



UNIVERSIDAD DE VALLADOLID



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica

ESTUDIO Y MODELADO DE LOS PARÁMETROS DE OPERACIÓN
DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO PARA UTILIZAR EN UNA
INSTALACIÓN DE FREE-COOLING POR AGUA

Autor:

Lobo Yagüe, Luis

Tutor:

Tejero González, Ana

Departamento de Ingeniería
Energética y Fluidomecánica

Valladolid, Julio de 2014

CAPÍTULO I: RESUMEN

I. Resumen.....	3
-----------------	---

CAPÍTULO II: OBJETIVOS

II. Objetivos.....	7
--------------------	---

CAPÍTULO III: ESTADO DEL ARTE DE LAS TECNOLOGÍAS

III.1. PRESENTACIÓN	15
III.2. PROBLEMÁTICA ENERGÉTICA.....	16
III.2.1. Energía: necesidad y problemática.....	16
III.2.1.1. Dependencia de recursos.	17
III.2.1.1. Incremento de los precios de la energía.....	19
III.2.1.2. Impacto ambiental.....	22
III.2.1.3. Las nuevas políticas de actuación.	24
III.2.2. Problemática energética en la edificación.	25
III.2.2.1. Sectores de consumo energético.	25
III.2.2.2. Consumo energético en las instalaciones de climatización.	26
III.2.3. Métodos de reducción del consumo energético en la climatización de edificios.....	27
III.3. ENFRIAMIENTO GRATUITO.....	28
III.3.1. Generalidades y normativa.	28
III.3.2. Sistema de enfriamiento gratuito por aire (Free-Cooling).	29
III.3.2.1. Disposiciones y esquemas.....	30
III.3.2.2. Criterios de diseño.....	31
III.3.2.3. Criterios de diseño.....	34
III.3.3. Sistemas de enfriamiento gratuito por agua.	36
III.3.3.1. Batería adicional.....	36
III.3.3.2. Geotermia.	40
III.3.3.3. Torre de refrigeración.....	42

III.3.4. Sistemas de enfriamiento gratuito por migración del refrigerante.....	44
III.4. ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO	45
III.4.1. Introducción.	45
III.4.2. Teoría de la refrigeración evaporativa.....	46
III.4.2.1. Enfriamiento evaporativo ideal.....	49
III.4.2.2. Enfriamiento evaporativo real.....	50
III.5. TORRES DE REFRIGERACIÓN	52
III.5.1. Introducción.	52
III.5.2. Tipos de torres.	54
III.5.2.1. Torres de enfriamiento húmedas.	55
III.5.2.2. Torres de enfriamiento secas.	69
III.5.3. Razones básicas de utilización de los sistemas de enfriamiento evaporativo.....	71
III.5.3.1. Comparación entre sistemas evaporativos y sistemas “solo aire”.	72
III.5.3.2. Ventajas e inconvenientes.	74
III.5.4. Condiciones de proyecto.	75
III.5.5. Características técnicas de la torre de refrigeración.....	77
III.5.6. Factor de riesgo de difusión de la legionela.	80
III.5.6.1. Periodos críticos.	80
III.5.6.2. Posibilidades de infección e incubación de la bacteria en las torres de refrigeración. .	81
III.5.7. Mantenimiento de las torres de refrigeración.....	83
III.5.7.1. Importancia del mantenimiento preventivo.....	83
III.5.7.2. Protocolos comunes de mantenimiento preventivo para torres de refrigeración.	84
III.5.7.3. Principales puntos de atención.	84
III.6. TORRES DE REFRIGERACIÓN HÍBRIDA	91
III.6.1. Introducción.	91
III.6.2. Proceso de enfriamiento eficaz con el máximo ahorro de agua.....	92
III.6.3. Modos operativos de la torre híbrida HXI.	93
III.6.4. Conclusiones	96
Bibliografía.....	99

CAPÍTULO IV: DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

IV.1. INTRODUCCIÓN.	103
IV.2. ELEMENTOS DEL BANCO DE ENSAYOS.	103
IV.2.1. Unidad de Tratamiento de Aire (UTA)	103
UTA TROX TECHNIK	103
Ventilador centrífugo SODECA.	104
Humidificador HumiSteam X-Plus (CAREL).	105

V.2.2.Cámara climática.....	106
Bomba de Calor Aire-aire	107
Ventilador centrífugo S&P.....	108
V.2.3. Sistemas de distribución de aire.....	109
Conductos de aire.	109
Plenums de distribución y conexión.....	109
V.2.4. Circuito de agua.....	111
Bombas de agua.....	111
V.3.ELEMENTOS DE MEDIDA Y REGISTRO.....	112
V.3.1. Elementos de medida.....	112
Sensores de medida de temperatura	112
Sensores de medida de humedad	113
Medida de la presión diferencial y caudal volumétrico: Placa orificio.	114
Medida del caudal de agua	115
V.3.2. Sistema de adquisición y software de monitorización de datos.....	116
V.3.3. Calibración y errores de medida previos.....	117
Calibración de las sondas de temperatura	117
Calibración de las sondas de humedad relativa.	119
Calibración de la placa orificio para la medida del caudal.	120
Calibración de los manómetros de presión para la medida del caudal.....	122
IV.4. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA	122
IV.4.1. Diseño y construcción del sistema.	123
IV.5. POSIBLES CONFIGURACIONES	125
IV.5.1. Configuración convencional.....	126
IV.5.2. Configuración recuperativa.	127
IV.5.3. Comparación entre configuraciones.....	128
Bibliografía.....	135

CAPÍTULO V: CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

V.1. INTRODUCCIÓN.....	138
V.2. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL.....	139
V.2.1. Diseño de experimentos. Metodología de ensayo.....	141
V.2.1.1. Teoría del diseño de experimentos.	141
V.2.1.2. Análisis de la varianza.....	146

V.2.1.3. Diseño y metodología empleada.....	148
V.3.ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	155
V.3.1. Datos experimentales.....	155
V.3.1.1. Resultados obtenidos.....	160
V.3.1.1.1. Balance de energía en la batería.....	161
V.3.1.1.2. Caracterización de la batería.....	163
V.3.1.1.3. Balance de energía a la torre de refrigeración.....	170
V.3.1.1.4. Análisis ANOVA de la torre de refrigeración.....	173
V.3.2. Análisis con TRNSYS.....	178
V.3.2.1. Introducción a TRNSYS.....	178
V.3.2.2. Análisis teórico para el cálculo del número de unidades de transferencia de la torre (NUT).....	179
V.3.2.3. Análisis con TRNSYS para el cálculo del número de unidades de transferencia de la torre (NUT).....	186
V.3.3. Análisis con Fluent.....	189
V.3.3.1. Introducción.....	189
V.3.3.2. Análisis del flujo de aire en la torre de refrigeración utilizada en la experimentación con Fluent.....	190
V.3.3.3. Modificación de la geometría para una mayor eficacia de la torre.....	194
V.3.3.4. Análisis con Fluent de una torre de enfriamiento tipo central térmica.....	197
V.3.3.5. Análisis con Fluent de las toberas utilizadas para la medida del caudal de aire.....	197
V.3.4. Calibraciones.....	200
V.3.4.1. Introducción.....	200
V.3.4.2. Calibración de las sondas de temperatura.....	200
V.3.4.3. Calibración de las sondas de humedad.....	204
V.3.4.4. Calibración de las placas orificio.....	210
V.3.5. Nuevos ensayos.....	214
V.3.5.1. Introducción.....	214
V.3.5.2. Resultados obtenidos.....	215
V.3.5.3. Posibles fuentes de fallo.....	219
Bibliografía.....	225

CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES

VI. Conclusiones.....	231
-----------------------	-----

CAPÍTULO VII: ANEXOS

ANEXO A. Análisis ANOVA.....	241
A.1. Análisis de la temperatura de salida.....	241
A.2. Análisis de la potencia.....	242
ANEXO B. Calibraciones.....	246
B.1. Calibración de sondas de temperatura.....	246
B.2. Calibración de sondas de humedad.....	252
B.3. Calibración de placas orificio.....	256

CAPÍTULO I
RESUMEN DEL
TRABAJO FIN DE GRADO

RESUMEN

El presente Trabajo Fin de Grado se centra en la caracterización experimental de un sistema de acondicionamiento de aire de bajo consumo energético por medio de enfriamiento gratuito del agua (Free-Cooling por agua) con un sistema torre de enfriamiento – batería.

Con el dispositivo mencionado se permite reducir la energía necesaria para conseguir una adecuación higrotérmica del aire impulsado por los sistemas de acondicionamiento. Cuando las condiciones del aire exterior no son suficientemente adecuadas para que tenga lugar el enfriamiento gratuito únicamente por aire, es posible utilizar dicho aire exterior con el objetivo de enfriar una corriente de agua que posteriormente se utilizará para acondicionar el aire.

Para la caracterización llevada a cabo se utiliza un prototipo diseñado y construido en el laboratorio de Termotecnia de la Universidad de Valladolid. En vistas a poder desarrollar un estudio completo y preciso se debe disponer de un equipo de adquisición de datos debidamente calibrado.

La justificación de utilización de este dispositivo es, además del ahorro de consumo energético, el pre-acondicionamiento del aire de ventilación en vistas a cumplir los requisitos de Calidad de Aire Interior (IAQ).

PALABRAS CLAVE

Torres de enfriamiento

Free – Cooling por agua

Sistema de climatización eficiente.

Estudio experimental.

TRNSYS.

CAPÍTULO II

OBJETIVOS

OBJETIVOS

El objetivo principal que se pretende conseguir con la realización de este Trabajo Fin de Grado es proporcionar información sobre el sistema propuesto (sistema torre de enfriamiento – batería), así como su funcionamiento teórico y su caracterización experimental.

Se proporcionará una visión global de la problemática energética existente a nivel global, que tiene como consecuencia la aparición de sistemas de eficiencia energética como el que aquí se comenta (Free – Cooling por agua).

Serán explicados los distintos tipos de torres de refrigeración, base de este Trabajo Fin de Grado, con las correspondientes ventajas e inconvenientes de cada uno. Además se explicarán las necesidades de mantenimiento preventivo para evitar la aparición de factores de riesgo como la Legionelosis.

Se realizará la caracterización a partir de ensayos anteriores en un sistema torre - batería creado en el laboratorio de Termotecnia de la Universidad de Valladolid, cuyos balances energéticos no cerraban perfectamente, con el objetivo de corregir posibles errores en caracterizaciones previas.

Se llevarán a cabo nuevos ensayos en los que se tendrán en cuenta aspectos que no se tuvieron en experimentaciones anteriores para disminuir las fuentes de error y poder cuadrar los balances energéticos comentados.

Se estudiarán posibles fuentes de error durante las experimentaciones, de modo que se llevarán a cabo acciones como:

- Recalibraciones de sondas de temperatura seca, sondas de humedad relativa, placas orificio para medir el flujo volumétrico de aire que atraviesa el dispositivo.
- Análisis con Fluent de posibles fuentes de fallo por la zona de la toma de datos, ineficiencia del sistema por la geometría del mismo, etc.
- Análisis de varianza ANOVA, que ayude a comprender el funcionamiento del sistema y facilite la percepción de variables medidas ilógicas que sean posible fuente de incumplimiento energético.

Por último, se establecerán una serie de conclusiones de acuerdo con los resultados obtenidos a lo largo de todo el texto, que permitan entender el sistema y cuadrar energéticamente el sistema analizado.

CAPÍTULO III

*ESTADO DEL ARTE DE LAS
TECNOLOGÍAS*

ESTADO DEL ARTE DE LAS TECNOLOGÍAS

III.1. PRESENTACIÓN	13
III.2. PROBLEMÁTICA ENERGÉTICA.....	14
III.2.1. Energía: necesidad y problemática.....	14
III.2.1.1. Dependencia de recursos.	15
III.2.1.1. Incremento de los precios de la energía.....	17
III.2.1.2. Impacto ambiental.....	19
III.2.1.3. Las nuevas políticas de actuación.	21
III.2.2. Problemática energética en la edificación.	22
III.2.2.1. Sectores de consumo energético.	22
III.2.2.2. Consumo energético en las instalaciones de climatización.	24
III.2.3. Métodos de reducción del consumo energético en la climatización de edificios.....	25
III.3. ENFRIAMIENTO GRATUITO.....	26
III.3.1. Generalidades y normativa.	26
III.3.2. Sistema de enfriamiento gratuito por aire (Free-Cooling).	26
III.3.2.1. Disposiciones y esquemas.....	27
III.3.2.2. Criterios de diseño.....	28
III.3.2.3. Criterios de diseño.....	31
III.3.3. Sistemas de enfriamiento gratuito por agua.	33
III.3.3.1. Batería adicional.....	33
III.3.3.2. Geotermia.	37
III.3.3.3. Torre de refrigeración.....	39
III.3.4. Sistemas de enfriamiento gratuito por migración del refrigerante.....	41
III.4. ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO	42
III.4.1. Introducción.	42
III.4.2. Teoría de la refrigeración evaporativa.....	43
III.4.2.1. Enfriamiento evaporativo ideal.....	46
III.4.2.2. Enfriamiento evaporativo real.....	47
III.5. TORRES DE REFRIGERACIÓN	49
III.5.1. Introducción.	49
III.5.2. Tipos de torres.	51
III.5.2.1. Torres de enfriamiento húmedas.	52
III.5.2.2. Torres de enfriamiento secas.	66
III.5.3. Razones básicas de utilización de los sistemas de enfriamiento evaporativo.....	69
III.5.3.1. Comparación entre sistemas evaporativos y sistemas “solo aire”.	70
III.5.3.2. Ventajas e inconvenientes.	71
III.5.4. Condiciones de proyecto.	72
III.5.5. Características técnicas de la torre de refrigeración.....	74

CAPÍTULO III

III.5.6. Factor de riesgo de difusión de la legionela.	77
III.5.6.1. Periodos críticos.	77
III.5.6.2. Posibilidades de infección e incubación de la bacteria en las torres de refrigeración. .	78
III.5.7. Mantenimiento de las torres de refrigeración.....	80
III.5.7.1. Importancia del mantenimiento preventivo.....	80
III.5.7.2. Protocolos comunes de mantenimiento preventivo para torres de refrigeración.	81
III.5.7.3. Principales puntos de atención.	81
III.6. TORRES DE REFRIGERACIÓN HÍBRIDA	88
III.6.1. Introducción.	88
III.6.2. Proceso de enfriamiento eficaz con el máximo ahorro de agua.....	89
III.6.3. Modos operativos de la torre híbrida HXI.....	90
III.6.4. Conclusiones	92
Bibliografía.....	95

II.1. PRESENTACIÓN

Como se va a presentar en la sección III.2 de este mismo capítulo, actualmente existe un gran deterioro de la capa de ozono, consecuencia principalmente de las emisiones de CO₂. Estas emisiones tienen lugar debido a la utilización de combustibles fósiles para la generación de energía. Ante tal situación, se hace obligatoria la necesidad de conseguir una reducción de la demanda energética con la que poder hacer frente a una serie de normativas relativas al consumo de energía (el Código Técnico o el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE)), así como poder contribuir al cumplimiento del protocolo de Kyoto [1] y [N-1].

De igual manera, las instalaciones en las que vivimos o desempeñamos cualquier actividad, deben tener unas condiciones adecuadas de calidad del ambiente interior (contaminantes, condiciones higrotérmicas, iluminación, ruido y ergonomía). Estas condiciones vienen impuestas tanto por la legislación aplicable como por el aumento de la calidad exigido por los ocupantes.

Para hacer frente a esta demanda energética existen diversas alternativas de climatización altamente eficientes, entre las cuales en este trabajo se aborda el enfriamiento gratuito (Free-Cooling). En este capítulo se presenta un repaso del Estado del Arte de dicha tecnología. Las técnicas de enfriamiento evaporativo y la recuperación de energía residual del aire de expulsión son otras opciones, complementarias a la anterior, pero su explicación y caracterización queda fuera del objetivo del presente Trabajo Fin de Grado.

Campo de aplicación.

La situación actual en la que se tiende siempre a un aumento del grado de bienestar tiene como consecuencia un aumento del consumo energético. La necesidad de hacer frente a este aumento de consumo de energía se explica por las siguientes tres razones fundamentales [2]:

- Aumento de precios de los combustibles fósiles.
- Se prevé una escasez de aprovisionamiento de combustibles fósiles en las próximas décadas (por agotamiento de reservas y por distribución localizada de éstas en el planeta), lo que encarecerá aún más el producto.
- La generación de energía a partir de combustibles fósiles provoca un elevado impacto medioambiental debido al efecto invernadero. Para conseguir el cumplimiento de las normativas elaboradas para evitar estas emisiones se debe recurrir a otros métodos de generación de energía (como las energías renovables).

Si se quiere tener un desarrollo sostenible (ideal de la sociedad) se deben buscar soluciones a los problemas propuestos. Con objeto de potenciar y fomentar el uso más racional de la energía en instalaciones térmicas de los edificios, normalmente destinadas a proporcionar de forma segura y eficiente los servicios de climatización necesarios, para atender los requisitos de bienestar térmico y de calidad del aire

interior, hay que incorporar nuevos avances térmicos compatibles con las exigencias energéticas y medioambientales, mejorando el rendimiento de los equipos y sistemas.

Las diferentes vías para conseguir un ahorro de energía en los edificios se pueden agrupar en aquéllas destinadas a [2]:

- Disminuir la demanda de energía en los edificios.
- Sustituir las fuentes de energía convencionales por energías renovables (solar térmica, fotovoltaica, biomasa o geotérmica).
- Utilizar sistemas y equipos térmicos más eficientes.
- La recuperación de energía residual y el enfriamiento gratuito se puede contemplar tanto como una forma de reducir la demanda, como una fuente alternativa o como un método para mejorar la eficiencia de otros sistemas.

Es precisamente por ello que aquí se presta atención, fundamentalmente al enfriamiento gratuito, con opción de recuperación de energía, base del presente texto.

Todas ellas aparecen contempladas en el RITE [N-1]; en cuanto a la última, podemos encontrar en la IT1.2.4.5 de Recuperación de energía los siguientes apartados:

- IT 1.2.4.5.1. Enfriamiento gratuito por aire exterior.
- IT 1.2.4.5.2. Recuperación de calor del aire de extracción.
- IT 1.2.4.5.3. Estratificación.
- IT 1.2.4.5.4. Zonificación.
- IT 1.2.4.5.5. Ahorro de energía en piscinas

Las siguientes páginas del documento intentan explicar de forma teórica los distintos sistemas de Free – Cooling por agua existentes, los distintos tipos de torre de refrigeración, así como la caracterización de uno de ellos, ensayado en el laboratorio de Termotecnia de la Universidad de Valladolid.

III.2. PROBLEMÁTICA ENERGÉTICA

III.2.1. Energía: necesidad y problemática.

A lo largo de la historia la dependencia de la energía se ha venido imponiendo progresivamente hasta llegar al punto de convertirse en un bien indispensable para la actividad económica y social mundial en los últimos siglos. Esta necesidad obligada de la energía trae consigo una preocupación humana: asegurar la disponibilidad de la misma.

Aunque esta preocupación comenzó tratándose de algo que quedaba lejos de transformarse en realidad, la nueva situación energética es muy diferente de aquella en la que las fuentes de energía se podían considerar baratas y seguras. Esto se debe al incremento de la demanda que ha traído consigo el desarrollo tanto económico como industrial, además del agotamiento de los recursos naturales.

De forma adicional, la preocupación se hace más importante si se considera el impacto ambiental que tiene la transformación de la energía natural. Son necesarias nuevas políticas de actuación con el objetivo de garantizar un suministro de energía de forma sostenible [1, EC, 2010], [2, OECD/IEA, 2005], [3, OECD/IEA, 2009].

III.2.1.1. Dependencia de recursos.

En las últimas décadas se ha venido concienciando de un uso de energías renovables con el fin de reducir el consumo de combustibles fósiles. Sin embargo son estos últimos los que constituyen el principal recurso de energía a nivel mundial, y en particular en España como se puede ver en las figuras III.1, III.2 y III.3 [1, EC, 2010].

Las nuevas políticas de actuación orientadas a la limitación del consumo de combustibles fósiles para frenar el impacto ambiental, han hecho disminuir el consumo de los mismos para incrementar el uso de energías renovables.

