

TRABAJO FIN DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

Título:

**“Redimensionado de una torre de refrigeración
por traslado de una instalación productiva desde
Tabaza (España) a Tubarao (Brasil)”**

Autor:

Alejandro Jiménez García

Tutorizado por:

José Díaz Trapiella



INDICE

1. OBJETO.....	5
2. ANTECEDENTES.....	8
2.1.- DESCRIPCIÓN DEL PROCESO AL QUE DA SERVICIO LA TORRE DE REFRIGERACIÓN	9
2.1.1.- <i>Siderurgia</i>	9
2.1.2.- <i>Escarpado de desbastes</i>	11
2.2.- TORRES DE REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA: INTERÉS, CARACTERÍSTICAS Y TIPOS	15
2.2.1.- <i>Ventajas e inconvenientes de la refrigeración evaporativa</i>	15
2.2.2.- <i>Tipos de torres</i>	18
2.2.3.- <i>Componentes básicos de una torre tipo</i>	21
3. DESARROLLO DEL ESTUDIO	25
3.1.- MATERIALES Y MÉTODOS	26
3.1.1.- <i>Modelo teórico de Merkel</i>	26
3.1.2.- <i>Datos de medición en campo</i>	34
3.1.3.- <i>Estudio de datos climáticos</i>	35
3.2.- CÁLCULOS Y RESULTADOS	37
3.2.1.- <i>Obtención de la curva característica de la torre actual</i>	37
3.2.2.- <i>Comprobación de parámetros operativos de la torre actual</i>	41
3.2.3.- <i>Obtención de la temperatura de bulbo húmedo para el nuevo emplazamiento</i>	47
3.2.4.- <i>Determinación de la demanda en el nuevo emplazamiento</i>	49
3.2.5.- <i>Redimensionado de la torre en el nuevo emplazamiento</i>	50
3.2.6.- <i>Selección de parámetros operativos de la nueva torre. Alternativas</i> ..	58
3.3.- ANÁLISIS DE RESULTADOS	60
4. CONCLUSIONES	64
5. ANEXOS	66
I. PRESIÓN DE VAPOR DE SATURACIÓN DEL H ₂ O.....	67
II. TABLA DE AIRE SATURADO H(T).....	71
6. BIBLIOGRAFÍA	74

TABLA DE FIGURAS

FIGURA 1.1.- TRASLADO DE UBICACIÓN QUE SE CONTEMPLA PARA LA ESCARPADORA DE DESBASTES DEL ESTUDIO	5
FIGURA 1.2.- UBICACIÓN ACTUAL DE LA ESCARPADORA DE DESBASTES. TABAZA (ESPAÑA)..	6
FIGURA 1.3.- NUEVA UBICACIÓN DE LA ESCARPADORA DE DESBASTES. TUBARAO (BRASIL)..	6
FIGURA 2.1.- ESQUEMA DE UN PROCESO DE COLADA CONTINUA.	10
FIGURA 2.2.- DEFECTOS SUPERFICIALES TÍPICOS EN COLADA CONTINUA.	11
FIGURA 2.3.- ESQUEMA DE UNA UNIDAD DE ESCARPADO	13
FIGURA 2.4.- ASPECTO SUPERFICIAL DE UN DESBASTE TRAS EL PROCESO DE ESCARPADO.....	14
FIGURA 2.5.- ESQUEMA DE UN AEROREFRIGERADOR.	16
FIGURA 2.6.- ESQUEMA DE UNA TORRE DE REFRIGERACIÓN.....	16
FIGURA 2.7.- REFRIGERACIÓN SIN CONTACTO ENTRE EL FLUIDO DE PROCESO Y EL AIRE.....	18
FIGURA 2.8.- REFRIGERACIÓN CON CONTACTO ENTRE EL FLUIDO DE PROCESO Y EL AIRE.	19
FIGURA 2.9.- TORRE DE REFRIGERACIÓN DE ESPRAY EN DISPOSICIÓN VERTICAL.	19
FIGURA 2.10.- TORRE DE REFRIGERACIÓN DE TIRO NATURAL.....	20
FIGURA 2.11.- ESQUEMA ESTRUCTURAL DE UNA TORRE TIPO.....	21
FIGURA 2.12.- EJEMPLO DE UN RELLENO DE GOTEO.....	23
FIGURA 2.13.- EJEMPLO DE UN RELLENO LAMINAR.....	23
FIGURA 3.1.- ESQUEMA DE PARÁMETROS BÁSICOS DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO EN UNA TORRE DE REFRIGERACIÓN.	27
FIGURA 3.2.- PLANTEAMIENTO INICIAL PARA EL CÁLCULO DEL BALANCE ENERGÉTICO DEL MÉTODO DE MERKEL.	28
FIGURA 3.3.- MODELIZACIÓN DE LA DIFUSIÓN DEL AGUA EN EL AIRE SEGÚN LA TEORÍA DE MERKEL.....	29
FIGURA 3.4.- DIAGRAMA H-T DEL PROCESO DE REFRIGERACIÓN DE AGUA EN UNA TORRE DE REFRIGERACIÓN.....	32
FIGURA 3.5.- CONSTRUCCIÓN DE LAS CURVAS DE DEMANDA DE UNA TORRE DE REFRIGERACIÓN SEGÚN LA TEORÍA DE MERKEL.	33
FIGURA 3.6.- PUNTOS DE FUNCIONAMIENTO OBTENIDOS MEDIANTE INTEGRACIÓN DE MERKEL.....	39
FIGURA 3.7.- AJUSTE DE LA RECTA DE REGRESIÓN POR MÍNIMOS CUADRADOS.....	40
FIGURA 3.8.- CURVA CARACTERÍSTICA DE LA TORRE.....	40

FIGURA 3.9.- COMPARACIÓN DE LA CURVA CARACTERÍSTICA DE LA TORRE CON EL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO OPERATIVO	43
FIGURA 3.10.- PROBLEMA TÍPICOS RELACIONADOS CON EL PARÁMETRO L/G	45
FIGURA 3.11.- HISTOGRAMA WBT DE 2017.....	48
FIGURA 3.12.- HISTOGRAMA WBT DE 2018.....	48
FIGURA 3.13.- HISTOGRAMA WBT 2019	48
FIGURA 3.14.- HISTOGRAMA WBT DE 2020.....	48
FIGURA 3.15.- HISTOGRAMA WBT DE 2021.....	48
FIGURA 3.16.- FUNCIONAMIENTO DE LA TORRE ANTIGUA EN EL NUEVO EMPLAZAMIENTO	52
FIGURA 3.17.- FUNCIONAMIENTO DE LA NUEVA TORRE PARA UN L/G=1.8	54
FIGURA 3.18.- COMPARACIÓN DE LAS CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DESPUÉS DE MODIFICAR LA ALTURA DE LA TORRE.	56
FIGURA 3.19.- VARIACIÓN DEL PRECIO DE LA ELECTRICIDAD DEL MERCADO SPOT EN ESPAÑA.	60
FIGURA 3.20.- EVOLUCIÓN DEL COSTE DE OPERACIÓN PARA UN PRECIO DE LA ENERGÍA CONSTANTE.....	61
FIGURA 3.21.- EVOLUCIÓN DEL COSTE DE OPERACIÓN PARA UNA INFLACIÓN DEL 2,5%	62
FIGURA 3.22.- EVOLUCIÓN DEL COSTE DE OPERACIÓN PARA UNA INFLACIÓN DEL 5%	63
FIGURA 3.23.- EVOLUCIÓN DEL COSTE DE OPERACIÓN PARA UNA INFLACIÓN DEL 7,5%	63

1. Objeto

La globalización de la actividad industrial unida a factores locales, como por ejemplo el encarecimiento de la energía eléctrica y de los derechos de emisión de CO₂, hace que las empresas multinacionales estén analizando y reajustando su estrategia industrial de forma continua.

Una de las tareas del ingeniero consiste en evaluar los impactos técnicos y económicos de las diferentes alternativas que se le puedan presentar y proporcionar información de calidad a los responsables de la toma de decisiones. En este caso de estudio se analiza el posible traslado de una máquina escarpadora de desbastes desde Tabaza (España) a Tubarao (Brasil).



Figura 1.1.- Traslado de ubicación que se contempla para la escarpadora de desbastes del estudio



Figura 1.2.- Ubicación actual de la escarpadora de desbastes. Tabaza (España)



Figura 1.3.- Nueva ubicación de la escarpadora de desbastes. Tubarão (Brasil)

Se quiere valorar el coste de dicho proyecto y para ello se debe estimar la partida necesaria para las nuevas torres de refrigeración que deberían ser construidas en el nuevo emplazamiento de la máquina.

Los datos de partida que se disponen son los siguientes:

	Tabaza (España)	Tubarao (Brasil)
Datos de la instalación		
Ubicación	43°32'34"N 5°50'08"W	20°14'28"S 40°14'26"W
Sección de desbastes a procesar	235-280 x 600-1600 mm	250-365 x 600-2200 mm
Datos nominales de la torre		
Caudal de agua	600 m ³ /h	
Temperatura de entrada	40 °C	
Temperatura de salida	32 °C	
Temperatura b.h. ambiental	22 °C	
Relación agua-aire	2,6	
Dimensiones del relleno	6 x 6 x 1.8 m	A determinar
Característica del relleno	A determinar	
Potencia del ventilador	A determinar	
Coste total	100 000 € aprox.	
Coste asociado al relleno	40 000 € aprox.	

Tabla 1.1.- Datos de partida del estudio.

2. Antecedentes

2.1.- DESCRIPCIÓN DEL PROCESO AL QUE DA SERVICIO LA TORRE DE REFRIGERACIÓN

2.1.1.- Siderurgia

La actividad siderúrgica consiste en el tratamiento del mineral de hierro desde su extracción hasta que se transforma en acero. Durante esta transformación se llevan a cabo una serie de procesos que han ido evolucionando a lo largo de la historia.

Las primeras actividades metalúrgicas en la Tierra datan de varios milenios A.C cuando se comenzaba a trabajar el cobre y el bronce. Estos metales nativos, junto con el oro y la plata se utilizaban golpeándolos hasta que les daban la forma que requerían. Años después, a consecuencia del descubrimiento de las técnicas cerámicas, se empezaron a fundir los minerales de óxidos metálicos en hornos y a darles forma utilizando moldes, lo que permitió conseguir mejores herramientas y en mayor cantidad. La metalurgia a partir del mineral de hierro, que dio comienzo a la Edad del Hierro de la humanidad, comenzó a ser empleada en Anatolia (Oriente Próximo) alrededor del 3000 A.C; éste se trabajaba utilizando técnicas como el moldeo, la soldadura por forja o el templado.

El empleo de este material se debió a la mejora de las herramientas utilizadas en aquella época y a la fabricación de armas. Durante la Edad Media, su uso siguió siendo principalmente armamentístico, fabricándose cada vez más armas de acero debido a su gran resistencia; sin embargo, era un material cuyos procesos de fabricación eran altos y costosos lo que limitaba la producción y el desarrollo de las variedades que hoy en día conocemos. Esto cambiaría con la llegada de los primeros altos hornos en el siglo XV en Europa, grandes instalaciones que permitían la producción a gran escala del acero que no había sido posible hasta entonces y que serían el germen de la industria siderúrgica y de la Revolución Industrial del siglo XVIII. Este hito fue posible gracias al hierro y al acero que dieron soporte a sistemas tales como la máquina de vapor, el transporte terrestre y marítimo, la industria textil y posteriores inventos como el motor de explosión y los motores eléctricos.

Desde 1950 y hasta hoy en día, se utilizan los sistemas de colada continua con trenes de laminado para la fabricación del acero en sus diferentes formatos.

El proceso siderúrgico consta de distintas fases desde la extracción del mineral de hierro hasta la obtención de la forma final.

Primero se recoge el mineral de hierro de la mina, este mineral consta de dos partes, la “ganga”, que son las impurezas que contiene, y la “mena”, que es el mineral de hierro puro.

Para la fabricación del acero se tiene que introducir en el alto horno una mezcla del mineral (óxidos de hierro con impurezas) y un combustible llamado “cok” (obtenido a partir del carbón) que además de funcionar como combustible, se utiliza para reducir los óxidos del mineral y separar las impurezas. Durante el proceso, parte del carbono del cok se combina con el hierro formando el arrabio. Este arrabio se transforma posteriormente en acero líquido en un proceso en el que se adicionan varios materiales, entre ellos chatarra, y en el que se separa el acero puro de la escoria; después de este proceso el acero líquido podrá pasar al siguiente proceso, la colada continua.

La colada continua es un proceso de solidificación en el que se vierte el acero líquido ya sin escoria en un molde sin fondo con la forma de la sección transversal del semiproducto que se quiera fabricar, tal como se muestra en la Figura 2.1. Se llama colada continua porque el acero llega sin interrupción al molde de refrigeración y avanza por la línea de producción mientras se solidifica. Posteriormente se realiza el corte del material continuo para obtener los desbastes, que son los productos anteriores a la forma final deseada.

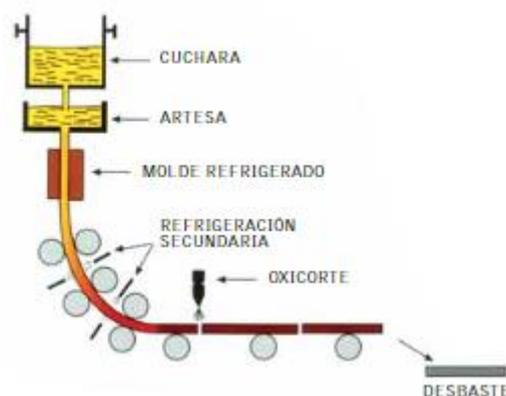


Figura 2.1.- Esquema de un proceso de colada continua.

2.1.2.- Escarpado de desbastes

En ocasiones, durante la colada continua se pueden originar una serie de defectos en los productos semiacabados. Tales defectos pueden ser causados por:

- Composición química del acero
- Influencia de los parámetros técnicos de colada
- Influencia de la refrigeración primaria
- Influencia de la refrigeración secundaria
- Estado de las máquinas de la colada

Se pueden clasificar los defectos en tres tipos:

- Defectos de dimensión o forma
- Defectos superficiales
- Defectos internos

Los más habituales y que más afectan a los procesos posteriores de laminación son los defectos superficiales, en los cuales se centrará este apartado.

Los defectos superficiales que pueden aparecer en un desbaste producido mediante colada continua son los que se detallan a continuación y se muestran en la Figura 2.2

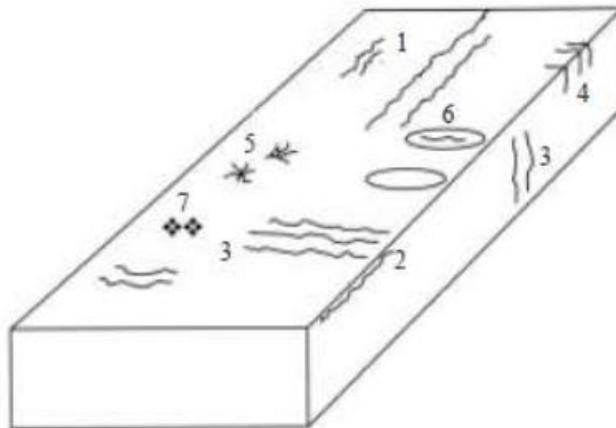


Figura 2.2.- Defectos superficiales típicos en colada continua.

Grietas longitudinales

- 1- Grietas longitudinales esquinadas
- 2- Grietas transversales
- 3- Grietas transversales esquinadas
- 4- Grietas con forma de estrella
- 5- Depresiones transversales
- 6- Inclusiones subcutáneas

Si estos defectos no se retiran de la capa superficial del desbaste es muy posible que aparezcan en las formas finales que se obtengan mediante los procesos posteriores, por ejemplo, tras la laminación en caliente del desbaste.

Hoy en día gracias a los avances tecnológicos que existen en la industria se han desarrollado métodos para monitorear en varios puntos de la colada continua la superficie del acero, con el fin tanto de optimizar los parámetros de entrada en la colada como de detectar hasta los más mínimos defectos en los productos finales. Es por ello por lo que cada vez el proceso de colada continua está más optimizado y los productos obtenidos tienen menos defectos y de menor tamaño; sin embargo, en aquellos productos que requieran una calidad superior será necesario eliminar también los defectos más pequeños.

Para eliminar los defectos superficiales y subcutáneos de forma rápida y eficiente se utiliza el escarpado. Esto se logra fundiendo una capa superficial del desbaste, de entre 1 y 4 mm, que es eliminada como tal o en forma de óxidos. Tal como se muestra en la Figura 2.3, la máquina escarpadora está formada por una serie de unidades de cobre refrigeradas con agua que proyectan un flujo de gas de combustión a alta temperatura y de oxígeno a alta presión sobre la superficie del desbaste. Estas unidades se aproximan a la superficie del desbaste, el cual avanza a una velocidad de varios metros por minuto a medida que progresa el escarpado.

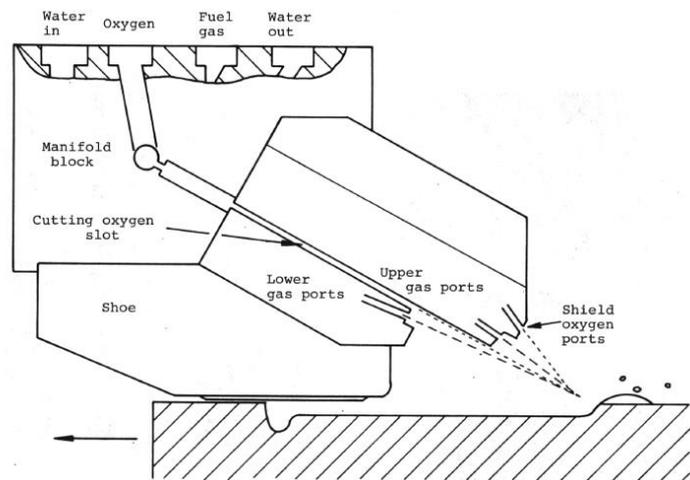


Figura 2.3.- Esquema de una unidad de escurpado

En primer lugar, se realiza un precalentamiento en la parte inicial del desbaste mediante una mezcla de gas combustible, normalmente propano, y de oxígeno comburente para producir una zona estrecha de metal fundido. Una vez logrado esto, las presiones del gas combustible y del oxígeno comburente se reducen a niveles muy bajos y se suministra oxígeno a alta presión a través de una ranura. Esta lámina de oxígeno causa la oxidación exotérmica del metal fundido. El calor liberado por la reacción de oxidación del metal fundido es suficiente para generar fusión de metal adicional, que a su vez luego se oxida, de forma que el proceso es autosostenible (autógeno) y se mantiene por simple aportación de oxígeno a medida que el desbaste avanza.

