperatura, el valor de la temperatura del agua a la entrada del aerorrefrigerador (T_{WDCT1}) aumentará al igual que la temperatura del agua a la salida del mismo (T_{WDCT2}) y además, ambas lo hará con el mismo incremento con el que lo haga la temperatura de bulbo seco del ambiente ya que el rango y el ITD son constantes.

La aproximación se mantendrá constante ya que el incremento de temperatura que sufre el agua a la salida del aerorrefrigerador (T_{WDCT2}) es el mismo incremento que ha sufrido la temperatura de bulbo seco ambiental (T_{DB1}).

Si se produce un incremento en el rango manteniendo los demás parámetros constantes, podemos apreciar que el valor de ITD se vería incrementado ya que en ambos casos aparece en el numerador de la expresión, debido a este incremento del ITD, la temperatura del agua a la entrada (T_{WDCT1}) aumentaría, además el valor de la temperatura del agua a la salida (T_{WDCT2}) también aumentaría debido a que el aumento que produce en el valor del ITD es mayor que el propio aumento del rango, ya que la eficiencia es siempre un valor menor que 1.

La aproximación aumentaría debido a que la temperatura de bulbo seco ambiental se mantiene constante mientras que la temperatura del agua a la salida se ha visto incrementada.

Estudiaremos lo que ocurre en el caso concreto de la zona seca de la torre híbrida que W.Asvapooiitkul y M. Kuansathan construyeron y de la que proporcionaron la curva característica y condiciones de diseño:

$$\text{Curva característica: } C_{DCT} = 0.71 \quad \text{y} \quad n_{DCT} = 0.26$$

Punto de diseño:

- Temperatura de entrada del agua : $T_{WD1} = 50^{\circ}\text{C}$
- Rango de enfriamiento: $R_{DCT} = 14^{\circ}\text{C}$
- Gasto másico de agua: $L = 2.92 \text{ kg/s}$
- Gasto másico de aire: $G_{DCT} = 3.064 \text{ kg/s}$
- Temperatura de bulbo seco ambiental: $T_{DB1} = 33^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de bulbo húmeda ambiental: $T_{WB1} = 29^{\circ}\text{C}$

En primer lugar variamos la temperatura de bulbo seco ambiental manteniendo los demás parámetros como los de diseño.

Para las diferentes temperaturas de bulbo húmedo obtenemos los siguientes resultados:

$T_{DB1} = 31^{\circ}C$: Obtenemos: $T_{WDCT1} = 47,99^{\circ}C$; $T_{WDCT2} = 44,99^{\circ}C$ y una aproximación $A_{DCT} = 13,99^{\circ}C$

$T_{DB1} = 33^{\circ}C$: Obtenemos: $T_{WDCT1} = 49,99^{\circ}C$; $T_{WDCT2} = 46,99^{\circ}C$ y una aproximación $A_{DCT} = 13,99^{\circ}C$

$T_{DB1} = 35^{\circ}C$: Obtenemos: $T_{WD1} = 51,99^{\circ}C$; $T_{WDCT2} = 48,99^{\circ}C$ y una aproximación $A_{DCT} = 13,99^{\circ}C$

Como se puede apreciar se cumple lo expuesto anteriormente. Las temperaturas se ven incrementadas de igual manera que la temperatura de bulbo seco y la aproximación se mantiene constante debido a esto.

A continuación variamos el rango manteniendo los demás parámetros como los de diseño.

Para los diferentes rangos obtenemos los siguientes resultados:

$R_{DCT} = 2^{\circ}C$: Obtenemos $T_{WDCT1} = 44,33^{\circ}C$; $T_{WDCT2} = 42,33^{\circ}C$ y una aproximación $A_{DCT} = 9,33^{\circ}C$

$R_{DCT} = 3^{\circ}C$: Obtenemos $T_{WDCT1} = 49,99^{\circ}C$; $T_{WDCT2} = 46,99^{\circ}C$ y una aproximación $A_{DCT} = 13,99^{\circ}C$

$R_{DCT} = 4^{\circ}C$: Obtenemos $T_{WDCT1} = 55,65^{\circ}C$; $T_{WDCT2} = 51,65^{\circ}C$ y una aproximación $A_{DCT} = 18,65^{\circ}C$

Se puede ver que se cumple lo expuesto anteriormente, las temperaturas de entrada y salida del agua aumentan al igual que la aproximación a medida que aumentamos el rango

8.2.5 Curvas de rendimiento

Como se dijo anteriormente, este programa resulta muy útil no solo para estudiar el rendimiento de la torre realizando un test a la misma sino también para simular cómo afectan cambios en las condiciones de operación, especialmente cambios en las temperaturas ambientales que son muy frecuentes.

Este programa de simulación nos permitirá elaborar una serie de curvas de rendimiento (performance curves) las cuales son de mucha utilidad y que los propios fabricantes de la torres suelen proveer al adquirir una de ellas.

Estas curvas pueden proveer de mucha ayuda al operario de la torre ya que dependiendo de la temperatura ambiental del momento y el rango con el que esté trabajando puede saber cuáles son las temperaturas del agua con las que está operando la torre (caliente y fría).

Las curvas se pueden hacer para una gran variedad de rangos de funcionamiento y aunque en el propio gráfico suministrado por los fabricantes no aparezca el rango o temperatura deseada se podrían obtener de igual manera las temperaturas del agua en la torre mediante una interpolación.

En nuestro caso, aunque se dibujarán diferentes curvas de rendimiento, si el operario dispusiese de este programa no tendría que interpolar, ya que el programa calcula cualquier punto deseado.

Los datos con los que se han hechos las diferentes gráficas que se mostrarán a continuación así como las predicciones que nuestro programa calcula aparecerán en el Apartado de “Anexos-Gráficas-Curvas de rendimiento”

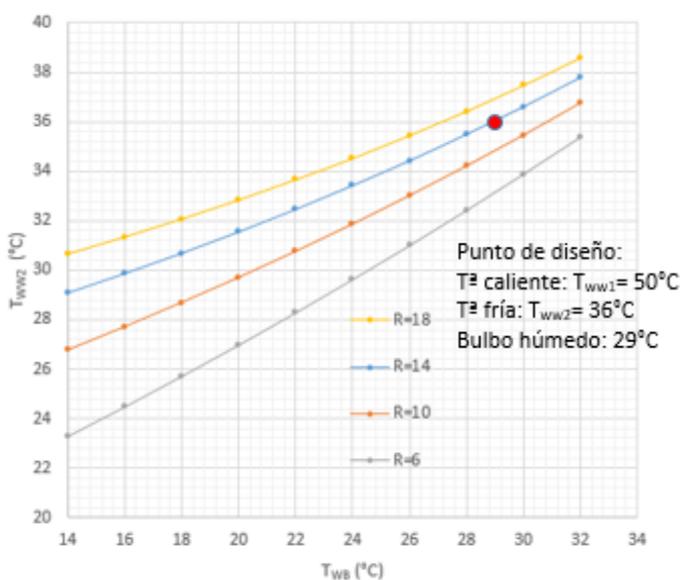
Una de las curvas que más ayuda proporciona es la que relaciona la temperatura de bulbo húmedo con la temperatura de salida del agua refrigerada para una torre húmeda (o zona húmeda de una torre híbrida) en función de muchos posibles rangos de funcionamiento.

En este estudio se elaboró esta curva para la zona húmeda de la torre híbrida que W.Asvapoosiitkul y M. Kuansathan construyeron.

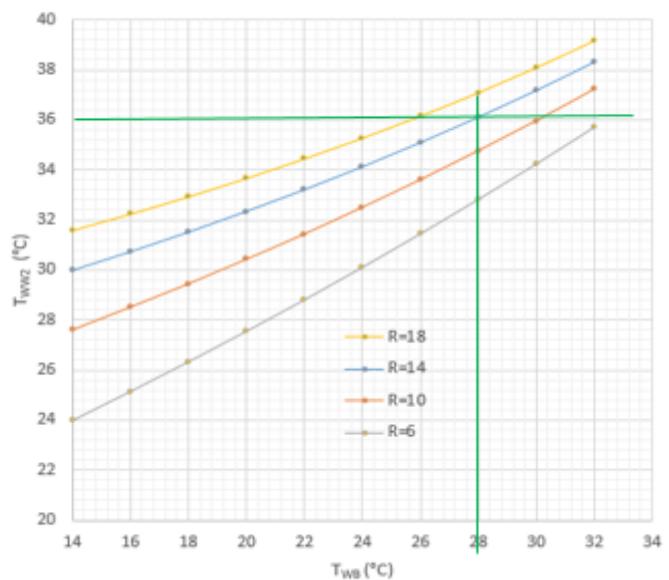
Para su elaboración hicimos uso del programa desarrollado en Matlab. Para cada rango de funcionamiento que incluimos en el gráfico, variamos la temperatura de bulbo húmedo y anotamos la temperatura de salida del agua que predice el modelo (T_{WWCT2}). En nuestro caso variamos la temperatura de bulbo húmedo para cada rango desde 32°C hasta 14°C (no tiene mucho sentido tomar temperaturas de bulbo húmedo mayores ya que la temperatura de diseño era 29 y las temperaturas de diseño se suele escoger para los periodos más desfavorables).

Además hicimos dos gráficas similares una para el gasto de agua de diseño (2,92 kg/s) y otra para un gasto de agua del 110% del flujo de diseño (3,21 kg/s).

Estas curvas pueden ser de mucha utilidad para identificar la viabilidad de variar alguno de los parámetros, por ejemplo para esta torre en concreto se puede ver que la torre podría manejar una carga térmica mayor (mayor gasto de agua) cuando está operando a una temperatura de bulbo húmedo menor que la de diseño. Esto se puede ver comparando la intersección del rango correspondiente al de diseño (R=14°C) con la temperatura del agua fría de diseño ($T_{WWCT2} = 36°C$). Podemos ver que si tenemos una temperatura de bulbo húmedo de 28°C (un grado menor que la de diseño) la torre sería capaz de disipar un 10% más de calor con un gasto de agua 10% mayor al de diseño.

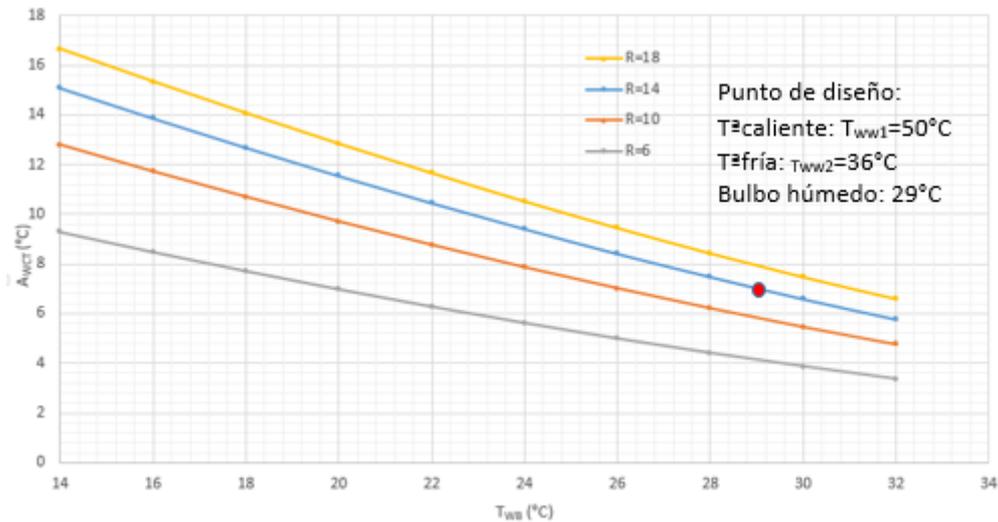


(1) Curva de rendimiento para el 100% del gasto de diseño. Temperatura de bulbo húmedo vs temperatura del agua refrigerada



(2) Curva de rendimiento para el 110% del gasto de diseño. Temperatura de bulbo húmedo vs temperatura del agua refrigerada

Otra forma en la que podemos encontrarnos este tipo de curvas es relacionando la aproximación de la zona húmeda con la temperatura de bulbo húmedo para diferentes rangos:



(3) Curva de rendimiento para el 100% del gasto de agua de diseño
Aproximación de la zona húmeda vs Temperatura de bulbo húmedo

Para la temperatura de bulbo húmedo de diseño se puede apreciar que las aproximaciones de esta zona húmeda varían entre 4°C correspondiente a R=6°C y 8°C correspondiente a R=18°C.