El incremento de la demanda energética asociada al aumento del nivel de vida deriva en un aumento inevitable del consumo a nivel mundial. Este hecho es menos notorio en países ya desarrollados (figura III.2 como es el caso de la Europa constituyente de la OECD (Organisation for Economic Co-operation and Development) [2, OECD/IEA, 2005].

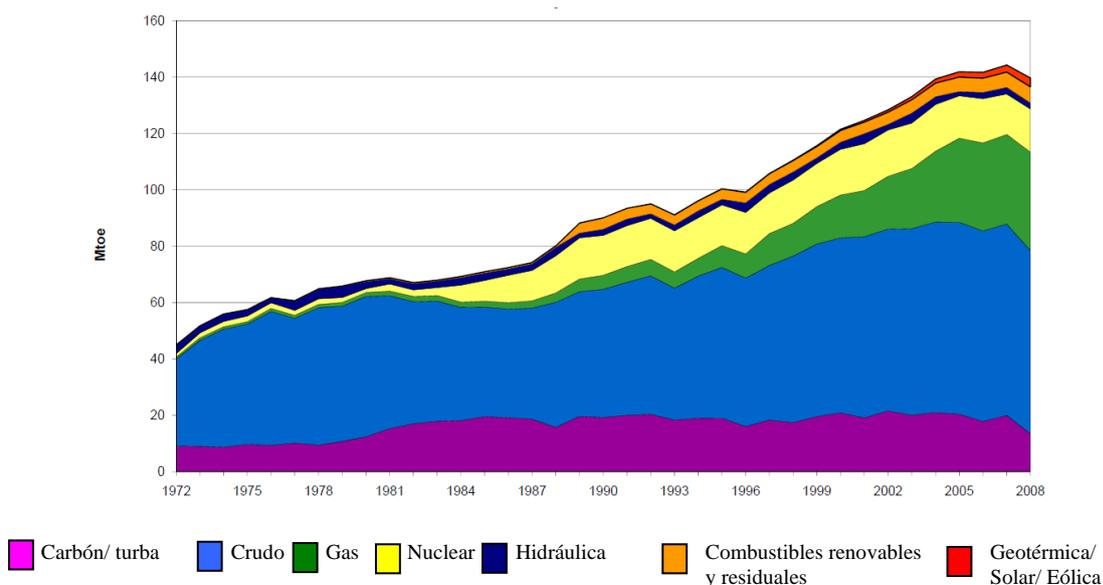


Figura III.1. Provisión de energía primaria en España. Fuente IEA Energy Statistics, 2010.

CAPÍTULO III

En cuanto a la energía nuclear se ha de comentar que es una de las fuentes más importantes de generación de energía. La desfavorable postura pública al respecto por los riesgos que entraña la expone de forma casi constante en el punto de mira para su eliminación. Además, aunque el uranio en la actualidad tiene muchas reservas en el planeta, un uso excesivo provocaría una disminución en cuanto a su duración.

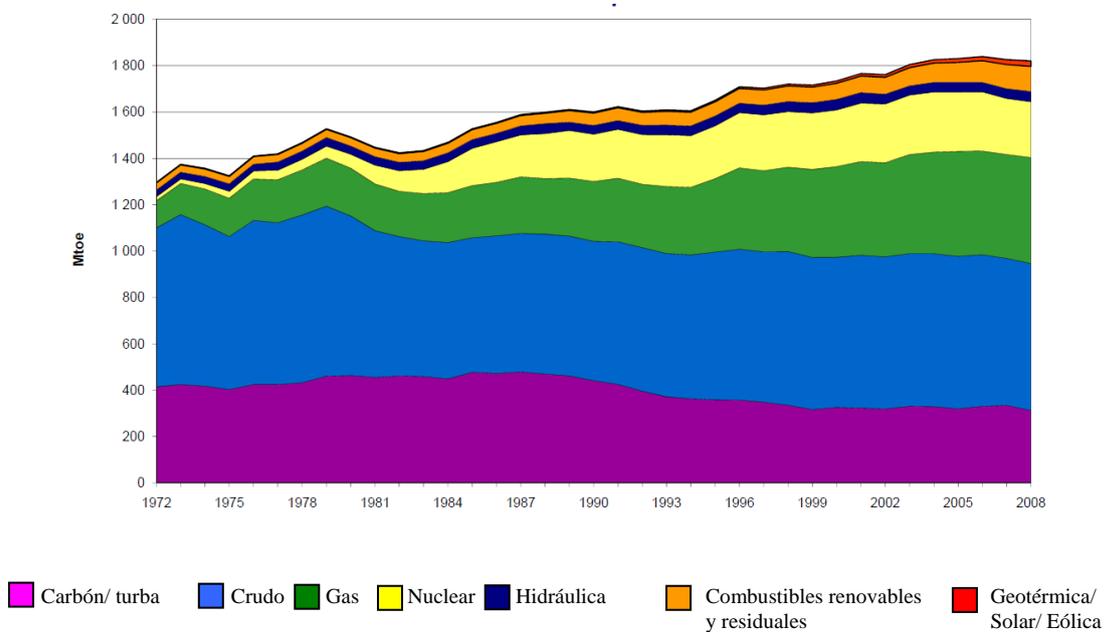


Figura III.2. Provisión de energía primaria en Europa (OECD). Fuente IEA Energy Statistics, 2010.

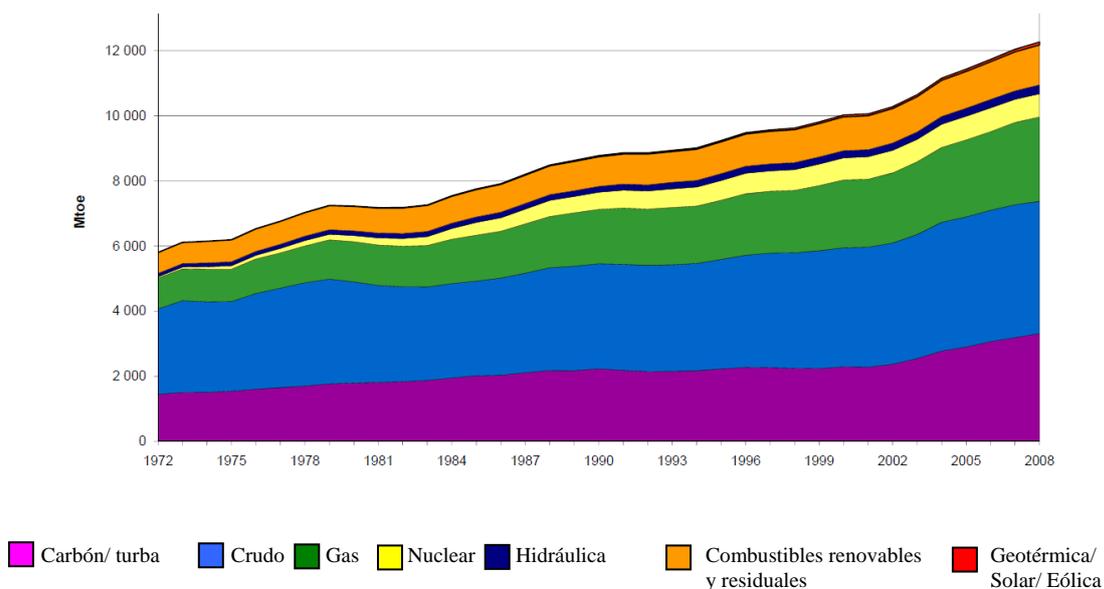


Figura III.3. Provisión de energía primaria en el Mundo. Fuente IEA Energy Statistics, 2010.

Son dos los problemas principales derivados de la dependencia energética de los combustibles fósiles:

- Existe una limitación de las reservas. Esto se debe tanto a la dificultad de detección geológica además de la dificultad que su extracción entraña sin dañar otros ámbitos del medio.
- Localización geográfica de reservas en países con inestabilidad política que pone en riesgo la seguridad del aprovisionamiento energético

III.2.1.1. Incremento de los precios de la energía.

Los precios del crudo, carbón y gas natural han sufrido un incremento importante en la última década tras haberse mantenido relativamente constante en las dos últimas décadas. Como se puede observar en las figuras III.4, III.5 y III.6 [W-1], el crudo presenta una mayor variabilidad de precio del barril, debida principalmente a la mayor localización de este recurso.

Por su parte el carbón ha visto incrementado extraordinariamente su consumo en la última década, con el principal objetivo de producción de energía (Figura III.5).

Igualmente, con las mismas tendencias que las imágenes anteriores, se presenta en la figura III.6 la variación de los precios de importación de gas natural, observando el mismo incremento del que se ha hablando en las anteriores gráficas.

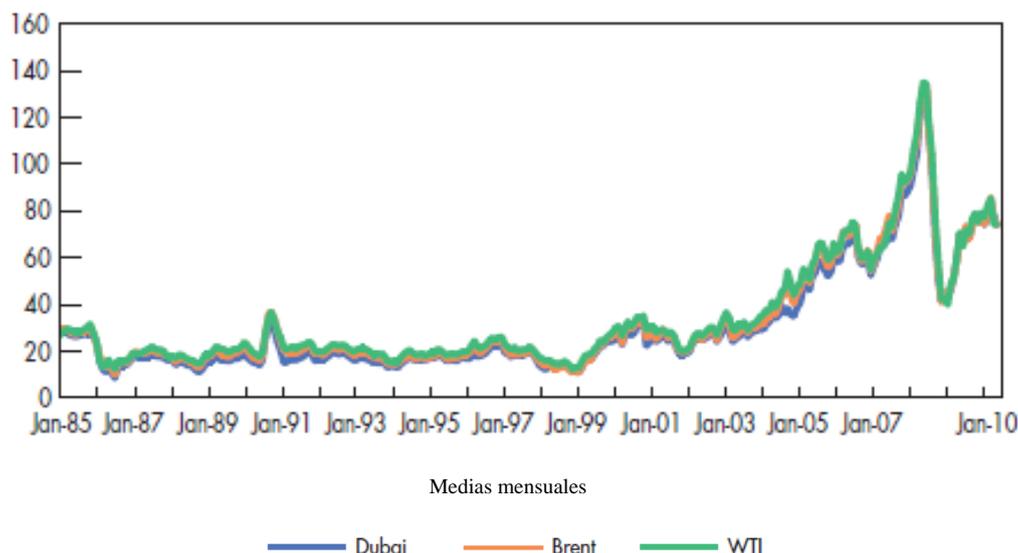


Figura III.4. Precios spot del crudo en dólares americanos/barril. Fuente IEA Energy Statistics, 2010.

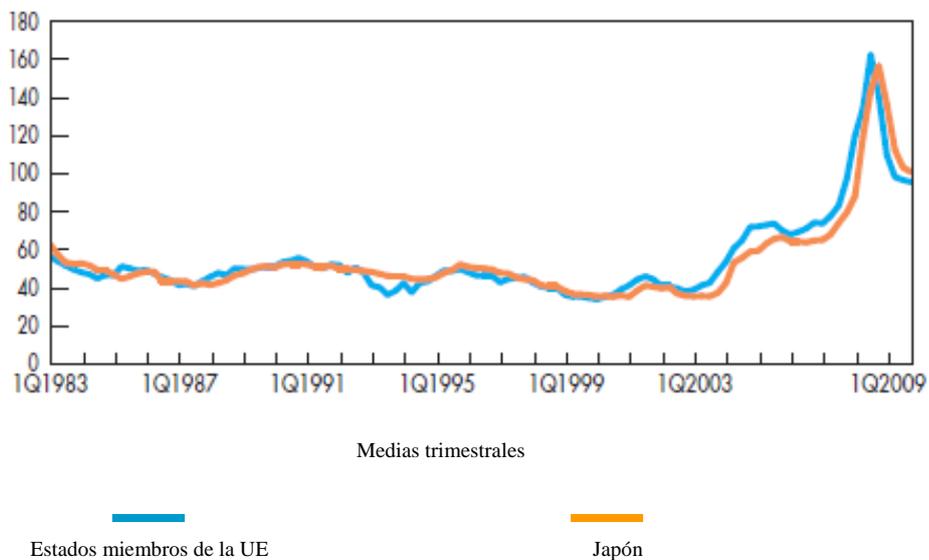


Figura III.5. Precios del carbón térmico en dólares americanos/ tonelada. Fuente IEA Energy Statistics, 2010.

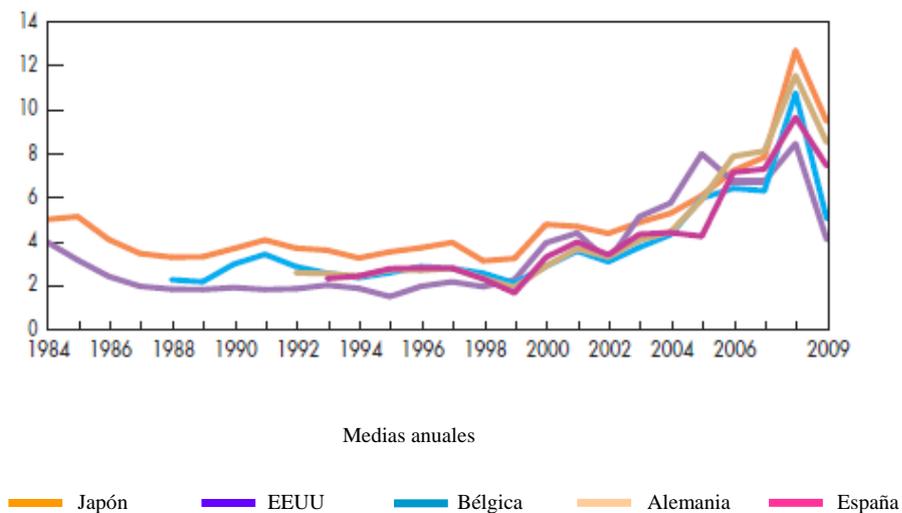


Figura III.6. Precios de importación del gas natural en dólares americanos/ MBtu. Fuente IEA Energy Statistics, 2010.

En cuanto a la provisión de la electricidad a nivel mundial, la mayoría procede de las centrales térmicas convencionales, que utilizan combustibles fósiles en su desarrollo. Esta provisión aumenta progresivamente con los años tal y como muestra la figura III.7 [W-1].

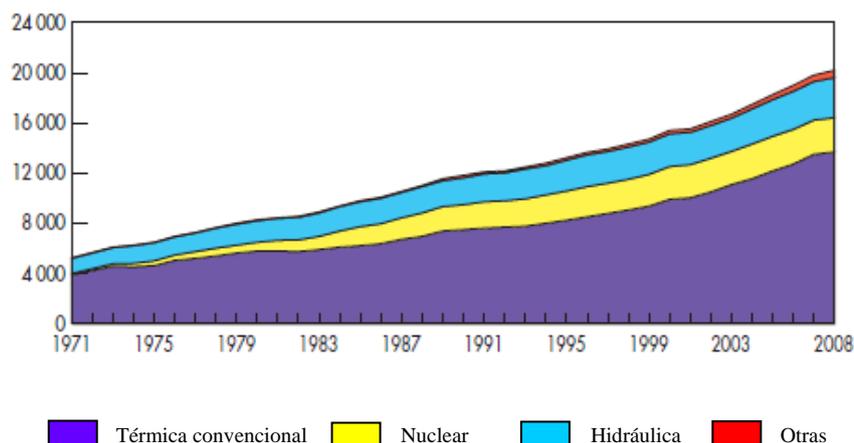


Figura III.7. Evolución de la generación de electricidad por tipo de fuente en TWh
Fuente IEA Energy Statistics, 2010.

La preocupación española radica en la falta de combustibles fósiles óptimos para la producción de esta electricidad, ya que en nuestro terreno únicamente se dan reservas de carbón y de baja calidad.

III.2.1.2. Impacto ambiental.

El uso de las energías comentadas tiene un fuerte impacto en las emisiones de gases de efecto invernadero, consecuencia de la transformación de energía. La tendencia actual indica que en 2020 las emisiones aumenten un 20%, demostrando deficiencias en las políticas energéticas. El incremento de las emisiones se puede observar en las figuras III.8 Y III.9.

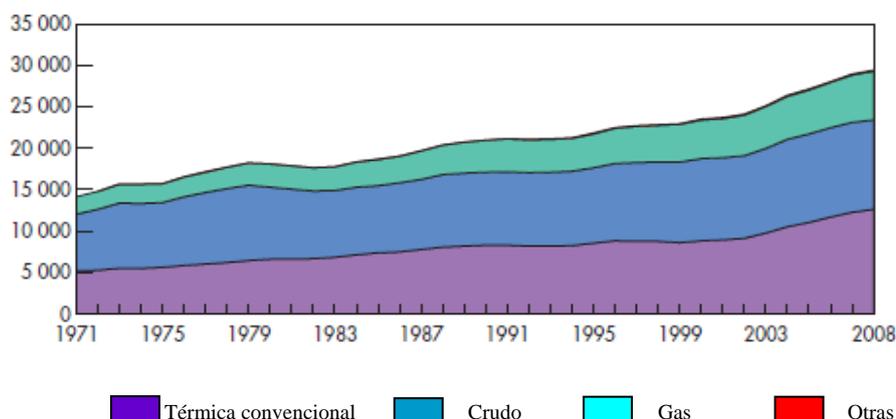


Figura III.8. Emisiones mundiales de CO₂ por combustible en Mt de CO₂. Fuente: Key World Energy Statistics 2010.

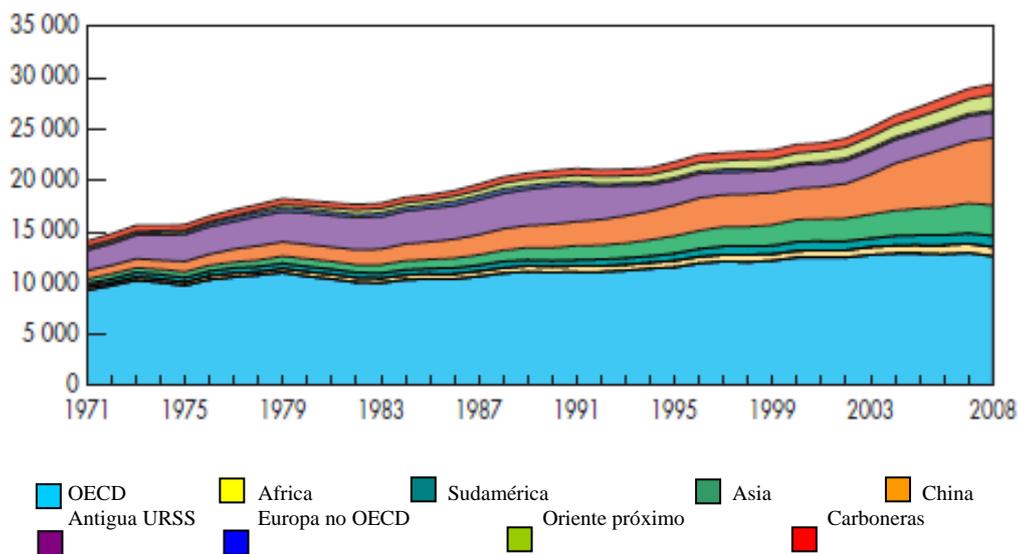


Figura III.9. Emisiones mundiales de CO₂ por región en Mt de CO₂. Fuente: Key World Energy Statistics 2010.

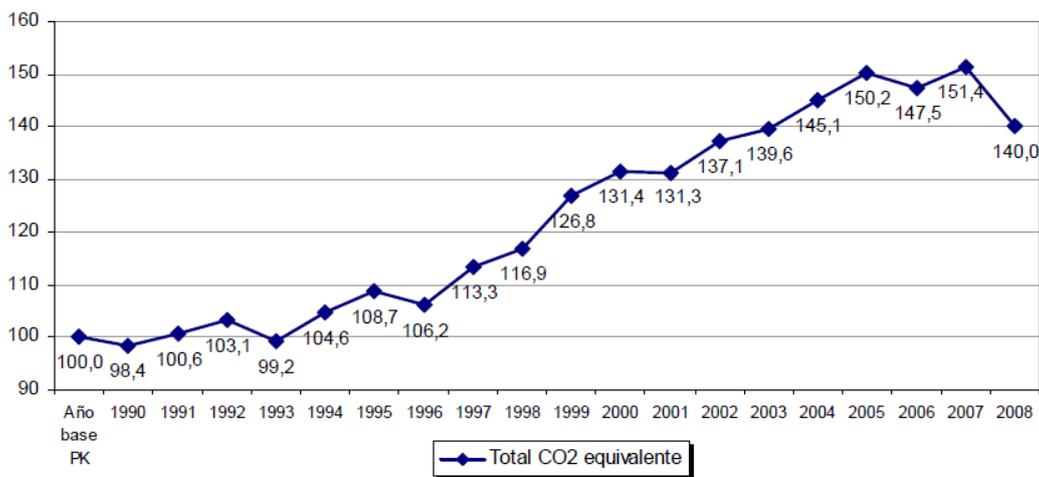


Figura III.10. Índice de evolución de CO₂ total equivalente. Fuente: Ministerio de Industria, Turismo y Comercio de España.