El metal fundido y oxidado es retirado inmediatamente de la superficie del desbaste mediante la proyección de chorros de agua a alta presión, que arrastran el caldo y lo solidifican en forma granular. A continuación, estos óxidos granulados son separados por decantación para ser reutilizados en el proceso siderúrgico como materia prima.

Mediante el proceso de escurpado se consigue un desbaste libre de defectos superficiales apto para ser laminado en caliente (Figura 2.4).

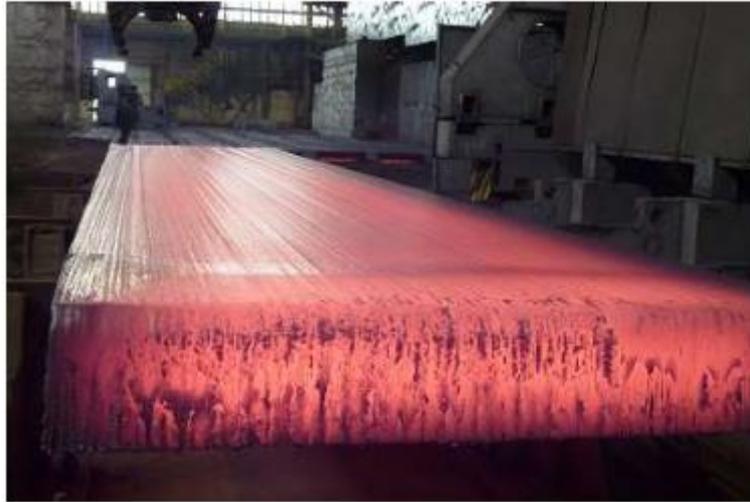


Figura 2.4.- Aspecto superficial de un desbaste tras el proceso de escarpado.

El agua que se emplea en este proceso se ha de refrigerar para devolverla al circuito y poder volver a utilizarla nuevamente. Así pues, se hace necesario el uso de un sistema de refrigeración para este recurso, en este caso, la torre de refrigeración objeto del presente estudio.

2.2.- TORRES DE REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA: INTERÉS, CARACTERÍSTICAS Y TIPOS

2.2.1.- Ventajas e inconvenientes de la refrigeración evaporativa

En cualquier proceso industrial en el que se manejen ciclos termodinámicos siempre será necesario disipar una cierta cantidad de energía en forma de calor, en el caso de ciclos de potencia (turbinas, generadores...) esta se encuentra en el foco frío, y en el caso de ciclos frigoríficos (refrigeración, fabricación de hielo, aire acondicionado...), en el foco caliente. También es necesario eliminar los excedentes de calor de procesos productivos, tal como ocurre en los procesos colada continua de acero o de escarpado de desbastes comentados con anterioridad.

Existen varias tecnologías que permiten realizar tal transferencia de calor dependiendo del mecanismo que intervenga, la geometría de los equipos y de cómo interactúen entre sí los fluidos. Asimismo, dependiendo del proceso al que se quiera dar servicio, convendrá utilizar un tipo de tecnología u otra, ya que cada una tiene un campo de aplicación donde conviene ser utilizada por encima de las demás atendiendo a factores como la adecuación de la operación, el coste inicial del equipo y el coste de explotación, donde se incluye tanto el coste de la energía como el coste de mantenimiento.

También se ha de tener en cuenta la política actual de vertidos térmicos. A diferencia de tiempos atrás, ya no se puede considerar los recursos hídricos naturales como un sumidero de calor sin límites. El uso del agua de red se ha vuelto prohibitivamente caro, tanto por el suministro necesario como por el efluente generado. Además, si se quisiera utilizar el agua proveniente de algún recurso natural (río, lago o mar), habría que poner especial atención tanto en la ubicación de la planta industrial como en el tratado posterior del agua para cumplir con la normativa del vertido térmico en cuanto a su temperatura.

El aire en cambio no presenta estas limitaciones; por lo tanto, teniendo en cuenta que, si el emplazamiento donde se situará el nuevo equipo ya está fijado y no se encuentra disponible a su alrededor ningún recurso natural de los antes citados; parecería interesante el uso del aire como fluido de intercambio de calor.

A partir de este punto se comparan dos métodos de refrigeración habituales en la industria donde se emplea el aire como fluido de intercambio:

- Refrigeración todo aire (Aerorefrigerador, Figura 2.5):
 - El agua circula en todo momento por un circuito cerrado sin entrar en contacto directo con el aire.
 - No existen flujos de agua entrantes o salientes entre el circuito y el ambiente.
 - Se utiliza un ventilador para impulsar el aire exterior.

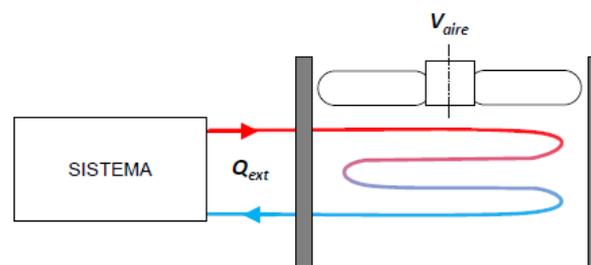


Figura 2.5.- Esquema de un aerorefrigerador.

- Refrigeración evaporativa (Torre de refrigeración, Figura 2.6):
 - El agua entra en contacto directo con el aire a través de unas superficies.
 - Parte del agua se pierde durante el proceso evaporativo.
 - Se introduce agua exterior al circuito para compensar las pérdidas.
 - El agua fría se vierte en un depósito y ha de ser bombeada para devolverla al circuito.
 - Se utiliza un ventilador para impulsar aire exterior.

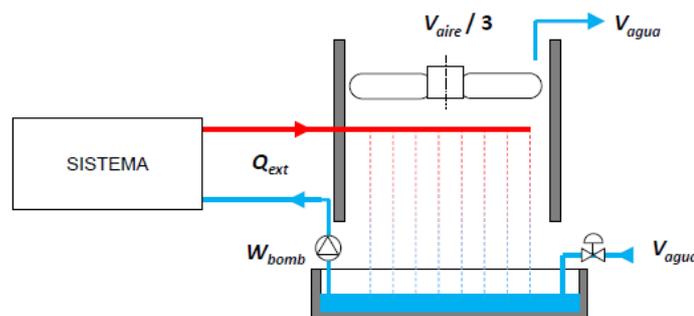


Figura 2.6.- Esquema de una torre de refrigeración.

Finalmente, en el caso considerado en este estudio, se opta por la refrigeración evaporativa teniendo en cuenta las siguientes ventajas e inconvenientes respecto a la otra opción:

Ventajas de la refrigeración evaporativa

- Se consiguen temperaturas del agua más bajas a la salida de la torre.
- Menor coste inicial del equipo
 - El equipo es más pequeño
 - Ocupa un menor espacio en planta
- Menor consumo de electricidad debido a la reducción del consumo de aire (se reduce entre un 30%-50%)
- Menor contaminación sonora

Inconvenientes de la refrigeración evaporativa

- Mayores costes de mantenimiento
 - Los sistemas son algo más complejos
 - Como el aire entra en contacto con el agua es necesario realizar tratamientos contra la legionella.
- Se añade consumo eléctrico por bombeo
- Se añade un consumo externo de agua (5% del agua circulante en el circuito)
 - Pérdidas por evaporación → 3%
 - Vertidos de agua de purga → 2%

Para el rango de temperaturas del agua con el que se trabaja en este proceso, se prevé que la mejora en la eficiencia utilizando refrigeración evaporativa y aprovechando así el mecanismo de cesión de calor que se produce durante el cambio de fase de líquido a gas, compense el aumento en los costes de mantenimiento de estos equipos.

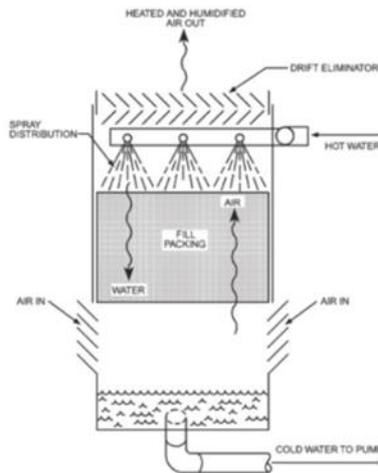


Figura 2.8.- Refrigeración con contacto entre el fluido de proceso y el aire.

3) Movimiento del aire:

a. Sin ventilador

- Espray: El caudal de agua pulverizado promueve el movimiento del aire de refrigeración. Pueden tener disposición:

- Vertical (Como el caso de estudio)

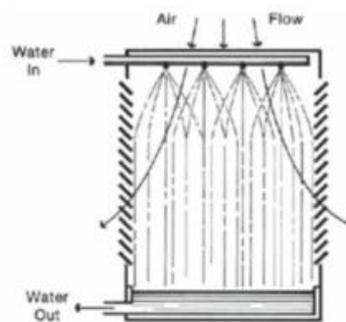


Figura 2.9.- Torre de refrigeración de espray en disposición vertical.

- Horizontal

- Chimenea (Torres hiperbólicas): Con gran altura como se ve en la Figura 2.10, estas torres son utilizadas habitualmente en centrales térmicas con altas demandas de refrigeración debido a su potencial para impulsar el aire de forma natural.

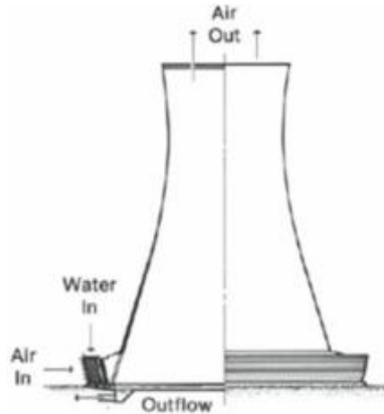


Figura 2.10.- Torre de refrigeración de tiro natural.

- b. Con ventilador (Centrífugo o axial)
 - Flujo forzado (FDF)
 - Flujo inducido (IDF)
- c. Mixto

4) Tipo de flujo

- a. Paralelo
- b. Contracorriente
- c. Cruzado
 - Doble
 - Simple

5) Tipo de relleno

- a. Espray
- b. Laminar
- c. Goteo

2.2.3.- Componentes básicos de una torre tipo

En este estudio básico no se entrará a valorar las características estructurales de las torres de refrigeración; no obstante, con el objetivo de facilitar la comprensión de los demás apartados de esta memoria se definirán brevemente todos los componentes básicos que debería tener una torre de refrigeración como la analizada en este caso de estudio:

- Evaporativa
- En circuito abierto
- Aire circulado por ventilador centrífugo de tiro inducido
- Flujo cruzado
- Relleno de goteo...

Los diferentes elementos se muestran en la Figura 2.11 y se explican a continuación.

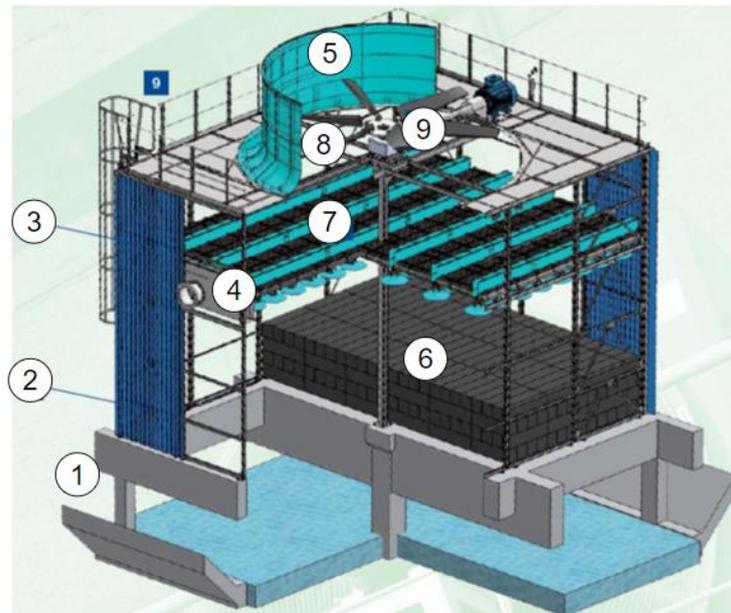


Figura 2.11.- Esquema estructural de una torre tipo.

➤ Estructura

1. Balsa de agua fría

Entre sus funciones están las de ser la base estructural de la torre y la parte donde se colecta el agua fría del proceso. Debe ser accesible para la limpieza de lodos.

2. Estructura de la torre

A través de ella circula el aire, además es la que sustenta los demás equipos y el relleno de la torre. Está formada por vigas y pilares que pueden ser de acero galvanizado o inoxidable, o de hormigón.

3. Cerramiento

Los cerramientos pueden estar fabricados con chapas de acero, placas de PRF o placas de hormigón.

4. Distribución del agua caliente

La distribución consta de tuberías o canales abiertos; en el caso de las tuberías, estas pueden ser de plástico o de acero galvanizado según la presión a la que circule el agua del interior; también consta de orificios calibrados, platos de reparto o boquillas de “spray” que reparten el agua lo más uniformemente posible.

5. Difusor del ventilador

Esta parte de la torre tiene varias funciones, debe captar el aire del interior y canalizarlo al exterior para evitar la recirculación del aire dentro de la torre, además se utiliza para proteger las palas del ventilador. Para cumplir con ambas funciones debe haber la mínima holgura posible entre las palas del ventilador y esta pieza. Puede ser de PRFV (lo óptimo), de acero o de hormigón.

6. Relleno

Es el componente que más relevancia tiene de la torre ya que cumple un papel vital en la transferencia de energía entre el agua y el aire. Su función es maximizar el contacto entre estos dos en cuanto a la superficie y el tiempo de contacto. Puede ser de dos tipos:

- Goteo: Este tipo de relleno se utiliza para minimizar la resistencia a la circulación del aire a través de la torre; sin embargo, debido a la estructura de fabricación que tiene (se puede apreciar en la Figura 2.12) es muy sensible a posibles deformaciones. Se fabrica con malla de acero galvanizado o PVC.



Figura 2.12.- Ejemplo de un relleno de tipo goteo

- Laminar: Se utiliza para maximizar la interacción entre el agua y el aire. Esto es posible gracias a su mayor superficie de contacto con el agua, según se puede apreciar en la Figura 2.13. También por esa razón, es sensible a la suciedad y a la mala distribución del fluido de trabajo.

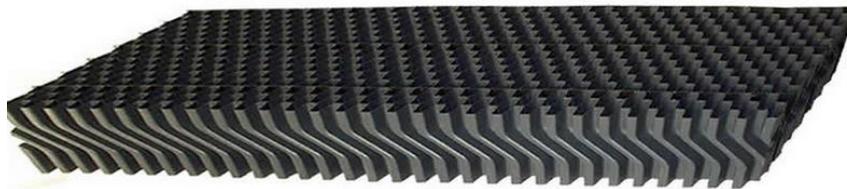


Figura 2.13.- Ejemplo de un relleno de tipo laminar.

7. Separador de gotas

Evita que se arrastren y proyecten gotas de agua al exterior que puedan causar molestias. Además, sirve para uniformizar el flujo de aire a través del relleno.

- **Equipo mecánico**

8. *Ventilador*

Se encarga de circular el aire que entra a la torre. En el caso considerado se trata de un ventilador de tiro inducido (IDF) situado en la cubierta que aspira el aire húmedo del interior de la torre.

9. *Reductor y transmisión*

Conectan el motor eléctrico con el ventilador para que se consiga transmitir el movimiento al mismo.

3. Desarrollo del estudio

3.1.- MATERIALES Y MÉTODOS

3.1.1.- Modelo teórico de Merkel

En este punto se explicará cual es la fuente principal en la que se basará todo el estudio que se realizará en capítulos posteriores de esta memoria. Para ello será necesario introducir el principio de funcionamiento por el cual se rigen este tipo de equipos de refrigeración. Una vez introducidos todos los conceptos de este subapartado y de los siguientes se estará en condición de comenzar a efectuar los cálculos más detallados.

Los primeros estudios sobre torres de refrigeración datan de principios del siglo XX. Hacia el año 1925, el Dr. Frederik Merkel, simplificó el problema que conllevaba estudiar simultáneamente los dos procesos de transferencia que se aplican en una torre de estas características; el de calor, cuya fuerza impulsora es la temperatura; y el de materia, cuya fuerza impulsora es la concentración. Para ello combinó ambos mecanismos en uno, el cual tiene como fuerza impulsora la entalpía.

El trabajo de Merkel permaneció prácticamente olvidado hasta los años 40, cuando a raíz del creciente problema con los líquidos refrigerantes se buscaban alternativas a los clásicos ciclos termodinámicos como únicos métodos de refrigeración.

Desde entonces, la evolución de la tecnología ha permitido que la teoría inicial de Merkel se haya mejorado gracias al uso de ordenadores y el cálculo numérico.