También se puede apreciar que para la carga térmica de diseño (R=14°C) si variamos la temperatura de bulbo húmedo de 32°C a 14°C la aproximación se incrementa en un factor de 2,5 y seguiría aumentando a medida que nos fuésemos a temperaturas de bulbo húmedo aún menores.

A la hora de operar la torre será muy importante conocer cuál es el punto de diseño de la torre, y este dependerá principalmente de si ha sido diseñada para las temperaturas del verano o para un modo de funcionamiento de ahorro de agua. Además queda claro con la gráfica que a la hora de determinar el nuevo punto de operación cuando estamos en condiciones fuera de diseño (menores temperaturas de bulbo o rangos) si se hacen suposiciones incorrectas como que la aproximación no varía, el modo de controlar la torre será muy poco eficiente.

Este fenómeno que ocurre en las torres húmedas (zonas húmedas de las torres híbridas) está relacionado con las propiedades psicrométricas del aire. Cuando disminuye la temperatura de bulbo húmedo, el aire no puede contener tanta humedad, a medida que se disminuye, una mayor proporción del calor disipado por la torre será sensible, por lo que la cantidad de agua evaporada disminuirá también.

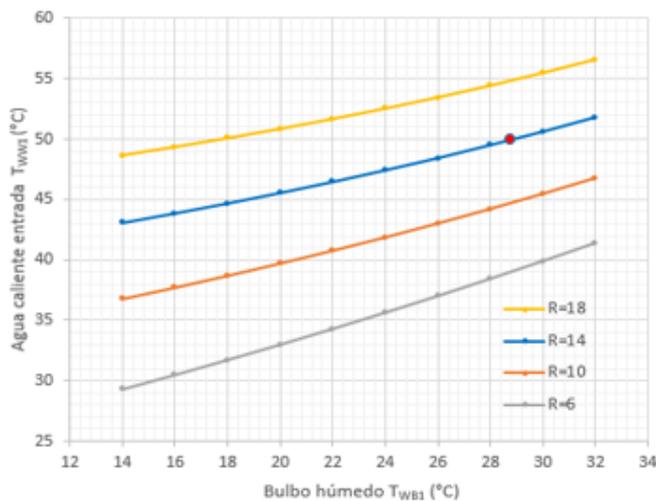
Las curvas que se han expuesto anteriormente son las más comunes a la hora de evaluar el rendimiento de una torre húmeda. A parte de este tipo de curvas existen otras muchas que relacionan estos parámetros de diferente manera.

Para los intercambiadores de calor no se suelen hacer este tipo de curvas, ya que su funcionamiento se puede predecir muy fácilmente, aun así a continuación se expondrá las

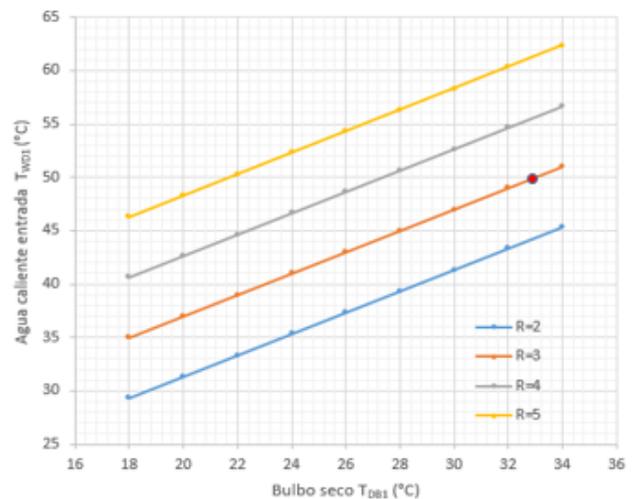
diferentes curvas de rendimiento tanto de la zona seca como de la zona húmeda de la torre híbrida que estamos estudiando.

En estas primeras gráficas veremos cómo varía la temperatura de entrada del agua en cada zona en función de los cambios de la temperatura de bulbo húmedo para la zona seca y en función de la temperatura de bulbo seco para la zona seca. En ambos casos utilizaremos el rango para el que fue diseñada cada zona y otros tres que se corresponden con situaciones fuera de diseño.

Para la obtención de estas gráficas con el programa, al igual que con las anteriores, para cada rango a estudiar se varía la temperatura de bulbo húmedo o de bulbo seco (dependiendo de la zona) y anotamos la temperatura del agua a la entrada que el programa predice para cada zona (T_{WWCT1} para la zona húmeda y T_{WDCT1} para la zona seca). Para estas gráficas se consideró únicamente el gasto de agua de diseño (2,92 kg/s).



(4) Curva de rendimiento de la zona húmeda para el 100% del gasto de agua de diseño
 Temperatura de bulbo húmedo vs Temperatura del agua caliente a la entrada

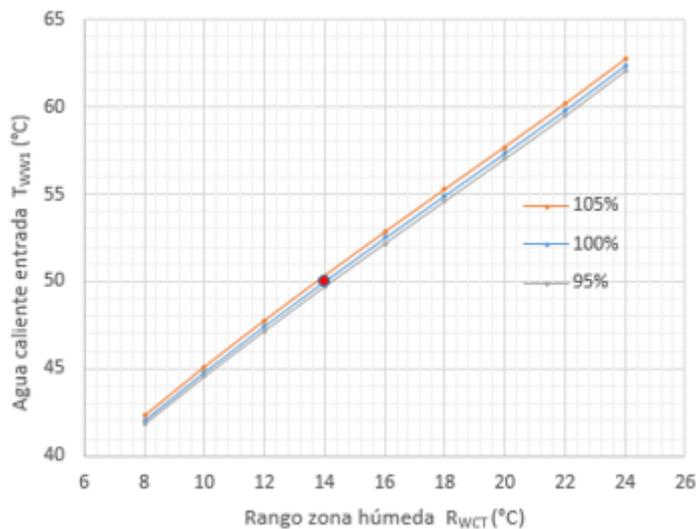


(5) Curva de rendimiento de la zona seca (aero) para el 100% del gasto de agua de diseño
 Temperatura de bulbo seco vs Temperatura del agua caliente a la entrada

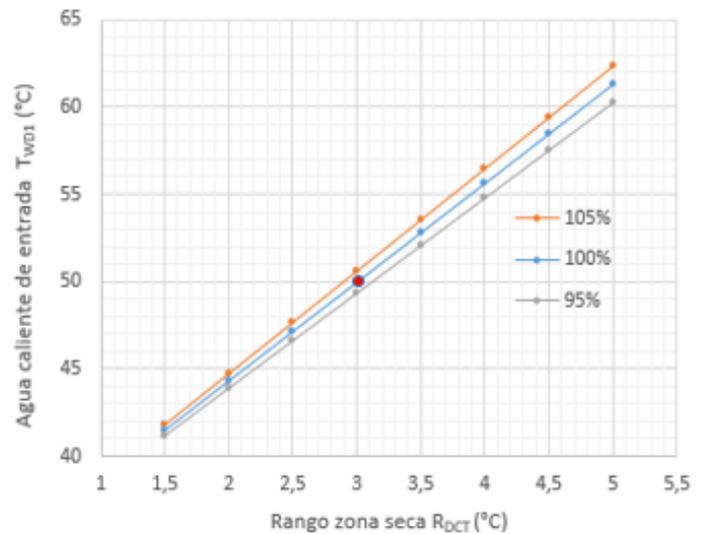
Se puede apreciar que la variación de la temperatura de entrada del agua en un aerorrefrigerador al variar la temperatura de bulbo seco (fig 2) es perfectamente lineal tal y como se explicó en el apartado de “Comprobación de las simulaciones obtenidas”.

Otra de las formas para representar estas curvas de rendimiento es relacionando directamente los rangos con la temperatura de entrada del agua a la torre (zona seca o zona húmeda). Para obtener estas curvas en el programa variamos los rangos de cada zona (primero la zona seca y luego la zona húmeda) y anotamos el valor de las temperaturas a la entrada del agua que el programa predice (T_{WWCT1} y T_{WDCT1}). Para este caso las curvas que se muestran a continuación se hicieron para las temperaturas ambientales de diseño (33°C de bulbo seco y

29°C de bulbo húmedo) y para tres gastos de agua diferentes: el de diseño (2.92 kg/s), uno correspondiente al 105% (3.066 kg/s) y otro al 95% del diseño (2.774).



(6) Curva de rendimiento de la zona húmeda para los gastos de 100%,105% y 95% de diseño.
Rango vs Temperatura del agua a la entrada



(7) Curva de rendimiento de la zona seca para los gastos de 100%,105% y 95% de diseño.
Rango vs Temperatura del agua a la entrada

Para comprobar de manera adicional nuestro modelo compararemos los resultados que predice nuestro modelo con los de un experimento llevado a cabo por S.Treeutok [2] donde se analizó experimentalmente una torre de refrigeración húmeda de pequeño tamaño, ante cambios en las condiciones de diseño. Los autores de ese estudio proporcionaron los coeficientes de la curva característica de esa torre húmeda que eran:

$$C_{WCT} = 0,764 \quad \text{y} \quad n_{WCT} = -0,531$$

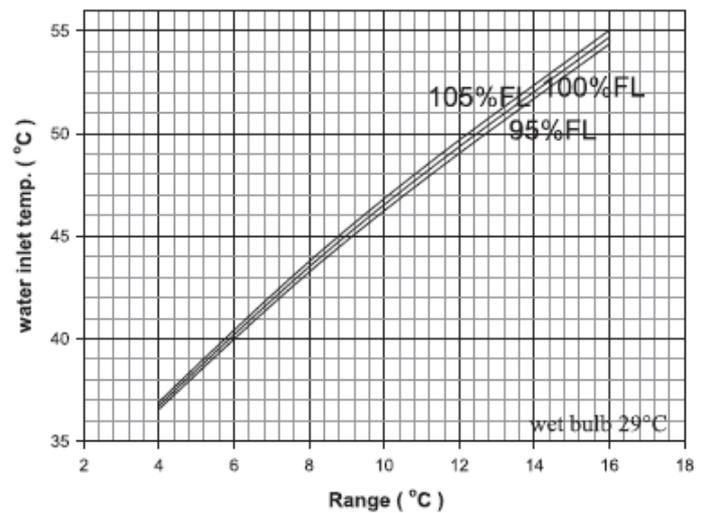
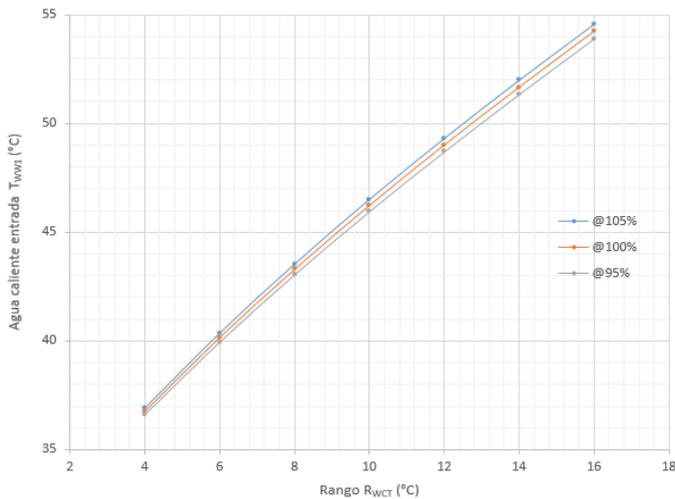
Además detallaron el punto de diseño para el cual la torre había sido diseñada:

- Temperatura de entrada del agua : $T_{WWCT1} = 38.5^{\circ}C$
- Temperatura de salida del agua: $T_{WWCT2} = 33.5^{\circ}C$
- Gasto másico de agua: $L = 1 \text{ kg/s}$
- Gasto másico de aire: $G_{WCT} = 0.82 \text{ kg/s}$
- Temperatura de bulbo seco ambiental: $T_{DB1} = 36^{\circ}C$
- Temperatura de bulbo húmeda ambiental: $T_{WB1} = 29^{\circ}C$

La primera curva que mostraron en su estudio fue una como la que hicimos anteriormente para el caso de nuestra torre de estudio. Esta relaciona el rango con la temperatura de entrada del agua a la torre para gastos de agua de $\pm 5\%$ del gasto de diseño y para las temperaturas ambientales de diseño.