Esta situación ha conducido a establecer unas limitaciones de los gases de efecto invernadero (CO₂, CH₄, N₂O, PFC´s, HCFC´s y SF₆) firmadas en el Protocolo de Kioto (2005), dentro de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático. Sucesivas conferencias de la ONU sobre el cambio climático derivan en la XIII Cumbre del Clima en Bali en el 2007, y finalmente en la XV Conferencia sobre el Cambio Climático (Cumbre de Copenhague) en diciembre de 2009, orientada a establecer futuros objetivos para reemplazar los del Protocolo de Kioto, que termina en 2012.

En España las consecuencias derivadas del compromiso de Kioto son delicadas, debido a las emisiones del país. El año base de índice de emisiones del Protocolo de Kioto es 1990. Las emisiones en 2008 superaron en un 40% las establecidas en Kioto. Los incumplimientos de las condiciones establecidas radican en penalizaciones para el país, por lo que se deben encontrar alternativas energéticas, fundamentalmente las energías renovables, que están viendo un aumento considerable en España.

Otro problema para España radica en que, aparte de los gases de efecto invernadero, la combustión de carbón (combustible mayoritario en la península) es el causante de la lluvia ácida. Para hacer frente a este problema se están desarrollando alternativas para su explotación sostenible (gasificación, lavado, purificación, filtrado de humos, etc. [6, WCI, 2005].

Los compuestos clorados (causantes de la destrucción de la capa de ozono) constituyen otro problema a nivel mundial. A pesar de las normativas destinadas a la supresión de los compuestos fluoro-clorados (CFCs) e hidrógeno-fluoro-clorados (HCFCs) en los sistemas de refrigeración derivadas del Protocolo de Montreal [7, UNEP, 2006], aún existen equipos en la cadena de frío mundial que trabajan con este tipo de fluidos. A pesar de trabajar en ciclos cerrados, las posibles fugas conducen a riesgos como agentes del efecto invernadero, además del deterioro de la capa de ozono.

III.2.1.3. Las nuevas políticas de actuación.

Como ya se ha comentado, los países desarrollados están reorientando sus políticas energéticas buscando un suministro de energía seguro, sostenible y competitivo; objetivo para el cual se establecen medidas destinadas a la diversificación de fuentes energéticas y su procedencia, un aumento de la eficiencia en el uso y conservación de la energía, investigación y desarrollo de nuevas tecnologías y finalmente a fomentar la cooperación entre países. Trabajando sobre estos puntos se puede luchar contra la subida de precios de la energía asociada a la dependencia ya mentada, contribuyendo a mantener la competitividad y el empleo en las economías europeas. Es esta idea la que ha movido a la UE a establecer un Plan de Acción con el que pretende convertirse en referencia mundial en el campo [W-2].

En lo que a fomentar la eficiencia energética se refiere, deben garantizarse unas exigencias de eficiencia mínima de los equipos de uso final de la energía, en particular en edificios, transporte y transformación de ésta, ya que se estima que más del 20% del consumo actual podría ahorrarse (este 20% se calcula para edificios, subsector del sector de servicios). Es por ello que la nueva estrategia recoge el objetivo cuantitativo de mejorar la eficiencia energética en un 20% con vistas al 2020 [8, MITyC, 2006].

Esta idea queda implantada a nivel europeo con la directiva 2006/32/EC de fomento de la eficiencia en el uso final de la energía y servicios energéticos, en la cual se establecen los objetivos, así como las medidas, incentivos, y estructura financiera y legal para eliminar las barreras del mercado existente que impiden el

uso eficiente de la energía. Los países miembros deben implantar la normativa necesaria para alcanzar las metas convenidas.

En España, este objetivo de mejora de la eficiencia energética queda recogido en el conocido como Plan de Acción 2008-2012 de la Estrategia de Ahorro y Eficiencia energética (E4), aprobado el 20 de julio de 2007. El Plan espera generar un ahorro de 87,9 millones de toneladas equivalentes de petróleo (el equivalente al 60% del consumo de energía primaria en España durante 2006) así como permitir una reducción de emisiones de CO₂ a la atmósfera de 238 millones de toneladas [W-2].

Dicho plan concentra sus esfuerzos en 7 sectores: Industria; Transporte; Edificación; Servicios Públicos; Equipamiento residencial y ofimático; Agricultura; y, Transformación de la Energía; para cada uno de los cuales especifica medidas concretas. En lo que al objeto del presente trabajo concierne, puede destacarse la medida dentro del sector edificación de mejorar la eficiencia energética de las instalaciones térmicas de los edificios existentes, mediante la instalación de equipos alternativos de apoyo de producción de frío convencionales e incorporación de sistemas de enfriamiento gratuito y de recuperación térmica; manteniendo un adecuado nivel de confort térmico en los espacios acondicionados.

III.2.2. Problemática energética en la edificación.

III.2.2.1. Sectores de consumo energético.

El consumo de energía se suele dividir en tres grandes sectores:

- Industria.
- Transporte.
- Otros: sector primario (agricultura, ganadería, pesca), sector servicios y sector residencial.

Su evolución en España y Europa se muestra en las figuras III.11 y III.12.

Aunque en el sector “otros” se observa un importante consumo y aumento del mismo, su análisis no resulta fácil en vistas de obtener información sobre el consumo en edificios.

Es en el sector de la edificación donde deben centrarse las nuevas políticas de actuación, por tratarse del sector con mayor potencial de ahorro energético. Esto se debe a que:

- Entre un 20 y un 40% del consumo en Europa es debido a este sector.
- Se estima que el 20% del consumo podría ahorrarse [8, MITyC, 2006].
- Es uno de los sectores con mayor incremento en el consumo en los últimos años en países desarrollados. [9, Pérez- Lombard et al., 2007].

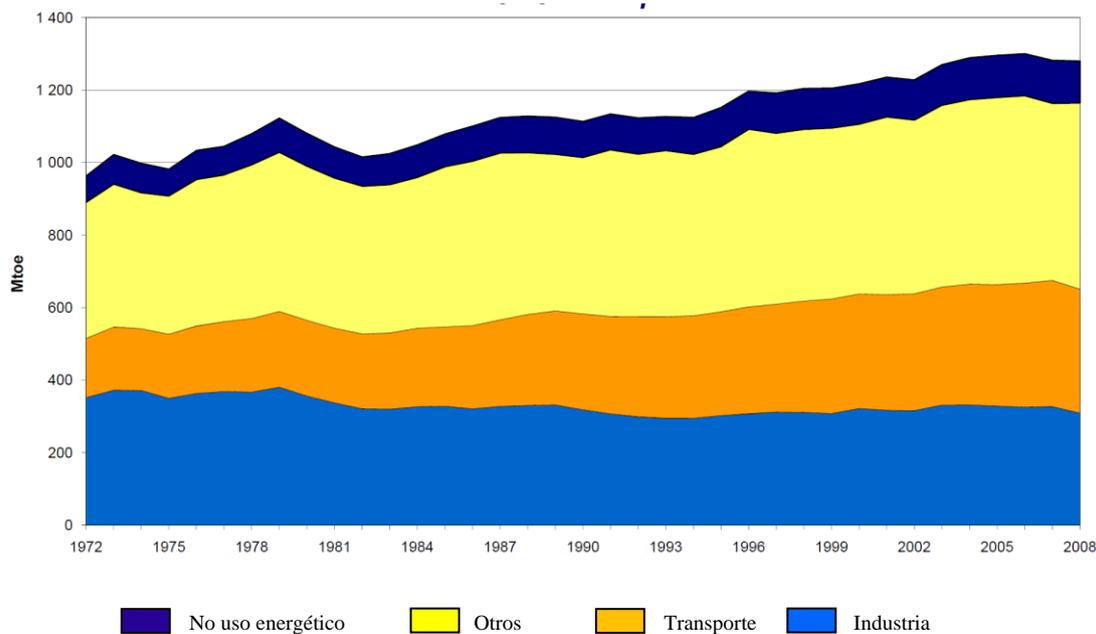


Figura III.11. Evolución del consumo final de energía por sectores en Europa.
Fuente: IEA Energy Statistics OECD/IEA, 2010

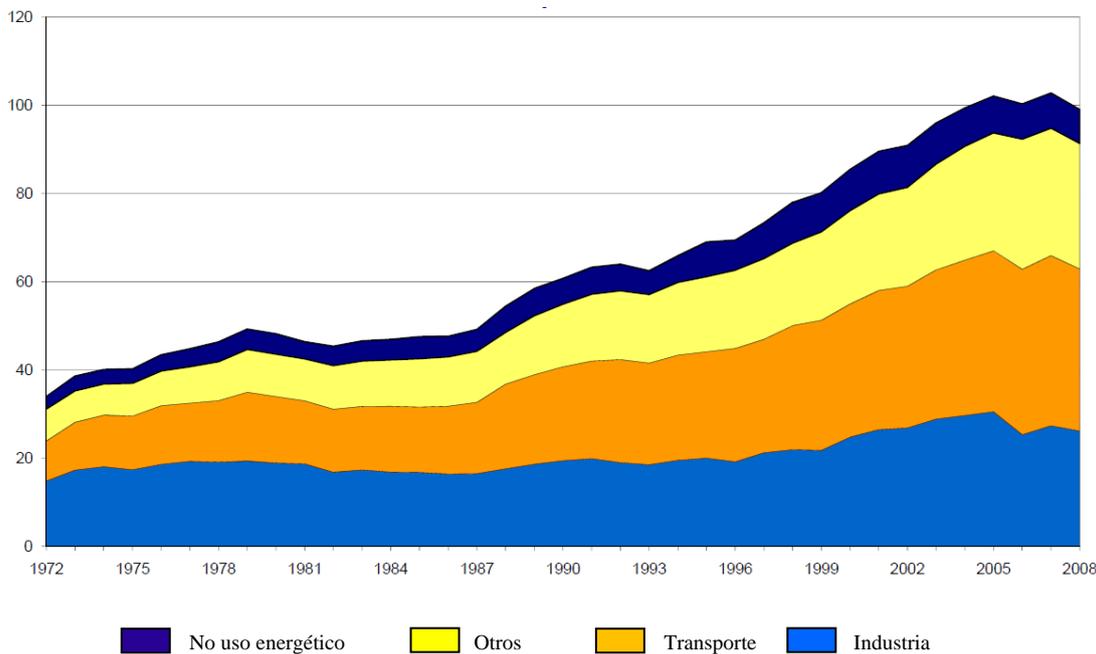


Figura III.12. Evolución del consumo final de energía por sectores en España.
Fuente: IEA Energy Statistics OECD/IEA, 2010

Para su estudio estricto se debería desglosar este sector en dos subsectores: edificios residenciales y no residenciales. Los últimos engloban edificios de carácter público o comercial (hospitales, escuelas, restaurantes, etc.) cada uno de los

cuales muestran una gran variedad de usos (climatización, ACS, iluminación, refrigeración, etc.).

En cuanto al sector residencial, los factores determinantes son el diseño arquitectónico, infraestructura energética y la climatología. Como resulta evidente, los hogares de naciones desarrolladas consumen más energía y se espera que su consumo continúe en progresión con la instalación de nuevos equipos (acondicionadores de aire, electrodomésticos, etc.).

III.2.2.2. Consumo energético en las instalaciones de climatización.

La demanda de energía en los edificios residenciales deriva de una amplia variedad de usos y servicios, como la provisión de agua caliente sanitaria (ACS), climatización (sistemas HVAC), refrigeración, iluminación, cocina, etc. En lo que concierne a los equipos de climatización, incluyendo tanto calefacción como ventilación y acondicionamiento de aire, comprenden el mayor consumo energético tanto en el sector residencial, como se muestra en la figura III.13, como en el no residencial, cuando no tiempo atrás podían considerarse un lujo.

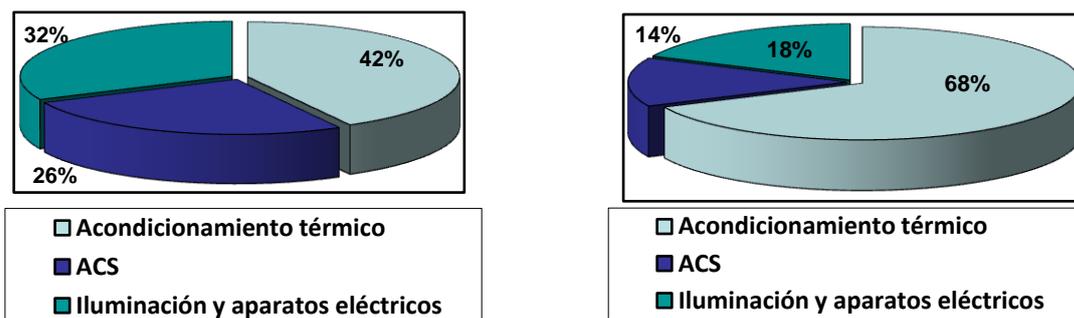


Figura III.13. Principales usos energéticos en edificios en España (izquierda) y Europa (derecha) [11].

De igual manera, en función de la climatología local, el aumento en el número de instalaciones de sistemas de acondicionamiento en verano supone en los países desarrollados un incremento anual importante de demanda de electricidad, que no sólo implica las consecuencias conocidas derivadas de la producción, transformación y transporte, sino además la existencia de demandas punta que pueden saturar la red eléctrica (especialmente en los países meridionales; sólo España e Italia representan más del 50% del mercado europeo).

De forma aproximada, para naciones desarrolladas, la climatización representa la mitad de la energía consumida en los edificios y entre la décima y la quinta parte de la energía total. Además, los pronósticos indican un fuerte crecimiento del consumo y la superficie climatizada en la UE que aumentará un 50% en los próximos 15 años [9, Pérez-Lombard et al., 2007].

III.2.3. Métodos de reducción del consumo energético en la climatización de edificios.

Todo el análisis anterior de la situación de consumo energético actual, así como su evolución con el tiempo sería en vano si no se tratara posteriormente de reducir todos los aspectos mencionados. Para ello se trata de desarrollar sistemas recuperadores de energía que permitan utilizar un calor residual. Estos equipos reducen la energía de adecuación, reduciendo la necesidad de energía primaria (combustibles fósiles) en vistas de garantizar un equilibrio ecológico en la medida de lo posible.

Es posible señalar tres métodos diferentes para reducir el consumo energético de los edificios, tal y como se muestra en la figura III.14 [10, Rey, et al, 2000].

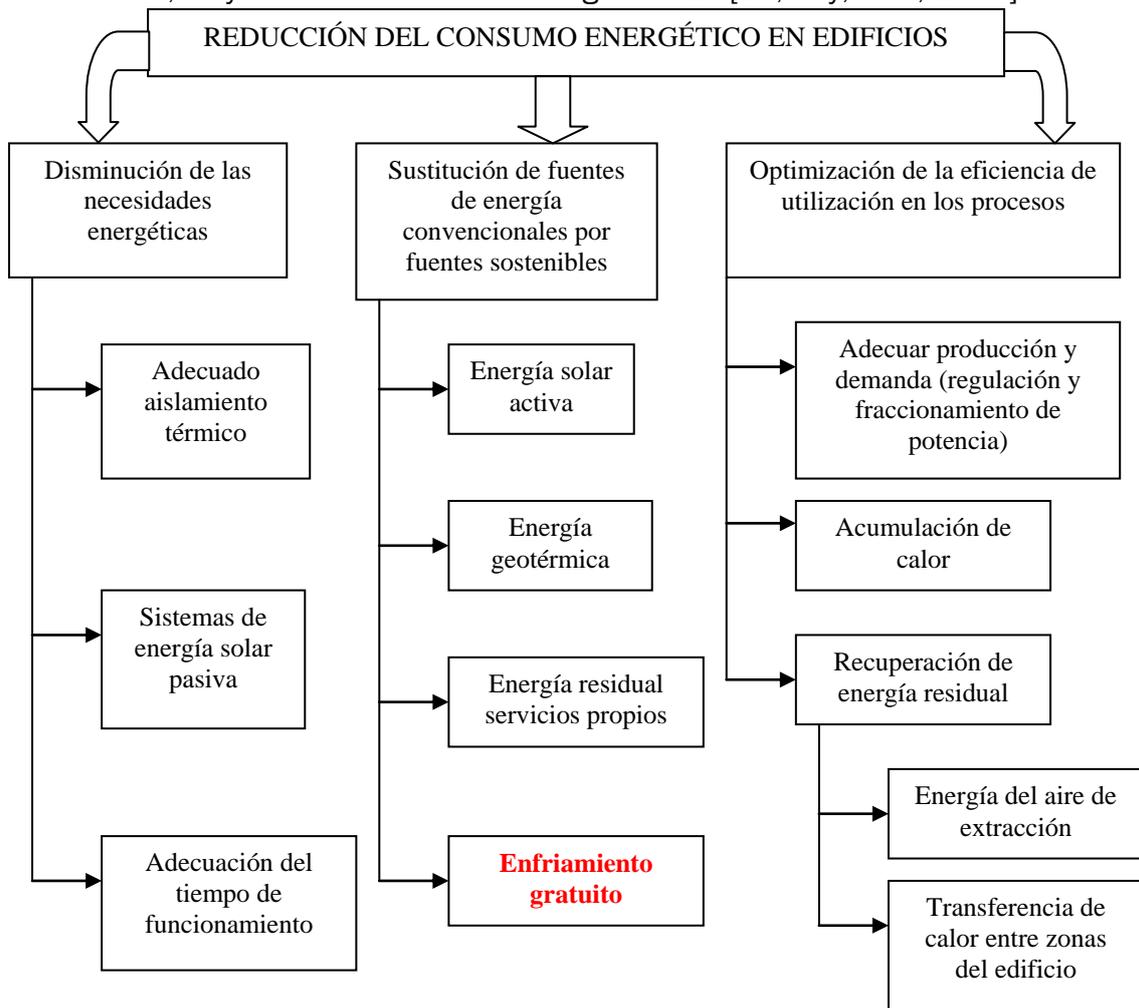


Figura III.14. Esquema de los procesos más utilizados en la reducción del consumo energético en edificios.

El presente Trabajo Fin de Grado tratará de explicar diferentes sistemas de enfriamiento gratuito, tal y como se expone en los siguientes apartados de este Capítulo III, contemplados como sistemas de sustitución de fuentes de energía convencionales. A continuación se explica su fundamento y los distintos tipos de funcionamiento existentes que proporcionan un ahorro energético muy importante según el proceso del que se trate, la climatología, etc.

III.3. ENFRIAMIENTO GRATUITO.

III.3.1. Generalidades y normativa.

Dada su elevada eficiencia, se busca fomentar el uso de alternativas de climatización a través de su inclusión en las nuevas normativas.

En lo que a enfriamiento gratuito se refiere la normativa a la que se debe prestar especial atención es la del Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE, [N-1]): IT 1.2.4.5.1 Enfriamiento gratuito por aire exterior, que dice:

- Todos los subsistemas de climatización de tipo todo aire con potencia térmica nominal superior a 70kW debe tener un sistema de enfriamiento gratuito por aire exterior.
- En los sistemas de climatización del tipo todo aire se puede diseñar las secciones de compuertas atendiendo a las normas UNE-EN 13053 y UNE-EN 1751:
 - o Velocidad frontal máxima de toma y expulsión de aire de 6m/s.
 - o Eficiencia de temperatura en la sección de mezcla superior al 75%.
- En los sistemas de climatización de tipo mixto (aire-agua), el agua se obtendrá procedente de una torre de refrigeración, preferentemente de circuito cerrado.
- Se debe evaluar la necesidad de reducir la temperatura de congelación del agua utilizando glicol en agua.

El objetivo de un sistema de enfriamiento gratuito es reducir la energía necesaria para la adecuación higrotérmica del aire impulsado por los sistemas de acondicionamiento.

III.3.2. Sistema de enfriamiento gratuito por aire (Free-Cooling).