El modelo teórico de Merkel consiste en lo siguiente:

Según se puede apreciar en la Figura 3.1, desde la parte superior de la torre se verterá el agua caliente que se desea refrigerar, con un caudal L y a una temperatura inicial t_1 (**HWT**) (“Hot Water Temperature”). El agua descenderá por el relleno de la torre, donde en forma de láminas y/o gotas entrará en contacto con el aire ascendente, el cual tendrá un caudal (de aire seco) G y una temperatura y humedad iniciales de t_{a1} , w_{a1} que determinan a su vez la variable **WBT** (“Wet Bulb Temperature”). Si se desprecian las pérdidas por evaporación (< 3%), el agua llegará a la parte inferior de la torre con un caudal idéntico al inicial L y a una temperatura final t_2 (**CWT**) (“Cold Water Temperature”).

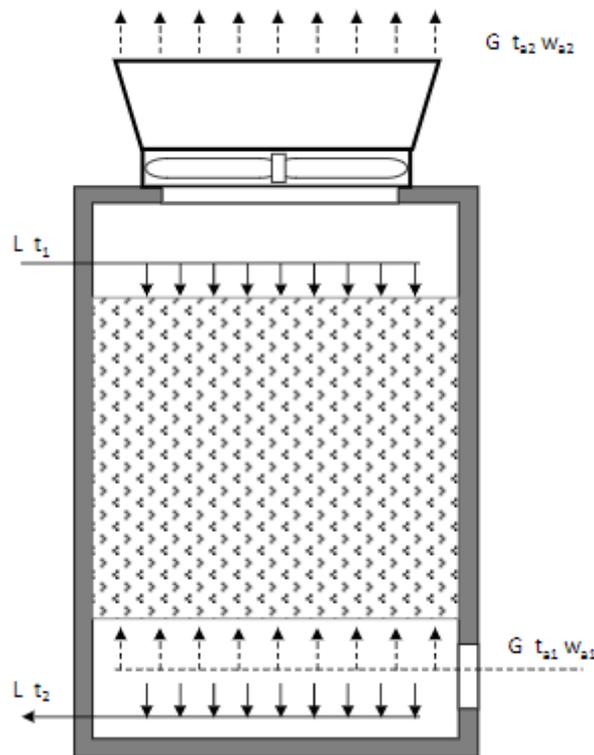


Figura 3.1.- Esquema de parámetros básicos de los fluidos de trabajo en una torre de refrigeración.

A partir de aquí se pretende calcular la evolución de las temperaturas en el sistema formado por el agua y el aire en el interior de la torre.

Para ello se suponen las siguientes hipótesis:

- El sistema es adiabático en su conjunto.
- No son consideradas las variaciones de la energía cinética ni potencial ni del agua ni del aire.
- El flujo es unidimensional según el eje vertical de la torre.
- Se desprecian las pérdidas por evaporación en el balance térmico del agua líquida ya que habitualmente son inferiores al 3% del caudal introducido.
- Únicamente se modeliza la vaporización y difusión del agua en el aire y no la difusión del aire en el agua.

Para realizar los cálculos se plantea el balance de energía en cada fase en una porción infinitesimal de la altura de la torre de espesor dz tal y como se ve en la Figura 3.2. Además, los resultados se tomarán por unidad de superficie en planta de la torre (suponiendo 1 m^2 de planta).

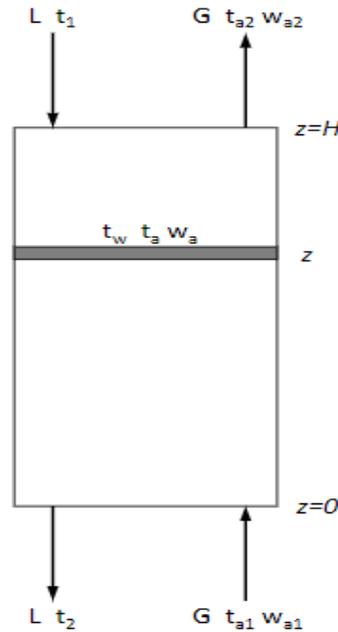


Figura 3.2.- Planteamiento inicial para el cálculo del balance energético del método de Merkel.

Se considera una interfase formada por aire saturado de humedad y a la misma temperatura del agua. (Figura 3.3).

Esta interfase estará en equilibrio con el agua y desde ella se transfiere calor y materia (agua evaporada) al aire.

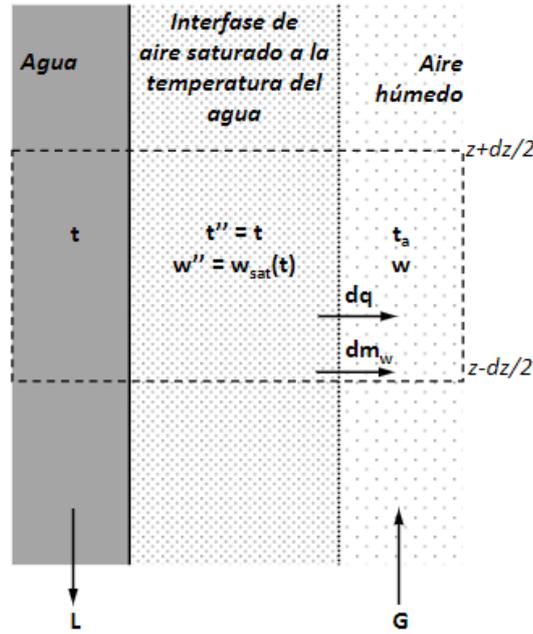


Figura 3.3.- Modelización de la difusión del agua en el aire según la teoría de Merkel.

A continuación, se plantea el balance de energía:

$$dq = dq_s + dq_l \quad (3.1)$$

$$dq_s = K_G \cdot (t - t_a) \cdot dA \quad (3.2)$$

$$dq_l = \lambda \cdot dm_w = \lambda \cdot K' \cdot (w'' - w) \cdot dA \quad (3.3)$$

Donde:

$dq, dq_s, dq_l \rightarrow$ Calor total, sensible y latente transferidos de la interfase al aire [kW/m²]

$K_G \rightarrow$ Coeficiente global de transferencia de calor [kW/m²K]

$t, t_a \rightarrow$ Temperaturas de la interfase y del aire respectivamente [K]

$dA \rightarrow$ Área de intercambio por cada metro cuadrado de planta de la torre [m²/m²]

$dm_w \rightarrow$ Flujo másico de agua transferido de la interfase al aire [kg_w/s/m²]

$\lambda \rightarrow$ Entalpía de vaporización del agua [kJ/kg_w]

$w'', w \rightarrow$ Humedad absoluta de la interfase y del aire respectivamente [kg_w/kg_{as}]

$K' \rightarrow$ Coef. transferencia de masa en términos de diferencia de hum. abs. [kg_w/s/(m²kg_w/kg_{as})]

Sumando ambas contribuciones y considerando una capacidad calorífica constante para el aire húmedo:

$$dq = K_G \cdot (t - t_a) \cdot dA + \lambda \cdot K' \cdot (w'' - w) \cdot dA \quad (3.4)$$

$$dq = \frac{K_G}{c_{pa}} \cdot (C_{pa} \cdot t - C_{pa} \cdot t_a) \cdot dA + K' \cdot (\lambda w'' - \lambda w) \cdot dA \quad (3.5)$$

Donde:

C_{pa} → Capacidad calorífica constante del aire húmedo [kJ/kgK]

Considerando que el factor de Lewis se aproxima a la unidad en un sistema aire-agua y renombrando las variables:

$$Le_f = \frac{\frac{K_G}{c_{pa}}}{K'} \approx 1 \rightarrow K = \frac{K_G}{c_{pa}} = K' \quad (3.6)$$

De esta forma se pueden agrupar los términos de calor sensible y latente en uno solo.

$$dq = K [(C_{pa} t + \lambda w'') - (C_{pa} t + \lambda w)] dA \quad (3.7)$$

$$dq = K (h'' - h_a) dA \quad (3.8)$$

Es habitual además expresar el área de intercambio en términos del área de transferencia por unidad de volumen que posee el relleno empleado.

$$dA = a dV \quad (3.9)$$

Con ello se obtiene finalmente la expresión:

$$dq = K a (h'' - h_a) dV \quad (3.10)$$

Donde:

a → Área específica de intercambio del relleno [m²/m³]

h'', h_a → Entalpía específica de la interfase y del aire respectivamente [kJ/kg_{gas}]

dV → Volumen del relleno por cada metro cuadrado de planta de la torre [m³/m²]

La expresión anterior resume los factores que afectan al calor transferido en el interior de la torre, siendo estos el coeficiente global de transferencia de la torre, la fuerza impulsora del proceso, es decir, la diferencia de entalpías, y por último, el volumen del relleno.

Por otra parte, se puede decir que el calor transferido es la energía que pierde el agua, así como la que gana el aire:

$$L C_{pw} dt = K a (h'' - h_a) dV = G dh_a \quad (3.11)$$

Donde:

$C_{pw} \rightarrow$ Capacidad calorífica del agua [kJ/kg_wK]

$dt \rightarrow$ Temperatura del agua y de la interfase [K]

$L \rightarrow$ Caudal de agua por cada metro cuadrado de planta de la torre [kg_w/s/m²]

$G \rightarrow$ Caudal de aire seco por cada metro cuadrado de planta de la torre [kg_{as}/s/m²]

Por último, reorganizando la primera igualdad de la expresión anterior e integrando para toda la altura de la torre; es decir, para todo el rango de temperatura del agua:

$$\frac{K a V}{L} = \int_{CWT}^{HWT} \frac{C_{pw}}{(h'' - h_a)} dt \quad (3.12)$$

Donde los términos de la izquierda son parámetros de la torre y la integral de la derecha es función únicamente de las condiciones en las que se especifica que va a trabajar la torre: **HWT**, **CWT**, **WBT** y **L/G**.

Este conjunto de parámetros además forma un grupo de variables adimensionales conocido como NTU o Número de Unidades de Transferencia. Este número es una medida del grado de dificultad que conlleva el proceso, de modo que cuanto mayor sea el NTU, más difícil será el proceso y mayor esfuerzo se necesitará para cumplir con la demanda exigida. Es evidente que se tendrán que modificar los parámetros de la torre para lograr la demanda, ya sea mejor transferencia **Ka**, mayor tamaño de la torre **V** o menor cantidad de agua a refrigerar **L**.

Al final se alcanzará un punto de funcionamiento en el que se igualarán los valores de NTU_{requerido} (demanda) y NTU_{disponible} (capacidad o característica de la torre) que son precisamente los términos de la derecha y de la izquierda, respectivamente, en la ecuación 3.12 (pag.31).

A continuación, se analizará de forma gráfica la integral de Merkel con fin de obtener una idea clara del significado de la fuerza impulsora y el grado de dificultad requerido por el proceso (NTU).

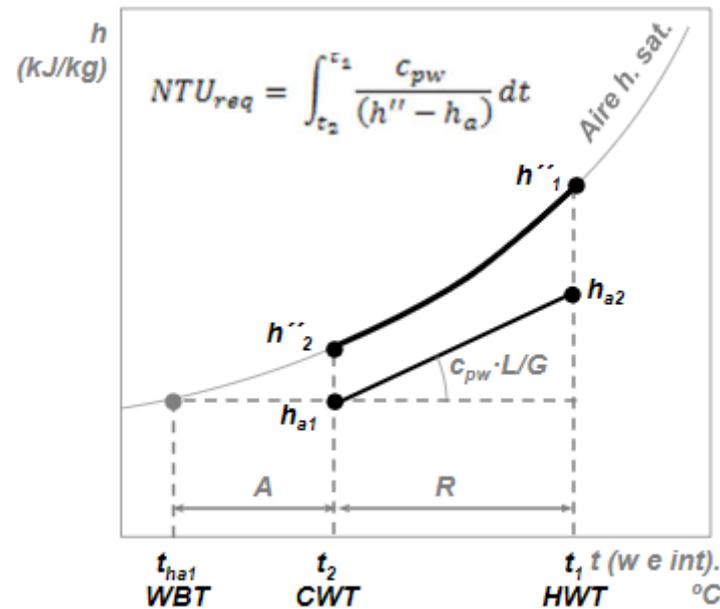


Figura 3.4.- Diagrama h-t del proceso de refrigeración de agua en una torre de refrigeración.

En el diagrama de la Figura 3.4 que emplea la misma nomenclatura que se ha venido utilizando, se puede ver claramente la fuerza impulsora del proceso ($h''-h_a$) en cada porción infinitesimal del rango de temperaturas HWT-CWT.

La entalpía de la interfase evoluciona desde h_1'' para HWT hasta h_2'' para CWT sobre la curva de saturación del aire.

La temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada corresponde con la del aire saturado a temperatura WBT como se puede comprobar en un diagrama psicrométrico. Como la entalpía del aire húmedo depende esencialmente de la temperatura de bulbo húmedo, ésta nos da la entalpía del aire de entrada, h_{a1} .

Se puede saber cómo evoluciona la entalpía del aire sin más que hacer el balance energético entre las dos fases agua-aire como se muestra en la ecuación 3.11 (pág.31).

Ya se ha mencionado que el parámetro adimensional $NTU_{requerido}$ depende de **HWT**, **CWT**, **WBT** y **L/G**. Los tres primeros vienen dados en la especificación de la demanda y de las condiciones climáticas, mientras que **L/G** es la variable de operación de la torre.

La demanda a su vez también se puede definir por los parámetros **A**, **R** y **WBT**; es decir, el “rango” (**HWT-CWT**) y la “aproximación” (**CWT-WBT**). Dado un conjunto de valores para cada parámetro se puede obtener un punto del diagrama **NTU** frente a **L/G**. Si se repite el proceso para diferentes valores de **L/G** se obtiene una curva de demanda para los valores de **WBT**, **A** y **R** especificados. Se puede deducir fácilmente que, al fijar los demás parámetros, cuanto menor sea la cantidad de aire introducida en la torre mayor será la dificultad del proceso, dando lugar a una curva de demanda creciente con el parámetro **L/G**.

Repitiendo el proceso para diferentes valores de aproximación ($A_1 < A_2 < A_3$), se obtienen la familia de curvas de demanda para los **WBT** y **R** especificados. Se observa en la Figura 3.5 que cuanto mayor es la aproximación de la temperatura del agua de salida a la **WBT** implica una mayor dificultad en el proceso.

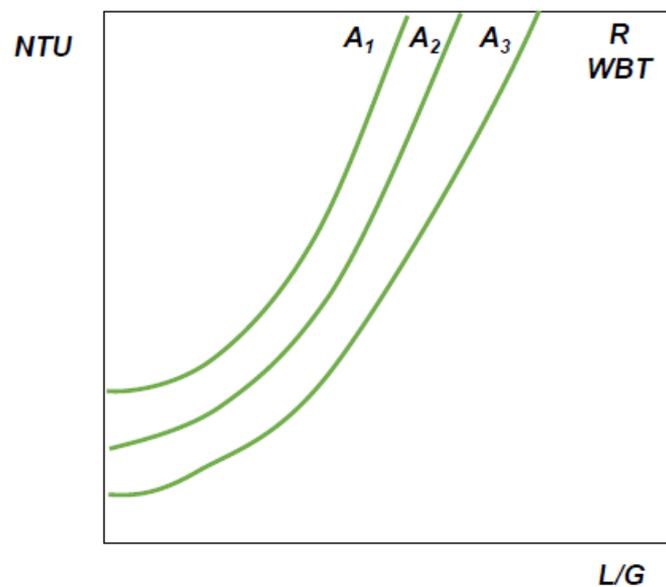


Figura 3.5.- Construcción de las curvas de demanda de una torre de refrigeración según la teoría de Merkel.

En cuanto a la curva característica de la torre, esta depende principalmente del parámetro **L/G** y en menor medida de la velocidad del aire en el interior, y no se ve afectada por los parámetros **WBT**, **A** y **R**.

Despreciando los efectos poco significativos de la velocidad del aire, la curva característica de una torre se suele aproximar por la expresión siguiente:

$$\frac{KaV}{L} = C \left(\frac{L}{G} \right)^{-n} \quad (3.13)$$

Donde **C** y **n** son parámetros adimensionales característicos de la torre que dependen principalmente del tipo de relleno.

3.1.2.- Datos de medición en campo

Con el fin de caracterizar el funcionamiento del relleno empleado en la torre se hace necesario tomar una serie de datos de medición a pie de campo que permitan predecir los diferentes puntos de operación del equipo.

Lo ideal sería poder tomar los datos más precisos y concretos posibles, esto es, poder evaluar la evolución de la entalpia tanto del agua como del aire a lo largo del recorrido de estos a través del relleno de la torre; sin embargo, en la práctica esto no es posible.

El funcionamiento de la torre depende principalmente de las condiciones de entrada y salida tanto del agua como del aire, por lo tanto, conociendo estas variables se podrá definir suficientemente el comportamiento de la misma.

La temperatura de entrada del agua es una variable de demanda del propio proceso y por lo tanto es un dato que a priori se conoce, aun así, este valor puede fluctuar dependiendo de las características del agua, del material o del proceso; por tanto, es necesario medir esta temperatura. Esta medida se puede obtener por ejemplo utilizando un sensor termopar. Se procede de la misma manera con la temperatura de salida del agua.

La temperatura de salida del aire se puede obtener también por el mismo método. Además, durante el funcionamiento normal de una torre, se puede suponer que el aire sale de la torre con una saturación relativa del 100%. La obtención de los datos del aire de entrada se explicará en el siguiente subapartado.

Una vez hechas las mediciones se recopilan en la Tabla 3.1.

Medida	HWT (°C)	CWT (°C)	WBT (°C)	Taire, sal (°C)	H.R. aire, sal (%)
1	49	29	22	38	100
2	44	32	20	39	100
3	33	19	16	23	100
4	33	23	18	27	100

Tabla 3.1.- Mediciones de la torre actual obtenidas experimentalmente

3.1.3.- Estudio de datos climáticos

Como ya se ha visto en apartados anteriores de este capítulo, los datos climatológicos de la zona de emplazamiento son esenciales para hacer un estudio del comportamiento de las torres de refrigeración e influyen notoriamente en el coste de operación y la eficiencia de estas.