Para simular esto en nuestro programa introducimos en primer lugar las temperaturas de diseño, el gasto de agua a estudiar (1, 0,95 y 1,05 kg/s) y variamos los rangos de la torre desde 4 hasta 16°C (para ajustarnos a las mediciones que hicieron los autores) manteniendo las temperaturas ambientales de diseño (36 y 29°C).

En nuestro caso fuimos variando los rangos en intervalos de 2°C para cada flujo de agua y el programa predice las temperaturas de entrada del agua (T_{WWCT1}) que se alcanzarían para los diferentes rangos.



(8) Curva de rendimiento de la torre húmeda para el 100%, 105% y 95% del gasto de diseño
Rango vs Temperatura del agua a la entrada

Misma gráfica obtenida por los constructores de la torre

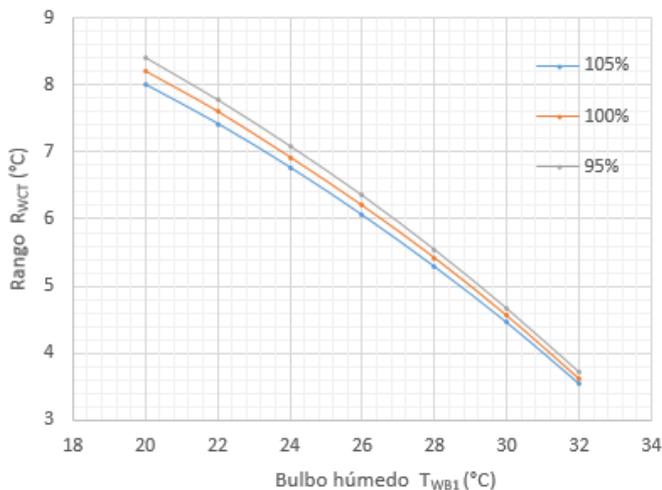
Como se puede apreciar las predicciones hechas con nuestro modelo concuerdan perfectamente con los resultados obtenidos por los autores de este estudio.

Los autores de este estudio también mostraron una curva de rendimiento que para el caso de la torre híbrida nosotros no realizamos anteriormente.

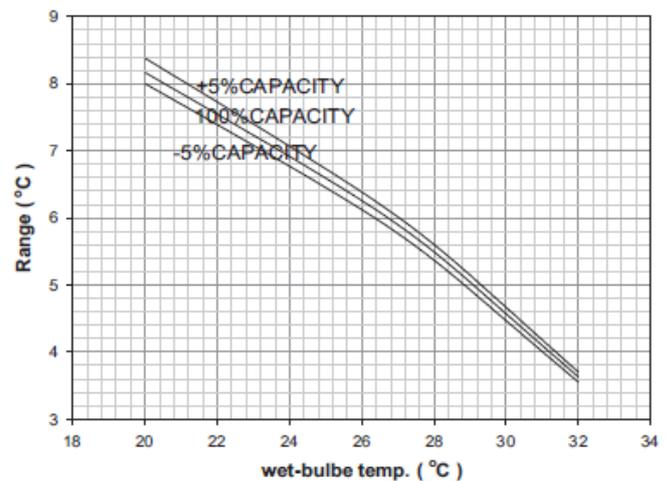
En este caso se estudió cuáles deberían ser los rangos y las temperaturas de bulbo húmedo para conseguir una temperatura del agua caliente a la entrada constante e igual a la de diseño ($T_{WWCT1} = 38,5^{\circ}\text{C} = \text{cte}$).

En nuestro modelo para simular esto lo que se hizo fue: para cada temperatura de bulbo húmedo que estudiaron los autores (20-32°C), se iteró el rango de enfriamiento (dato de entrada) hasta conseguir que la temperatura de entrada a la torre fuese la deseada ($T_{WWCT1} = 38,5^{\circ}\text{C} = \text{cte}$) (dato de salida).

Estos valores del rango, que consiguen que la temperatura a la entrada sea la deseada para las diferentes temperaturas de bulbo húmedo se anotaron para los casos de 100%, 95% y 105% del gasto de agua de diseño, manteniendo la temperatura de bulbo seco y gasto de aire de diseño.



(9) Curva de rendimiento de la torre húmeda para el 100%, 105% y 95% del gasto de diseño



Misma gráfica obtenida por los constructores de la torre

Para estas últimas graficas que relacionan la temperatura de bulbo húmedo con el rango para una temperatura del agua a la entrada de la torre constante ($T_{WWCT1} = \text{cte}$), T.Fujita y S.Tezuka [16] propusieron un método alternativo al del CTI para la evaluación del rendimiento. Este método que proponen permite la evaluación de la torre sin necesidad de medir los gastos de aire que circula por la torre ni de calcular KaV/L , la única inconveniencia que presenta su modelo es que sólo es aplicable para casos en los que nos encontremos con temperaturas del agua de entrada y ratios aire-agua cercanos a los de diseño ($\pm 2^\circ C$) y ($\pm 5\%$).

8.3 Modelo 3: Modificaciones en el modelo propuesto por W. Asvapoositkul y M. Kuansathan: Cálculo de los gastos de aire en función de la carga térmica a disipar por cada zona

Los constructores de la torre y autores del modelo anterior no realizaron predicciones de cómo afectarían al rendimiento de la torre cambios en las temperaturas ambientales, sino que se centraron en estudiar como influían las variaciones en los gastos de aire de cada en la carga térmica que disipaba cada zona.

Para estudiar esto realizaron una serie de experimentos en la torre midiendo los diferentes parámetros de temperaturas del agua y aire, así como los caudales de aire-agua.

Las mediciones se realizaron con los siguientes aparatos de medida:

- El caudal de agua a enfriar era medido por un rotámetro.
- La temperatura del agua a la entrada y salida de cada zona se realiza con un termopar tipo K.
- La velocidad del aire se medía a través del área frontal de cada radiador (zona seca) y en las persianas de la zona húmeda con un anemómetro de paletas.

- Las temperaturas del aire a la entrada y a la salida de la zona seca, húmeda y de mezcla se realizaron con un detector de temperatura resistivo (RTD).
- La potencia consumida por el ventilador y la bomba fue medido con un multímetro.

Las especificaciones de los aparatos de medida utilizados pueden verse en la tabla adjunta:

Measurement	Instrument	Accuracy	Resolution
Water flow rate	Rotameter	±2%	12.5 l/min
Water temperature	Thermocouple type-K	—	0.3 °C
Air temperature	RTD temperature probe	±2%	0.1 °C
Air velocity	Vane anemometer	±2%	0.1 m/s
Power	Multi-meter	±2%	0.1 V, 0.01 A

Aparatos de medida utilizados y sus tolerancias

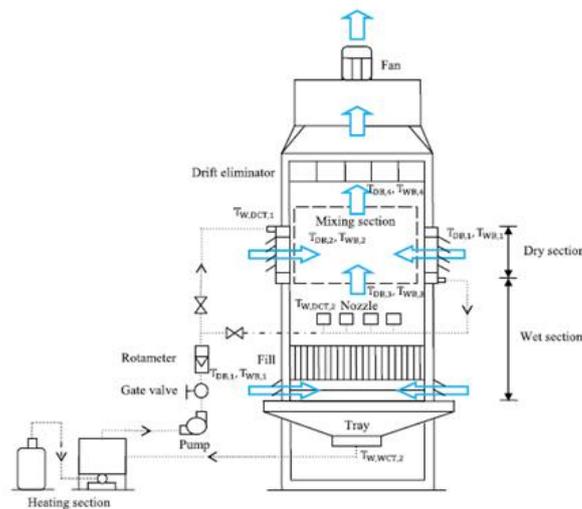
La zona seca de la torre consistía de cuatro radiadores de automóvil colocados uno en cada lado de la torre y la zona húmeda consistía en ocho toberas que distribuían el agua sobre un empaquetamiento de película.

El flujo de aire era inducido por un ventilador en flujo paralelo de la zona seca y húmeda.

Para poder estudiar los modos de enfriamiento “solo seco” y “solo húmedo” la torre se diseñó para que el agua caliente pudiese entrar en paralelo entre la zona seca y la zona húmeda (misma temperatura de entrada del agua en las dos zonas) y también para un funcionamiento en serie donde el agua se enfriaba primero en la zona seca y a continuación pasaba por la zona húmeda para seguir enfriándose.

Para la primera configuración, el agua, a la salida de la zona seca, se redireccionaba a un tanque, mientras que para el segundo caso se cerraba la válvula que permitía el acceso del agua caliente directamente a la zona húmeda.

Los detalles de la torre construida por los autores pueden verse en la siguiente figura:



Torre de refrigeración híbrida (PPWD) construida por W.Asvapoosittkul y M.Kuansathan

Para estudiar el modo de funcionamiento “solo seco” las persianas que permiten el acceso del aire a la zona húmeda se tapaban completamente.

Para estudiar el modo de funcionamiento “solo húmedo” se desconectaban los intercambiadores no permitiendo el paso de agua por los mismos y se cerraban las persianas de esta zona para impedir el paso de aire.

Los experimentos, como se verá más adelante, se llevaron a cabo para una temperatura del agua a la entrada de cada zona de 50°C constante (el agua no pasaba en serie por las dos zonas). Esta temperatura del agua se conseguía calentándola en un tanque con un quemador de gas.

Como se dijo anteriormente los autores experimentaron en la torre variando la carga térmica que disipaba cada zona, variando los gastos de aire. Para simular estos cambios se llevó a cabo un modelo que nos permite predecir cuales tienen que ser los gastos de aire necesarios para que cada zona de la torre disipe una carga térmica que no es la de diseño, haciendo uso al igual que en el programa anterior de la curva característica de la zona seca y la zona húmeda.

Para comprobar la validez del modelo, se compararán los experimentos realizados por los autores en la torre, con los resultados obtenidos mediante nuestro programa y se sacarán conclusiones sobre los diferentes modos de funcionamiento de la torre híbrida en cuestión.

En este modelo los datos de entrada para evaluar la torre ante estos cambios serán similares a los datos de entrada del modelo anterior, solo que añadimos las temperaturas del agua a la entrada de cada zona (que en este estudio serán la misma) y suprimimos los gastos de aire que circulan por cada zona, ya que estos serán calculados por nuestro modelo.

8.3.1 Modelo desarrollado para el cálculo de los gastos de aire en función de la carga térmica a disipar por cada zona

Datos de entrada:

1. Masa de agua a enfriar: (L) (kg/s).
2. Temperatura del agua de entrada a la zona seca: (T_{WDCT1}) (°C).
3. Temperatura del agua de entrada a la zona húmeda: (T_{WWCT1}) (°C).
4. Temperatura de bulbo seco: (T_{DB1}) (°C).
5. Temperatura de bulbo húmedo: (T_{WB1}) (°C).
6. Rango de la zona húmeda: (R_{WCT}) (°C).
7. Rango de la zona seca: (R_{DCT}) (°C).
8. Los coeficientes de la curva de suministro de la zona húmeda: C_{WCT} (-) y n_{WCT} (-).
9. Los coeficientes de la curva de suministro de la zona seca: C_{DCT} (-) y n_{DCT} (-).