El enfriamiento gratuito por aire exterior (Free-Cooling) es el líder de ahorro energético. Se basa en la utilización únicamente de aire exterior filtrado, que posee características energéticas más eficientes que las del aire recirculado.

Sin embargo, no va a poder considerarse este método interesante durante todas las épocas del año. Por ejemplo, en verano lo interesante sería recircular aire del interior por encontrarse en condiciones energéticas más cercanas a las que se desean conseguir, con el objetivo de reducir el consumo energético. Por el contrario, la recirculación del aire interior se traduce en una reducción de la calidad del aire conseguida en el interior, necesitándose siempre cierto caudal de aire de renovación.

Aunque en invierno las demandas principales de los edificios son de calefacción, determinados locales, por sus características específicas (comercios, cocinas, etc.) poseen una elevada carga latente y sensible. Si las condiciones existentes en el aire exterior son adecuadas, hacen que resulte más eficaz utilizar aire del exterior para enfriar el local que no tener que poner en funcionamiento un sistema de enfriamiento convencional por compresión mecánica.

Además de ser más económico utilizar aire frío del exterior para disipar las cargas internas, al aumentar el aire exterior se mejora la calidad interior del aire (IAQ).

Para poder implantar este sistema se necesitan sistemas de climatización de locales por aire, equipando las unidades de tratamiento de aire con compuerta, ventiladores y elementos necesarios para realizar un control adecuado de la instalación.

El sistema de Free-Cooling debe permitir mediante un control adecuado seleccionar las diferentes situaciones que se pueden plantear de cargas internas y climáticas, actuando sobre las compuertas de aire y los equipos que deben estar en operación, para conseguir que el aire de impulsión alcance las condiciones higrotérmicas adecuadas con el menor coste energético.

III.3.2.1. Disposiciones y esquemas.

Es evidente que si se quiere refrigerar un local y la temperatura del ambiente exterior (o la entalpía) es inferior que la del interior del local, será más eficiente utilizar aire exterior para el fin buscado.

Según el tipo de control realizado, los sistemas se pueden clasificar en tres grupos principales:

1. Sistemas de enfriamiento gratuito por control de entalpía puro.
2. Sistemas de enfriamiento gratuito por control de temperatura seca.
3. Sistemas de enfriamiento gratuito por control de entalpía mejorado.

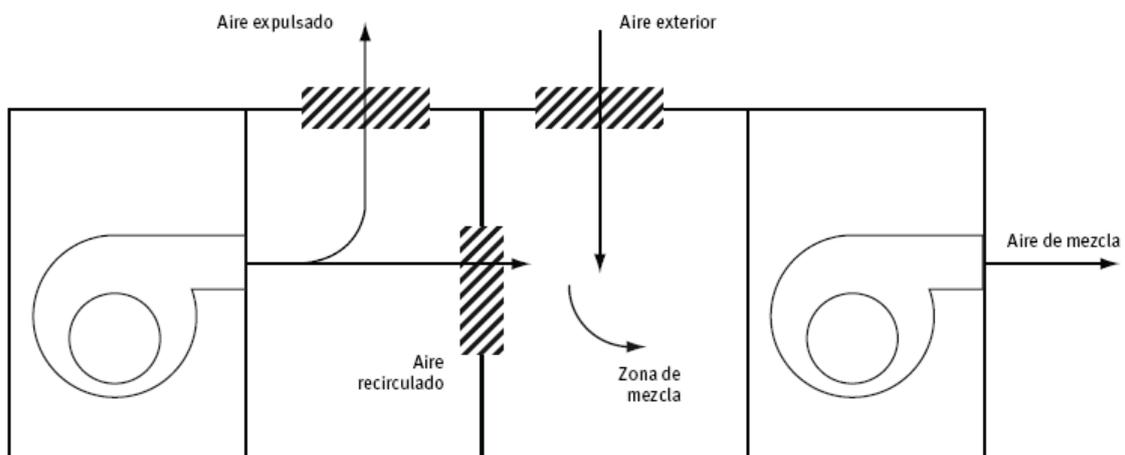


Figura III.15. Esquema de enfriamiento gratuito por aire [23]

El dispositivo consta de un sistema con tres compuertas de aire. Estas compuertas se colocan de manera que la compuerta de aire de retorno esté en serie con los ventiladores de aire de retorno e impulsión, mientras que las otras dos están en paralelo, tal y como puede observarse en la siguiente figura.

La terna de compuertas (IDAE, 2010 [11]), debe dimensionarse de modo que tenga una caída de presión de al menos el 10% de la presión del ventilador con el fin de asegurar la que las compuertas tengan la debida autoridad.

III.3.2.2. Criterios de diseño.

Seleccionar el mejor control de enfriamiento gratuito es complejo ya que la conveniencia de utilizar aire exterior o aire de retorno depende de factores como:

- Sistema de control de temperatura del local.
- Equipos existentes en la unidad de tratamiento de aire.
- Existencia de humectación con agua recirculada o con vapor.
- Condiciones exteriores frecuentes de la localidad frente a las condiciones del local.
- Equipo de producción de frío por agua o por expansión directa.
- Coste de deshumectación frente a coste de enfriamiento sensible.

III.3.2.2.1. Enfriamiento gratuito por control de entalpía puro.

El control de este sistema se basa en la comparación de entalpía siguiente:

- Medición de la temperatura seca (T) y la humedad relativa (HR) del aire exterior y del aire de retorno. Un controlador calcula con estos datos la entalpía del aire exterior (h_a) y la de retorno (h_r) y compara los valores.
- Si $h_a > h_r$ el regulador envía una señal al actuador del servomotor para cerrar las compuertas de aire exterior y abrir completamente la de aire recirculado.
- Si $h_a < h_r$ el regulador actuará abriendo completamente las compuertas del aire exterior y del aire de expulsión, cerrando las de recirculación.
- Un sensor de temperatura mide la temperatura de la mezcla (T_m) y la compara con la del punto de consigna (T^*). Cuando la temperatura exterior es inferior a la de consigna el regulador del equipo envía la señal al actuador para modular la apertura de las compuertas de aire de expulsión y de recirculación.

En la figura III.16 se puede observar el esquema de operación y sistema de control descrito.

A modo de ejemplo, el siguiente diagrama psicrométrico ilustra las condiciones exteriores donde puede actuar el sistema de Free-Cooling entálpico puro, estableciendo unas condiciones interiores de 24°C y 50% de humedad relativa.

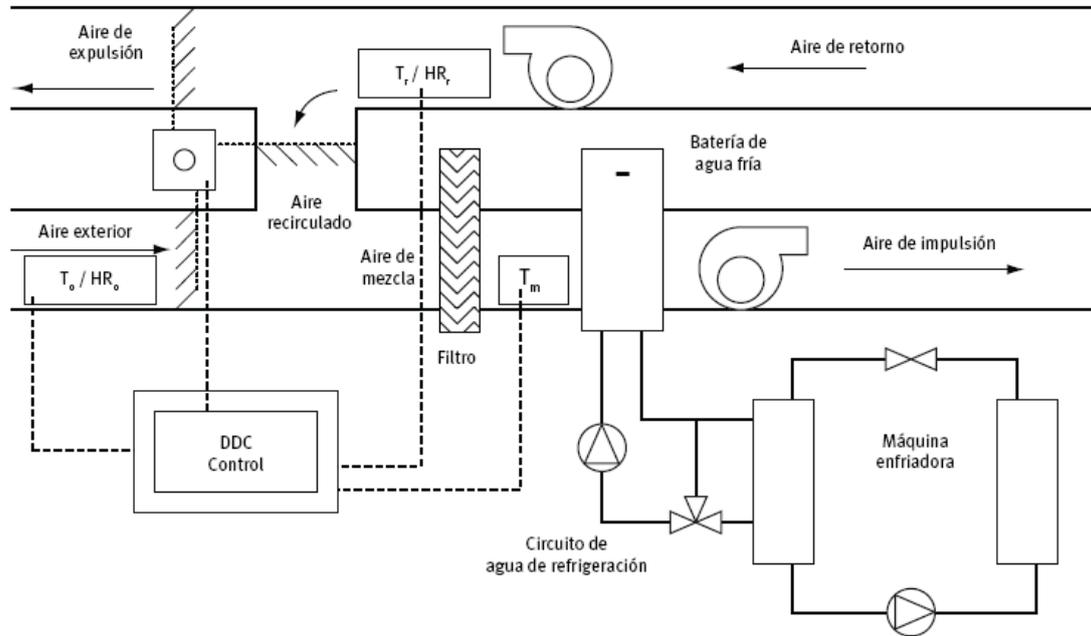


Figura III.16. Esquema de control de enfriamiento gratuito con control de entalpía puro [23]

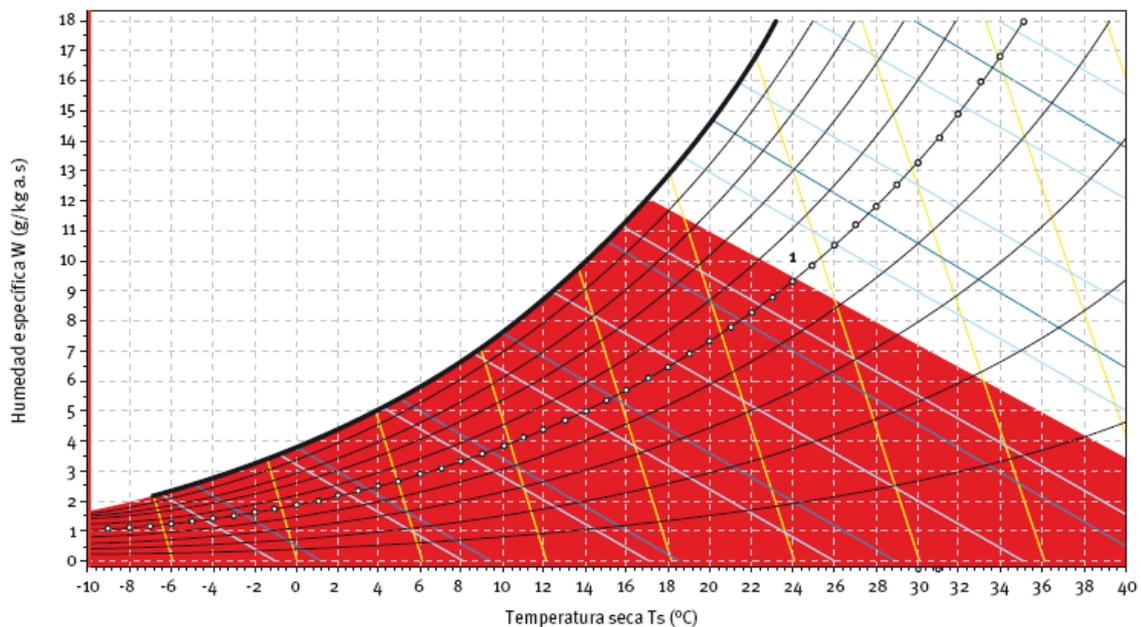


Figura III.17. Zona de actuación del Control Entálpico Puro, [23]

En este hipotético caso se pueden distinguir dos hechos:

- Existe una zona en que las condiciones del aire exterior tienen menos entalpía pero más temperatura que las condiciones del local. En esta situación, si la unidad dispone de un sistema de enfriamiento y humectación por evaporación, será conveniente utilizar el aire exterior. En caso contrario, para un sistema de compresión será perjudicial el uso de aire exterior.
- Existe una zona donde el aire exterior tiene más entalpía que el aire de retorno, pero menor temperatura, no utilizando el Free-Cooling. Si se permitiese una gran variación de la humedad relativa del local sería interesante utilizar dicha opción.

III.3.2.2.2. Enfriamiento gratuito por control de temperatura seca.

Este sistema de control es más sencillo, pues únicamente se basa en la comparación de las temperaturas secas mediante la utilización de una sonda de temperatura. De igual modo se realizará una comparación entre la temperatura del aire exterior (T_a) con la del aire recirculado (T_r) o con el valor de consigna (T^*). El sistema de control en este caso es el siguiente:

1. Se comparan las lecturas de la sonda de temperatura ambiente con la del aire de retorno.
2. Si $T_a > T_r$ el regulador envía una señal al actuador del servomotor de las compuertas para cerrar las del aire exterior y que permanezcan totalmente abiertas las del aire recirculado.
3. Si $T_a < T_r$ el regulador abrirá totalmente las compuertas de aire exterior y expulsión, cerrando las de recirculación.

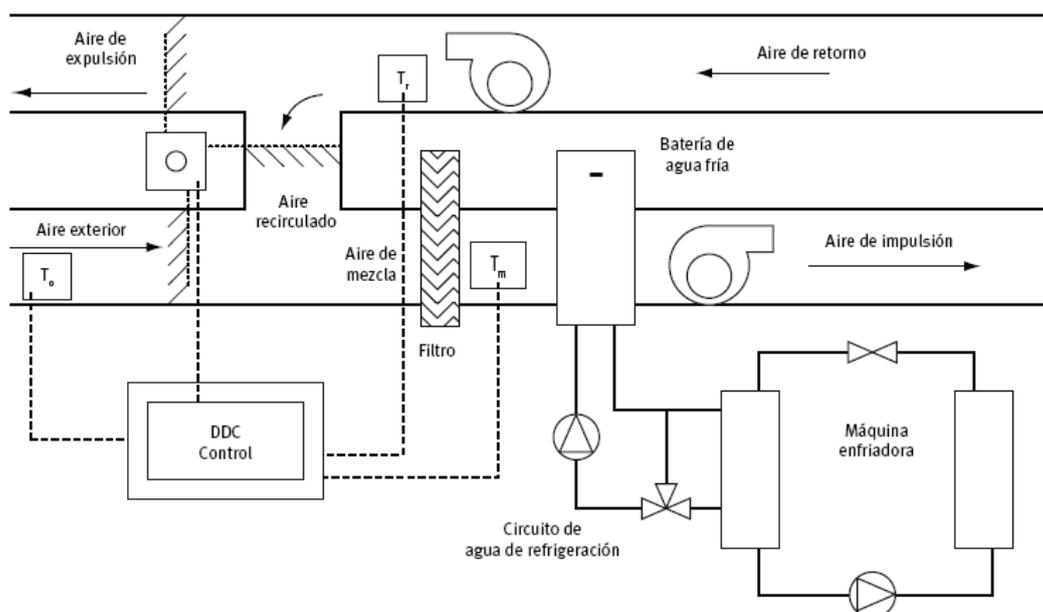


Figura III.18. Esquema Control de Enfriamiento Gratuito con Control de Temperatura Seca [23]

- Otra sonda mide la temperatura del aire de mezcla. Si la temperatura exterior es inferior a la de consigna ($T_a < T^*$) el regulador posiciona las puertas para mantener la temperatura de la mezcla del aire en el valor establecido en la consigna.

Al igual que antes, se muestra en la figura III.18 un esquema de operación y sistema de control de este tipo de enfriamiento gratuito.

A modo de ejemplo el siguiente diagrama psicrométrico muestra las condiciones exteriores donde actuará este sistema suponiendo condiciones interiores de 24°C y 50% de humedad relativa, como en el caso anterior.

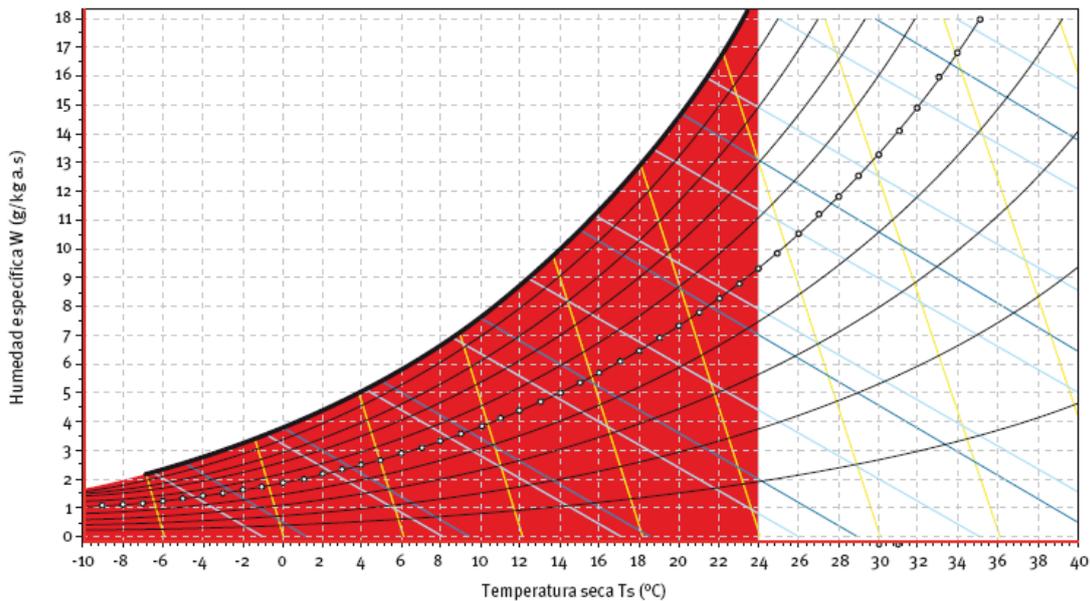


Figura III.19. Zona de Actuación del Control de Temperatura Seca, [23]

En este control existirá una región de mayor entalpía pero menor temperatura. Si en estos casos trabaja la batería de frío de expansión directa, es evidente que existirá mayor gasto energético debido a la existencia de deshumectación en el proceso de enfriamiento.

III.3.2.3. Criterios de diseño.

Si se comparan los diagramas anteriores se tiene una diferencia de actuación en las zonas denominadas en la figura III.20 como zonas A y B.

Si las condiciones termohigrométricas del aire se encuentran en la zona A, el control de entalpía va a permitir consumir menos energía para enfriar y deshumidificar el aire. Si por el contrario, las condiciones del aire exterior se sitúan en la zona B, el control de temperaturas determinará la actuación adecuada para consumir menos energía.

Este hecho promueve el control de entalpía mejorado, consistente en:

1. Se mide la temperatura seca (T) y la humedad relativa (HR) del aire exterior y la del aire de retorno. Se envían los datos a un controlador que calcula las entalpías de cada aire y compara los valores.
2. Si $h_a > h_r$ el regulador envía la señal al actuador para cerrar las compuertas de aire exterior y expulsión y abriendo totalmente la del aire recirculado.
3. Si $h_a < h_r$ el regulador actúa cerrando la compuerta de recirculación y abriendo las otras dos.
4. Si $h_a < h_r$ y $T_a < T_r$ el regulador hará que las compuertas de aire exterior y aire de expulsión estén completamente abiertas y las de recirculación cerradas.
5. Un sensor de temperatura mide la temperatura de la mezcla de aire exterior y recirculado (T_m) y la compara con la de consigna, T^* . Si $T_a < T^*$ el regulador envía la señal al actuador para modular la apertura de las compuertas de aire de expulsión y de recirculación para mantener la temperatura del aire de mezcla en el valor que establece la consigna T^* .

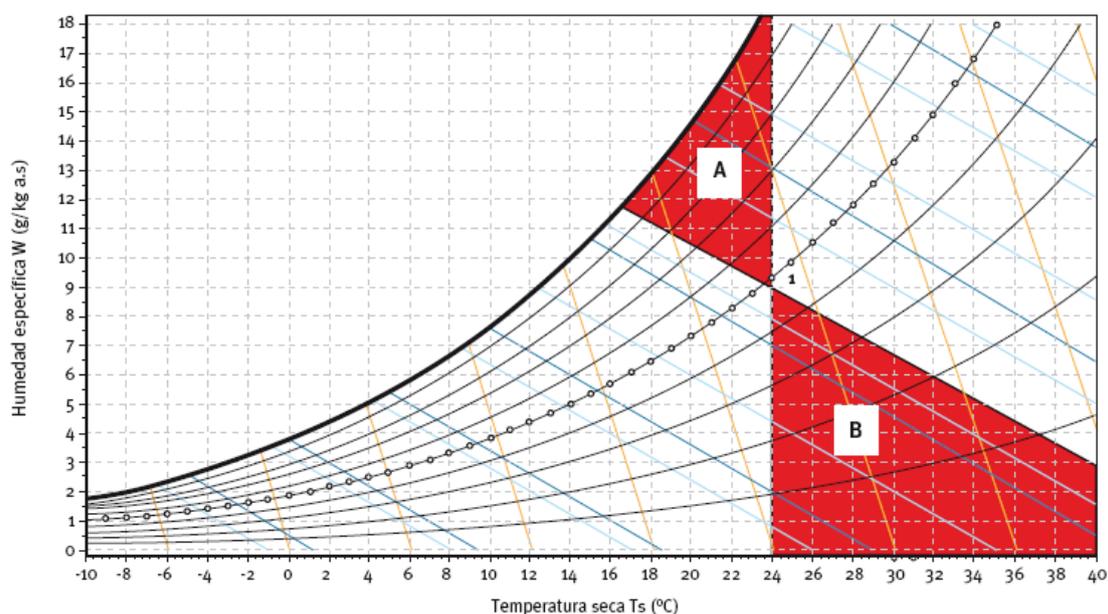


Figura III.20. Diferencia Control Temperatura Seca y Entalpía Puro, [23]

En la figura III.21 se representa las condiciones exteriores donde actuará el sistema Free-Cooling mejorado, suponiendo las condiciones interiores anteriores.