El objetivo final de este estudio será obtener la temperatura de bulbo húmedo del aire tanto en el emplazamiento actual del equipo, como en el nuevo. Este valor, caracteriza perfectamente el aire ambiental que entra en la torre ya que con él se puede conocer también su entalpía, magnitud indispensable para obtener la curva de funcionamiento de la torre.

En este tipo de proyectos se suele emplear el valor percentil estacional referido al 95%. Este valor indica la temperatura que solo se supera en un 5% de las veces en la estación del año más desfavorable según el tipo de proyecto (en este caso, al tratarse de un proyecto de refrigeración, la estación más desfavorable sería el verano).

Aquí en España se dispone de la guía IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía), que proporciona datos de las condiciones geográficas y climáticas exteriores de proyecto para diferentes localizaciones de estaciones meteorológicas alrededor del país.

La guía proporciona varios datos relativos a las condiciones de diseño de equipos, tanto para calefacción como para refrigeración. Entre los datos referidos a proyectos de refrigeración, podemos obtener: temperatura seca y temperatura húmeda para los percentiles anuales habituales (99.6%, 99% y 98%) y la oscilación media diaria. Los percentiles anuales son fácilmente convertibles a percentiles estacionales aplicando la equivalencia de la Tabla 3.2.

NPA	NPE
99.6%	99%
99%	97.5%
98%	95%

Tabla 3.2.- Conversión de nivel percentil anual (NPA) a nivel percentil estacional (NPE).

La estación meteorológica más cercana al emplazamiento donde se sitúa el equipo es la del Aeropuerto de Ranón. Y el valor que proporciona la guía para dicha estación con un valor percentil estacional del 95% es de $WBT_{95} = 19.5$ °C

Es preciso señalar que estos datos que aparecen en la guía no están actualizados desde el año 2010 y puede haber alguna discrepancia con los valores que corresponderían al presente; no obstante, puede ser suficiente para hacer una comparativa entre las condiciones de funcionamiento de ambas localizaciones. Esto se debe, como ya se verá más adelante, a que la caracterización de la torre actual se realiza mediante la toma de datos experimentales sobre el propio equipo y su posterior análisis.

3.2.- CÁLCULOS Y RESULTADOS

3.2.1.- Obtención de la curva característica de la torre actual

El objeto de este apartado es la caracterización del funcionamiento de la torre actual mediante la obtención de los parámetros específicos de la misma. Esta caracterización servirá como punto de partida para el redimensionamiento que se tendrá que realizar para que la nueva torre cumpla con la demanda exigida en el nuevo emplazamiento, de modo que la curva actual y la de la nueva torre tendrán gran similitud, pero se diferenciarán según los parámetros geométricos que se modifiquen en la última.

Para ello se aplicará la ya explicada Teoría de Merkel (3.1.1.-) y los datos de mediciones obtenidos experimentalmente en campo (Tabla 3.1).

Primero se procede a la programación en Excel de la integral de Merkel mediante una suma de Riemann, un método de integración aproximado que consiste en subdividir el intervalo de integración en varios intervalos más pequeños y por último realizar un sumatorio del valor obtenido en cada uno de los subintervalos. Se aplicará la regla del punto medio o del trapecio. La precisión del método será mayor cuantos más subintervalos se utilicen y, por lo tanto, cuantos menores sean estos, ya que esto minimizará el error cometido por el propio método. En este caso se han utilizado intervalos de amplitud 0,5 °C.

$$\int_{CWT}^{HWT} \frac{c_{p_w}}{h'' - h_a} dt = NTU_{req} \quad (3.14)$$

Esta integral da como resultado el valor $NTU_{requerido}$, un parámetro que indica la dificultad que conlleva el proceso de enfriar el agua. El intervalo de integración se define por las temperaturas del agua a la entrada y a la salida de la torre. El calor específico del agua se considera constante como ya se ha valorado en la parte teórica, y las entalpías del aire saturado se conocen en todo momento ya que son valores tabulados y han sido recopilados en otra hoja de cálculo. El único problema que se presenta es obtener el valor de la entalpía del aire para cada subdivisión del rango de temperatura. El valor inicial es conocido ya que se conoce la WBT del aire ambiental, por lo tanto, no hay más que entrar con ese valor en la misma tabla de entalpías tabuladas para aire saturado.

Para obtener los sucesivos valores se realiza el balance de energía, igualando el calor que pierde el agua y el que gana el aire en cada uno de los intervalos, de la siguiente forma:

$$L \cdot Cp_w \cdot dt = G \cdot dh_a \rightarrow h_{a2} = h_{a1} + \frac{L}{G} \cdot Cp_w \cdot (t_2 - t_1) \quad (3.15)$$

De esta forma podemos obtener las entalpías del aire en función de los rangos de temperaturas de los sucesivos intervalos y de la relación agua-aire; no obstante, no se dispone del dato L/G en los datos experimentales. Para calcularlo se hace de nuevo el mismo balance de energía, pero esta vez entre los estados inicial y final, donde se conocen tanto las temperaturas, como las entalpías del aire; siendo la entalpía del aire a la salida función de su temperatura seca y su humedad relativa, ambas magnitudes proporcionadas en las mediciones de campo.

Una vez calculadas las cuatro integrales para las cuatro mediciones disponibles, se obtienen también, como es obvio, cuatro valores de NTU que se reflejan en la Tabla 3.3 y que se utilizarán a continuación.

Medida	HWT (°C)	CWT (°C)	WBT (°C)	Taire, sal (°C)	H.R. aire, sal (%)	L/G (-)	NTU (-)
1	49,00	29,00	22,00	38,00	100,00	1,03	1,74
2	44,00	32,00	20,00	39,00	100,00	2,01	1,16
3	33,00	19,00	16,00	23,00	100,00	0,40	2,97
4	33,00	23,00	18,00	27,00	100,00	0,82	1,99

Tabla 3.3.-Resultados obtenidos a partir de las mediciones de campo.

Estos valores se representan en un gráfico de Excel en el que tendremos en abscisas los valores de L/G y en ordenadas sus correspondientes resultados de NTU obtenidos mediante el método.

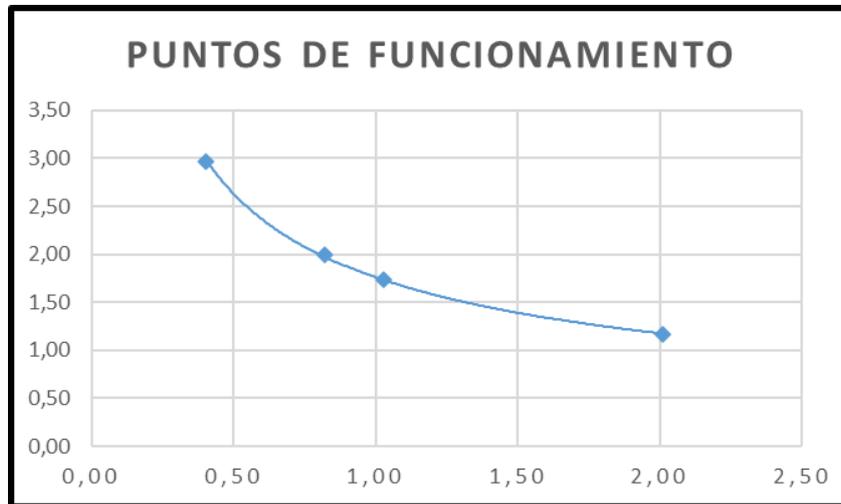


Figura 3.6.- Puntos de funcionamiento obtenidos mediante integración de Merkel

En la Figura 3.6 se puede ver como las coordenadas obtenidas representan 4 puntos donde el equipo es capaz de funcionar, puntos que se han utilizado para caracterizar la curva de la torre.

Esta curva de funcionamiento como ya se ha expuesto sigue una ley potencial del tipo:

$$C \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^{-n} = NTU_{ava} \tag{3.16}$$

Donde los valores C y n representan los parámetros característicos de la torre.

Para poder obtener los valores de C y n mediante regresión lineal se realiza una transformación, aplicando propiedades de logaritmos, (en este caso se utilizan logaritmos en base 10) que permita realizar una aproximación de los nuevos valores mediante una recta de regresión por el método de los mínimos cuadrados.

$$y = a x^n \leftrightarrow y = b + a x \tag{3.17}$$

$$\log(NTU) = \log\left(C \left(\frac{L}{G}\right)^{-n}\right) \rightarrow \log(NTU) = \log(C) - n \log\left(\frac{L}{G}\right) \tag{3.18}$$

El ajuste por mínimos cuadrados devuelve la ecuación de la recta obtenida de acuerdo con la Figura 3.7

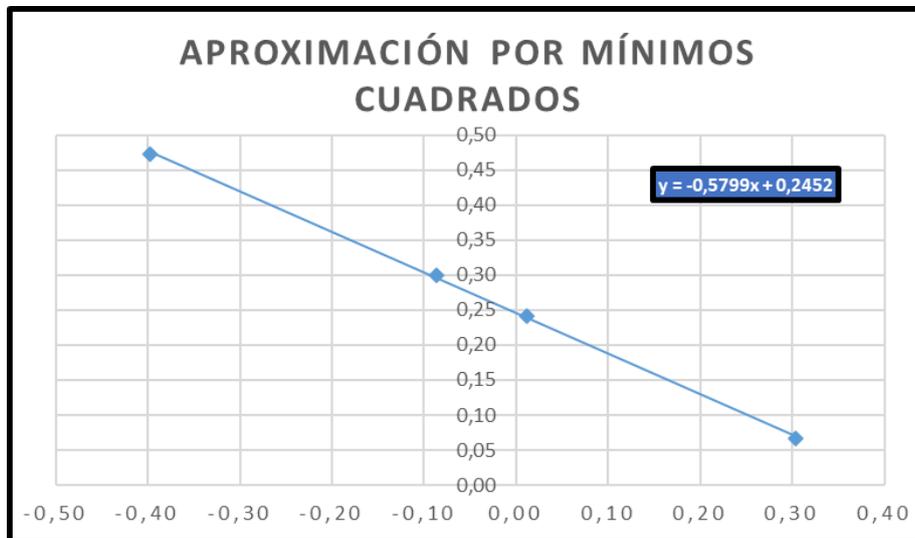


Figura 3.7.- Ajuste de la recta de regresión por mínimos cuadrados.

Donde el término independiente corresponde al valor del logaritmo en base 10 del parámetro C y la pendiente corresponde al parámetro n. Para obtener el parámetro C no hay más que deshacer el logaritmo y se obtiene el valor correspondiente.

Los valores finales que se obtienen para definir la característica de la torre son:

$$C=1,7587; n=0,5799.$$

Por último, se dan varios valores a L/G y sustituyendo los parámetros obtenidos en la ecuación 3.16 (pag.39) se calculan los nuevos valores de NTU para representar la curva de funcionamiento del equipo como se ve en la Figura 3.8.

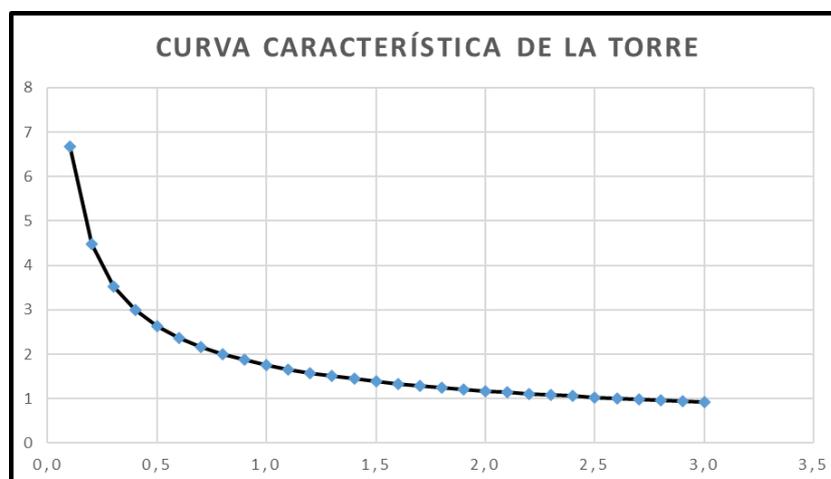


Figura 3.8.- Curva característica de la torre.

3.2.2.- Comprobación de parámetros operativos de la torre actual

Normalmente los fabricantes de este tipo de máquinas no ofrecen los parámetros característicos del relleno, sino que facilitan una serie de parámetros que le dan al consumidor la información suficiente que debe conocer para poder utilizar el equipo de forma correcta.

Estos datos, además, también son una recomendación de la persona que diseña el equipo y cumplen una función de garantía; es decir, el fabricante, asegura que, si el equipo funcionase siempre según las condiciones que se indican en la placa de parámetros operativos, nunca debería proporcionar resultados contradictorios. De esta forma el fabricante queda exento de toda responsabilidad si el equipo falla a otras condiciones que no sean las que el diseñador proporciona.

Dado que los datos característicos de la torre han sido obtenidos en apartados anteriores de esta memoria, se está en posición de comprobar si los datos operativos proporcionados por el diseñador de este equipo son coherentes con su funcionamiento real o si puede existir algún sobredimensionamiento o fallo de diseño respecto a alguno de estos parámetros. Las conclusiones que se obtengan se podrán utilizar a la hora de diseñar el nuevo equipo.

Para ello, primero se revisan las notas de la placa de parámetros proporcionada por el propio fabricante y se obtienen los siguientes datos contenidos en la Tabla 3.4.

Caudal de agua [m ³ /h]	600
Temperatura de entrada (HWT) [°C]	40
Temperatura de salida (CWT) [°C]	32
Temperatura de bulbo húmedo (WBT) [°C]	22
Dimensiones interiores de la celda [m]	6x6
Altura del relleno [m]	1,8
Relación agua-aire (L/G)	2,6

Tabla 3.4.- Parámetros operativos de la torre de refrigeración actual

COMPROBACIÓN DEL PUNTO DE DEMANDA

Primero se comprobará el punto de demanda según los datos que se proporcionan de HWT, CWT, WBT y L/G de la misma forma que se procedió en el apartado anterior, a partir de la integración de Merkel.

Una vez obtenido ese punto, definido por sus valores de NTU y L/G, se sitúa en una gráfica de curvas de demanda tabuladas y se superpone sobre la curva característica de la torre antes calculada para comprobar si realmente el punto que propone el fabricante es coherente con el equipo.

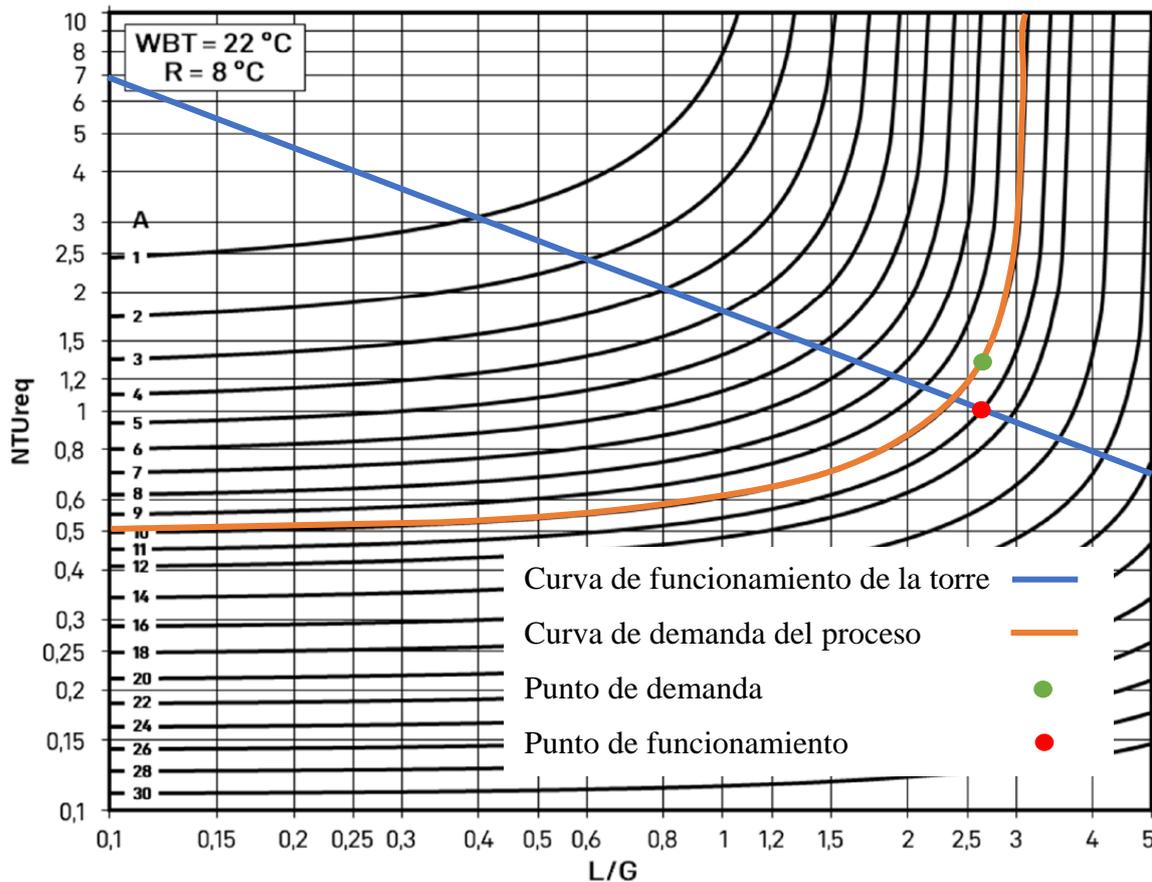


Figura 3.9.- Comparación de la curva característica de la torre con el punto de funcionamiento operativo

Se puede ver en la Figura 3.9 que el punto de funcionamiento propuesto por el fabricante es ligeramente más exigente de lo que el equipo puede ofrecer; sin embargo, la diferencia en la aproximación es de una unidad lo que resulta en una variación en la temperatura de salida de 1 °C , lo cual es totalmente asumible.