Funcionamiento del programa

Partiendo de los datos de entrada se expondrá a continuación cómo funciona el programa desarrollado en Mathcad:

Empezaremos determinando las temperaturas del aire tras pasar por los aerorrefrigeradores (T_{DB4}) y la temperatura del aire tras pasar por el empaquetamiento (T_{DB3}), para realizar este cálculo se lleva a cabo un proceso iterativo. En una primera aproximación supondremos que

estas dos temperaturas se pueden calcular en función de las temperaturas del agua de entrada y salida que circula por ambos sistemas, de la siguiente forma:

$$T_{DB3} \approx \frac{T_{WWCT1} - T_{WWCT2}}{2}$$

$$T_{DB4} \approx \frac{T_{WDCT1} - T_{WDCT2}}{2}$$

Esta aproximación inicial es propuesta en los estudios de S.A.Leeper [3]. Estas no serán las temperaturas correctas, pero son buenas aproximaciones a partir de las cuales iterar más adelante.

A continuación el programa calcula la relación de humedades del aire ambiente y la del aire al salir del empaquetamiento (el cual suponemos que está saturado) mediante las ecuaciones psicrométricas mencionadas en el apartado de “*Transferencia de masa y enfriamiento evaporativo-psicrometría*”.

Para calcular los ratios aire-agua para cada zona (L/G_{DCT} y L/G_{WCT}) calculamos las entalpías del aire ambiental (i_{a1}), del aire al pasar por el empaquetamiento (i_{a3}) y del aire al pasar por los intercambiadores de calor de la zona seca (i_{a4}). Estas dos últimas se calculan con las temperaturas que hemos supuesto al inicio del programa.

$$i_{a1} = C_{pa}T_{DB1}(^{\circ}C) + \omega_1(C_{pv}T_{DB1}(^{\circ}C) + i_{fg0}) \quad Ec (2.14)$$

$$i_{a3} = C_{pa}T_{DB3}(^{\circ}C) + \omega_{s3}(C_{pv}T_{DB3}(^{\circ}C) + i_{fg0}) \quad Ec (2.15)$$

$$i_{a4} = C_{pa}T_{DB4}(^{\circ}C) + \omega_4(C_{pv}T_{DB4}(^{\circ}C) + i_{fg0}) \quad Ec (2.16)$$

Ahora sabiendo el valor de las entalpías podemos calcular los ratios aire-agua para cada zona aplicando un balance de energía de la siguiente forma:

$$\text{Zona húmeda: } \frac{L}{G_{DCT}} = \frac{i_{a3} - i_{a1}}{C_{pw}(T_{WWCT1} - T_{WWCT2})} \quad Ec (2.17)$$

$$\text{Zona seca: } \frac{L}{G_{WCT}} = \frac{i_{a4} - i_{a1}}{C_{pw}(T_{WDCT1} - T_{WDCT2})} \quad Ec (2.18)$$

De esta manera podemos saber los gastos de aire que están circulando tanto por la parte seca como por la húmeda ya que conocemos el gasto de agua que circula.

Una vez que tenemos los ratios aire-agua podemos conocer las curvas de suministro (características) de la zona seca y de la zona húmeda y proceder al estudio de cada zona por separado

$$\text{Zona seca: } \varepsilon = C_{DCT} \left(\frac{L}{G_{DCT}} \right)^{n_{DCT}} \quad \text{Zona húmeda: } \frac{KaV}{L} = C_{WCT} \left(\frac{L}{G_{WCT}} \right)^{n_{WCT}}$$

ZONA SECA

Conociendo la eficiencia a la que trabajan nuestros intercambiadores (proporcionada por la curva de suministro), el programa calcula ahora la eficiencia mediante las ecuaciones que nos proporcionan la curva de demanda (ecuación 2.4 o 2.6 dependiendo de que fluido tenga la capacitancia máxima), sabiendo que la eficiencia tiene que ser igual a la proporcionada por la curva de suministro iteramos el valor de la temperatura a la salida de los aerorrefrigeradores, (T_{DB4}), que habíamos supuesto inicialmente, hasta que la eficiencia que proporcionan la curva de demanda y la de suministro sean la misma.

Una vez que hemos calculado la temperatura del aire a la salida de la zona seca (T_{DB4}) podemos conocer el gasto de aire que circula por ella (G_{DCT}) para proporcionar ese determinado rango de enfriamiento impuesto al principio (carga térmica).

La aproximación de la zona seca se calcula como:

$$A_{DCT} = T_{WDCT2} - T_{DB1} \quad \text{donde} \quad T_{WDCT2} = T_{WDCT1} - R_{DCT}$$

ZONA HÚMEDA

Al igual que en el caso de la zona seca, tenemos que hacer coincidir la curva de suministro con la curva de demanda de la torre.

El valor de la característica de la torre húmeda o número de Merkel (KaV/L) sabemos que tiene que ser el valor que hemos calculado con la curva de suministro, por lo tanto lo que haremos será calcular el valor de la demanda térmica por medio de la integral de Merkel aplicando el método ϵ -NTU e iteraremos el valor de la temperatura del aire a la salida del empaquetamiento, (T_{a3}), que habíamos supuesto inicialmente hasta que el valor de KaV/L coincida con el que nos proporciona la curva de suministro.

El método de cálculo de la demanda térmica por medio de la integral de Merkel no se explica aquí ya que se detalló anteriormente en el apartado de “*Transferencia de masa y enfriamiento evaporativo-Aplicación en torres de refrigeración húmedas .Integral de Merkel*” así como en el *Modelo 1*.

Una vez que hemos iterado la temperatura del aire a la salida del empaquetamiento cuadrando la curva de demanda con la de suministro podemos obtener el gasto de aire que circula por la zona húmeda (G_{WCT}) para proporcionar ese determinado rango de enfriamiento impuesto al principio.

La aproximación de la zona húmeda se calcula de la siguiente manera:

$$A_{WCT} = T_{WWCT2} - T_{WB1} \quad \text{donde} \quad T_{WWCT2} = T_{WWCT1} - R_{WCT}$$

ZONA DE MEZCLA

Una vez que sabemos en qué punto está operando la zona seca y húmeda las condiciones de operación de la torre híbrida se pueden determinar a partir de las ecuaciones 2.8-2.12, al igual que en el modelo 2.

8.3.2 Comprobación del Modelo 3 con los resultados experimentales de los autores

Parámetros de diseño de la torre

Los autores del estudio y también constructores de la torre proporcionaron los parámetros de funcionamiento para los cuales fue diseñada tanto la zona seca como la húmeda de la torre.

1. Masa de agua a enfriar: ($L = 2.92 \text{ kg/s}$).
2. Temperatura del agua de entrada a la zona seca: ($T_{WDCT1} = 50^\circ\text{C}$).
3. Temperatura del agua de entrada a la zona húmeda: ($T_{WWCT1} = 50^\circ\text{C}$)
4. Temperatura de bulbo seco: ($T_{DB1}=33^\circ\text{C}$)
5. Temperatura de bulbo húmedo: ($T_{WB1} = 29^\circ\text{C}$)
6. Rango de la zona húmeda: ($R_{WCT} = 14^\circ\text{C}$) ($^\circ\text{C}$).
7. Rango de la zona seca: ($R_{DCT} = 3^\circ\text{C}$) ($^\circ\text{C}$).
8. Los coeficientes de la curva de suministro de la zona húmeda:
 $C_{WCT} = 0.92$ y $n_{WCT} = -0.58$
9. Los coeficientes de la curva de suministro de la zona seca:
 $C_{DCT} = 0.71$ y $n_{DCT} = 0.26$.

Si introducimos en el programa estos parámetros y calculamos iterando las temperaturas del aire tanto a la salida de los aerorrefrigeradores (T_{DB4}) y a la salida del empaquetamiento (T_{DB3}), conoceremos todos los datos relacionados con el punto de operación bajo las condiciones de diseño.

En la zona seca conseguimos igualar la curva de suministro y la curva de demanda para una temperatura $T_{DB4} = 44.41^\circ\text{C}$, con una aproximación de $A_{DCT} = 14^\circ\text{C}$.

En la zona húmeda conseguimos igualar la curva de suministro y la curva de demanda para una temperatura $T_{DB3} = 39.103^\circ\text{C}$, con una aproximación de: $A_{WCT} = 7^\circ\text{C}$

Los ratios aire-agua para cada zona dan como resultado:

$$\frac{L}{G_{DCT}} = 0.953 \text{ y } \frac{L}{G_{WCT}} = 1.143$$

Por lo que los gastos de aire que circulan para el gasto de agua de 2,92 kg/s serían:

$$G_{DCT} = 3.064 \text{ kg/s y } G_{WCT} = 2.554 \text{ kg/s}$$

Estos resultados se pueden comparar con el modelo propuesto por los autores, el cual está desarrollado en Matlab (*Modelo 2*). Si introducimos los gastos de aire que circulan por cada zona calculados con nuestro modelo en Mathcad y los parámetros de diseño de los autores: gasto de agua 2.92 kg/s, rango de la zona seca 3°C, rango de la zona húmeda 14°C y temperaturas ambientales 33°C y 29°C (bulbo seco y bulbo húmedo) obtenemos que los valores de las aproximaciones son de 14°C para la zona seca y de 7°C para la zona húmeda con unas temperaturas de entrada de 50°C para ambas zonas que concuerdan con el punto de operación para el que fue diseñada.

Para este punto de operación basado en las condiciones de diseño obtenemos un calor disipado por la zona seca de 36.34kW y un calor disipado por la zona húmeda de 169.586kW que dan como resultado una disipación total de 205.926kW.

De acuerdo a estos resultados el calor disipado por la zona húmeda se corresponde con el 85% del calor total disipado, que son los mismos resultados que obtuvieron los autores.

Una vez que sabemos todo lo relacionado con el punto de diseño realizaremos modificaciones de estas condiciones de diseño para poder estudiar los diversos modos de funcionamiento de la torre en cuestión y compararemos los resultados con los experimentos llevados a cabo por los autores del modelo y también constructores de la torre.

Experimento 1

En este experimento, los autores variaron la carga térmica de diseño que cada zona de la torre disipaba. Para ello variaron el gasto de aire de la zona seca manteniendo el gasto de diseño de aire de la zona húmeda y posteriormente modificaron el gasto de aire de la zona húmeda manteniendo el gasto de diseño de la zona seca. Esto lo realizaron manteniendo el gasto de agua de diseño (2.92 kg/s) y la temperatura de diseño a la entrada de ambas zonas (50°C).

Realizaron las mediciones de los gastos de aire que circulaban por ambas zonas con el anemómetro de paletas y las temperaturas de salida del agua por ambas zonas con el termopar.

De esa manera podían calcular el calor disipado por cada zona mediante las ecuaciones:

$$Q_{DCT} = LC_{pw}(T_{WDCT1} - T_{WDCT2}) = LC_{pw}R_{DCT}$$

$$Q_{WET} = mWC_{pw}(T_{WWCT1} - T_{WWCT2}) = LC_{pw}R_{WCT}$$

$$Q_{TOT} = Q_{DCT} + Q_{WCT}$$

Con las mediciones realizadas, graficaron los valores obtenidos de Q_{WET}/Q_{TOT} para los diferentes gastos de aire tanto de la zona seca como de la húmeda expresados como la relación entre el gasto de aire de la zona húmeda respecto al gasto total de aire (G_{WCT}/G_{TOT}).

Con estos experimentos variaron la carga térmica de la zona húmeda y de la zona seca consiguiendo cargas térmicas comprendidas entre el -58% y +30% de la carga térmica de diseño para ambas zonas.