Desde el punto de vista teórico se consigue una mayor eficiencia con sistemas de control de entalpía. Sin embargo, precisan de sondas de temperatura y humedad. Las sondas de humedad pueden proporcionar errores incluso del 10% como consecuencia de una baja precisión o de derivaciones de la calibración y, en

adición, su precio es elevado. Esto provoca que el sistema de control más utilizado sea el de temperatura.

Por otra parte, para un buen control en lugares con clima caliente y húmedo se recomienda el sistema mejorado. Sin embargo el beneficio que obtienen de su instalación oscila entre el 10 y el 20% y, teniendo en cuenta el coste de las sondas de humedad y su precisión, terminan por utilizar sistemas de control por temperaturas.

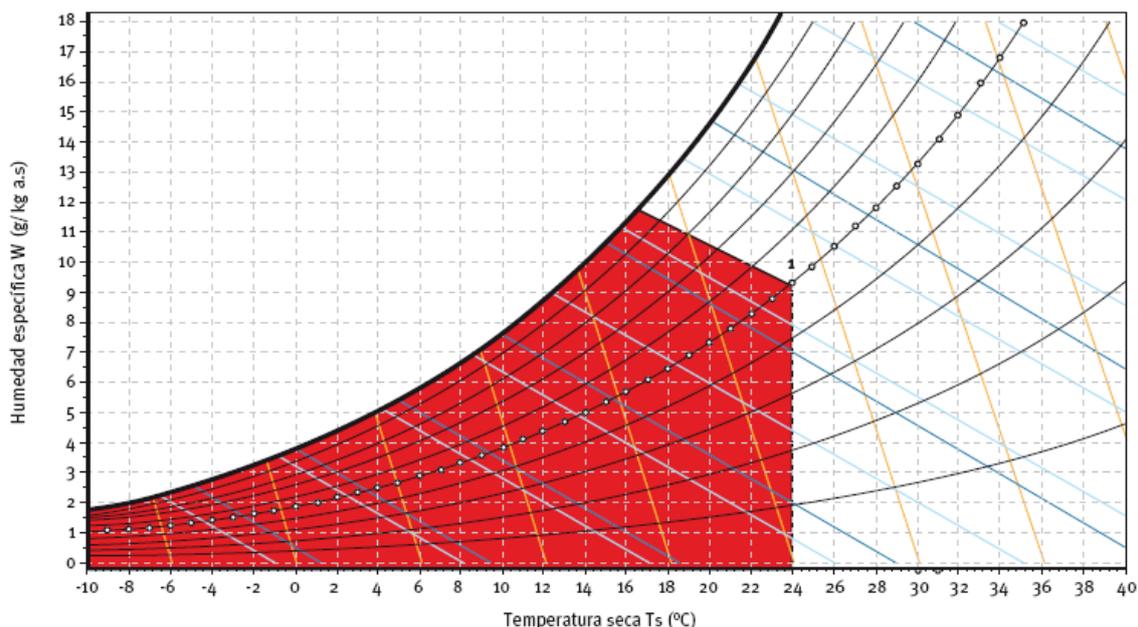


Figura III.21. Zona de actuación del control de Entalpía mejorado, [23]

En las localidades con climas secos el sistema de control por las temperaturas resulta muy adecuado y eficiente, proporcionando un ahorro energético similar al de control por entalpías pero un coste inferior.

III.3.3. Sistemas de enfriamiento gratuito por agua.

III.3.3.1. Batería adicional.

Existen múltiples aplicaciones industriales y de climatización en las que se pueda dar la circunstancia de que la temperatura del aire exterior es inferior a la temperatura del agua que se quiere enfriar. En estas ocasiones se puede enfriar el agua con el aire (más frío).

Esta aplicaciones se podrán llevar a cabo en climas fríos y aplicaciones intensivas con demanda frigorífica importante, incluso a temperaturas exteriores bajas (pocas localidades españolas cumplen estos requisitos).

Los equipos suelen ser compactos y están formados por dos baterías, una de aire-agua y otra de aire-refrigerante. Dependiendo de las condiciones, el control del equipo decide si se debe trabajar como un aerotermo o como una enfriadora o las dos al mismo tiempo.

La acción del Free-Cooling debe ser proporcional para poder aprovechar las ocasiones donde la temperatura exterior no es suficientemente baja como para compensar por sí misma la carga frigorífica. En este caso el Free-Cooling funcionará como un pre-enfriamiento del agua antes de entrar en el evaporador.

Se trata de una técnica sencilla y útil ya que no requiere modificación e la instalación. La planta enfriadora dispone de las dos baterías exteriores en paralelo y mediante su control decide cuando trabajar en modo Free-Cooling, Free-Cooling + enfriadora, o solo enfriadora.

La enfriadora tiene una válvula de 3 vías interior que decide (por control centralizado) si se envía agua al evaporador o se envía primero a la batería exterior del Free-Cooling. Esta decisión se toma según la diferencia de temperaturas que se dé entre el fluido a enfriar y la temperatura del aire exterior. Con un solo grado de diferencia empieza a entrar en acción el Free-Cooling.

Los compresores funcionan en paralelo con la batería de Free-Cooling hasta que la temperatura exterior sea suficientemente baja como para poder compensar completamente la carga de la instalación. A partir de ese punto, la enfriadora para los compresores y se comporta como un aerotermo.

Los diferentes modos de funcionamiento, como era de esperar, tienen distintos consumos eléctricos, según se observa en figura III.22, donde el eje de abscisas representa la temperatura, mientras que en las ordenadas se muestra la tendencia del consumo, no los valores propiamente dichos de dicho consumo.

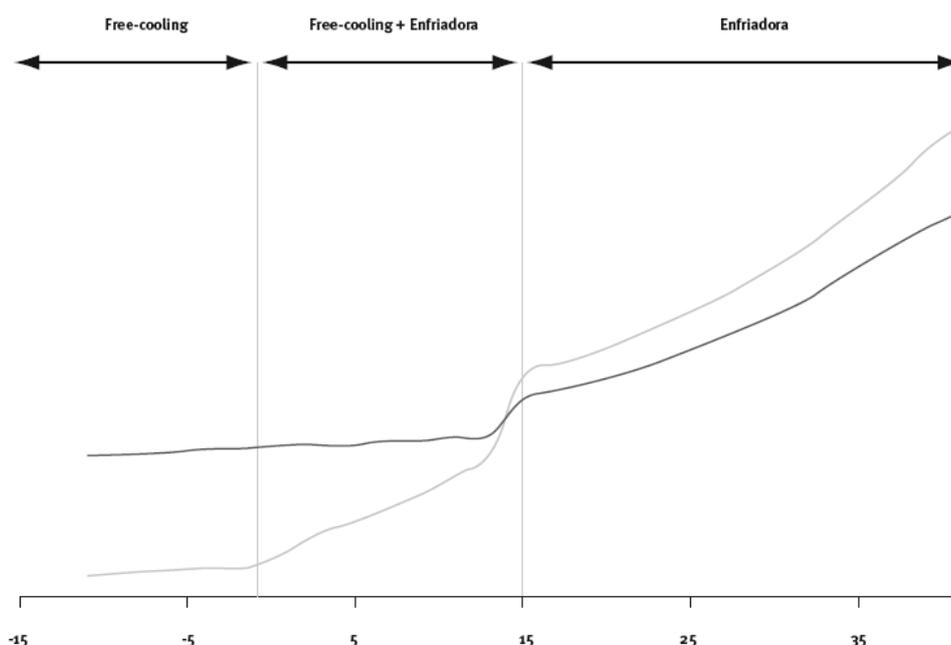


Figura III.22. Consumo eléctrico de los diferentes modos de funcionamiento contra equipos estándar, [23]

A continuación se describirá el funcionamiento de los tres sistemas comentados:

Modo frío.

En este caso el sistema actúa como una enfriadora convencional, de modo que el agua no pasar por la batería de Free-Cooling. Esto se debe a que el sistema es capaz de entender la situación dada y saber que no aportaría ningún ahorro energético el pasar el agua por la batería. Como es lógico tiene lugar cuando la temperatura exterior es mayor que la temperatura de retorno del agua.

En la figura III.23 se ilustra este funcionamiento, apareciendo desconectado el intercambiador comentado (inferior derecho), funcionando la máquina como una enfriadora convencional.

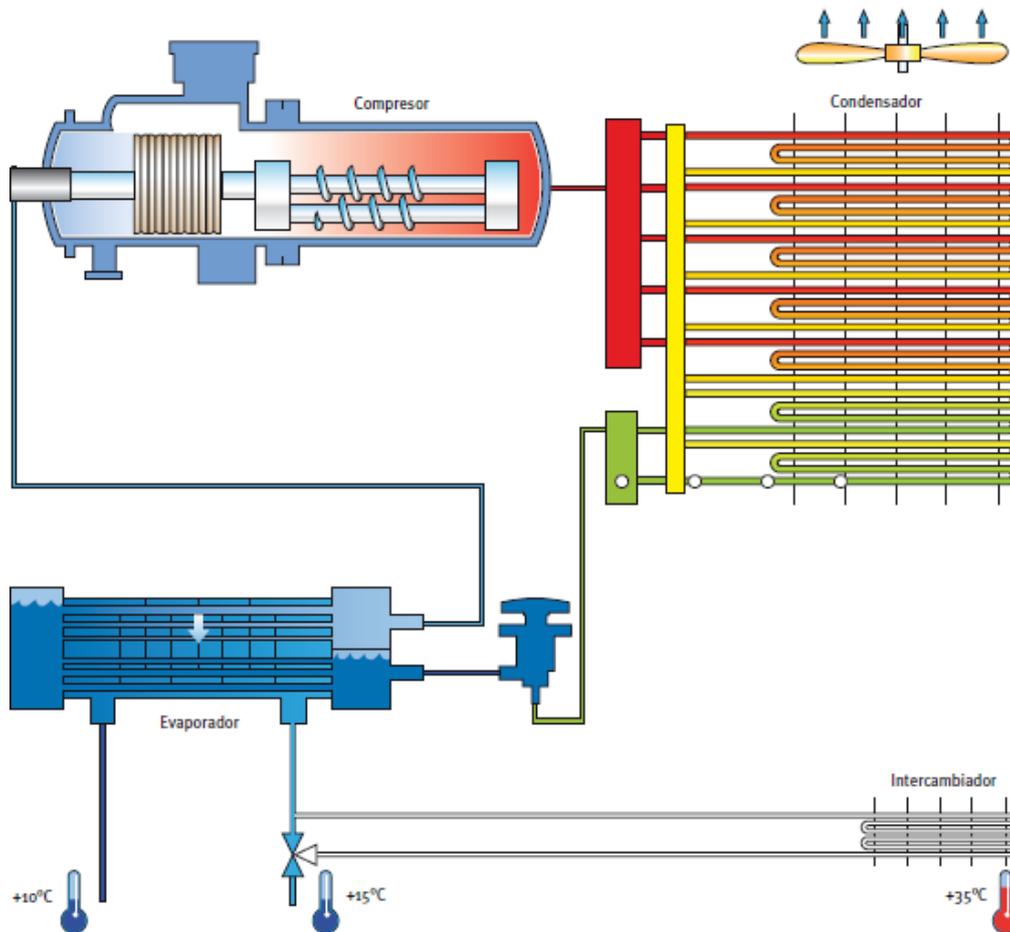


Figura III.23. Sistema de funcionamiento en modo frío. [23]

Modo frío + Free Cooling

En este caso el sistema detecta la posibilidad de ahorro energético, por lo que el agua que va a atravesar una enfriadora convencional se pre-enfría haciéndolo pasar por una batería de Free-Cooling.

Es de esperar que este modo de funcionamiento se active cuando la temperatura de retorno es superior a la temperatura exterior, no siendo suficientemente baja como para cubrir la carga frigorífica al 100%.

Con el objetivo de ahorrar el máximo de consumo energético se pueden modular los ventiladores exteriores, la válvula de tres vías y el control de la capacidad del compresor.

El esquema de funcionamiento al que nos referimos en este caso viene reflejado en la figura III.24.

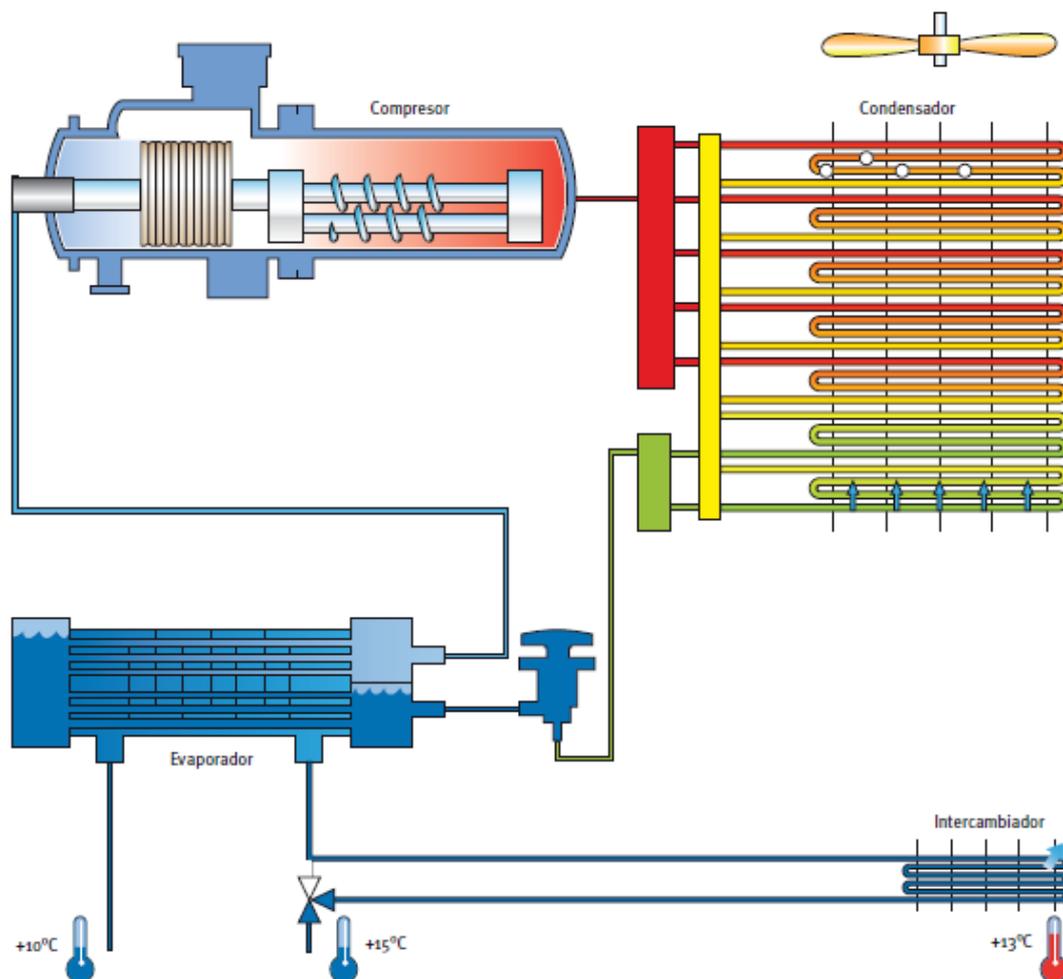


Figura III.24. Sistema de funcionamiento en modo mixto frío + Free-Cooling. [23]

Modo Free-Cooling.

Es el modo de funcionamiento ideal ya que entraña el máximo ahorro energético ya que los compresores están parados. El agua únicamente pasa por el sistema de batería Free-Cooling y no por el evaporador.

A diferencia del caso anterior, además de que el ambiente exterior tenga una temperatura inferior a la temperatura de retorno, ésta es suficientemente baja como para cubrir la carga frigorífica al 100% (figura III.25).

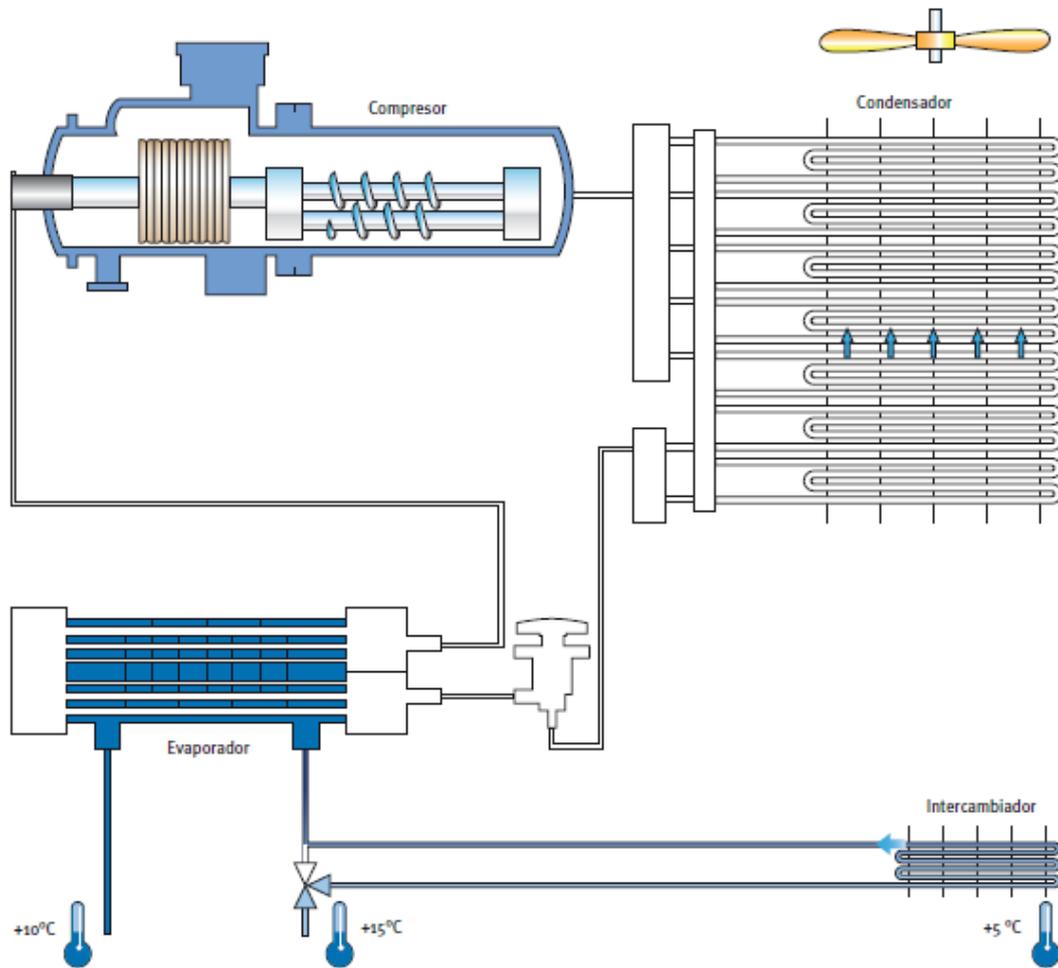


Figura III.25. Funcionamiento en modo Free-Cooling. [23]

III.3.3.2. Geotermia.

Para aprovechar la energía de fuentes naturales como pozos, lagos o la de la corteza terrestre se recurre a sistemas de bomba de calor agua-agua, pudiendo absorber o ceder el calor tomado o aportado al ambiente en locales climatizados.

En primera instancia se puede hablar de una forma de energía renovable, pues pueden considerarse como fuentes de energía inagotables debido a la gran inercia que los caracteriza.