Además de esto, se puede observar que la WBT que se utiliza en la placa de características es aproximadamente 2 °C superior a la que aparece en las condiciones de proyecto de la guía IDAE, como se vio en el 3.1.3.- anteriormente. De esto se concluye que, durante la fase de diseño de este equipo, se valoró aplicar un coeficiente de seguridad a la temperatura de bulbo húmedo, probablemente teniendo en cuenta la posible variación de este parámetro en función de la existencia de un microclima en el ámbito industrial en el que trabaja la torre.

COMPROBACIÓN DE LA RELACIÓN AGUA-AIRE

La elección de este valor suele venir condicionada por aspectos de tipo económico ya que cuanto mayor sea esta relación mayor inversión inicial habrá que destinar al relleno de la torre y menos coste de explotación conllevará el uso del equipo. Si el valor es pequeño en cambio no habrá que destinar tanta inversión a la fabricación del relleno, pero los costes de explotación relacionados con el consumo eléctrico del ventilador que impulsa la cantidad de aire necesaria, sería mayores.

En este caso, como se ve en la Tabla 3.4, se tiene un valor nominal de $L/G=2.6$, lo que sería un valor típico en torres de convección forzada, donde este dato varía normalmente en el rango $1 < L/G < 3$.

El aspecto económico, no obstante, se estudiará con más exactitud en capítulos posteriores de la memoria.

A partir del valor dado, será necesario comprobar si se pueden dar problemas operativos dentro de la torre de acuerdo con la Figura 3.10. Los principales problemas se producen a raíz de la relación de caudales con la superficie de la celda del relleno; por ejemplo, una superficie demasiado pequeña causa que el agua caliente se acumule en las zonas superiores del relleno provocando inundaciones; sin embargo, si la superficie del relleno es demasiado grande en relación con el caudal de agua, no se aprovechará completamente toda la celda. También puede ocurrir que al ser la sección de paso demasiado pequeña en comparación con el aire que se introduce, aumente en exceso la velocidad del aire pudiendo producir vibraciones y hasta roturas del relleno.

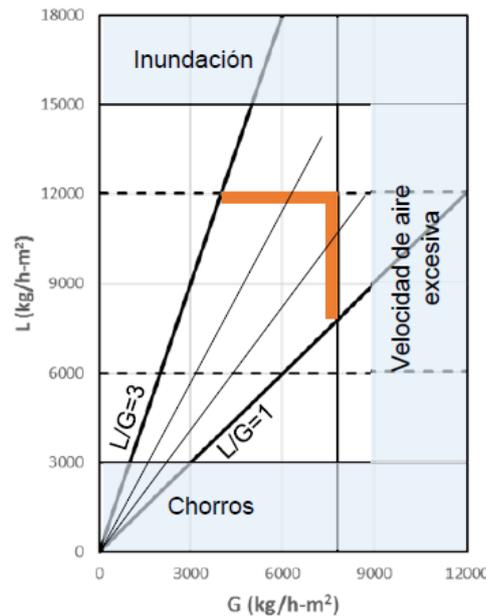


Figura 3.10.- Problemas típicos relacionados con el parámetro L/G

El dato que nos proporciona el fabricante referido al flujo de agua viene dado en metros cúbicos por hora. Realizando un simple factor de conversión multiplicando por la densidad del agua dulce (medio utilizado en el emplazamiento de Asturias) $\rho=1000$ [kg/m³] y dividiendo por la superficie de la celda de 6x6 (la cual se proporciona también en la placa), obtenemos finalmente el valor del caudal de agua en términos de kilogramos por hora y metro cuadrado.

$$L \left[\frac{kg}{h \cdot m^2} \right] = 600 \left[\frac{m^3}{h} \right] \times 1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \times \frac{1}{36 [m^2]} = 16666.66 \quad (3.19)$$

En cuanto al flujo de aire, si se fija el valor de $L=16666.66$ [kg/h-m²] se calcula fácilmente obteniendo un valor aproximado de 7000 [kg/h-m²].

Como se puede ver, aunque el valor de L/G está dentro del rango habitual de funcionamiento de estos equipos, hay riesgo de inundación dentro de la torre. Esto se debe a que la superficie del relleno es demasiado pequeña para el caudal de agua que se exige en el proceso del escarpado de desbastes.

COMPROBACIÓN POTENCIA ELÉCTRICA ENTREGADA AL VENTILADOR

Para conocer la potencia eléctrica que se tiene que proporcionar al ventilador, se deberá obtener el caudal volumétrico de aire húmedo que debe circular por el mismo. Para

ello, se conoce el valor del flujo de aire seco por unidad de superficie obtenido en el anterior subapartado $G=7000$ [$k_{gas}/h\cdot m^2$].

A partir de este dato, se puede obtener el caudal másico de aire seco sin más que multiplicar por la superficie de la celda. Para obtener el caudal volumétrico se utiliza el volumen específico en base masa de aire seco del aire que entra al ventilador; es decir, el que sale de la torre ya saturado de vapor de agua y a la temperatura de salida del aire. Este valor normalmente aparece en los diagramas psicrométricos, pero debido a que en torres de refrigeración la entalpía de salida del aire es muy alta, no se encuentra el valor del volumen específico dentro del diagrama psicrométrico estandar.

Por este motivo, se ha procedido a calcularlo a través de valores tabulados empíricos aplicados a las fórmulas teóricas

Primero se obtienen la temperatura de salida del aire y la presión de saturación de vapor de las siguientes tablas contenidas en los anexos de la memoria: I y II.

Con estos valores se calcula la densidad del aire húmedo mediante la siguiente fórmula empírica:

$$\rho = \frac{P}{R_a \cdot T} - 1.317 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{P_w}{T} \quad (3.20)$$

El valor del volumen específico se obtiene a continuación realizando la inversa de la densidad. Se obtiene un valor final del volumen específico de $v_{ah}=0.8812$ [m^3/k_{gas}].

Por tanto, ya se puede calcular el caudal volumétrico de aire que pasa por el ventilador. Este será:

$$\dot{V} = \dot{m}_a \cdot v_{ah} = 7000 \left[\frac{k_{gas}}{h \cdot m^2} \right] \times 36 [m^2] \times 0.8812 \left[\frac{m^3}{k_{gas}} \right] = 222062.4 \left[\frac{m^3}{h} \right] \quad (3.21)$$

La potencia que consume el ventilador depende también de la diferencia de presión que haya que vencer entre la entrada y la salida de este y de la eficiencia del equipo; sin embargo, para equipos de este tipo se puede utilizar un factor de proporcionalidad empírico que corresponde a suponer que cada 226.5 [m^3/min] se consumen aproximadamente 1 HP ≈ 0.75 kW. Por lo tanto, multiplicando y aplicando el factor de conversión, se obtiene el valor de la potencia consumida.

$$\dot{W}[HP] = 222062.4 \left[\frac{m^3}{h} \right] \times \frac{1}{60} \left[\frac{h}{min} \right] \times \frac{1}{226.5} \left[\frac{min}{m^3} \right] = 16.34 [HP] \quad (3.22)$$

$$\dot{W}[kW] = 16.34[HP] \times \frac{0.75}{1} \left[\frac{kW}{HP} \right] = 12.25 [kW] \quad (3.23)$$

3.2.3.- Obtención de la temperatura de bulbo húmedo para el nuevo emplazamiento

Al resultar imposible la toma de datos experimentales de campo en las nuevas instalaciones y ante la necesidad de obtener datos precisos y actualizados sobre las condiciones del aire ambiental en dicha instalación, se recurre a los datos proporcionados por el Instituto Nacional de Meteorología de Brasil. La información que proporciona su página web es muy extensa e incluye previsiones meteorológicas, estudios de psicrometría y por último monitoreo de datos en tiempo real.

Realizando una búsqueda no demasiado ardua, se localizan unas tablas que proporcionan valores actualizados a cada hora de temperatura seca, humedad relativa, presión atmosférica y otros valores menos relevantes para todos los días del año. Con estos datos y utilizando el programa de cálculos termodinámicos EES se puede obtener la WBT en función de los valores que se proporcionan y es fácilmente abordable la tarea de realizar un histograma de temperaturas que ofrezca una previsión fiable de cómo pueden variar los datos que estamos utilizando a efectos de diseñar el equipo correctamente.

Los datos del instituto se presentan en formato xlsx., por lo tanto, son fácilmente manejables con el programa Excel de Microsoft Office.

El primer paso es obtener una tabla que refleje los valores de WBT para cada hora del año (según como viene indicado en las tablas del Instituto), para ello se programa una tabla paramétrica en el programa EES en la que se calcule mediante la ecuación correspondiente el valor de la temperatura húmeda en función de la temperatura seca, la presión y la humedad relativa.

Una vez obtenidos los valores, se agrupan en la hoja de cálculo y se elabora una tabla dinámica en Excel que permita obtener el porcentaje de veces que se repite cada valor de temperatura respecto al total de mediciones. Una vez hecho esto, se expresan los resultados en un histograma y se obtiene el valor percentil 95 de la misma forma que se hizo con el emplazamiento en Asturias.

Este proceso se repite para los últimos 5 años, lo que permitirá realizar una valoración, como ya se ha comentado, de las posibles variaciones en los años posteriores.

A continuación, se muestran los resultados de este estudio:

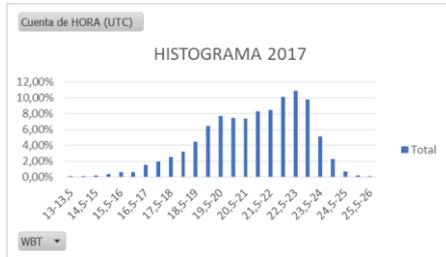


Figura 3.11.- Histograma WBT de 2017

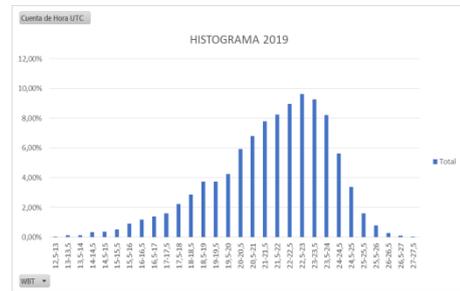


Figura 3.13.- Histograma WBT 2019

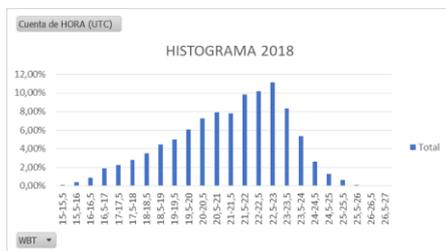


Figura 3.12.- Histograma WBT de 2018

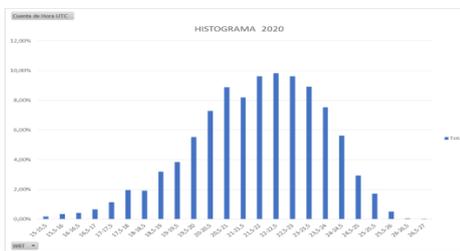


Figura 3.14.- Histograma WBT de 2020



Figura 3.15.- Histograma WBT de 2021

Es conveniente mencionar que en los años 2017 y 2018 no fueron tomadas tantas medidas como en los años posteriores y por tanto los datos obtenidos al ser resultado de una muestra más pequeña, tienen a tener menos fiabilidad.

Los histogramas de los últimos 3 años (2021, 2020 y 2019) muestran una distribución parecida como se puede observar en las figuras anteriores. Los valores estacionales referidos al percentil 95 para cada uno de estos años son respectivamente 24,63°C, 24,51°C y 23,63°C. Se aprecia que el valor de WBT ha tenido una variación de 1°C en este periodo de tiempo.

En vista de los resultados obtenidos, podemos concluir que es posible contemplar un valor de la WBT que esté comprendido entre 24,5°C y 23,5°C sin que ello conlleve un riesgo de equivocación demasiado alto a la hora de realizar el diseño de la torre en el nuevo emplazamiento.

3.2.4.- Determinación de la demanda en el nuevo emplazamiento

En este punto ya se conocen tanto la curva de funcionamiento de la torre actual que, se recuerda, será similar para la nueva torre a excepción de las modificaciones que se realicen en esta, y los datos climáticos que determinan los parámetros de entrada del aire en el nuevo emplazamiento. El siguiente paso será determinar la nueva demanda.

La demanda de la torre de refrigeración, tanto en el emplazamiento actual como en el nuevo, depende tanto del caudal de agua que se emplea en el proceso de escarpado de desbastes procedentes de la colada continua de acero como del rango de temperaturas de entrada y salida del agua en la torre de refrigeración; dicho esto, se puede decir que la demanda depende de la potencia térmica que se extrae del agua del proceso, ya que esta potencia siempre será función del caudal másico de agua, la diferencia de temperaturas entre las que opere la torre y el calor específico del agua, el cual se considera para las variaciones de temperaturas que se manejan.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_{pw} \cdot (HWT - CWT) \quad (3.24)$$

Como se vio en el apartado 2.1.2.-, esta potencia es igual a la cantidad de calor que se extrae de los desbastes. Se asume que la temperatura a la que se calienta el desbaste durante el escarpado no varía de un emplazamiento a otro. También se puede asumir que se exigirá la misma temperatura de salida del agua de la torre de refrigeración; por lo tanto, sabiendo que el caudal de agua es principalmente proporcional al ancho de los desbastes (el espesor influye, aunque es mucho menos relevante), se concluye que la potencia térmica y en definitiva la demanda también lo son.

En la acería de Asturias los desbastes que procesa la escarpadora tienen una anchura máxima de 1600 mm para los cuales se emplean aproximadamente 600 [m³/h] de agua, que es la cantidad que entra a la torre según la placa de parámetros operativos.

En cambio, en Brasil se fabrican desbastes de hasta 2200 mm de ancho por lo tanto se tendrá que aumentar el caudal de agua para que el proceso siga siendo efectivo.

Para ello se calcula la proporción de agua por unidad de ancho de desbaste escarpado que se emplea en el emplazamiento actual y se recalcula el caudal para el nuevo emplazamiento.

$$x_w = \frac{\text{Caudal de agua} \left[\frac{m^3}{h} \right]}{\text{Anchura del desbaste} [mm]} = \frac{600}{1600} = 0.375 \left[\frac{m^3}{mm \cdot h} \right] \quad (3.25)$$

Con este dato se puede obtener fácilmente el nuevo caudal de agua sin más que multiplicar por la anchura del desbaste demandado en el nuevo emplazamiento, siendo este caudal igual a 825 [m³/h].

Con estos datos, se podrá comenzar con el proceso de redimensionado de la torre con el objetivo de cumplir esta nueva demanda y según los datos de partida de los que se disponen (curva de funcionamiento, datos climáticos).

3.2.5.- Redimensionado de la torre en el nuevo emplazamiento

En este punto se tienen todos los datos necesarios para realizar el dimensionado de la nueva torre en el emplazamiento de Tubarao, Brasil. Se dispone de la curva característica de la torre actual, de los parámetros de la nueva demanda relacionados con el proceso de escarpado en el nuevo emplazamiento y de los datos climáticos de la estación meteorológica más cercana, los cuales concluyen en la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiental en esa localización.

Como es natural, habrá varias opciones en cuanto al diseño del nuevo equipo, aunque todas ellas deberán cumplir con la demanda exigida por el proceso en cuanto al caudal de agua a refrigerar y el rango de temperaturas de entrada y salida.

Para ello se emplearán de nuevo las curvas de demanda utilizadas en la “Obtención de la curva característica de la torre actual”; además se emplearán también las integrales de Merkel para obtener el nuevo punto de demanda de la torre.

Antes de valorar otras opciones se procede a evaluar el funcionamiento de la torre de Asturias en el nuevo emplazamiento. Conociendo la curva característica de dicha torre, se superpone la curva de demanda correspondiente a la WBT de la ubicación del equipo, y posteriormente se estudia su funcionamiento para el nuevo punto de demanda; para ello se utilizará el mismo valor del parámetro L/G. Respecto a la temperatura de bulbo húmedo, se ha decidido aplicar el mismo coeficiente de seguridad que se utilizó para el diseño de la primera torre tal y como se veía en la “Comprobación de parámetros operativos de la torre actual”. Así pues, se diseñará para una WBT de 26°C, después de sumar los 2°C que se habían añadido en el anterior diseño.

En la Tabla 3.5 se muestra a modo de resumen los parámetros de diseño de la nueva torre.

Temperatura de entrada (HWT) [°C]	40
Temperatura de salida (CWT) [°C]	32
Temperatura de bulbo húmedo del aire [°C]	26
Dimensiones del relleno [m]	A determinar
Altura del relleno [m]	A determinar
Relación agua-aire (L/G)	A determinar

Tabla 3.5.- Parámetros de diseño de la nueva torre.