Para comprobar nuestro modelo con los resultados experimentales obtenidos por los autores, en nuestro programa introducimos las condiciones del agua que los autores utilizaron (2.92 kg/s y 50°C a la entrada de ambas zonas) y para variar la carga térmica entre el -58 y +30% de la carga térmica de diseño para cada zona variamos los gastos de aire modificando los rangos de enfriamiento tanto de la zona seca y zona húmeda.

Como se especificó anteriormente las cargas térmicas de diseño son 36.34 kW para la zona seca y 169.586 kW para la zona húmeda.

Por lo que las variaciones que experimentará la carga térmica que disipa cada zona de acuerdo a los experimentos será:

Zona seca: entre 15.26 kW y 47.242 kW (-58% a +30%)

Zona húmeda: entre 71.23 y 220.46 kW (-58% a +30%)

Para saber los rangos de enfriamiento a lo que equivale esto en cada zona simplemente despejamos los rangos en la fórmula de la carga térmica:

$$R_{DCT} = \frac{Q_{DCT}}{LC_{pw}} \quad y \quad R_{WET} = \frac{Q_{WCT}}{LC_{pw}}$$

Haciendo esto para los valores entre los que está comprendida la carga térmica de cada zona obtenemos que:

El rango de la zona seca variará entre 1.25°C y 3.87°C (-58% de la carga térmica de diseño y +30% de la carga térmica de diseño).

El rango de la zona húmeda variará entre 5.84°C y 17.7°C (-58% de la carga térmica de diseño y +30% de la carga térmica de diseño).

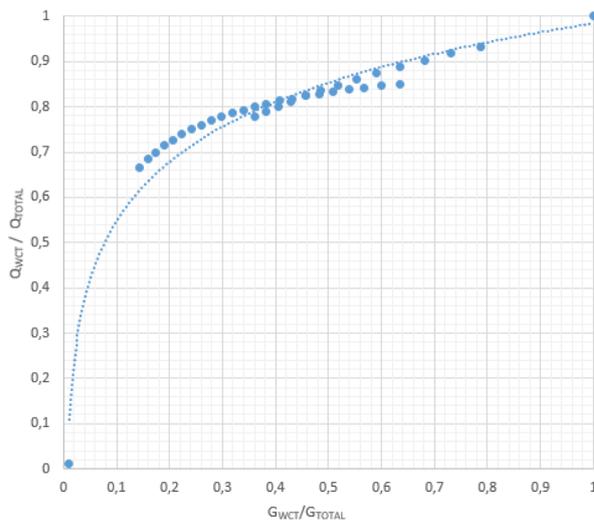
Para llevar a cabo la comparación en nuestro programa fuimos variando los valores de entrada de los rangos. Primeramente variando el valor del rango de la zona seca manteniendo el rango de diseño de la zona húmeda (14°C), y a continuación variando el valor del rango de la zona húmeda manteniendo el rango de diseño de la zona seca (3°C).

Los rangos de la zona húmeda se fueron variando en incrementos de 0.5°C y los rangos de la zona seca en incrementos de 0.25°C dentro de los límites expuestos anteriormente.

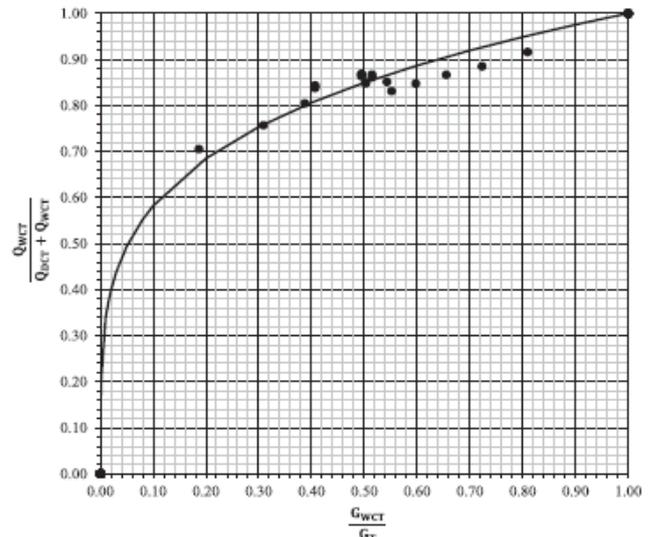
Para cada modificación en los valores de los rangos se iteraron las temperaturas del aire a la salida de los aerorrefrigeradores y la temperatura del aire a la salida del empaquetamiento hasta hacer cuadrar la curva de demanda y suministro en cada zona, tal y como se expuso en el apartado de *“Funcionamiento del programa”*.

Una vez que cuadramos estas curvas obtenemos el punto de operación para las condiciones impuestas, por lo que sabemos los gastos de aire que circula por ambas zonas, así como todos los demás parámetros de interés.

Al igual que en los experimentos llevados a cabo en la torre, se graficaron los valores de la carga térmica Q_{WCT}/Q_{TOT} en función de los gastos de aire (G_{WCT}/G_{TOT}) para los diferentes puntos de funcionamiento:



Relación de Q_{wct}/Q_{total} respecto a G_{wct}/G_{total} variando la carga térmica disipada por cada zona entre el -58% al +30% de la carga térmica de diseño



Misma gráfica obtenida por los autores realizando mediciones "insitu" en la torre

Todos los puntos de operación obtenidos variando los rangos de ambas zonas, así como los valores finales de las temperaturas del aire a la salida de la zona seca y húmeda, una vez iterados, se encuentran en el apartado de "Anexos-Gráficas-Experimento1".

Como no se disponía de la torre para poder realizar las mediciones de las temperaturas de salida de cada zona para casos de operación reales, todos los puntos que se muestran en la gráfica son puntos de operación teóricos. En nuestro experimento fuimos variando los rangos en incrementos de 0.5°C y 0.25°C , pero los gastos de aire necesarios para disipar esas cargas térmicas no siempre son alcanzables por la torre, por lo que se muestra una curva con todos los posibles puntos de operación teóricos, los puntos de operación reales serían aquellos en los que los rangos de temperatura de cada zona son medidos in situ en la torre para las diferentes modificaciones en los gastos de aire.

Si los autores hubiesen proporcionado los detalles relativos al ventilador y a los coeficientes de pérdida de carga de los elementos de la torre, se podrían haber calculado estos puntos de operación reales tal y como se expuso en el modelo 1.

De igual forma estas figuras nos permiten ver de manera muy clara y visual que la zona húmeda de esta torre tiene una influencia dominante en la capacidad de la torre. Se puede apreciar que el calor disipado de la zona húmeda es superior al 80% del calor total disipado incluso cuando el gasto de aire que circula por esta zona es del 40% del gasto total de aire.

Si se aumenta el gasto de aire que circula por la zona húmeda con respecto a la seca este calor disipado aumentará aún más, y si disminuimos el gasto de aire que circula por la zona húmeda

hasta valores muy bajos de en torno al 20% del gasto total, podemos ver que la zona húmeda sigue disipando el 70% del calor total.

Experimento 2

En este experimento, los autores, para el gasto de agua de diseño (2.92 kg/s) y para un gasto menor de 2.08 kg/s, variaron la masa de aire que entraba por cada una de las zonas con valores comprendidos entre 0.5 y 4 kg/s y midiendo las temperaturas que se conseguían a la salida de cada zona, calculaban las cargas térmicas que disipaban tanto la zona húmeda como la zona seca, para la temperatura de agua a la entrada de cada zona de 50°C.

Para comparar los resultados experimentales de los autores con nuestro modelo, al igual que en el experimento anterior, variamos la carga térmica de cada zona para una gran variedad de rangos de funcionamiento, obteniendo así los gastos de aire necesarios para disipar esas cargas térmicas.

En este caso, al igual que hicieron experimentalmente los autores, se estudiaron por separado la zona seca y la zona húmeda y se modificaron los rangos de cada zona de manera que obtuviéramos valores del aire para cada zona comprendidos entre 0.5 y 4 kg/s para poder hacer la comparación con los resultados experimentales.

Al igual que en el experimento anterior los rangos se modificaron en intervalos de 0.5°C para la zona húmeda y de 0.25°C para la zona seca, pero en este caso, no se modificarán hasta alcanzar valores de -58% a +30% de la carga térmica de diseño, sino que se modificaran hasta conseguir los límites de 0.5 y 4 kg/s de aire para cada zona.

El procedimiento de cálculo de nuestro programa es exactamente igual que en el expuesto en el experimento 1, solo que estudiaremos cada zona de manera individual.

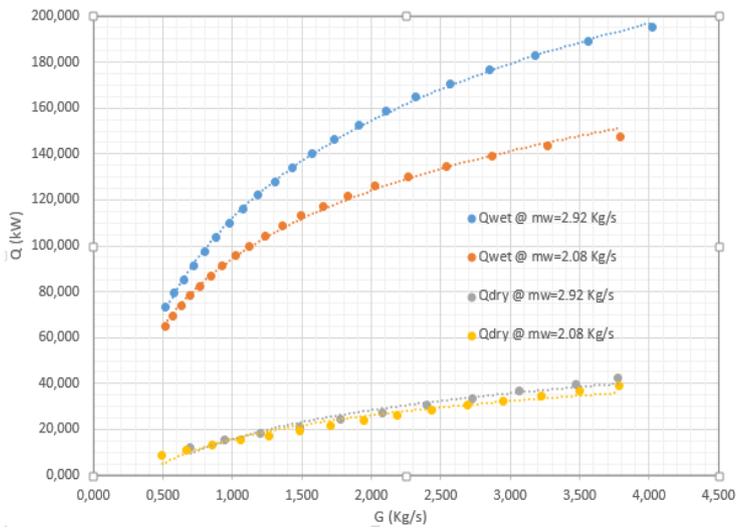
En primer lugar se introducirán los gastos de agua para la zona de estudio (zona seca o húmeda) primero se llevarán a cabo los experimentos con el gasto de 2.92 kg/s y posteriormente con el de 2.08kg/s. También se introduce la temperatura de entrada del agua (50°C para las dos zonas).

A continuación estudiaremos la zona seca por lo que variaremos el valor del rango de esta zona e iterando la temperatura de salida del aire a la salida de los aerorrefrigeradores para cada rango conseguimos igualar la curva de suministro a la curva de demanda obteniendo la carga térmica que está disipando la zona seca y el gasto de aire que circula por la misma.

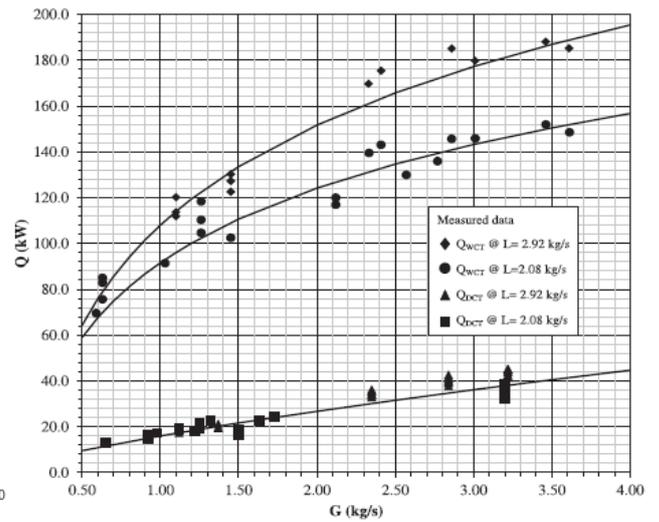
Una vez que hemos obteniendo la cantidad de aire que circula y la carga térmica que disipa la zona seca para diferentes rangos de enfriamiento, hacemos lo mismo con la zona húmeda, iteramos la temperatura del aire a la salida del empaquetamiento para los diferentes rangos de la zona húmeda hasta hacer cuadrar la curva de demanda con la de suministro.