En el caso de que se utilicen bombas que trabajan aprovechando las fuentes energéticas del terreno, el intercambiador de calor consiste básicamente en sondas geotérmicas (tanto horizontales como verticales). A una cierta profundidad, aproximadamente 15m, la temperatura del terreno se mantiene constante a lo

CAPÍTULO III

largo de todo el año debido a que esta zona no se ve alterada ni por la temperatura del ambiente exterior ni por la radiación solar.

Durante la época invernal el calor es extraído del suelo y cedido a los locales, enfriándose progresivamente el terreno cerca de las sondas geotérmicas, sin sobrepasar unos valores admisibles que aseguren el buen funcionamiento del equipo.

En época de verano el efecto es el contrario, es decir, se extrae calor de los locales para cederlo al suelo, que se calentará gradualmente dentro de unos límites.

Los valores de temperatura del terreno varían mucho según características físicas del terreno (conductividad y calor específico), del punto geotérmico (profundidad y distancia de la sonda) tiempo de trabajo en el mismo régimen, etc.

Son los tiempos de transición entre ciclos los que ofrecen unas temperaturas más favorables para la climatización por Free-Cooling. Se utilizan típicamente al comienzo del verano para aprovechar las bajas temperaturas del terreno consecuencia del invierno, enfriando el agua que se recircula al interior de los locales, llegando a una temperatura lo suficientemente baja para trabajar en modo de Free-Cooling, con el consecuente ahorro energético que ello supone.

Se trata de un sistema eficaz cuyo único gasto energético es el debido a las bombas requeridas para impulsar el agua. Un esquema de funcionamiento de este tipo de enfriamiento gratuito se refleja en la figura III.26.

Es fácilmente visible como un conjunto de válvulas de tres vías y de intercambiador permite transferir el calor entre el circuito de la fuente geotérmica y el circuito de climatización. El agua procedente de la fuente geotérmica atraviesa el intercambiador del circuito frigorífico (estación invernal) sin verse afectado por la actuación de ese circuito (el compresor permanece apagado).

El agua destinada a la refrigeración de los locales se recircula atravesando el otro intercambiador frigorífico (que hace las funciones de evaporador), desactivado a causa del paro del compresor.

El sistema de control decide la actuación de la válvula de tres vías en coordinación con los otros elementos de la instalación afectados (el compresor y las bombas de recirculación).

Los parámetros que establecerán la entrada o no del sistema de Free-Cooling son:

- Estado de demanda de refrigeración.
- Valor de consigna de la temperatura del agua a impulsar el local.
- Valor de temperatura del agua procedente de la sonda geotérmica.

Si el sistema no es capaz de alcanzar las condiciones requeridas (el agua procedente del suelo se encuentra a una temperatura superior a la requerida), la válvula de tres vías cierra el paso de agua hacia el intercambiador y entra en marcha el compresor, actuando como bomba de calor agua-agua.

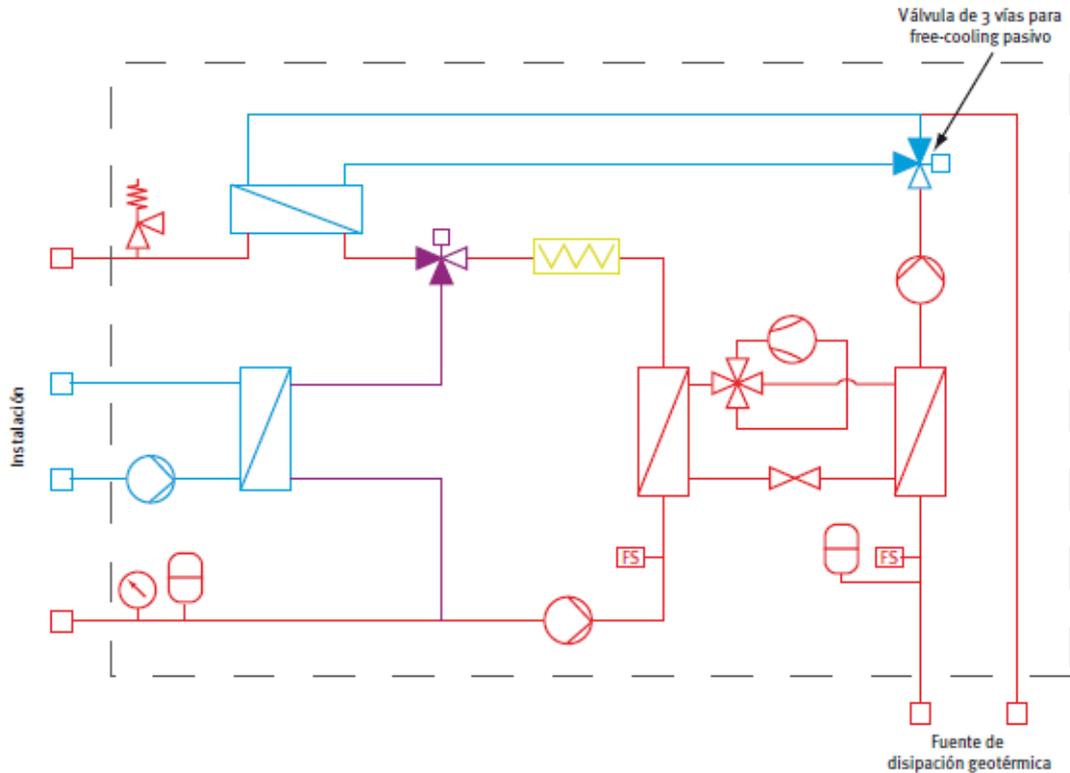


Figura III.26. Esquema de funcionamiento de enfriamiento gratuito por geotermia.

A modo de conclusión debe mencionarse que la valoración del ahorro energético conseguido con este sistema es difícil, debiendo recurrir a sistemas de simulación directa para conseguirlo. Se debe conocer con precisión la evolución anual de la carga del sistema a lo largo del año, así como la evolución de la temperatura del terreno.

A priori son los climas mediterráneos, tal y como recoge la Guía técnica: Ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización [23], los óptimos para este sistema de funcionamiento, al necesitar refrigeración en verano y calefacción en invierno.

III.3.3.3. Torre de refrigeración.

El sistema que permite el enfriamiento del agua de la batería de Free-Cooling mediante el aire exterior, puede ser también una torre de enfriamiento. Este sistema es precisamente el que da base al presente Trabajo Fin de Grado. Permite aprovechar las condiciones energéticas del aire exterior para enfriar agua por contacto directo, que a continuación enfriará el aire que atraviesa la batería por la que circula el agua refrigerada procedente de la torre.

El esquema general se puede observar en la figura III.27.

Sin embargo se debe tener en cuenta que la mínima temperatura del agua enfriada que se puede obtener es, como mínimo, 3°C superior a la de temperatura de bulbo húmedo del aire de la torre. Considerando además un salto térmico mínimo de 4°C

entre la temperatura del agua a la entrada y salida de la batería de enfriamiento, obtenemos que la temperatura de impulsión hacia los locales a climatizar superará los 20°C si la temperatura húmeda del aire exterior es superior a 13°C. De esta manera esta técnica se utilizaría solo en casos en los que la temperatura húmeda del ambiente fuera inferior a 13°C, pero además, el sistema de Free-Cooling presenta mejores prestaciones para estos casos.

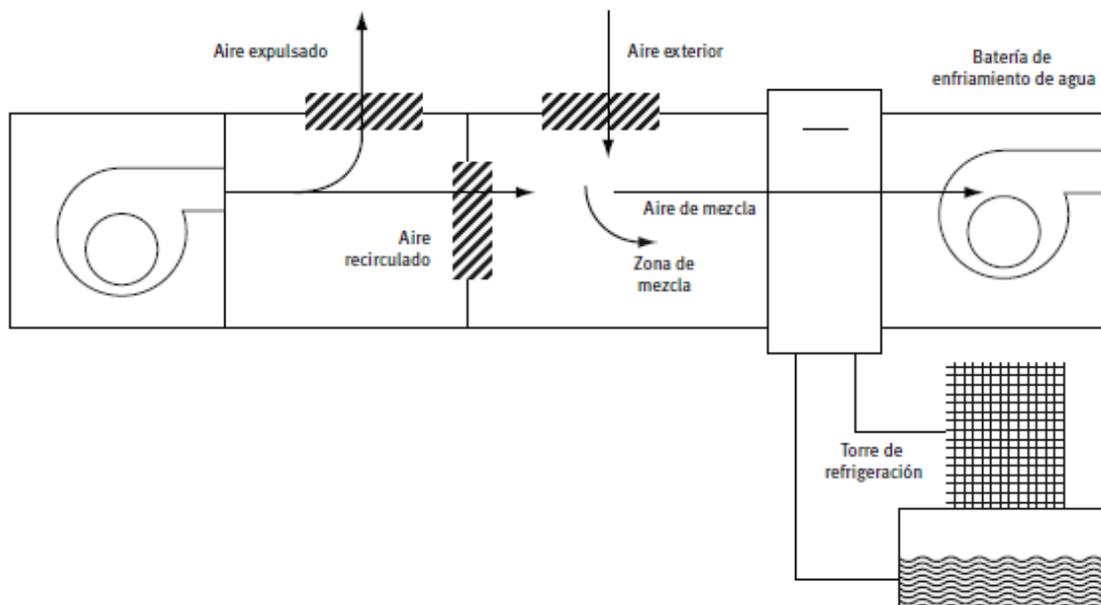


Figura III.27. Esquema básico de funcionamiento de enfriamiento gratuito por batería de agua y refrigerada por torre.

Las conclusiones que se pueden establecer de este funcionamiento son:

- Este sistema no tiene aplicación en condiciones de confort, pues se solapa con el campo de aplicación del Free-Cooling, quien tiene consumos energéticos menores y mantenimientos más sencillos.
- Se utilizará este sistema de funcionamiento en:
 - o Cuando las condiciones de temperatura seca exteriores no son suficientemente favorables para impulsar directamente el aire, pero las temperaturas húmedas sí lo son para adecuar agua que lo preenfrie.
 - o Locales con patinillos verticales insuficientes para las secciones de conductos del Free-Cooling.
 - o Cuando las tomas de descarga del aire del citado Free-Cooling se hacen desde la fachada del local y es inviable el paso de conductos de gran sección.

III.3.4. Sistemas de enfriamiento gratuito por migración del refrigerante.

Los sistemas de enfriamiento gratuito por migración de refrigerante en equipos aire-agua (o Free-Cooling por expansión directa) son soluciones técnicas que, mediante un proceso termodinámico específico, permiten enfriar agua aprovechando como energía gratuita las bajas temperaturas exteriores; usando para ello exclusivamente los propios intercambiadores de calor del equipo (condensador y evaporador) y sin requerir del funcionamiento de los compresores.

Su principio de funcionamiento se basa en un efecto termodinámico denominado termosifón, consistente en la migración natural del gas refrigerante desde una región relativamente fría, con la consecuente transferencia de calor.

En un proceso convencional de refrigeración mecánica, el refrigerante se evapora en condiciones de presión y temperaturas inferiores a las de condensación como consecuencia de que el medio de evaporación (agua de retorno de la instalación) está más frío que el medio de condensación. Esta diferencia de presión del circuito requiere ser salvada mediante la utilización de procesos mecánicos de compresión y expansión para transferir calor desde el evaporador (foco frío) al condensador (foco caliente).

En situaciones de tener condiciones climatológicas en las que la temperatura exterior es significativamente inferior a la temperatura de retorno de agua de la instalación (entrada al evaporador) se produce, a partir de una determinada diferencia térmica, una inversión del estado de presiones en el circuito frigorífico. A consecuencia de la baja temperatura exterior, la presión de condensación correspondiente llega a ser inferior a la presión de evaporación, creando una diferencia negativa de presión, que propicia el efecto de migración natural del refrigerante desde el evaporador hasta el condensador. El ciclo frigorífico que tiene lugar es:

1. El agua de retorno de la instalación (entrada del evaporador), mediante un proceso de intercambio térmico agua-refrigerante llevado a cabo en el evaporador, la evaporación de este último. La energía necesaria para la evaporación se extrae del agua, enfriándose ésta.
2. Cuando se dan las condiciones favorables para el enfriamiento gratuito ya comentadas el sistema de control del equipo habilita un circuito frigorífico que baypasea el propio compresor. Así el vapor de refrigerante resultante del proceso de enfriamiento anterior migra de manera natural desde el evaporador al condensador.
3. La condensación se produce como consecuencia de un seguido proceso de intercambio térmico entre el refrigerante y el aire exterior. En este caso la energía necesaria para la condensación se extrae del refrigerante. Mediante la actuación sobre los ventiladores (control de caudal de aire exterior) se regula la presión de condensación en función de la demanda frigorífica del sistema y las condiciones exteriores.

4. El refrigerante líquido es retornado al evaporador mediante una bomba de refrigerante líquido diseñada para tal efecto.

En la figura III.28 se puede observar el proceso de funcionamiento explicado en sistemas de enfriamiento gratuito por migración del refrigerante.

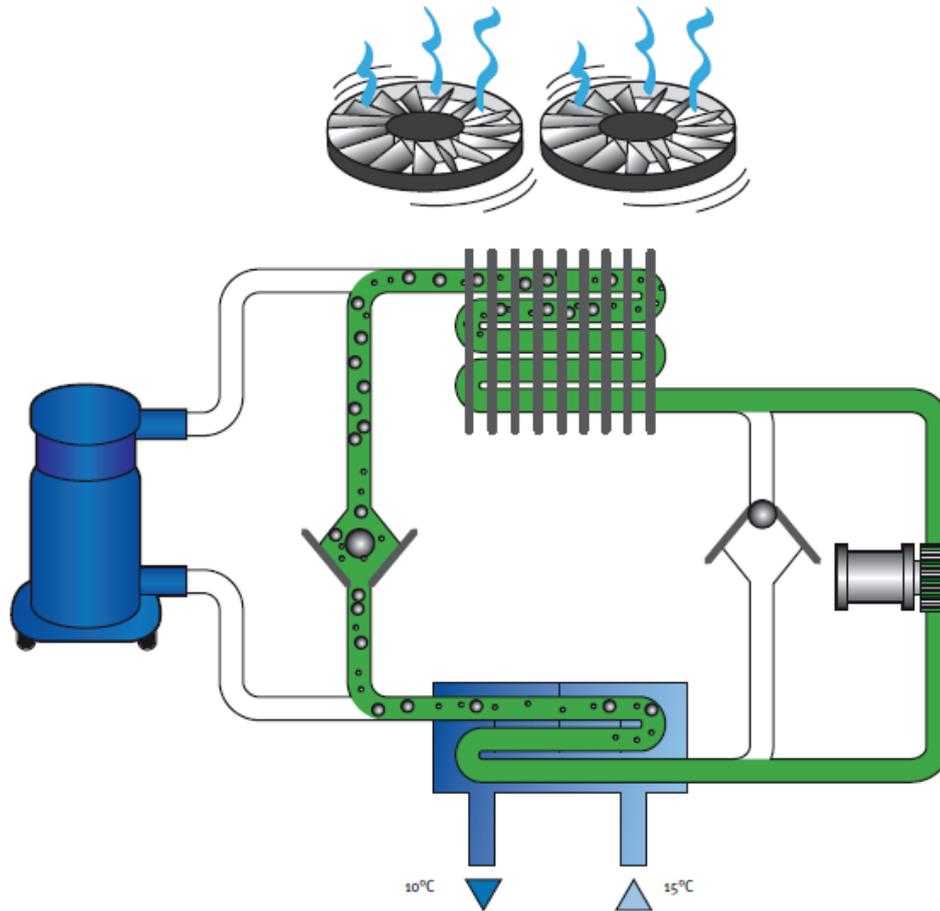


Figura III.28. Esquema del equipo de enfriamiento gratuito por migración de refrigerante.

III.4. ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

III.4.1. Introducción.

Los equipos que utilizan este tipo de tecnología, dentro de las instalaciones de climatización, pueden englobarse en dos grandes grupos:

1. Aquellos que se utilizan en procesos cuyo objetivo es el acondicionamiento del aire de los locales, donde el principal objetivo será reducir o eliminar la

demanda energética de adecuación térmica de los edificios. Dentro de este grupo se encuentran los refrigeradores, los recuperadores evaporativos y los humectadores de aire de extracción.

2. Sistemas de refrigeración de equipos, tales como torres de refrigeración y condensadores evaporativos. Estos dispositivos permiten optimizar el consumo energético de las instalaciones condensadas por agua, y que por diferentes problemas como la Legionella, están siendo reemplazadas en algunas situaciones.

En lo que a este Trabajo Fin de Grado le concierne, se tratará el enfriamiento evaporativo enfocado al proceso que tiene lugar en la torre de refrigeración que se pretende caracterizar.

III.4.2. Teoría de la refrigeración evaporativa.

El Dr. John R. Watt presentó en 1963 el primer análisis riguroso de los sistemas evaporativos directos e indirectos, presentando las ventajas e inconvenientes de los mismos, indicando aplicaciones y estableciendo unas consideraciones sobre su diseño [12, Watt, 1986].

Más recientemente el Dr. Donald Pescod, trabajó con enfriadores evaporativos indirectos de placas [13, Pescod, 1974], siendo pioneros en la utilización de placas de materiales plásticos.

En la década de los 80 el interés por estos sistemas se incrementa notablemente. Así lo demuestra el gran número de artículos de publicación científica [14, Maclain-Cross&Banks, 1983], [15, Sodha et al., 1990]. Se desarrollan diferentes aplicaciones de esta técnica como el aprovechamiento del potencial existente en el aire procedente de la corriente de retorno de los locales, para el desarrollo de sistemas de recuperación de energía mediante esta tecnología.

El Dr. Willis H. Carrier estableció la teoría de saturación adiabática y desarrolló su diagrama psicrométrico, de gran utilidad para la compresión técnica.

El enfriamiento evaporativo es un proceso de transferencia de calor y masa basado en la conversión de calor sensible en latente. El aire no saturado se enfría, proporcionando calor sensible que se convertirá en latente para que se produzca la evaporación del agua. En el caso de que el proceso ocurra en condiciones adiabáticas la temperatura seca del aire disminuirá a medida que su calor sensible se transforma en latente, aumentando su humedad. Este intercambio de calor sensible y latente tiene lugar hasta que el aire se satura y la temperatura del aire y el agua se igualan, alcanzando un valor denominado “temperatura de saturación adiabática”, siendo este proceso conocido como “saturación adiabática” [16, Pinazo, 2000], [17, Pizzetti, 1991].

En vistas a intentar completar la definición anterior, se utilizar el concepto de túnel de humidificación adiabático, es decir, sin intercambio de calor con el exterior, en el que se introduce aire húmedo en unas condiciones cualesquiera y se le somete a una ducha de agua recirculada, de forma que el aire a su salida llegue a saturación (figura III.29).

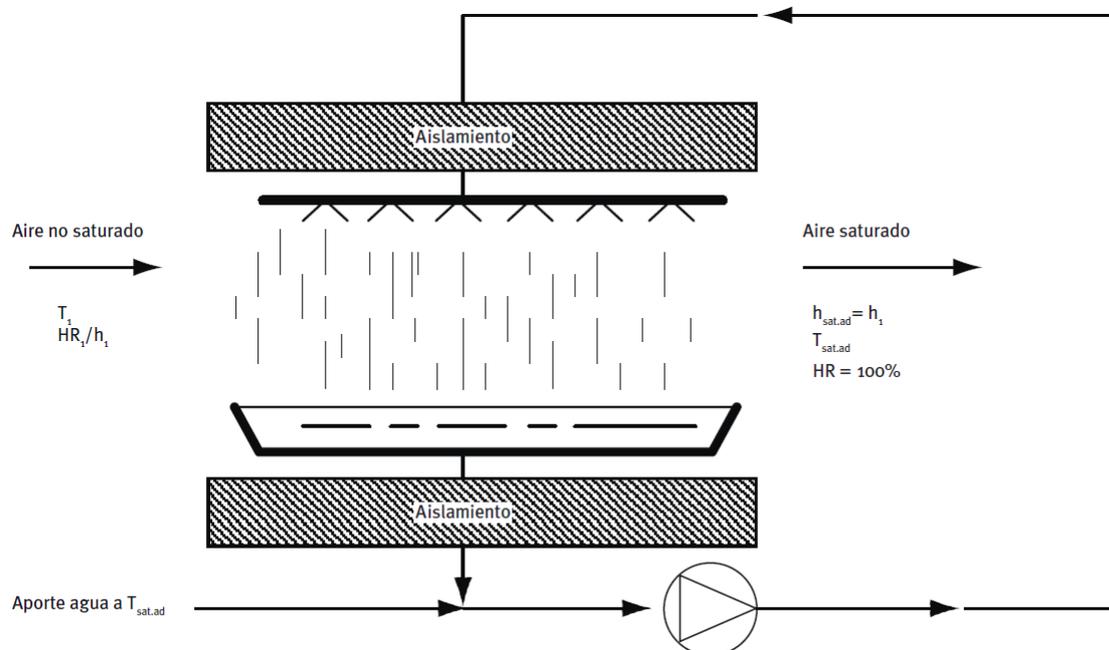


Figura III.29. Túnel de saturación adiabática [17]

La temperatura de saturación adiabática, $T_{sat,ad}$ se define como la temperatura que alcanza el aire a la salida del túnel, cuando se aporta el agua que se evapora a dicha temperatura de saturación adiabática.