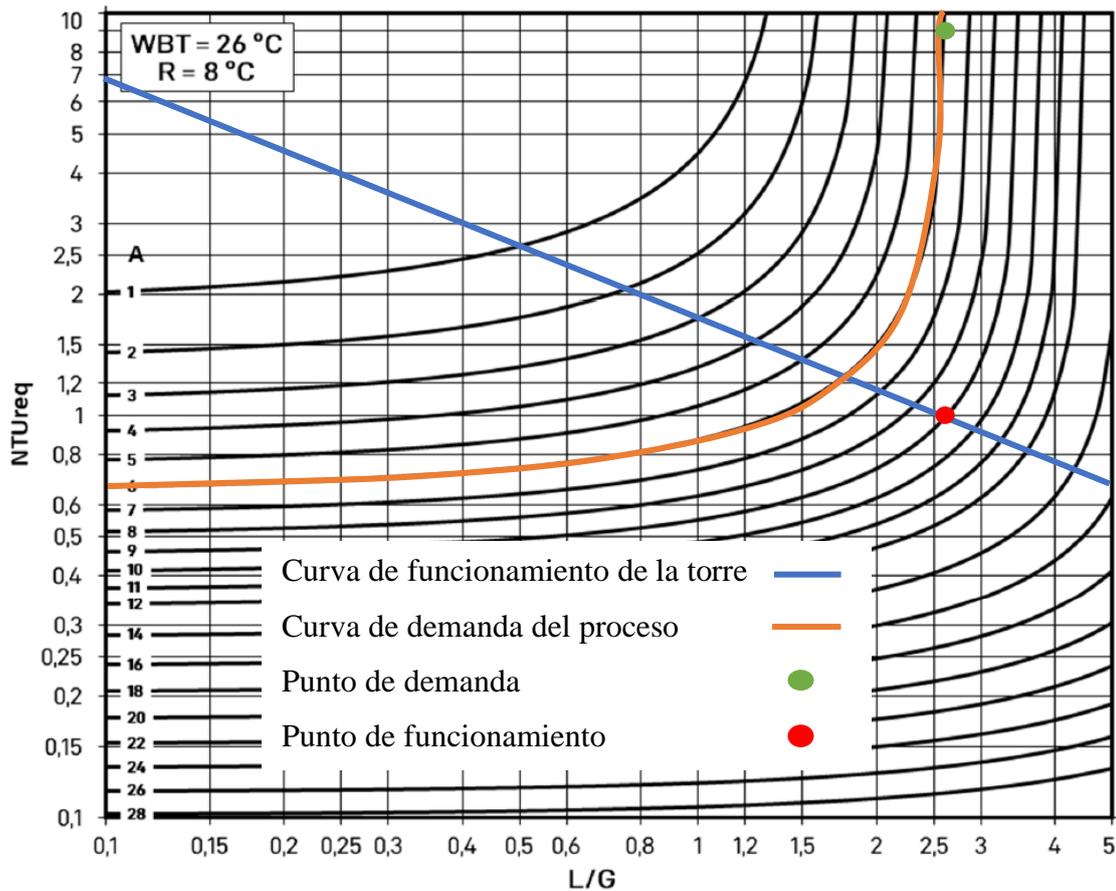


Figura 3.16.- Funcionamiento de la torre antigua en el nuevo emplazamiento

Como se puede ver en la Figura 3.16, la torre actual es incapaz de satisfacer la demanda del nuevo emplazamiento para la misma relación entre agua y aire del emplazamiento actual. La temperatura de salida del agua sería al menos 3 o 4 °C más alta de lo que se precisa.

Antes de continuar analizando las opciones que se tienen para hacer que la torre cumpla con esta nueva demanda, es necesario realizar las comprobaciones de funcionamiento respecto a la superficie del relleno, y ver si será preciso cambiar dicha superficie.

Primero se comprueba qué ocurriría si se mantuviese el relleno actual con el nuevo caudal másico de agua. Para ello, solo se debe calcular el parámetro L de acuerdo con la nueva demanda de la misma forma que se hizo anteriormente y comprobar según la Figura 3.10 si este es aceptable.

$$L \left[\frac{kg}{h \cdot m^2} \right] = 825 \left[\frac{m^3}{h} \right] \times 1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \times \frac{1}{36 \left[m^2 \right]} = 22916.66 \quad (3.26)$$

A la vista de los resultados, es obvio que no se puede mantener el relleno actual para la nueva torre si se quieren evitar graves problemas de inundación en la misma; por lo tanto, se tendrá que redimensionar la superficie en planta de la torre con el fin de solventar ese tipo de problemas. Para ello, se fijan unos valores iniciales de $L=12000 \text{ [kg/h-m}^2\text{]}$ y de $L/G=2$. Con esto se puede calcular el valor de G y comprobar si está dentro de la zona de diseño. Simplemente dividiendo se obtiene $G=L/(L/G)$. Sustituyendo los valores y operando se obtiene un valor de $G= 6000 \text{ [kg/h-m}^2\text{]}$.

Lo siguiente es calcular las nuevas dimensiones del relleno para el valor de L supuesto y el nuevo caudal másico de agua:

$$S = \frac{m_w}{L} = \frac{825 \left[\frac{m^3}{h} \right] \times 1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right]}{12000 \left[\frac{kg}{h \cdot m^2} \right]} = 68.75 \text{ [m}^2\text{]} \quad (3.27)$$

El valor obtenido se puede modificar ligeramente con el fin de utilizar valores comerciales habituales para las dimensiones de la celda. Se pretende diseñar una celda lo más parecida posible a la actual, es decir, una celda cuadrada; por lo tanto, modificando la superficie en planta de la celda y dándole un valor de $64 \text{ [m}^2\text{]}$, se consigue una celda de dimensiones $8 \times 8 \text{ [m]}$.

Dado que se ha modificado la superficie, es necesario recalcular los parámetros L y G y volver a comprobar los mecanismos de fallo. Realizando entonces los cálculos una vez más, se obtienen los siguientes valores: $L=12890 \text{ [kg/h-m}^2\text{]}$ y $G=6445 \text{ [kg/h-m}^2\text{]}$; así pues, se asegura que el relleno está bien dimensionado y no habrá riesgo de inundación u otros problemas en el funcionamiento.

Otra consideración importante que se ha de tener en cuenta es que, si el punto de funcionamiento se encuentra en las zonas verticales de las curvas de demanda, el proceso será muy sensible a cualquier cambio de las condiciones de trabajo. Esto quiere decir que si, por ejemplo, pasado un tiempo desde la construcción del equipo, el relleno sufre un mínimo deterioro (algo que sería lógico), el agua de salida de la torre saldría a una temperatura mucho mayor de la que cabría esperar. Es por esto por lo que siempre se descartará trabajar en estas zonas de las curvas de demanda.

OPCIÓN 1: MODIFICAR LA RELACIÓN DE AGUA-AIRE

La primera opción que se plantea es la de disminuir el valor del parámetro L/G para que la torre sea capaz de cumplir con la demanda que se exige.

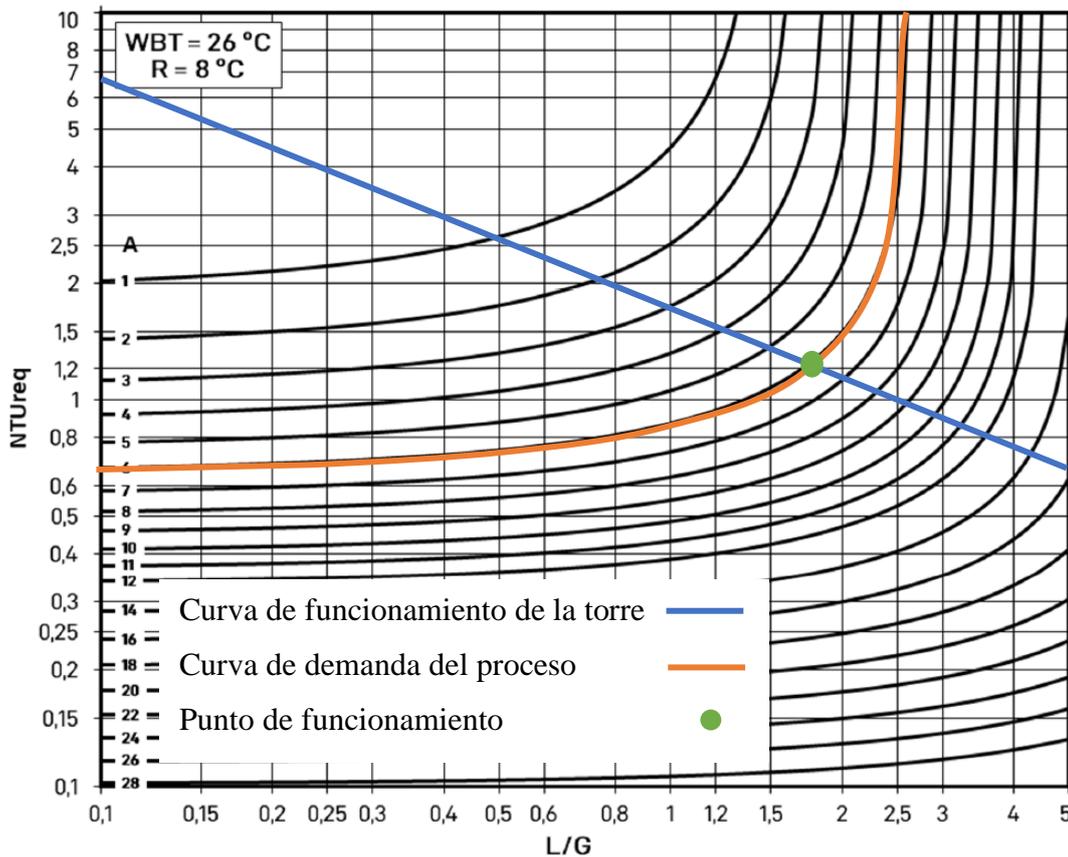


Figura 3.17.- Funcionamiento de la nueva torre para un L/G=1.8

Como se puede ver en la Figura 3.17 , el punto de demanda se acerca más a la curva de la torre a cambio de reducir la relación L/G, esto conlleva un aumento del consumo de aire y por lo tanto también un aumento del consumo eléctrico.

. De este modo, se calcula el punto de funcionamiento para diferentes valores de este parámetro y se comprueba que la demanda se cumple para un valor máximo de L/G= 1,8.

A continuación, se obtendrá el consumo eléctrico del ventilador para este régimen de funcionamiento de la torre. Para ello, ha de obtenerse el caudal volumétrico de aire húmedo a la salida de la torre, necesiándose el volumen específico de dicho aire, que se calculará a partir de valores tabulados tal y como se hizo para el consumo eléctrico de la torre actual en el apartado de “Comprobación de parámetros operativos de la torre actual”.

Realizados los cálculos se obtiene un consumo total del ventilador de 22,75 kW.

OPCIÓN 2: MODIFICAR LA ALTURA DE LA TORRE

Para este caso, se va a suponer que se trabaja con la misma relación de agua-aire que se tiene en los parámetros operativos de la torre actual ($L/G=2,6$). Esta situación corresponde al punto de demanda de la Figura 3.16, donde como se veía, la torre no es capaz de satisfacer la demanda.

La estrategia que se va a seguir para esta opción es la de modificar la altura de la torre con el fin de desplazar la curva característica y que esta corte con el punto de demanda.

Como se veía en 3.1.1.-, la curva característica de una torre de este tipo depende de las características del relleno. Además, esa curva se podía aproximar por la ecuación 3.13 (pag.34). Conocido esto, es posible saber cómo se va a modificar la curva de la torre si cambia la altura de esta; de modo que, si se multiplica o divide la altura por un determinado factor, el parámetro C se multiplicaría o dividiría por ese mismo factor.

Para conocer cuál debería ser la altura de la torre para la cual se podría satisfacer la nueva demanda, se iguala el valor del $NTU_{requerido}$ con la ecuación de la curva manteniendo el valor del parámetro n y despejando el nuevo valor de C . Después se divide ese nuevo valor entre el antiguo y se obtiene el factor multiplicador, el cual se utilizará para conocer la nueva altura de la torre.

$$NTU_{req} = C \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^{-n} \rightarrow 4.185 = C' \cdot (2.5)^{-0.5799} \rightarrow C' = 7.12 \quad (3.28)$$

$$\frac{C'}{C} = \frac{7.12}{1.76} = 4.04 \quad (3.29)$$

$$h' = h \cdot 4.04 = 1.8 \cdot 4.04 = 7.27 [m] \quad (3.30)$$

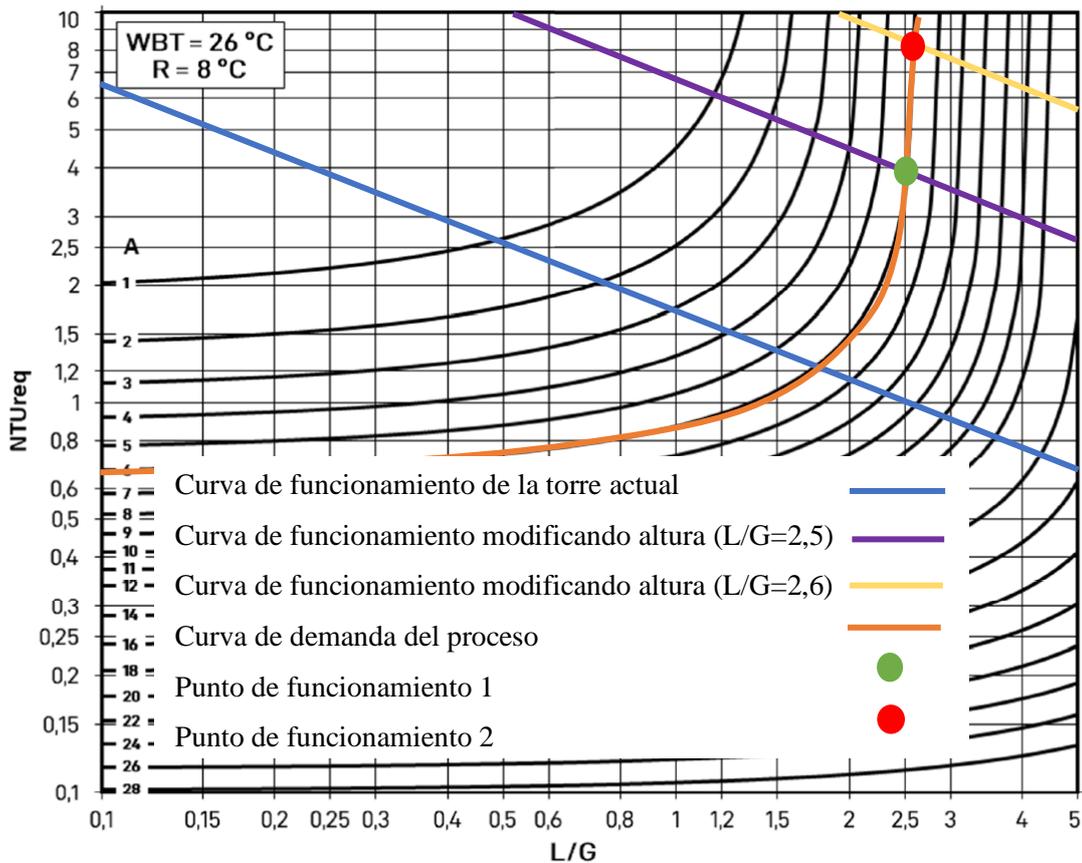


Figura 3.18.- Comparación de las curvas de funcionamiento después de modificar la altura de la torre.

Como se puede ver en la Figura 3.18, al modificar la altura de la torre se puede conseguir que esta cumpla con la demanda exigida; no obstante, además del sobrecoste que esto supondría a la hora de fabricar el relleno, hay que tener en cuenta que se estaría trabajando en una zona muy sensible de las curvas de demanda, esto se puede ver por ejemplo en que si se quisiera trabajar con un L/G de 2.6 como en la torre actual, la altura que le habría que dar al relleno sería de 17 metros, esto supone un incremento de casi 10 metros respecto a los cálculos que se realizaron para un L/G de 2.5.

Ya se han analizado las dos posibles modificaciones que se le pueden hacer a la torre para mejorar su funcionamiento. También se ha visto que ambas tienen alguna desventaja; la reducción excesiva de la relación L/G implica un aumento desmesurado del consumo del aire y por lo tanto del consumo eléctrico del ventilador, mientras que, si solo se modifica la altura de la torre, los costes de fabricación del relleno aumentarían notablemente.

Además, en este caso es siempre recomendable reducir L/G ya que de lo contrario se trabajaría en unas condiciones demasiado sensibles a cualquier perturbación tal y como se ha comentado.

3.2.6.- Selección de parámetros operativos de la nueva torre. Alternativas

A continuación, se muestran las opciones a considerar con sus diferentes parámetros de funcionamiento:

1. Evidentemente la primera opción es continuar con la situación actual. Esta es, mantener la torre en su emplazamiento en Asturias con la máquina operando según los mismos parámetros que ya se han visto.

Parámetros operativos:

- Caudal de agua: 600 m³/h
- Temperatura de entrada: 40 °C
- Temperatura de salida: 32 °C
- Temperatura de bulbo húmedo: 22 °C
- Dimensiones de la celda: 6x6 m
- Altura del relleno: 1,8 m
- Relación agua-aire: 2,6
- CONSUMO ELÉCTRICO: 12,25 kW

2. La segunda optativa es utilizar una torre de características similares a la actual en Brasil, disminuyendo la relación de agua-aire para que, a pesar del cambio desfavorable de las condiciones del aire a la entrada, la torre sea capaz de cumplir con la demanda.

Parámetros operativos:

- Caudal de agua: 825 m³/h
- Temperatura de entrada: 40 °C
- Temperatura de salida: 32 °C
- Temperatura de bulbo húmedo: 26 °C
- Dimensiones de la celda: 8x8 m
- Altura del relleno: 1,8 m
- Relación agua-aire: 1.8
- CONSUMO ELÉCTRICO: 22,75 kW

3. Otra opción será colocar una torre con altura de relleno modificada en Brasil, con el objetivo de cumplir con la demanda que se requiere sin aumentar el consumo de aire y, por tanto, el consumo del ventilador.

Parámetros operativos:

- Caudal de agua: 825 m³/h
- Temperatura de entrada: 40 °C
- Temperatura de salida: 32 °C
- Temperatura de bulbo húmedo: 26 °C
- Dimensiones de la celda: 8x8 m
- Altura del relleno: 7,23 m
- Relación agua-aire: 2,5
- CONSUMO ELÉCTRICO: 12,25 kW

4. La última opción que se valora es una combinación de las dos últimas, se modifica tanto la altura del relleno como la relación de agua y aire que se introduce a la torre.

Parámetros operativos:

- Caudal de agua: 825 m³/h
- Temperatura de entrada: 40 °C
- Temperatura de salida: 32 °C
- Temperatura de bulbo húmedo: 26 °C
- Dimensiones de la celda: 8x8 m
- Altura del relleno: 3,79 m
- Relación agua-aire: 2,3
- CONSUMO ELÉCTRICO: 17.95 kW

3.3.- ANÁLISIS DE RESULTADOS

Para finalizar este capítulo se realizará un pequeño estudio económico con el fin de valorar la viabilidad de las opciones expuestas anteriormente.