En la zona seca para conseguir variaciones entre 0.5 y 4 kg/s del gasto de aire, modificamos los rangos a intervalos de 0.25, desde 1 a 3.5 (°C) para el caso de un gasto de agua de 2.92 kg/s y desde 1 a 4.5 (°C) para el caso de 2.08 kg/s

En la zona húmeda para conseguir variaciones entre 0.5 y 4 kg/s del gasto de aire, modificamos los rangos a intervalos de 0.5, desde 6 a 16 (°C) para el caso de un gasto de agua de 2.92 kg/s y desde 7.5 a 17 (°C) para el caso de un gasto de agua de 2.08 kg/s.



Carga térmica disipada por cada zona para gastos de agua de 2,92 y 2,08 kg/s variando el gasto de aire entre 0.5y 4 kg/s



Misma gráfica obtenida experimentalmente por los autores

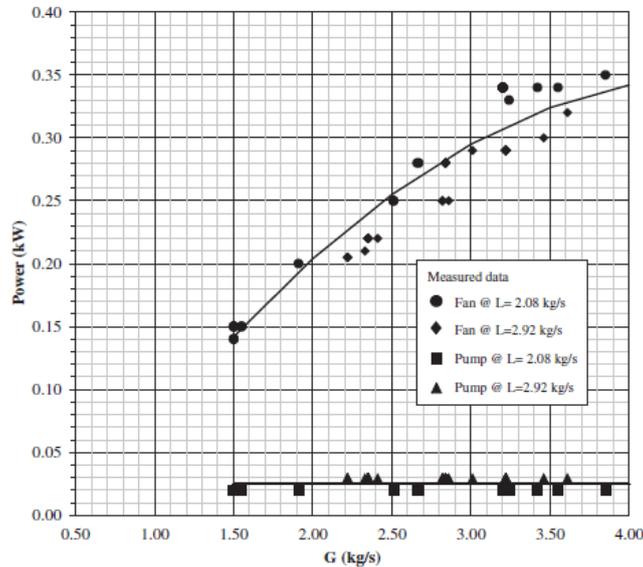
Todos los puntos de operación que aparecen en el gráfico, calculados variando los rangos de cada zona para ajustarnos a los caudales de aire con los que los autores hicieron los experimentos in situ en la torre se encuentran en el Apartado de "Anexos-Gráficos-Experimento 2", dónde además se detallan las temperaturas del aire a la salida de cada zona una vez iterados.

Como se puede apreciar nuestro modelo concuerda con las mediciones realizadas in situ en la torre, por lo que este podrá ser utilizado para simular como afectan las variaciones de los gastos de aire a la carga térmica que disipan cada una de las zonas de una torre híbrida (PPWD)

Tanto en la zona seca como en la zona húmeda podemos ver que a medida que aumenta el gasto de aire que pasa por cada zona el calor disipado por estas aumenta, aunque como se puede apreciar para el caso de funcionamiento sólo húmedo esta carga térmica disipada será mucho mayor que para el funcionamiento solo seco a igualdad de gastos de aire y agua debido a que el proceso de enfriamiento evaporativo es más efectivo que la transferencia de calor únicamente sensible.

Como se puede apreciar en la zona húmeda a medida que aumentamos el gasto de agua (de 2.08 a 2.92 kg/s) el calor disipado aumenta, en cambio en la zona seca cuando aumentamos el gasto de agua el calor disipado no se modifica prácticamente, esto quiere decir que para este intercambiador el calor disipado depende fuertemente del gasto de aire que circula por él, pero no tanto del de agua. De hecho al ser prácticamente iguales los autores aproximaron esta tendencia con una sola línea.

Para el experimento anterior los autores midieron la potencia de la bomba y el ventilador para el caso de un gasto de agua de 2.92 y 2.08 kg/s ante variaciones del gasto de aire entre 1.5 y 4 kg/s y ajustaron a una línea los valores obtenidos.



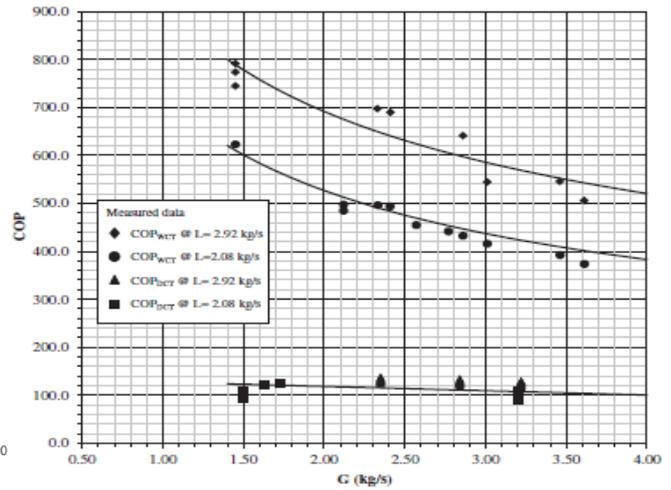
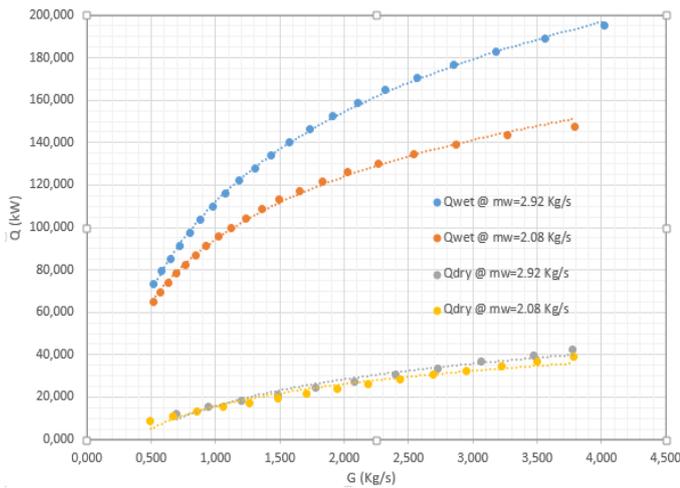
Como es obvio la potencia requerida por el ventilador aumenta a medida que aumentamos el gasto de aire.

La potencia medida del ventilador se puede apreciar que también aumenta a medida que aumentamos el gasto de agua. Esto se debe a que el empaquetamiento de la zona húmeda tendrá más agua que provocará mayor resistencia al paso de aire (mayor pérdida de carga), por lo tanto en el caso de un gasto de agua de 2.92 kg/s necesitaríamos mayor potencia en el ventilador para mover la misma cantidad de aire que en el caso de un gasto de 2.08 kg/s.

La potencia de la bomba sin embargo no se ve prácticamente alterada ante cambios en el gasto de agua de 2.08 a 2.92 kg/s.

Los autores aproximaron con una línea la potencia consumida por el ventilador y la bomba para las diferentes modos de enfriamiento de este experimento y poder estudiar como varía el COP a partir de la gráfica vista anteriormente que relacionaba el gasto de aire con la carga disipada por cada zona, ya que el COP de cada zona se puede escribir como:

$$COP_{DRY} = \frac{Q_{DRY}}{P_{FAN} + P_{PUMP}} \text{ y } COP_{WET} = \frac{Q_{WET}}{P_{FAN} + P_{PUMP}}$$



Carga térmica disipada por cada zona para gastos de agua de 2,92 y 2,08 kg/s variando el gasto de aire entre 0.5y 4 kg/s

COP obtenido en cada zona para los gastos de agua de 2,92 y 2,08 kg/s variando el gasto de aire entre 0.5y 4 kg/s

Para el caso del estudio de enfriamiento solo húmedo, a medida que aumentamos el gasto de aire la potencia del ventilador aumentaba al igual que el calor disipado, pero en este caso el aumento de potencia en el ventilador era mayor que el aumento en el calor disipado, por lo que el COP disminuía a medida que se aumentaba el gasto de aire como se puede ver en la imagen.

Para el caso de enfriamiento solo seco, a medida que se aumentaba el gasto de aire también aumentaba el calor disipado, pero este calor aumentaba muy poco en comparación con el calor que se disipaba en la zona húmeda para esas mismas condiciones de gasto de agua y aire, por lo que el valor del COP cuando se operaba en modo solo seco resultaba ser mucho menor que para el caso de enfriamiento sólo húmedo.

9. CONCLUSIONES

Si se dispone de un suministro de agua constante y a un precio razonable, los equipos de enfriamiento evaporativo (torres húmedas) serán la opción más eficiente para refrigerar un fluido de trabajo en la mayoría de los casos.

Las torres de refrigeración secas pueden ser la alternativa a la refrigeración en aquellos lugares donde el agua no es accesible. Estos sistemas nos producirían grandes ahorros en gastos de agua, pero los costes de la primera inversión y el tamaño requeridos serán mucho mayores que el de una torre húmeda de similares características

Las torres de refrigeración híbridas surgen como alternativa para ahorrar gastos en agua y además nos permiten solucionar diversos problemas como la formación del penacho visible de las torres húmedas y el gran tamaño requerido por las torres secas.

Estos sistemas híbridos, al incorporar los mecanismos de transferencia de calor de ambas torres, se pueden diseñar para que en aquellos momentos del año en los que se tienen una carga térmica y/o temperaturas ambientales bajas, la torre pueda funcionar en “modo únicamente seco”, permitiendo grandes ahorros en agua, y para aquellos momentos donde la carga térmica es mayor que funcionen en “modo híbrido” o “sólo húmedo”.

La temperatura más importante para una torre seca o para los aerorrefrigeradores de una torre híbrida es la temperatura de bulbo seco ambiental, que nos dice cuál es la temperatura mínima alcanzable por el agua refrigerada.

La temperatura más importante para una torre húmeda o para la zona húmeda de una torre híbrida es la temperatura de bulbo húmedo ambiental, que nos dice cuál es la temperatura mínima que podría alcanzar el agua por evaporación.

Si se aumenta la carga térmica manteniendo constante el gasto de agua, el rango aumentará y esto hará que las temperaturas a la entrada de cada zona de la torre híbrida y las aproximaciones de cada zona aumenten.

Si se incrementan las temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco ambientales, las temperaturas de entrada y de salida de cada zona de la torre aumentarán. En la zona seca la aproximación se mantendría constante, pero en la zona húmeda la aproximación disminuirá.

Debido a los cambios en las condiciones de operación durante el año respecto a sus condiciones de diseño, resulta fundamental una correcta simulación de cómo afectan las variaciones de los diferentes parámetros (temperaturas, rangos, agua que circula...) en nuestra torre para poder operar en ella de una manera eficiente.

10. ANEXOS

10.1 Manual de usuario del Modelo 1

MANUAL DE USUARIO PARA EL PROGRAMA DE ANÁLISIS DEL PUNTO DE OPERACIÓN EN UNA TORRE DE REFRIGERACIÓN HÍBRIDA MEDIANTE EL USO DE MATHCAD

Al inicio del modelo se detalla una figura de la torre híbrida que se va estudiar, con los puntos característicos de la misma y la nomenclatura utilizada en el programa.

Junto a esta figura se detallan las propiedades de los fluidos de trabajo: aire y agua

A la derecha de la tabla de propiedades se detalla una serie de ecuaciones psicrométricas que nos permiten calcular la relación de humedades ambiental a partir de la temperatura de bulbo húmedo. Esto sólo se utilizará en el caso de que no conozcamos la relación de humedades pero si la temperatura de bulbo húmedo.

Debajo de la figura y las propiedades del aire, nos encontramos con el apartado de “Datos de entrada”. Aquí deberemos introducir los datos relacionados con los diferentes componentes de la torre así como los relacionados con el aire ambiente y el agua a enfriar:

- Datos del aire ambiente: Temperatura de bulbo seco, relación de humedades y presión atmosférica.
- Datos del agua a refrigerar: Gasto másico y temperatura del agua.
- Datos de los aerorrefrigeradores: Área frontal, relación de áreas, longitud de los tubos, número de pasos, número de tubos por fila, diámetro interno de los tubos y el parámetro de transferencia de calor característico con sus constantes.
- Datos del empaquetamiento: Sus dimensiones: ancho, largo y alto así como el factor de empaquetamiento con sus constantes.
- Datos del ventilador: Velocidad de giro, Velocidad de giro de referencia, densidad de referencia, rendimiento y curva de funcionamiento expresada mediante un polinomio.
- Datos de pérdida de carga: Coeficiente de pérdidas del eliminador de gotas así como los coeficientes de pérdidas del empaquetamiento y los intercambiadores con sus constantes experimentales.