En la parte final del túnel no existe intercambio de masa (el aire se encuentra con humedad relativa del 100%), ni intercambio de calor (la temperatura del aire y del agua coinciden). Por este motivo, dichas condiciones son únicamente función de las condiciones del aire a su entrada y, consecuentemente, se puede definir la temperatura de saturación adiabática como una propiedad termodinámica del aire húmedo.

Aunque la temperatura de bulbo húmedo (T_h) en los intervalos habituales utilizados en sistemas de climatización es muy próxima a la de saturación adiabática, su definición es bien distinta. La temperatura de bulbo húmedo se define como aquella que alcanza el bulbo de un termómetro cuando el flujo de calor que recibe el aire (por convección mayoritariamente), consecuencia de la diferencia de temperaturas entre el bulbo y el aire, coincide con el calor necesario para evaporar el agua desde la superficie del bulbo hasta el aire. Esto se debe al gradiente de concentración de vapor de agua existente entre la superficie del bulbo y el aire. Para entender mejor esta definición se presenta la figura III.30.

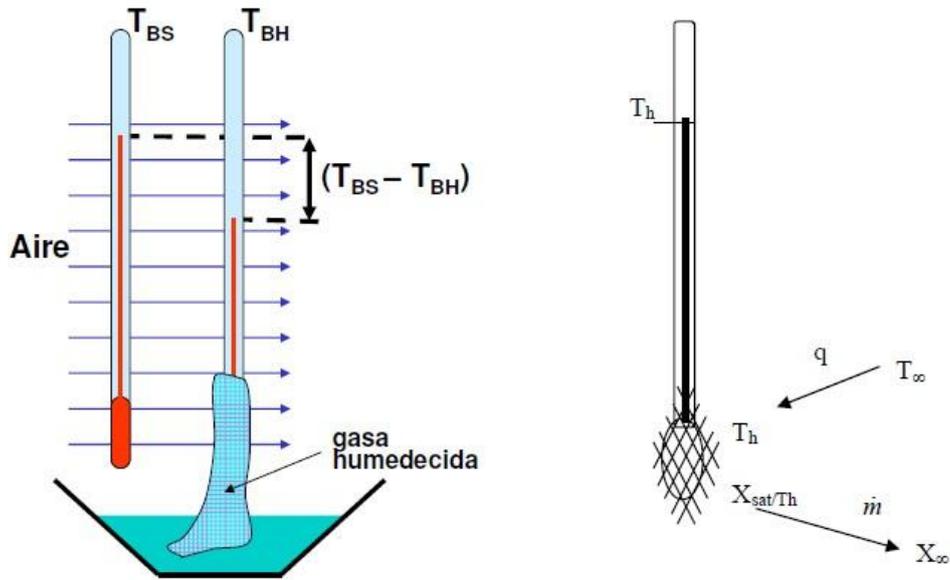


Figura III.30. Túnel de saturación adiabática. [16]

A continuación se definen matemáticamente las variables comentadas:

- Calor por convección desde el aire al bulbo.

$$q = h (T_{\infty} - T_h) \quad (\text{Ec. III.1})$$

- Flujo de vapor de agua desde el bulbo al aire.

$$\dot{m} = h_m (T_{\text{sat}/T_h} - X_{\infty}) \quad (\text{Ec. III.2})$$

- Flujo de calor para evaporar el flujo de vapor de agua desde la superficie del bulbo al aire.

$$q = \lambda h_m (X_{\text{sat}/T_h} - X_{\infty}) \quad (\text{Ec. III.3})$$

Las ecuaciones presentadas se complicarían si además se tiene en cuenta los intercambios con el contorno. La ventaja de la temperatura de bulbo húmedo frente a la de saturación adiabática, aunque conceptualmente no coinciden, reside en la facilidad de ser medida ya que solo necesita un termómetro cuyo bulbo se mantiene húmedo.

Fue Lewis [16] quien demostró que para una mezcla de aire seco y vapor de agua, la temperatura de salida del aire de un túnel de saturación adiabática (temperatura de saturación adiabática), coincide prácticamente con la temperatura de bulbo húmedo.

La saturación adiabática es el proceso básico de los enfriadores evaporativos en los que la temperatura inicial del agua se aproxima a la temperatura de bulbo

húmedo del aire a la entrada, lo que ocurre generalmente cuando se recircula el agua de enfriamiento continuamente. De forma teórica, la temperatura del agua permanece constante, toda la evaporación sirve para enfriar el aire, no el agua.

En la práctica el agua absorbe calor como consecuencia de un intercambio con el exterior (flujo a través de tuberías, calor proporcionado por elementos hidráulicos de bombeo, etc.). Además, la reposición de agua necesaria como consecuencia de la evaporación del agua, introduce agua en condiciones térmicas diferentes a las del proceso. Esto hace pensar que la saturación adiabática en el proceso de enfriamiento evaporativo es únicamente un límite teórico hasta donde se podría enfriar idealmente el agua o el aire que intervienen en el proceso.

En los casos en los que el agua está considerablemente más caliente que la temperatura de saturación adiabática del aire, el proceso se asemeja al de una torre de enfriamiento donde se enfrían conjuntamente el aire y el agua.

En los enfriadores evaporativos directos sin bombas (“spray en corriente de aire”) el agua se puede calentar por la bomba de circulación o por ganancias en las tuberías no aisladas. Al ponerse en contacto las gotas con el aire, ambos entregan calor sensible y son enfriados al convertirse en calor latente, ya que el agua se evapora y capta calor del medio que le rodea para producir el cambio de fase de líquido a vapor, humidificando el aire.

El enfriamiento que se puede conseguir viene limitado por el efecto de la saturación adiabática comentado. De esta manera, la cantidad de calor sensible eliminado no puede ser superior al calor latente necesario para saturar el aire. Las posibilidades de enfriamiento, por tanto, varía inversamente con el contenido en humedad del aire. Por ejemplo, un aire que tenga unas condiciones de humedad muy altas, únicamente podrá ser enfriado de manera sensible, por el intercambio de calor consecuencia de la diferencia de temperaturas entre el agua y el aire, pero no por el calor latente necesario para la evaporación del agua.

Los procesos ideales de refrigeración evaporativa, así como los reales, se muestran a continuación:

III.4.2.1. Enfriamiento evaporativo ideal.

Considerando el enfriamiento como ideal, el proceso sería adiabático, por lo que, en un diagrama psicrométrico, seguiría una línea de entalpía constante hasta llegar a la saturación adiabática.

El aire se humidifica progresivamente por el contacto con el agua. La temperatura de bulbo seco del aire disminuye, pero esta pérdida de calor sensible es compensada simultáneamente con la absorción de vapor (ganancia de calor latente).

Por tanto, el proceso evoluciona según una línea de entalpía constante de derecha a izquierda y de abajo hacia arriba en el diagrama psicrométrico, tal y como puede observarse en la figura III.31.

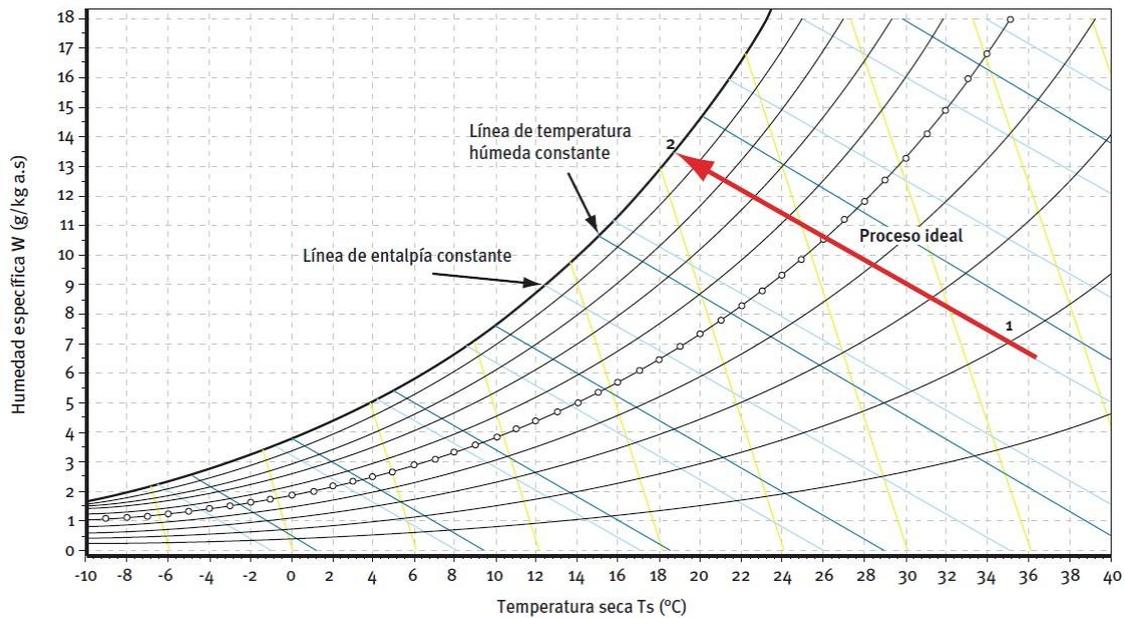


Figura III.31. Proceso de enfriamiento evaporativo ideal. [23]

En esta figura III.31 se muestra, a modo de ejemplo, un proceso de saturación adiabática entre dos puntos para mostrar cual podría ser el grado de enfriamiento teórico que se conseguiría en un proceso ideal. Las condiciones son:

1. 35°C y un 20% de humedad relativa.
2. 19°C y aire saturado.

Por lo tanto, se podría llegar a enfriar el aire hasta una temperatura de 19°C , estando este en estado saturado.

III.4.2.2. Enfriamiento evaporativo real.

Debido al hecho de que el agua introduce calor sensible, la mayoría de los enfriadores evaporativos difieren del caso adiabático mostrado anteriormente, de manera que el aire se enfría.

De forma general, si la temperatura del agua es superior a la temperatura húmeda del aire, ésta se enfría, y por el contrario, si es inferior a la temperatura húmeda, se calienta.

Por el anterior razonamiento, se puede con el tratamiento del aire a través de una cortina de agua cualquier transformación psicrométrica, tal y como se observa en la figura III.32, donde se observan las distintas evoluciones para diferentes condiciones de temperatura del agua que entra en contacto con el aire, que en nuestro caso será el que circula por la torre de refrigeración. Si bien, en realidad las tendencias de comportamiento del aire no son físicamente líneas rectas, sino que se trata de curvas que son difícil de obtener experimentalmente.

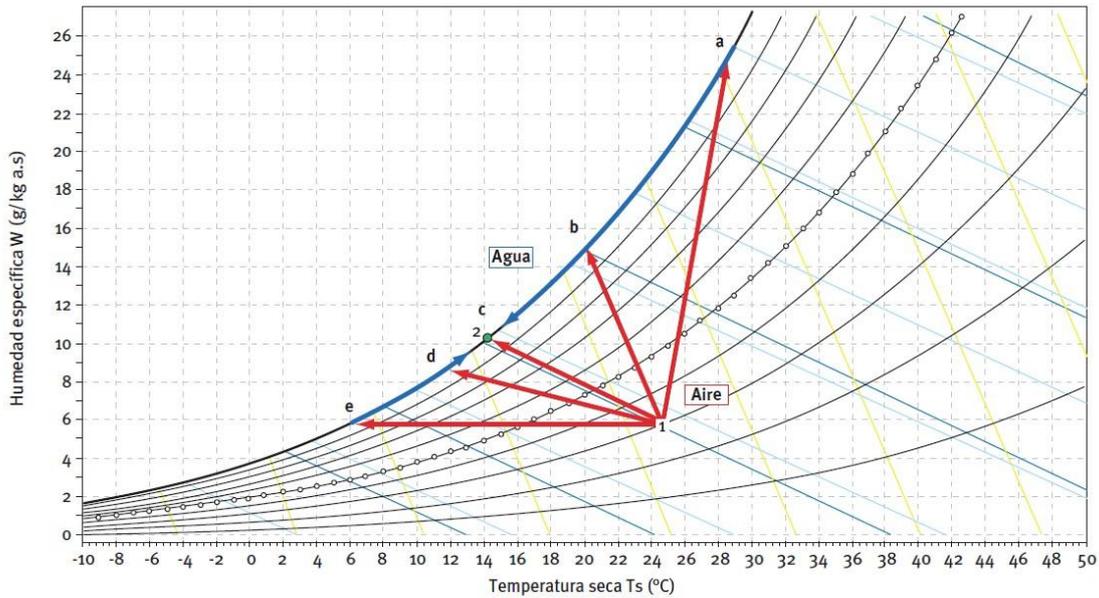


Figura III.32. Proceso de enfriamiento evaporativo real. [23]

Las diferentes líneas que se observan tienen lugar con las condiciones que se comentan a continuación:

- 1-a. El agua se encuentra a mayor temperatura que la temperatura seca del aire. El aire se humecta (mayor cantidad de vapor de agua al final), se calienta (mayor temperatura seca) y aumenta su entalpía.
- 1-b. El agua está a mayor temperatura que la temperatura húmeda del aire, pero menor que su temperatura seca. En este caso el aire se humecta (mayor cantidad de vapor de agua al final) y se enfría (menor temperatura), aunque su entalpía es inferior.
- 1-c. El agua se encuentra a la misma temperatura que la húmeda del aire. El aire se humecta y se enfría, aunque su entalpía final es prácticamente la misma.
- 1-d. El agua está a menor temperatura que la temperatura húmeda, pero superior que la de rocío. El aire se humedece y se enfría, siendo su entalpía final inferior a la inicial.
- 1-e. El agua está a una temperatura inferior a la de rocío del aire. El aire se deshumecta (tiene menor cantidad de vapor, por tanto menor humedad específica, aunque mayor humedad relativa), y se enfría (menor temperatura seca). En consecuencia, el aire final tiene menor entalpía.

III.5. TORRES DE REFRIGERACIÓN

III.5.1. Introducción.

A modo de introducción se pueden describir las torres de refrigeración como sistemas mecánicos, cuyo objeto es enfriar masas de agua en aquellos procesos que requieran una disipación de calor.

Su principio de enfriamiento se basa en la evaporación. El equipo produce gotas de agua pulverizadas que se ponen en contacto con una corriente de aire. La evaporación superficial de una pequeña parte del agua inducida por el contacto con el aire da lugar al enfriamiento del resto del agua que cae en la balsa a una temperatura inferior a la de pulverización.

El uso más frecuente de las torres de refrigeración está asociado a los sistemas de refrigeración, tanto en aire acondicionado como en producción de frío. Sin embargo, en el ámbito industrial, estos equipos se usan para el enfriamiento de cualquier parte de un proceso que genere calor y deba ser disipado.

A modo de ejemplo de este tipo de aplicaciones puede encontrarse el sistema de refrigeración de un edificio (figura III.33) y el esquema de una torre asociada a un proceso industrial genérico (figura III.34).

En el primero de ellos se pueden apreciar tres circuitos:

1. Circuito que mueve el agua de condensación almacenada en la balsa de la torre hasta el intercambiador de calor (condensador) donde el gas refrigerante se condensa. El refrigerante cede calor al agua que se devuelve a la torre para ser pulverizado y conseguir su refrigeración por evaporación parcial. Este circuito es el especialmente peligroso en cuanto a temas de transmisión de la legionelosis, pues puede emitir aerosoles al ambiente. Este problema será tratado más adelante, estableciendo actuaciones para su regulación.
2. El segundo circuito transporta el refrigerante (característico por ceder o absorber gran cantidad de calor al cambiar de estado). Para ello se somete a este circuito a cambios de presión con la ayuda de un compresor que aumenta la presión del refrigerante en estado gaseoso y comienza a condensar cediendo calor que absorbe a través del contacto directo con el agua fría procedente de la balsa de la torre. La presión será liberada mediante una válvula de expansión que produce el intercambio de líquido a gas del refrigerante en el evaporador, así como su enfriamiento.
3. El tercer circuito se encarga de transportar el agua refrigerada en el evaporador hasta las baterías de frío de las denominadas unidades de tratamiento de aire (UTA). Las baterías provocan un contacto indirecto del agua refrigerada con el aire en el interior de las salas a climatizar, con su consecuente enfriamiento continuo del aire.

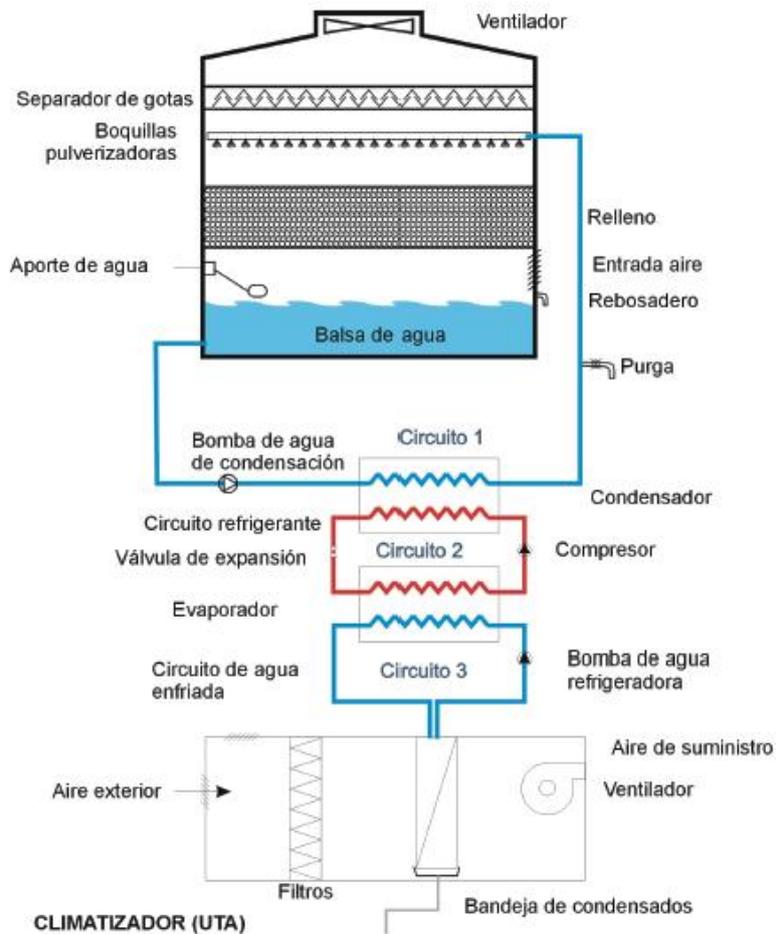


Figura III.33. Esquema del sistema de refrigeración UTA/batería/sistema de compresión mecánica de enfriado de un edificio [11].