Para ello se deben tener en cuenta todos los costes asociados a las distintas opciones. En las opciones valoradas donde la escarpadora se lleve a la acería situada en Brasil, existirán unos costes iniciales fijos debidos a la fabricación de los equipos; donde se estima, atendiendo a la experiencia obtenida con la torre actual, que el relleno equivaldrá a un 40% del coste total de fabricación de esta.

Los costes variables dependerán de los consumos que realicen las torres de las diferentes opciones, así como del coste de la energía.

Por supuesto, se debe tener en cuenta que el coste de la energía varía constantemente, y en Europa lo ha hecho de forma notable en los últimos tiempos debido tanto a las crisis del COVID19 como a la guerra entre Rusia y Ucrania.

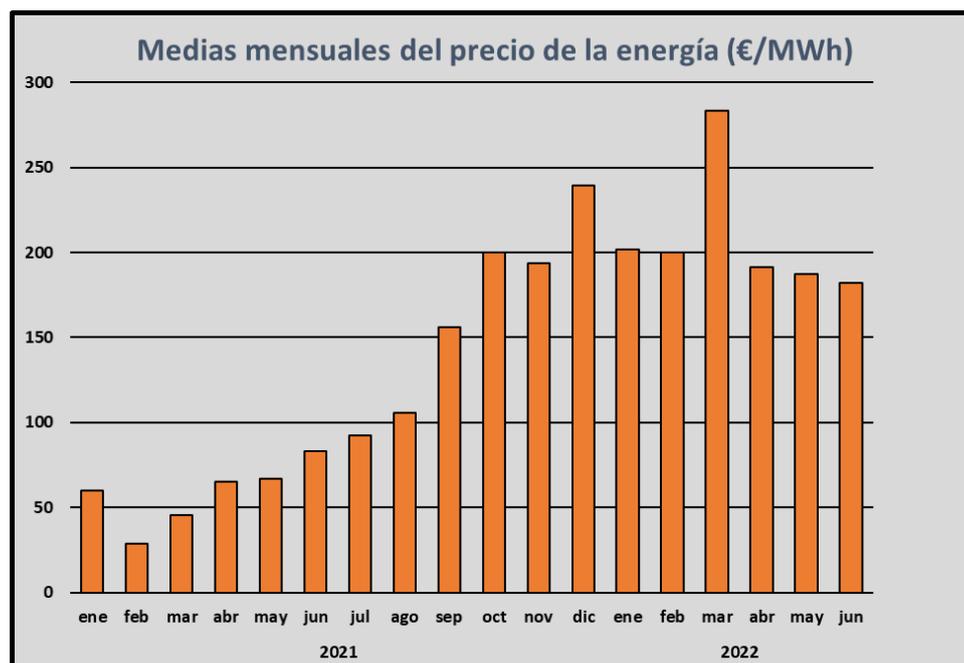


Figura 3.19.- Variación del precio de la electricidad del mercado SPOT en España.

Atendiendo a la Figura 3.19, se nota un ascenso constante del precio industrial de la energía desde marzo de 2021 hasta octubre de ese mismo año, y posteriormente se estabiliza el precio. La subida radical del mes de marzo de 2022 se debe al corte de suministro por parte de los gaseoductos provenientes de Rusia a causa de la guerra. Como se ve, el mes

siguiente se vuelve a estabilizar el precio alrededor de un valor de 200 €/MWh y continua así durante los meses posteriores.

No se dispone de datos tan concretos acerca de los precios de la energía en Brasil. El valor más actualizado que se conoce es de septiembre de 2021 de 0.146 USD/kWh lo que equivale en euros a un precio de 140 €/MWh.

Con estos datos, se puede realizar un estudio temporal y comparar los costes asociados a las opciones citadas anteriormente. Primero se evalúa el coste total de operación por año sin tener en cuenta los aumentos en el precio de la energía para poder observar con claridad los efectos de las modificaciones de la torre.

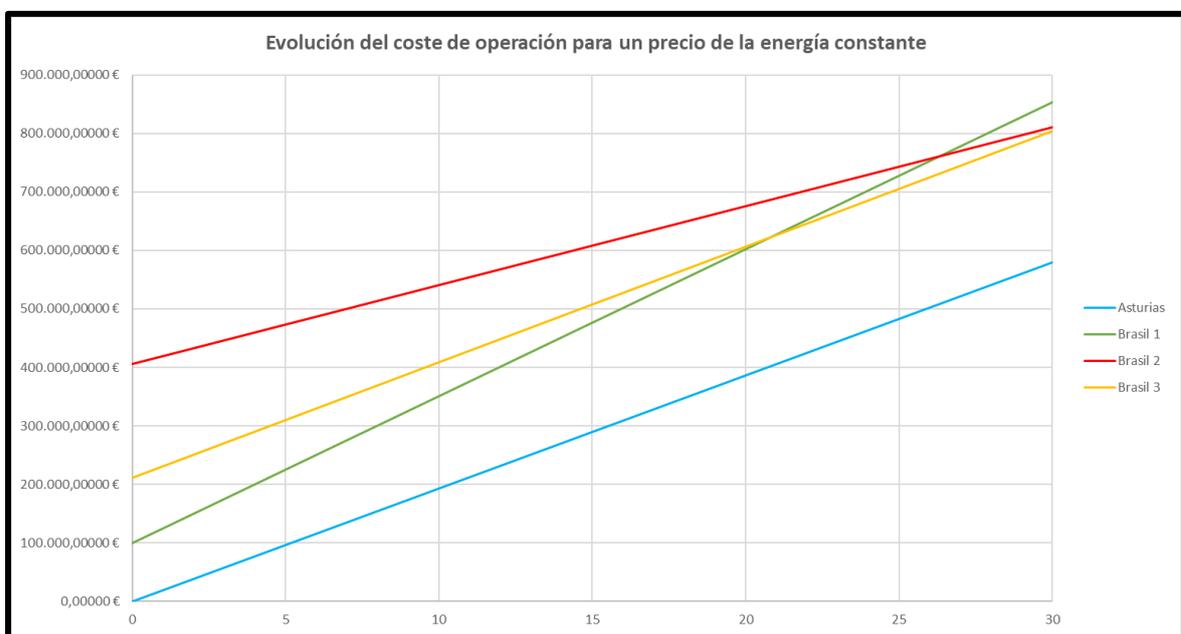


Figura 3.20.- Evolución del coste de operación para un precio de la energía constante.

En la Figura 3.20 se pueden apreciar varios detalles. En primer lugar, es evidente que el coste inicial en Asturias es igual a cero ya que el equipo ya está construido, a diferencia de las demás opciones. Los mayores costes iniciales corresponden a la torre que se ha diseñado con mayor altura de relleno (línea roja), en la que no se ha modificado el parámetro L/G; sin embargo, debido a eso, el consumo eléctrico se reduce considerablemente. La línea verde corresponde a la torre que trabaja con el mayor consumo de aire; es decir a la que solo se le ha modificado el parámetro L/G. Por último, la línea amarilla corresponde a una situación intermedia, con el doble de costes iniciales que la anterior, pero con un consumo menor, aunque no tan pequeño como el de la torre más cara.

Como se ve, la torre más cara terminará por ser la más rentable a lo largo del tiempo, y la más barata dejará de ser rentable respecto a la que se le han aplicado las dos modificaciones para un tiempo aproximado de 20 años. Si se comparan las tres opciones de llevar el equipo a Brasil con la de mantenerlo en Asturias, se ve que el funcionamiento es mucho más rentable si se utiliza la torre en su emplazamiento actual, debido principalmente a la poca humedad y temperatura que se tiene en comparación con el emplazamiento de Brasil.

Se recuerda que esta es una situación hipotética que podría alejarse de la realidad, ya que se está suponiendo un precio de la energía constante. A continuación, se verá que ocurre si se aplica al estudio una variación de los precios de la energía.

Es difícil estimar un precio de la energía para un periodo posterior de 10 años solo conociendo los datos que se mostraban al principio de este subapartado, es por ello que para analizar la influencia del precio en las cuatro opciones de diseño se va a proceder de la siguiente forma, se supondrán varios incrementos del precio de la energía debido a la inflación de 5%, 7.5% y 10% para todas las opciones, tanto las que conllevan desplazar la producción a Brasil como en la que se pretende continuar con el ejercicio en Asturias. Realizados los cálculos se obtienen los siguientes resultados.

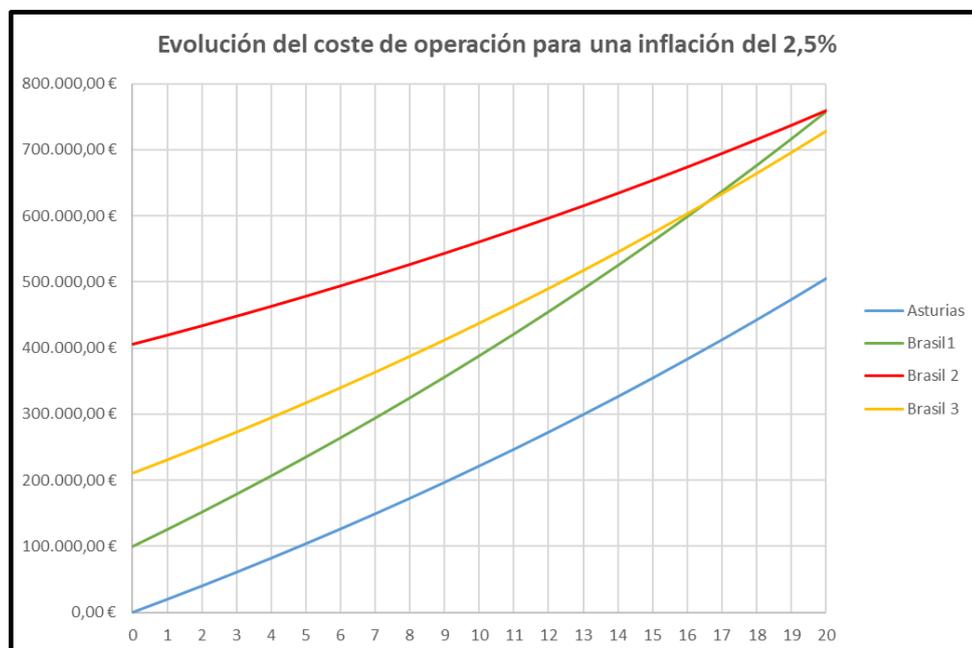


Figura 3.21.- Evolución del coste de operación para una inflación del 2,5%

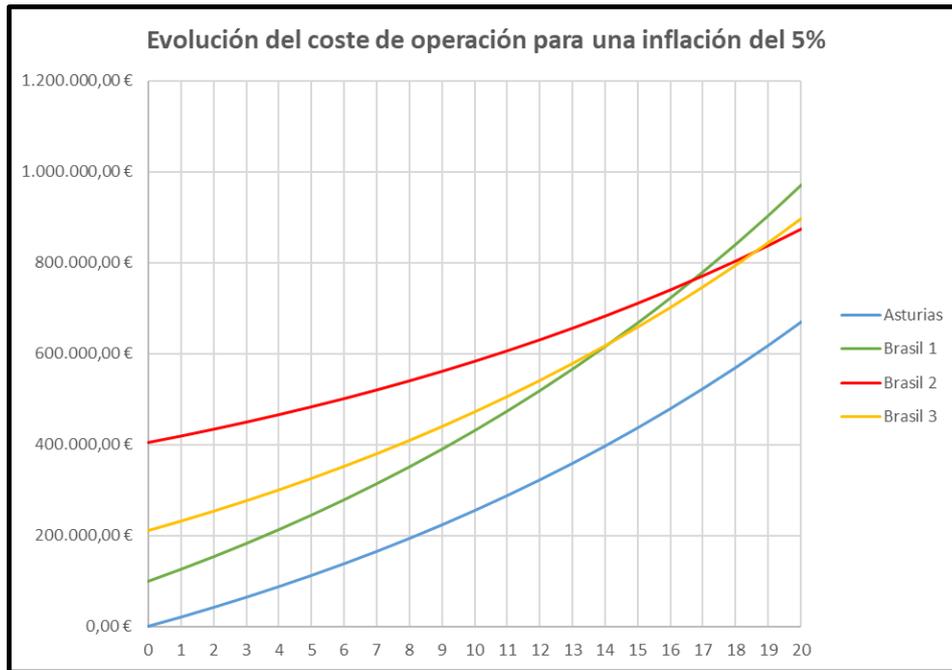


Figura 3.22.- Evolución del coste de operación para una inflación del 5%

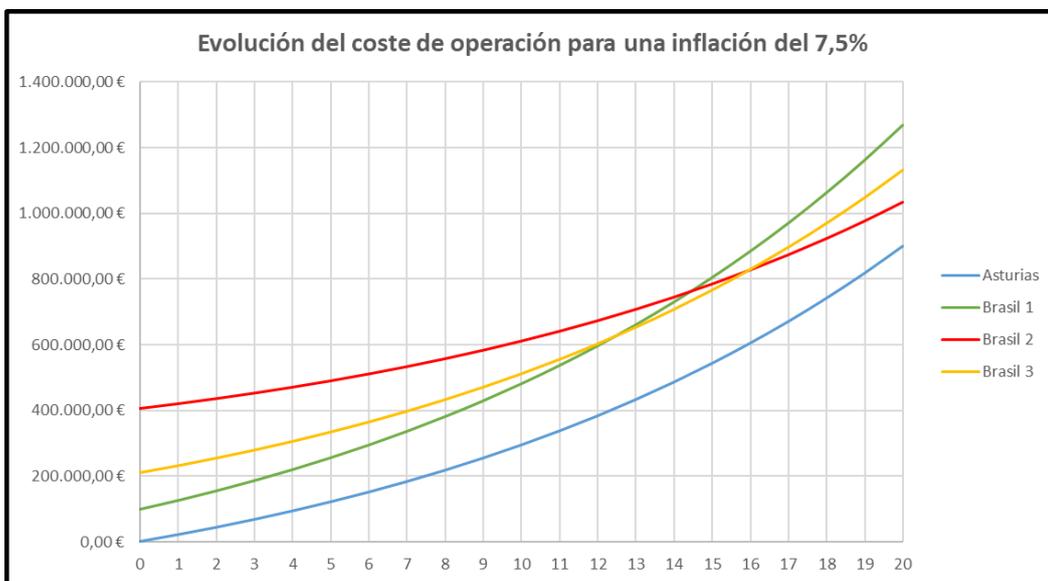


Figura 3.23.- Evolución del coste de operación para una inflación del 7,5%

Como se puede ver en los gráficos anteriores, a medida que el precio de la energía aumenta es más notorio el efecto del consumo de la torre, de modo que la torre más cara y de menor consumo comenzará a ser la más rentable en menos tiempo como se puede ver en las gráficas anteriores.

4. Conclusiones

En este trabajo se ha realizado el redimensionado térmico de una torre de refrigeración evaporativa con el fin de evaluar el impacto económico de este equipo ante un hipotético cambio de ubicación de la instalación de escarpado de desbastes a la que da servicio. Para ello:

- Se ha analizado el proceso al que la torre presta servicio, lo cual ha permitido entender cómo influyen las modificaciones del proceso de escarpado en la demanda de refrigeración.
- Se han estudiado las características, ventajas e inconvenientes de los diferentes medios de refrigeración que podrían ser empleados y se han analizado los detalles constitutivos de la torre de refrigeración evaporativa objeto de estudio.
- Se ha establecido una metodología de redimensionado térmico que combina la Teoría de Merkel para refrigeración evaporativa con reglas de diseño empíricas disponibles en la literatura técnica y científica. La implementación de estos métodos y reglas mediante software de fácil acceso (hoja de cálculo) ha proporcionado una herramienta práctica, que facilita el cálculo de múltiples soluciones al problema planteado en este estudio, pero que también es aplicable a otros casos análogos que pudieran presentarse en el futuro.
- Se ha realizado una sencilla campaña de medidas en campo que ha permitido determinar la curva característica del relleno de la torre actual. Esta información es imprescindible en este tipo de estudios, pero no suele ser facilitada por el fabricante de la torre.
- Se ha realizado una búsqueda de la información disponible en internet para el nuevo emplazamiento, lo cual ha permitido caracterizar las condiciones climáticas esperables y realizar una estimación de los costes asociados al consumo eléctrico de la torre.

En lugar de valorar una única solución técnica, se han planteado tres alternativas de diseño para la nueva torre que cubren todo el espectro razonable de inversión inicial y de coste de operación. Se concluye que:

- A costes de energía fijos o en un escenario de encarecimiento moderado de la energía eléctrica (2,5% anual), el cambio de emplazamiento implica un sobrecoste de unos 200 k€ en un periodo de 20 años, es decir 10 000 €/año, independientemente de la solución adoptada para la nueva torre.
- En un escenario de encarecimiento acusado de la energía eléctrica (7,5% anual), el cambio de emplazamiento supondría un sobrecoste que oscila entre 100 y 400 k€ en un periodo de 20 años, dependiendo de la solución adoptada para la nueva torre:
 - 100 k€ (5 000 €/año) para una torre con un relleno de 7,23 m de altura y un ventilador de 12.25 kW, que requiere una inversión inicial de 400 k€ y que no constituye una buena solución técnica por la excesiva altura del relleno.
 - 250 k€ (12 500 €/año) para una torre con un relleno de 3,79 m de altura y un ventilador de 17,95 kW, que requiere una inversión inicial de 200 k€ y que constituye la solución técnica más razonable.
 - 400 k€ (80 000 €/año) para una torre con un relleno de 1,80 m de altura y un ventilador de 22,75 kW, que requiere una inversión inicial de 100 k€, pero que no constituye una buena solución técnica para un periodo superior a los 15 años por la excesiva potencia del ventilador.