Los parámetros que aparecen en ROJO, aunque son datos de entrada del programa, se introducirán más adelante cuando el programa los requiera.

Los parámetros que aparecen en VERDE son aquellos que requieren una suposición inicial y su futura iteración.

El único parámetro que aparece en AZUL es la eficiencia de los intercambiadores, el cual se sacará de la gráfica ϵ -NTU en función del tipo de intercambiador o de las correlaciones que aparecen en el programa si se trata de un intercambiador de 1 fila/1 paso.

Una vez que hemos introducido los datos de entrada hacemos unas estimaciones de las temperaturas del aire de las zonas 3 y 4 (salida de la zona húmeda y de la zona seca)

Para las estimaciones de temperaturas introducidas, el programa calcula cuáles son las propiedades del aire en estas zonas.

A continuación se calculan los gastos de aire que circulan por la zona seca y por la zona húmeda, a partir de la información de la pérdida de carga. Se introducirán unos valores iniciales para estos gastos y se iterarán hasta conseguir que la pérdida de carga que se produce entre las zonas 1 y 4 (debidas a un intercambiador de calor) y 1-3 (debidas al empaquetamiento y al eliminador de gotas) sean iguales.

Una vez que hemos cuadrado la pérdida de carga, conocemos cuáles son los gastos de aire por cada zona. Con estos datos el programa calcula las condiciones del aire en la zona de mezcla.

A continuación con los datos de la zona mezcla, comprobamos que el salto de presiones que nos proporciona el ventilador iguala la pérdida de carga.

Una vez que tenemos los caudales de aire, que para las temperaturas supuestas igualan las pérdidas de carga con el salto de presiones del ventilador, comprobamos las temperaturas de las zonas 3 y 4 supuestas inicialmente.

Comprobación de la temperatura a la salida de la zona seca (4):

La comprobación se lleva a cabo aplicando el método ϵ -NTU. El programa calculará a partir de los datos introducidos del aerorrefrigerador los productos de los coeficientes convectivos internos y externos por sus áreas y con ellos el coeficiente global de transferencia de calor.

El programa calculará la relación de capacitancias entre ambos fluidos y el NTU. Con estos valores entramos en la gráfica correspondiente al intercambiador y sacamos la eficiencia (P).

También se proporcionan en el programa las correlaciones de la eficiencia-NTU para el caso de intercambiadores de 1 paso, que nos proporcionan el valor de la eficiencia directamente.

Con el valor de la eficiencia, el programa calcula la temperatura real de salida del aire por los aerorrefrigeradores. Si el error cometido con la aproximación inicial que hicimos de esta temperatura es mayor al 5% (dependiendo del grado de exactitud que se busque) modificamos la estimación inicial con el valor calculado de esta temperatura.

Comprobación de la temperatura a la salida de la zona seca (3):

Para la comprobación, se resolverá la integral de Merkel aplicando el método ϵ -NTU. A partir de los datos del empaquetamiento. El programa aplicará el método y al final nos indicará el error que se ha cometido con la estimación inicial de la temperatura a la salida de la zona húmeda.

Al igual que en el caso anterior consideramos que un error aceptable es menor del 5%, por lo que si el error es superior modificamos la estimación inicial de esta temperatura hasta conseguir un error aceptable.

Una vez que hemos corregido las temperaturas de salida del aire en ambas zonas, hay que revisar los gastos máxicos de aire que circulan por cada zona, para hacer cuadrar las pérdidas de carga por ambos caminos y que coincidan con el salto de presiones del ventilador.

Al modificar estos gastos para cuadrar lo anteriormente dicho es posible que haya que hacer alguna otra iteración de las temperaturas de las zonas 3 y 4, pero el problema estará ya muy acotado.

10.2 Manual de usuario del Modelo 2

MANUAL DE USUARIO PARA EL MODELO DESARROLLADO EN MATLAB PARA ANALIZAR EL RENDIMIENTO DE UNA TORRE HÍBRIDA POR EL MÉTODO DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS

Para inicializar el programa, primeramente abrimos el programa Matlab y en la ventana de "Current Folder" seleccionamos la carpeta donde se encuentran todos los archivos.

Cuando esté seleccionada la carpeta aparecerán todos los archivos en el "Current Folder" y de entre estos archivos seleccionaremos el que se llama "TorresRefrigeraciónHíbridas.m". En este archivo podremos modificar los coeficientes de las curvas características de cada zona de la torre, así como modificar las propiedades del agua y la presión atmosférica.

Una vez que hemos introducido estos valores presionamos el botón "Run" o introducimos en la "Command Window" las palabras "TorresRefrigeracionHíbridas".

A continuación aparecerá automáticamente una pantalla (GUI) donde aparecerán todos los valores de entrada del programa, que son:

- Zona seca: Rango y gasto de aire de esta zona: (R_dct y G_dct)
- Zona húmeda: Rango y gasto de aire de esta zona: (R_wct y G_wct)
- Gasto de agua que circula: (L)
- Temperaturas ambientales: Temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo (T_db_1 y T_wb_1)

Si queremos estudiar una torre húmeda o un aerorrefrigerador en flujo cruzado, las simulaciones se podrán llevar a cabo introduciendo solo los datos relativos a la zona húmeda o la zona seca, ya que ambos procedimientos son independientes

Los datos de salida que proporciona el programa son:

- Temperaturas en la torre: Al pulsar este botón se desplegará una pantalla donde muestra todas las temperaturas de la torre que el programa predice a partir de los datos de entrada introducidos. Estas temperaturas son :
 - Temperatura del agua a la entrada de la zona o torre húmeda: T_w_wct1
 - Temperatura del agua a la salida de la zona o torre húmeda: T_w_wct2
 - Temperatura del agua a la entrada de la zona o torre seca: T_w_dct1
 - Temperatura del agua a la salida de la zona o torre seca: T_w_dct2
 - Aproximación de la zona o torre húmeda: A_wct
 - Aproximación de la zona o torre seca: A_dct

En esta ventana también se incluyen las temperaturas ambientales y rangos que habíamos introducido en los datos de entrada para tener en una misma imagen todas las temperaturas de la torre.

Como datos de salida también aparecerán el número de Merkel y la eficiencia de los intercambiadores calculada con la curva de demanda (que es igual a la de suministro), además aparecerán las cargas térmicas de cada zona.

Por defecto aparecerán los parámetros del punto de diseño de la torre híbrida que W. Asvapoosiitkul y M. Kuansathan construyeron.

Si se quiere ver como varían las temperaturas en función de alguno de los parámetros de entrada, simplemente modificamos el parámetro y presionamos el botón de calcular. En los datos de salida presionamos el botón “Temperaturas en la Torre” y le damos a actualizar para que aparezcan las temperaturas que el programa predice.

10.3 Manual de usuario del Modelo 3

MANUAL DE USUARIO PARA EL PROGRAMA DESARROLLADO EN MATHCAD PARA EL CÁLCULO DE LOS GASTOS DE AIRE ANTE VARIACIONES EN LA CARGA TÉRMICA

Al inicio del modelo se detalla una figura de la torre híbrida que se va estudiar, con los puntos característicos de la misma.

Junto a esta figura se detallan las propiedades de los fluidos de trabajo: aire y agua

Debajo de la figura y las propiedades del aire nos encontramos con el apartado de “Datos de entrada”, donde se introducirán los valores de las mediciones hechas en la torre, o de otros valores que queramos estudiar para predecir el funcionamiento de la misma.

Los datos de entrada constan de:

- Datos ambientales: Temperatura de bulbo seco y húmedo del aire ambiente y presión atmosférica
- Temperaturas del agua: Temperatura de entrada a la zona seca y a la zona húmeda y los rangos de cada zona
- Gastos de agua: Los gastos máxicos que circulan por cada zona
- Coeficientes de la curva característica o de suministro de cada zona.

Una vez que se han introducido estos parámetros, se introducen unos valores estimados de la temperatura de salida del aire de la zona seca y de la zona húmeda, que posteriormente se iterarán.

Los parámetros que aparecen en VERDE requieren de una estimación inicial y de su futura iteración.

Los parámetros que aparecen en ROJO son los valores del número de Merkel (KaV/L) y la eficiencia (ϵ) que proporcionan las curvas características de cada zona.

Los parámetros que aparecen en AMARILLO son valores del número de Merkel (KaV/L) y la eficiencia (ϵ) que proporcionan las curvas de demanda de cada zona.

Tras haber introducido los datos de entrada haremos una estimación de cuáles son las temperaturas del aire a la salida de cada zona.

A continuación con las temperaturas que hemos estimado comprobamos si el valor de la eficiencia (ϵ) que proporciona la curva de demanda es el mismo que el que proporciona la curva de suministro. Si no coincide el valor de la eficiencia por ambos procedimientos, variamos el valor de la temperatura del aire a la salida de la zona seca (T_{DB4}) que habíamos supuesto inicialmente.

Si el valor de la eficiencia (ϵ) que proporciona la curva de demanda es menor que la que proporciona la curva de suministro, aumentamos la temperatura T_{DB4} . Si es mayor, la disminuimos

De igual manera comprobamos si el valor del número de Merkel (KaV/L) que proporciona la curva de suministro es igual al que proporciona la curva de demanda. Si no coincide este valor por ambos procedimientos variamos el valor de la temperatura del aire a la salida de la zona húmeda (T_{DB3}) que habíamos supuesto inicialmente.

Si el valor del número de Merkel (KaV/L) que proporciona la curva de demanda es menor que la que proporciona la curva de suministro, aumentamos la temperatura T_{DB3} . Si es mayor la disminuimos

En el momento que consigamos los mismos resultados en la curva de demanda y de suministro sabremos cuáles son los gastos de aire que circula por cada zona para las condiciones impuestas en los datos de entrada.

Por defecto en el programa aparecerán los parámetros del punto de diseño que W. Asvapoosiitkul y M. Kuansathan construyeron.