En conclusión, puede asegurarse que el cambio de emplazamiento de la instalación supondría un sobrecoste asociado a la torre de refrigeración de un mínimo de 200 k€ para un periodo de 20 años.

5. Anexos

I. PRESIÓN DE VAPOR DE SATURACIÓN DEL H₂O

$t (^{\circ}\text{C})$	$p_{v,\text{sat}}(\text{Pa})$						
-20	103,3	4	813,5	28	3782,2	52	13629,0
-19,5	108,3	4,5	842,5	28,5	3893,8	52,5	13965,9
-19	113,6	5	872,5	29	4008,3	53	14310,0
-18,5	119,1	5,5	903,4	29,5	4125,7	53,5	14661,3
-18	124,9	6	935,2	30	4246,0	54	15019,9
-17,5	131,0	6,5	968,1	30,5	4369,4	54,5	15386,0
-17	137,2	7	1002,0	31	4495,9	55	15759,7
-16,5	143,8	7,5	1036,9	31,5	4625,6	55,5	16141,1
-16	150,7	8	1072,8	32	4758,5	56	16530,4
-15,5	157,8	8,5	1109,9	32,5	4894,8	56,5	16927,7
-15	165,3	9	1148,1	33	5034,3	57	17333,1
-14,5	173,1	9,5	1187,5	33,5	5177,4	57,5	17746,8
-14	181,2	10	1228,0	34	5323,9	58	18168,9
-13,5	189,7	10,5	1269,7	34,5	5474,0	58,5	18599,4
-13	198,5	11	1312,7	35	5627,8	59	19038,7
-12,5	207,7	11,5	1357,0	35,5	5785,3	59,5	19486,7
-12	217,3	12	1402,6	36	5946,6	60	19943,8
-11,5	227,3	12,5	1449,5	36,5	6111,8	60,5	20409,9
-11	237,7	13	1497,8	37	6281,0	61	20885,2
-10,5	248,6	13,5	1547,5	37,5	6454,2	61,5	21370,0
-10	259,9	14	1598,7	38	6631,5	62	21864,2
-9,5	271,7	14,5	1651,3	38,5	6813,0	62,5	22368,2
-9	283,9	15	1705,4	39	6998,7	63	22882,0
-8,5	296,7	15,5	1761,1	39,5	7188,9	63,5	23405,8
-8	310,0	16	1818,4	40	7383,5	64	23939,7
-7,5	323,8	16,5	1877,4	40,5	7582,6	64,5	24484,0
-7	338,2	17	1937,9	41	7786,3	65	25038,7
-6,5	353,2	17,5	2000,2	41,5	7994,7	65,5	25604,0
-6	368,7	18	2064,3	42	8208,0	66	26180,2
-5,5	384,9	18,5	2130,1	42,5	8426,1	66,5	26767,3
-5	401,8	19	2197,8	43	8649,2	67	27365,5
-4,5	419,3	19,5	2267,3	43,5	8877,3	67,5	27975,0
-4	437,5	20	2338,8	44	9110,7	68	28596,0
-3,5	456,4	20,5	2412,2	44,5	9349,3	68,5	29228,6
-3	476,1	21	2487,7	45	9593,2	69	29873,0
-2,5	496,5	21,5	2565,2	45,5	9842,6	69,5	30529,4
-2	517,7	22	2644,8	46	10097,6	70	31197,9
-1,5	539,8	22,5	2726,5	46,5	10358,2	70,5	31878,8
-1	562,7	23	2810,4	47	10624,6	71	32572,2
-0,5	586,5	23,5	2896,6	47,5	10896,9	71,5	33278,3
0	611,2	24	2985,1	48	11175,1	72	33997,3
0,5	633,8	24,5	3076,0	48,5	11459,4	72,5	34729,3
1	657,1	25	3169,2	49	11749,9	73	35474,6
1,5	681,1	25,5	3264,9	49,5	12046,7	73,5	36233,4
2	706,0	26	3363,1	50	12349,9	74	37005,8
2,5	731,6	26,5	3463,9	50,5	12659,6	74,5	37792,1
3	758,0	27	3567,3	51	12975,9	75	38592,4
3,5	785,3	27,5	3673,4	51,5	13299,0	75,5	39406,9

$t (^{\circ}\text{C})$	$p_{v,\text{sat}}(\text{Pa})$						
76	40235,8	100	101418,7	124	225194,0	148	451211,5
76,5	41079,4	100,5	103242,0	124,5	228701,0	148,5	457357,1
77	41937,8	101	105092,3	125	232252,4	149	463569,7
77,5	42811,3	101,5	106969,9	125,5	235848,5	149,5	469849,8
78	43700,0	102	108875,2	126	239489,8	150	476197,9
78,5	44604,2	102,5	110808,5	126,5	243176,7	150,5	482614,5
79	45524,0	103	112770,1	127	246909,7	151	489100,2
79,5	46459,8	103,5	114760,3	127,5	250689,1	151,5	495655,4
80	47411,6	104	116779,4	128	254515,3	152	502280,9
80,5	48379,8	104,5	118827,8	128,5	258388,9	152,5	508977,0
81	49364,5	105	120905,7	129	262310,3	153	515744,3
81,5	50365,9	105,5	123013,5	129,5	266279,8	153,5	522583,4
82	51384,4	106	125151,5	130	270297,9	154	529494,8
82,5	52420,0	106,5	127320,1	130,5	274365,1	154,5	536479,1
83	53473,1	107	129519,5	131	278481,8	155	543536,8
83,5	54543,9	107,5	131750,2	131,5	282648,5	155,5	550668,5
84	55632,6	108	134012,4	132	286865,5	156	557874,7
84,5	56739,4	108,5	136306,5	132,5	291133,4	156,5	565156,0
85	57864,5	109	138632,8	133	295452,6	157	572513,0
85,5	59008,3	109,5	140991,8	133,5	299823,5	157,5	579946,1
86	60170,9	110	143383,6	134	304246,6	158	587456,1
86,5	61352,6	110,5	145808,7	134,5	308722,4	158,5	595043,3
87	62553,7	111	148267,4	135	313251,3	159	602708,5
87,5	63774,3	111,5	150760,1	135,5	317833,8	159,5	610452,2
88	65014,8	112	153287,1	136	322470,3	160	618274,9
88,5	66275,3	112,5	155848,7	136,5	327161,3	160,5	626177,3
89	67556,2	113	158445,5	137	331907,4	161	634159,8
89,5	68857,7	113,5	161077,6	137,5	336708,9	161,5	642223,2
90	70180,0	114	163745,5	138	341566,3	162	650367,9
90,5	71523,4	114,5	166449,5	138,5	346480,1	162,5	658594,6
91	72888,2	115	169190,0	139	351450,8	163	666903,9
91,5	74274,6	115,5	171967,4	139,5	356478,9	163,5	675296,3
92	75682,9	116	174782,0	140	361564,9	164	683772,4
92,5	77113,4	116,5	177634,2	140,5	366709,2	164,5	692332,8
93	78566,3	117	180524,5	141	371912,3	165	700978,2
93,5	80041,9	117,5	183453,1	141,5	377174,7	165,5	709709,0
94	81540,5	118	186420,4	142	382496,9	166	718526,0
94,5	83062,4	118,5	189426,9	142,5	387879,5	166,5	727429,7
95	84607,8	119	192473,0	143	393322,8	167	736420,8
95,5	86176,9	119,5	195558,9	143,5	398827,5	167,5	745499,7
96	87770,2	120	198685,2	144	404393,9	168	754667,2
96,5	89387,9	120,5	201852,1	144,5	410022,7	168,5	763923,9
97	91030,3	121	205060,2	145	415714,3	169	773270,3
97,5	92697,6	121,5	208309,7	145,5	421469,2	169,5	782707,1
98	94390,1	122	211601,2	146	427287,9	170	792234,9
98,5	96108,2	122,5	214934,9	146,5	433171,0	170,5	801854,3
99	97852,1	123	218311,4	147	439118,9	171	811566,0
99,5	99622,2	123,5	221730,9	147,5	445132,3	171,5	821370,5

t (°C)	$p_{v,sat}$ (Pa)						
76	40235,8	100	101418,7	124	225194,0	148	451211,5
76,5	41079,4	100,5	103242,0	124,5	228701,0	148,5	457357,1
77	41937,8	101	105092,3	125	232252,4	149	463569,7
77,5	42811,3	101,5	106969,9	125,5	235848,5	149,5	469849,8
78	43700,0	102	108875,2	126	239489,8	150	476197,9
78,5	44604,2	102,5	110808,5	126,5	243176,7	150,5	482614,5
79	45524,0	103	112770,1	127	246909,7	151	489100,2
79,5	46459,8	103,5	114760,3	127,5	250689,1	151,5	495655,4
80	47411,6	104	116779,4	128	254515,3	152	502280,9
80,5	48379,8	104,5	118827,8	128,5	258388,9	152,5	508977,0
81	49364,5	105	120905,7	129	262310,3	153	515744,3
81,5	50365,9	105,5	123013,5	129,5	266279,8	153,5	522583,4
82	51384,4	106	125151,5	130	270297,9	154	529494,8
82,5	52420,0	106,5	127320,1	130,5	274365,1	154,5	536479,1
83	53473,1	107	129519,5	131	278481,8	155	543536,8
83,5	54543,9	107,5	131750,2	131,5	282648,5	155,5	550668,5
84	55632,6	108	134012,4	132	286865,5	156	557874,7
84,5	56739,4	108,5	136306,5	132,5	291133,4	156,5	565156,0
85	57864,5	109	138632,8	133	295452,6	157	572513,0
85,5	59008,3	109,5	140991,8	133,5	299823,5	157,5	579946,1
86	60170,9	110	143383,6	134	304246,6	158	587456,1
86,5	61352,6	110,5	145808,7	134,5	308722,4	158,5	595043,3
87	62553,7	111	148267,4	135	313251,3	159	602708,5
87,5	63774,3	111,5	150760,1	135,5	317833,8	159,5	610452,2
88	65014,8	112	153287,1	136	322470,3	160	618274,9
88,5	66275,3	112,5	155848,7	136,5	327161,3	160,5	626177,3
89	67556,2	113	158445,5	137	331907,4	161	634159,8
89,5	68857,7	113,5	161077,6	137,5	336708,9	161,5	642223,2
90	70180,0	114	163745,5	138	341566,3	162	650367,9
90,5	71523,4	114,5	166449,5	138,5	346480,1	162,5	658594,6
91	72888,2	115	169190,0	139	351450,8	163	666903,9
91,5	74274,6	115,5	171967,4	139,5	356478,9	163,5	675296,3
92	75682,9	116	174782,0	140	361564,9	164	683772,4
92,5	77113,4	116,5	177634,2	140,5	366709,2	164,5	692332,8
93	78566,3	117	180524,5	141	371912,3	165	700978,2
93,5	80041,9	117,5	183453,1	141,5	377174,7	165,5	709709,0
94	81540,5	118	186420,4	142	382496,9	166	718526,0
94,5	83062,4	118,5	189426,9	142,5	387879,5	166,5	727429,7
95	84607,8	119	192473,0	143	393322,8	167	736420,8
95,5	86176,9	119,5	195558,9	143,5	398827,5	167,5	745499,7
96	87770,2	120	198685,2	144	404393,9	168	754667,2
96,5	89387,9	120,5	201852,1	144,5	410022,7	168,5	763923,9
97	91030,3	121	205060,2	145	415714,3	169	773270,3
97,5	92697,6	121,5	208309,7	145,5	421469,2	169,5	782707,1
98	94390,1	122	211601,2	146	427287,9	170	792234,9
98,5	96108,2	122,5	214934,9	146,5	433171,0	170,5	801854,3
99	97852,1	123	218311,4	147	439118,9	171	811566,0
99,5	99622,2	123,5	221730,9	147,5	445132,3	171,5	821370,5

II. TABLA DE AIRE SATURADO $h(T)$.

<i>t</i> (°C)	<i>h</i> (kJ/kg)		<i>t</i> (°C)	<i>h</i> (kJ/kg)
0,0	9,5		22,5	66,6
0,5	10,3		23,0	68,4
1,0	11,2		23,5	70,4
1,5	12,1		24,0	72,4
2,0	13,0		24,5	74,4
2,5	13,9		25,0	76,5
3,0	14,8		25,5	78,6
3,5	15,8		26,0	80,8
4,0	16,7		26,5	83,0
4,5	17,7		27,0	85,3
5,0	18,6		27,5	87,6
5,5	19,6		28,0	90,0
6,0	20,6		28,5	92,4
6,5	21,7		29,0	94,9
7,0	22,7		29,5	97,4
7,5	23,8		30,0	100,0
8,0	24,9		30,5	102,7
8,5	26,0		31,0	105,4
9,0	27,1		31,5	108,2
9,5	28,2		32,0	111,0
10,0	29,4		32,5	113,9
10,5	30,5		33,0	116,9
11,0	31,7		33,5	119,9
11,5	33,0		34,0	123,0
12,0	34,2		34,5	126,2
12,5	35,5		35,0	129,5
13,0	36,7		35,5	132,8
13,5	38,0		36,0	136,2
14,0	39,4		36,5	139,7
14,5	40,7		37,0	143,3
15,0	42,1		37,5	147,0
15,5	43,5		38,0	150,7
16,0	45,0		38,5	154,6
16,5	46,4		39,0	158,5
17,0	47,9		39,5	162,6
17,5	49,5		40,0	166,7
18,0	51,0		40,5	171,0
18,5	52,6		41,0	175,3
19,0	54,2		41,5	179,8
19,5	55,9		42,0	184,3
20,0	57,6		42,5	189,0
20,5	59,3		43,0	193,7
21,0	61,0		43,5	198,7
21,5	62,8		44,0	203,7
22,0	64,7		44,5	208,9

<i>t</i> (°C)	<i>h</i> (kJ/kg)
45,0	214,2
45,5	219,7
46,0	225,2
46,5	231,0
47,0	236,8
47,5	242,9
48,0	249,0
48,5	255,4
49,0	261,8
49,5	268,6
50,0	275,3
50,5	282,5
51,0	289,6
51,5	297,2
52,0	304,7
52,5	312,6
53,0	320,6
53,5	329,0
54,0	337,4
54,5	346,3
55,0	355,1
55,5	364,5
56,0	373,9
56,5	383,9
57,0	393,8
57,5	404,3
58,0	414,9
58,5	426,0
59,0	437,2
59,5	449,0
60,0	460,9
60,5	473,4
61,0	486,0
61,5	499,4
62,0	512,8
62,5	527,0
63,0	541,3
63,5	556,4
64,0	571,6
64,5	587,8
65,0	604,0
65,5	621,3
66,0	638,6
66,5	657,1
67,0	675,6

<i>t</i> (°C)	<i>h</i> (kJ/kg)
67,5	695,4
68,0	715,2
68,5	736,5
69,0	757,7
69,5	780,6
70,0	803,4
70,5	828,1
71,0	852,7
71,5	879,3
72,0	905,8
72,5	934,6
73,0	963,3
73,5	994,5
74,0	1025,6
74,5	1059,5
75,0	1093,4
75,5	1130,3
76,0	1167,2
76,5	1207,5
77,0	1247,9
77,5	1292,2
78,0	1336,5
78,5	1385,2
79,0	1433,9
79,5	1487,8
80,0	1541,8
80,5	1601,7
81,0	1661,6
81,5	1728,3
82,0	1795,1
82,5	1870,1
83,0	1945,2
83,5	2029,9
84,0	2114,6
84,5	2211,0
85,0	2307,4
85,5	2418,1
86,0	2528,7
86,5	2656,7
87,0	2784,7
87,5	2934,6
88,0	3084,6
88,5	3262,2
89,0	3439,9
89,5	3653,8

6. Bibliografía

- R. a. A.-C. E. American Society of Heating, ASHRAE handbook: 2008;
1] heating, ventilating, and air-conditioning systems and equipment, Atlanta, Ga: Inch-
Pound Ed, 2008.
- N. P. Cheremisinoff y P. N. Cheremisinoff, Cooling towers: selection,
2] design, and practice, Ann Arbor, Mich: Ann Arbor Science Publishers, 1981, p. 347.
- A. K. A. Klein, F-Chart-EES (Engineering Equations Solver). Manual de
3] usuario., 2008.
- D. Brandt, Fundamentals of psychrometrics, Atlanta: ASHRAE, 2016, p.
4] 137.
- A. K. M. Mohiuddin y K. Kant, «Knowledge base for the systematic design
5] of wet cooling towers. Part I: Selection and tower characteristics,» *International
Journal of Refrigeration*, vol. 19, nº 1, pp. 43-51, 1996-01-01.
- A. K. M. Mohiuddin y K. Kant, «Knowledge base for the systematic design
6] of wet cooling towers. Part II: Fill and other design parameters,» *International
Journal of Refrigeration*, vol. 19, nº 1, pp. 52-60, 1996-01-01.
- M. Office, Manual Microsoft Office Excel 2016, 2016.
7]
- J. Rawson, C. Foster, S. Jose y R. Ratcliffe, Technical steel research:
8] METALLURGICAL STUDY OF IN-LINE HOT SCARFING, BRITISH STEEL
CORPORATION 9, Albert Embankment GB-LONDON SE1 7SN: Directorate-
General Science, 1987, p. 148.
- J. D. Trapiella, Curvas de Demanda, Gijón, 2022.
9]
- J. D. Trapiella, Diseño de Torres de Refrigeración, Gijón, 2022.
10]
- Instituto Nacional de Meteorologia do Brasil, «INMET (Instituto Nacional
11] de Meteorologia),» [En línea]. Available: <https://mapas.inmet.gov.br/>. [Último
acceso: Marzo 2022].

- Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico, Gobierno de España, «IDAE (Instituto para la Diversificación y el Ahorro de Energía),» Junio 2010. [En línea]. Available: https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_12_Guia_tecnica_condiciones_climaticas_exteriores_de_proyecto_e4e5b769.pdf. [Último acceso: Marzo 2022].