10.4 Gráficas

10.4.1 Curvas de rendimiento (Modelo 2)

Curva de rendimiento (1)

T_{WB}	$T_{WW2}/R=18$	$T_{WW2}/R=14$	$T_{WW2}/R=10$	$T_{WW2}/R=6$
32	38,6	37,77	36,76	35,36
30	37,48	36,59	35,46	33,87
28	36,43	35,48	34,212	32,41
26	35,45	34,41	33,015	30,99
24	34,52	33,41	31,86	29,62
22	33,66	32,45	30,76	28,28
20	32,84	31,54	29,703	26,98
18	32,07	30,68	28,69	25,72
16	31,34	29,86	27,71	24,49
14	30,65	29,08	26,77	23,3

Curva de rendimiento (2)

T_{WB}	$T_{WW2}/R=18$	$T_{WW2}/R=14$	$T_{WW2}/R=10$	$T_{WW2}/R=6$
32	39,15	38,29	37,22	35,71
30	38,08	37,16	35,96	34,24
28	37,08	36,09	34,76	32,82
26	36,15	35,08	33,6	31,44
24	35,27	34,12	32,5	30,1
22	34,45	33,2	31,43	28,8
20	33,67	32,34	30,42	27,54
18	32,94	31,51	29,44	26,32
16	32,25	30,73	28,51	25,13
14	31,6	29,99	27,6	23,97

Curva de rendimiento (3)

T_{WB}	$A_{WCT}/R=18$	$A_{WCT}/R=14$	$A_{WCT}/R=10$	$A_{WCT}/R=6$
32	6,6	5,77	4,76	3,36
30	7,48	6,59	5,46	3,87
28	8,43	7,48	6,212	4,41
26	9,45	8,41	7,015	4,99
24	10,52	9,41	7,86	5,62
22	11,66	10,45	8,76	6,28
20	12,84	11,54	9,7	6,98
18	14,07	12,68	10,69	7,72
16	15,34	13,86	11,71	8,49
14	16,65	15,077	12,78	9,3

Curva de rendimiento (4)

T_{WB1}	$T_{WW1}/R=18$	$T_{WW1}/R=14$	$T_{WW1}/R=10$	$T_{WW1}/R=6$
32	56,6	51,77	46,76	41,36
30	55,48	50,59	45,46	39,87
28	54,43	49,48	44,21	38,41
26	53,45	48,41	43,015	36,99
24	52,52	47,41	41,86	35,62
22	51,66	46,45	40,76	34,28
20	50,84	45,54	39,7	32,98
18	50,068	44,68	38,69	31,72
16	49,34	43,86	37,71	30,49
14	48,65	43,08	36,77	29,3

Curva de rendimiento (5)

T_{DB1}	$T_{WD1}/R=2$	$T_{WD1}/R=3$	$T_{WD1}/R=4$	$T_{WD1}/R=5$
34	45,33	50,99	56,65	62,32
32	43,33	48,99	54,65	60,32
30	41,33	46,99	52,65	58,32
28	39,33	44,99	50,65	56,32
26	37,33	42,99	48,65	54,32
24	35,33	40,99	46,65	52,32
22	33,33	38,99	44,65	50,32
20	31,33	36,99	42,65	48,32
18	29,33	34,99	40,65	46,32

Curva de rendimiento (6)

R_{WCT}	T_{WW1}/105%	T_{WW1}/100%	T_{WW1}/95%
8	42,3	42,06	41,82
10	45,1	44,83	44,56
12	47,76	47,48	47,18
14	50,33	50,03	49,72
16	52,82	52,51	52,19
18	55,27	54,95	54,62
20	57,7	57,38	57,05
22	60,16	59,84	59,51
24	62,71	62,4	62,08

Curva de rendimiento (7)

R	T_{WD1}/105%	T_{WD1}/100%	T_{WD1}/95%
1,5	41,81	41,5	41,18
2	44,74	44,33	43,91
2,5	47,68	47,16	46,63
3	50,62	49,99	49,36
3,5	53,55	52,82	52,085
4	56,49	55,65	54,81
4,5	59,42	58,49	57,54
5	62,36	61,32	60,26

Curva de rendimiento (8)

R_{WCT}	T_{WW1}		
	105%	100%	95%
4	36,94	36,78	36,61
6	40,38	40,17	39,95
8	43,55	43,3	43,05
10	46,52	46,24	45,96
12	49,32	49,02	48,71
14	51,99	51,67	51,35
16	54,56	54,24	53,91

Curva de rendimiento (9)

	105%	100%	95%
T_{WB1}	R_{WCT}	R_{WCT}	R_{WCT}
20	8	8,2	8,41
22	7,42	7,6	7,78
24	6,77	6,92	7,09
26	6,06	6,2	6,35
28	5,29	5,42	5,54
30	4,46	4,56	4,66
32	3,55	3,62	3,71

10.4.2 Gráficas del modelo 3

-Experimento 1: Variamos la carga térmica de la zona húmeda manteniendo constante la carga térmica que disipa la zona seca $R_{DRY} = 3^{\circ}C$, $T_{DB4} = 44,41^{\circ}C$. T_{DB3} es la temperatura iterada.

$R_{WET} (^{\circ}C)$	$T_{DB3} (^{\circ}C)$	G_{WCT}/G_{TOTAL}	Q_{WET}/Q_{TOTAL}
17	35,49	0,634	0,85
16,5	36,17	0,6	0,846
16	36,81	0,568	0,842
15,5	37,41	0,538	0,838
15	37,99	0,509	0,833
14,5	38,55	0,482	0,829
14	39,09	0,456	0,824
13,5	39,62	0,431	0,818
13	40,13	0,407	0,813
12,5	40,635	0,383	0,806
12	41,13	0,361	0,8
11,5	41,62	0,339	0,793
11	42,09	0,319	0,786
10,5	42,55	0,298	0,779
10	43,03	0,279	0,769
9,5	43,48	0,26	0,76
9	43,93	0,241	0,75
8,5	44,38	0,224	0,739
8	44,81	0,207	0,727
7,5	45,23	0,19	0,714
7	45,66	0,174	0,7
6,5	46,07	0,159	0,684
6	46,475	0,144	0,667

-Experimento 1: Variamos la carga térmica de la zona seca manteniendo constante la carga térmica que disipa la zona húmeda $R_{WET} = 14^{\circ}C$, $T_{DB4} = 39,09^{\circ}C$. T_{DB4} es la temperatura iterada

R_{DRY} ($^{\circ}C$)	T_{DB4} ($^{\circ}C$)	G_{WCT}/G_{TOTAL}	Q_{WET}/Q_{TOTAL}
4	43,31	0,362	0,778
3,75	43,55	0,383	0,789
3,5	39,09	0,405	0,8
3,25	44,09	0,429	0,812
3	44,41	0,456	0,824
2,75	44,76	0,485	0,836
2,5	45,16	0,517	0,848
2,25	45,62	0,553	0,862
2	46,15	0,591	0,875
1,75	46,78	0,634	0,889
1,5	47,55	0,681	0,903
1,25	48,51	0,732	0,918
1	49,78	0,787	0,933

-Experimento 2:

Estudio individual de la zona seca y húmeda.

Variación de los rangos para conseguir G entre 0,5 y 4

Las temperaturas que aparecen son las temperaturas ya iteradas

Curva Gdct vs Qdct para L=2.08 kg/s

R _{DCT}	T _{DB4}	G _{DCT}	Q _{DCT}
4,5	42,89	3,779	39,097
4,25	43,09	3,499	36,925
4	43,31	3,223	34,753
3,75	43,55	2,952	32,581
3,5	43,81	2,689	30,409
3,25	44,09	2,434	28,237
3	44,41	2,184	26,064
2,75	44,76	1,942	23,892
2,5	45,16	1,708	21,72
2,25	45,62	1,481	19,548
2	46,15	1,263	17,376
1,75	46,78	1,055	15,204
1,5	47,55	0,856	13,032
1,25	48,51	0,669	10,86
1	49,78	0,495	8,688

Curva Gdct vs Qdct para L=2,92 kg/s

R _{DCT}	T _{DB4}	G _{DCT}	Q _{DCT}
3,5	43,81	3,775	42,689
3,25	44,09	3,471	39,64
3	44,41	3,065	36,591
2,75	44,76	2,727	33,541
2,5	45,16	2,397	30,492
2,25	45,62	2,079	27,443
2	46,15	1,773	24,394
1,75	46,78	1,481	21,334
1,5	47,55	1,202	18,295
1,25	48,51	0,940	15,246
1	49,78	0,695	12,197

Curva Gwct vs Qwct para L=2.08 kg/s

R _{WCT}	T _{DB3}	G _{WCT}	Q _{WCT}
17	35,49	3,788	147,699
16,5	36,17	3,272	143,355
16	36,81	2,866	139,011
15,5	37,41	2,539	134,666
15	37,99	2,264	130,322
14,5	38,55	2,03	125,978
14	39,09	1,829	121,634
13,5	39,62	1,652	117,290
13	40,13	1,497	112,946
12,5	40,635	1,358	108,602
12	41,13	1,234	104,258
11,5	41,62	1,121	99,914
11	42,09	1,021	95,570
10,5	42,55	0,929	91,226
10	43,03	0,843	86,882
9,5	43,48	0,766	82,538
9	43,93	0,695	78,193
8,5	44,38	0,629	73,849
8	44,81	0,569	69,505
7,5	45,23	0,513	65,161

Curva Gwct vs Qwct para L=2.92 kg/s

R _{WCT}	T _{DB3}	G _{WCT}	Q _{WCT}
16	36,81	4,023	195,149
15,5	37,41	3,564	189,051
15	37,99	3,178	182,953
14,5	38,55	2,850	176,854
14	39,09	2,568	170,756
13,5	39,62	2,319	164,657
13	40,13	2,102	158,559
12,5	40,635	1,907	152,460
12	41,13	1,732	146,362
11,5	41,62	1,574	140,264
11	42,09	1,433	134,165
10,5	42,55	1,304	128,067
10	43,03	1,184	121,968
9,5	43,48	1,076	115,870
9	43,93	0,976	109,772
8,5	44,38	0,883	103,673
8	44,81	0,798	97,575
7,5	45,23	0,720	91,476
7	45,66	0,647	85,378
6,5	46,07	0,579	79,279
6	46,475	0,516	73,181

BIBLIOGRAFÍA

- [1] W.Asvapoositkul, M.Kuansathan, Comparative evaluation of hybrid (dry/wet) cooling tower, Applied Thermal Engineering 71 (2014) 83-93.
- [2] S.Treeutok, W.Asvapoositkul, A simplified method on thermal performance capacity evaluation of counterflow cooling tower, Applied Thermal Engineering 38 (2012) 160-167.
- [3] S.A.Leeper, Wet cooling Towers: Rule of Thumb Design and Simulation, U.S.Department of Energy, 1981.
- [4] Cooling Technology Institute, Acceptance Test Code for Water-cooling Towers ATC-105, CTI, Houston, Texas, 2000.
- [5] A.Streng, Combined wet/dry cooling towers of cell type construction, Energy Eng.124 (1998).
- [6] M.Choi, L.R.Glicksman, Computer Optimization of Dry and Dry/Wet Cooling Tower System for Large Fossil and Nuclear Power Plants, Massachusetts Institute of Technology, Energy Laboratory, 1979.
- [7] J.P.Rossie, E.A.Cecil Research on Dry-Type Cooling Towers for Thermal Electric Generation: Part 1, R.W Beck and Associates 600 Western Federal Savings Bldg, Denver, Colorado, 1970.
- [8] L.R.Petruschell, R.G.Salter, Electricity Cost Model for Comparison of California Power Plant Siting Alternatives, Santa Mónica, California, 1973.
- [9] D.G.Kröger, Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers, Volumes 1 and 2, PennWell Corporation, 2004.
- [10] J.C. Kloppers and D.G. Kröger, Cooling Tower Performance: A Critical Evaluation of the Merkel Assumptions, 2004.
- J.A. Heyns, D.G. Kröger, Experimental investigation into the thermal-flow performance characteristics of an evaporative cooler, Applied Thermal Engineering, 30, 492-498, 2010
- [11] Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), Guía Técnica de Torres de Refrigeración, Madrid, España, 2007.
- [12] Ministerio de Industria y Energía, Secretaria General de la Energía y Recursos Minerales, Manual Técnico y de Instrucción para Conservación de Energía número 8: Torres de Refrigeración, Centro de Estudios de la Energía, Madrid, España, 1983.
- [13] F.P Incropera, D.P.Dewitt, Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta edición, 1999.
- [14] Universidad Carlos III de Madrid, Asignatura: Sistemas Térmicos
- [15] H. Jaber and R.L. Webb, Design of cooling towers by the effectiveness-NTU method, J. Heat Transfer 111, 1989.
- [16] T. Fujita, S. Tezuka, Calculations on thermal performance capability of mechanical draft cooling towers, Bulletin of JSEM 27 (225) (1984) 490e497.
- [17] N. Peterson, Luc De Backer, A simplified method to evaluate cooling tower and condenser performance using the CTI toolkit, CTI Journal 30 (1) (2009).

18] American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers: ASHRAE handbook: HVAC Systems and Equipment, Chapter 39, 2008.

[19] Valentín del Olmo Duarte, Diseño y Simulación de Torres de Refrigeración Húmedas, Leganés, 2013.

[20] Ismael Prieto, Centrales térmicas, Circuito de agua de circulación.

[21] www.torresderefrigeración.org