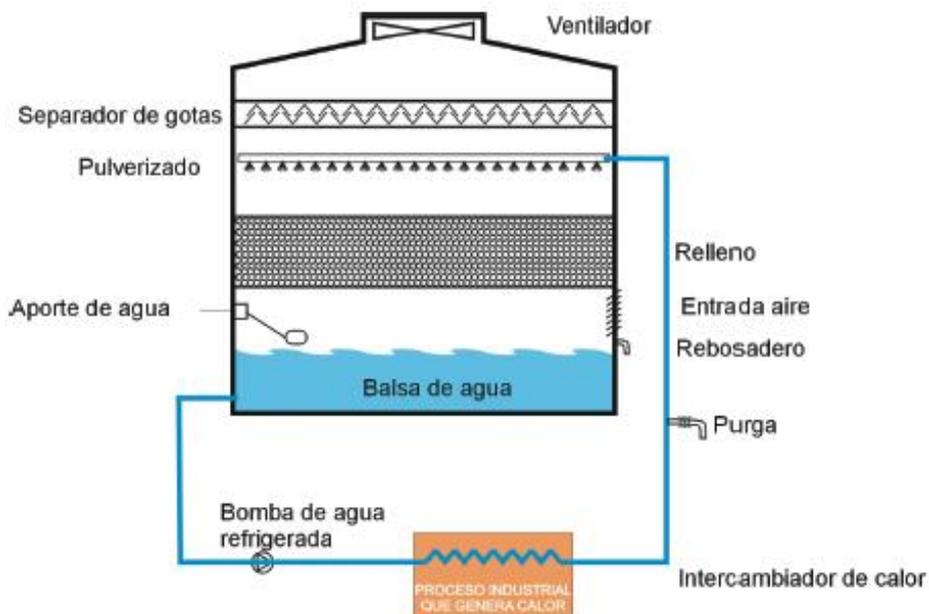


Figura III.34. Esquema de una torre de refrigeración destinada a evacuación de calor generado en un proceso industrial [11].

Para concluir esta introducción se comenta la existencia de los condensadores evaporativos, equipos, por estructura y función, muy similares a las torres de refrigeración. La principal diferencia entre ambos radica en el uso y modo de funcionamiento. Los condensadores están destinados a la condensación de gases en general así como a la condensación de gases refrigerantes en los sistemas de acondicionamiento de aire y frío industrial. El agua se pulveriza directamente sobre un sistema de conductos en cuyo interior circula un refrigerante inicialmente en estado gaseoso y que por el enfriamiento del agua pasa a estado líquido. El refrigerante circula por un circuito totalmente independiente sin contacto con el agua.

III.5.2. Tipos de torres.

Como ya ha sido comentado con anterioridad en el presente Trabajo de Fin de Grado, las torres para enfriamiento de agua son dispositivos de enfriamiento evaporativo cuya finalidad es extraer calor del agua a través del contacto con el aire.

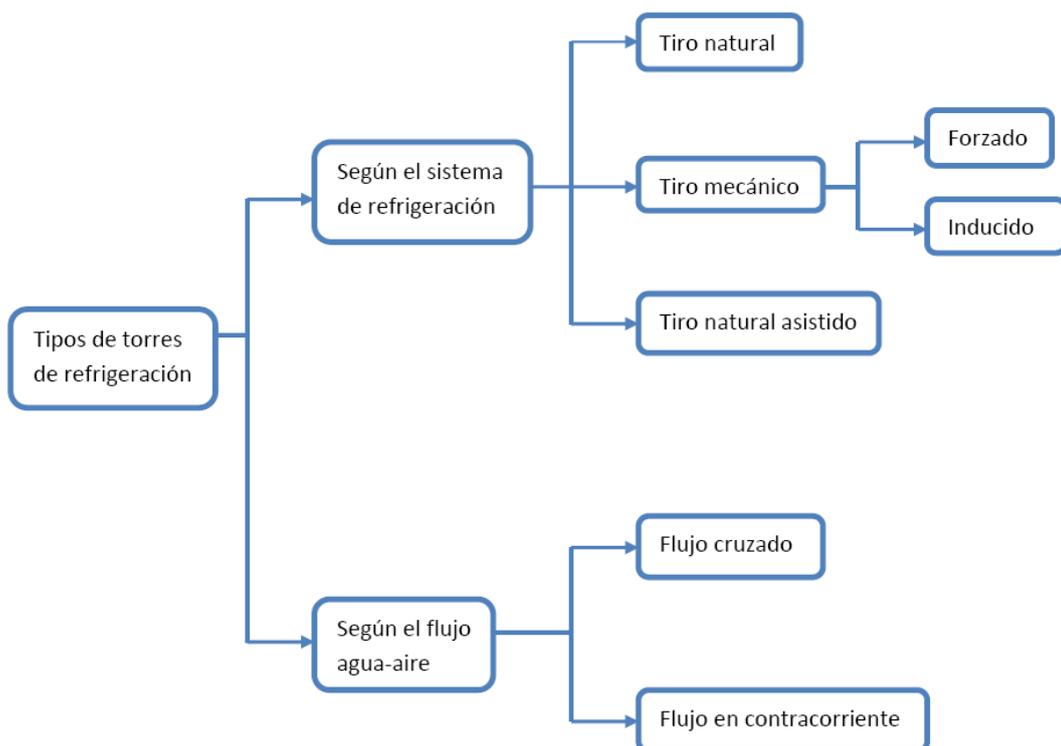


Figura III.35. Esquema de los tipos de torres de enfriamiento. [19]

Es fundamental conocer el funcionamiento en profundidad y los tipos de torres (Velasco, [19]) de enfriamiento existentes, pues se pretende llevar a cabo de forma experimental uno de los tipos de torres que serán descritos en este punto. Tal y

como se describe más adelante, según sea el contacto entre el agua y el aire, las torres se pueden clasificar en:

- Torres húmedas de refrigeración.
- Torres secas de refrigeración.
- Torres mixtas de refrigeración.

Además, el anterior esquema (figura III.35) muestra los distintos tipos de torres que se pueden encontrar en función del sistema de refrigeración y el flujo relativo agua-aire.

III.5.2.1. Torres de enfriamiento húmedas.

Estas torres cuentan con un sistema de distribución del agua caliente que derrama o pulveriza uniformemente el agua por encima de un emparrillado formado por un conjunto de placas o tablonas dispuestos horizontalmente y muy próximos entre sí, que constituyen el relleno. La misión del relleno es mezclar el agua que cae de las duchas con el aire que fluye a través de él. El aire exterior entra en la torre por unas celosías de láminas horizontales situadas en sus laterales. Dichas láminas suelen tener una pendiente hacia abajo a fin de retener el agua dentro de la torre. La mezcla agua-aire intensifica la transmisión de calor y de masa (que es evaporada). El agua fría se recoge en el fondo de la torre y es bombeada hacia su lugar de utilización. Por otro lado, el aire caliente y húmedo sale de la torre por la parte superior.

Tal y como se ha mostrado en la figura anterior, según el mecanismo de impulsión del aire a lo largo de la torre, éstas se pueden clasificar según se muestra a continuación.

III.5.2.1.1. Torres de tiro natural.

Las primeras torres de refrigeración de este tipo fueron desarrolladas en Europa a principios del siglo pasado. Sus primeros diseños eran de madera, pero los problemas que tenía este material al trabajar en ambientes húmedos provocaron el paso a torres de acero. Será pocos años más tarde cuando adopten el material del que están fabricadas hoy en día, el hormigón armado. Además, en sus orígenes tenían formas cilíndricas, que dejaron paso a un diseño posterior de cono y cono invertido y por último adoptaron las geometrías actuales, hiperboloides.

La aspiración creada en este tipo de torres se hace de forma natural, como su propio nombre indica, debido a la diferencia de densidades entre las temperaturas del aire húmedo caliente y el aire atmosférico, que crean una corriente convectiva.

La gran altura de estas torres se explica a la diferencia de presiones que tiene lugar entre la superficie y una zona distanciada a muchos metros del suelo, así como la diferencia de velocidades del aire que tiene lugar entre los mismos. Estos factores son aprovechables para el mejor funcionamiento de este tipo de torres, lo que explica sus impresionantes alturas. Además, de forma general, requieren grandes

caudales de aire (entre 10000 y 40000m³/h) como en el caso de las centrales energéticas.

Según los principios de la fluidomecánica, la diferencia de presiones que tiene lugar en el aire de la torre y que será la fuerza impulsora del mismo se define según:

$$\Delta P = (\rho_0 - \rho_i) \cdot H \cdot g \quad (\text{Ec. III.4})$$

Donde:

ρ_0 = densidad del aire exterior, kg/m³.

ρ_i = densidad del aire interior a la salida del relleno, kg/m³.

H = altura de la torre por encima del relleno, m.

G = aceleración de la gravedad, m/s².

Tal y como venimos explicando, debido a que la diferencia de densidades es muy pequeña, la altura de la torre debe ser muy grande (más de 100m) en vistas a conseguir una diferencia de presiones relevante que provoque el flujo natural del aire en la dirección requerida.

El cuerpo de la torre por encima del sistema de distribución de agua y del relleno, es una lámina de sección transversal circular hueca y contorno vertical hiperbólico, por lo que también son llamadas torres hiperbólicas. Este perfil busca tiene su origen en la búsqueda de una mayor robustez y una mejor resistencia a la sobrecarga del viento.

La siguiente imagen muestra la geometría comentada de las torres de tipo natural. En ella se puede ver como se utiliza el agua para evacuar el calor generado en una central nuclear aneja.

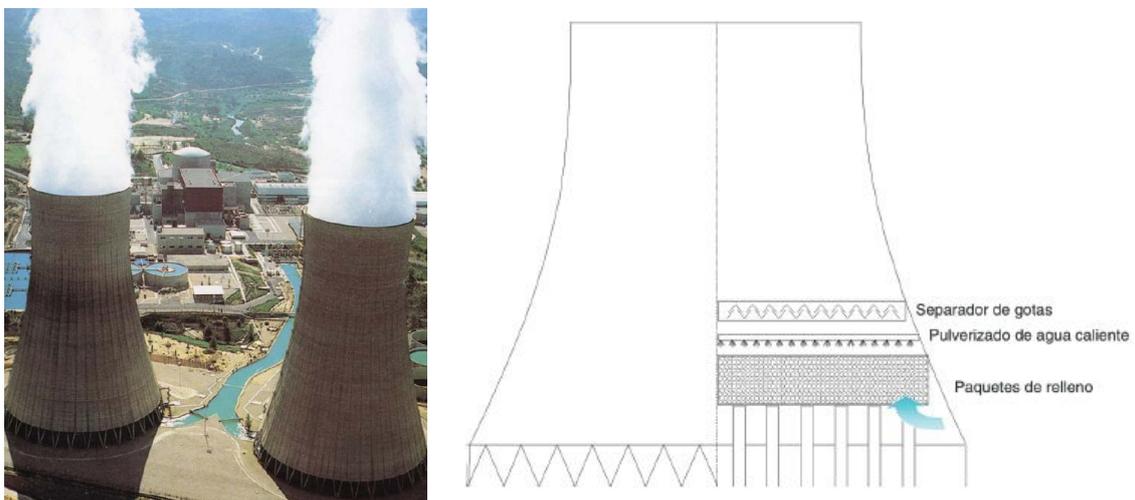


Figura III.36. Torres de tiro natural izquierda [19] y esquema torre de tiro natural derecha [11].

Las torres de tiro natural se seleccionan principalmente:

- En climas húmedos y fríos, con temperaturas húmedas del aire bajas y humedad relativa elevada. Estas condiciones del ambiente permiten un gran intercambio energético y una buena efectividad de la torre.
- Cuando existe una combinación de baja temperatura húmeda del aire y altas temperaturas a la entrada del agua en la torre, por el mismo motivo que el anterior.
- Cuando existe una fuerte demanda invernal.

III.5.2.1.2. Torres de tiro mecánico.

A diferencia de las torres de tiro natural, en las torres de tiro mecánico la corriente de aire se produce por métodos mecánicos, generalmente por el uso de ventiladores. Sin embargo, las capacidades de caudales son inferiores, tratando en este caso con caudales de tipo medio o bajo.

Puesto que el aire entra en la torre como consecuencia de ventiladores accionados de forma voluntaria, se puede regular el intercambio de calor deseado. Esto quiere decir que podemos regular, en función de las necesidades que sean requeridas, la variación de temperatura que va a tener lugar en el agua a su paso por la torre, que es función del caudal de aire que la atraviese. De forma adicional, dicho intercambio también viene dado según la humedad relativa del aire, que no se puede controlar, de modo que existen limitaciones en el rango de operación deseado para la variación de la temperatura del agua.

Dependiendo de la posición del ventilador se diferencian dos subtipos de torres de tiro mecánico.

Torres de tiro forzado.

En este subtipo de torre de tiro mecánico, el ventilador se encuentra a la entrada del aire a la torre, es decir, cerca del suelo, tal y como se muestra en las imágenes.



Figura III.37. Disposición de los ventiladores en torres de tiro forzado. [11]

Tal y como explican las leyes de la fluidomecánica, este sistema presenta una mayor eficacia, debido que la presión dinámica convertida a estática realiza un trabajo útil. Además el ventilador trabaja con aire frío a la entrada, que tiene una densidad mayor que a la salida, por lo que entra más caudal de aire a la torre.

Se caracterizan por un mantenimiento bajo debido a que el ventilador se expone menos al sol que en el caso de torres de tipo inducido. Además el aire que pasa a través del mismo está relativamente seco, de manera que contribuirá en menor medida en los procesos de corrosión. Además esta disposición permite un fácil acceso para el mantenimiento del mismo.

Sin embargo la experiencia muestra inconvenientes con el uso de los ventiladores en esta posición debido a problemas como la mala distribución del aire, fugas, recirculación de aire caliente y húmedo, etc.

Si la torre se usa para un proceso de menor exigencia de intercambio de calor, como procesos de aire acondicionado, se utilizará este tipo de torres. Una imagen y una representación esquemática de la disposición de la torre serían las siguientes:

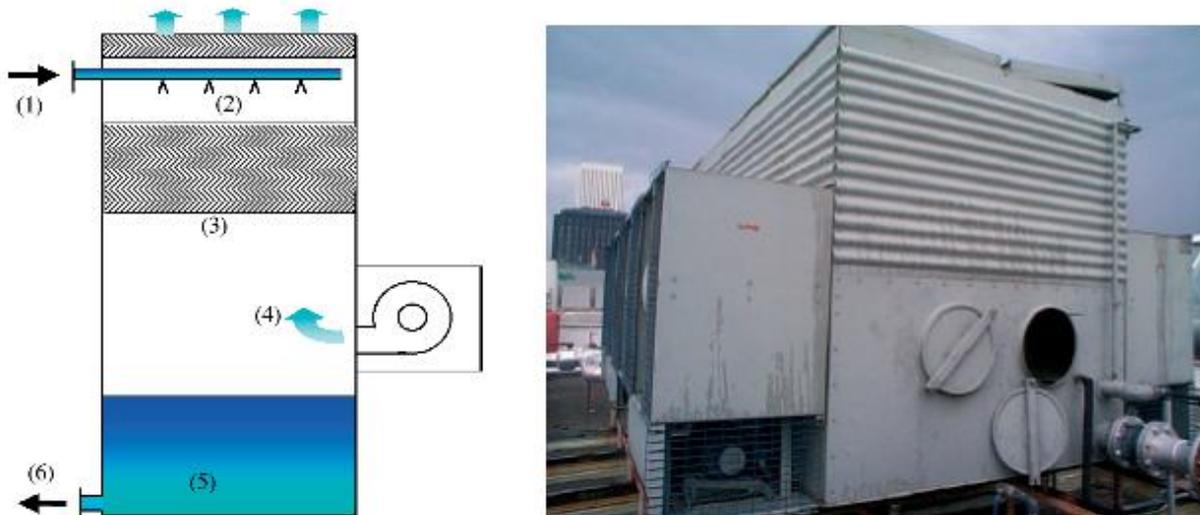


Figura III.38. Esquema y torre de refrigeración real de tiro forzado [11]

De forma adicional, las torres de tiro mecánico pueden funcionar según dos direcciones en el flujo relativo entre el agua y el aire. La primera de ellas es la disposición en contracorriente, en las que el relleno se coloca en el interior de la torre y se extiende por una gran superficie, lo que le permite tener una menor altura. La segunda es la disposición en flujo cruzado, en las que se sitúa en forma de anillo exterior a la torre y a los reales.

La elección de uno u otro se realiza en función a aspectos tanto económicos como climáticos.

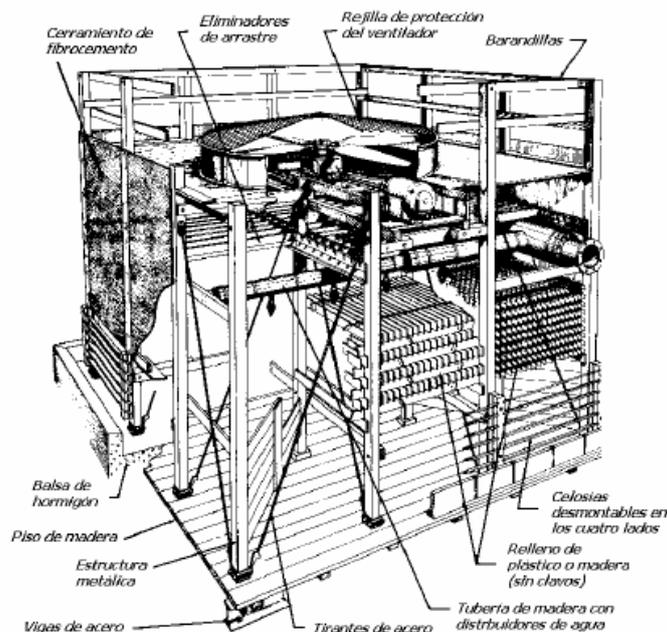


Figura III.39. Torre de tiro forzado en contracorriente [18]

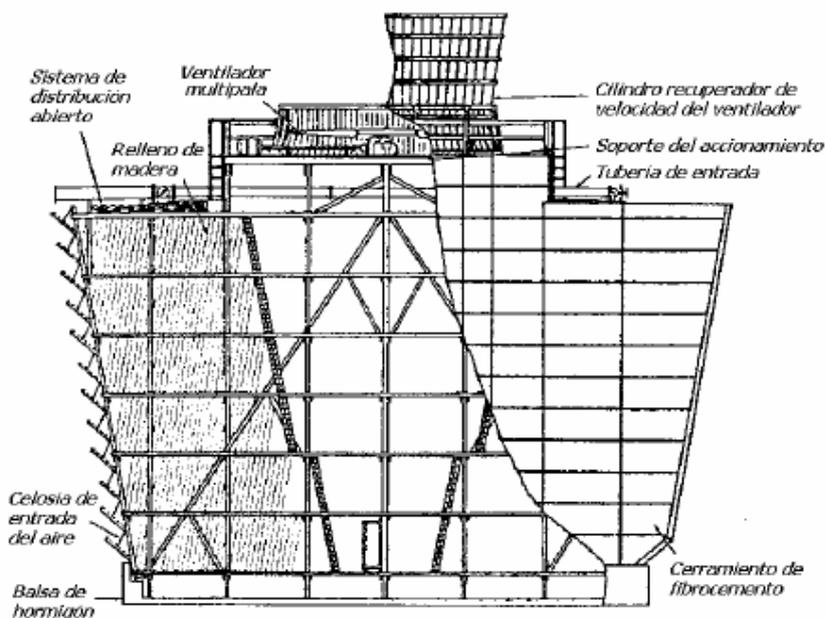


Figura III.40. Torre de tiro inducido en flujo cruzado. [18]

Torres de tipo inducido.

Son las que más se utilizan en la actualidad por los inconvenientes que presentan las anteriores. Los ventiladores se disponen en la parte alta de la torre, desde donde extrae el aire caliente y húmedo de la torre y lo expulsa a la atmósfera. En estas torres el aire que entra lo hace a baja velocidad por los laterales de la torre a través de grandes aberturas para dirigirse hacia el relleno donde se producirá el intercambio energético.

Este tipo de torres suele ser de tipo multicelda, es decir, tienen varios ventiladores en su parte superior y presentan configuraciones diferentes, tales como rectangulares, octogonales, circulares, lineales, etc.

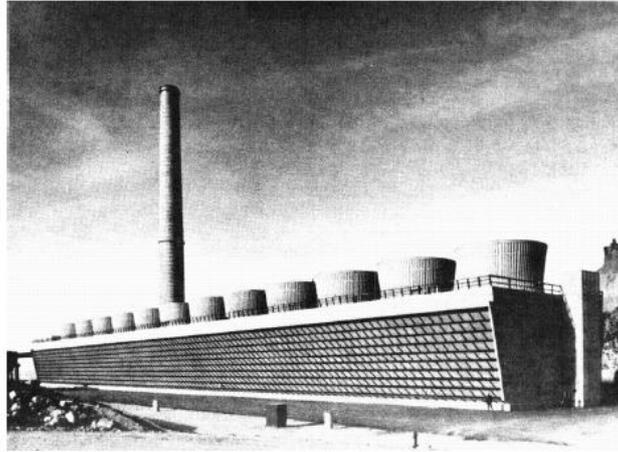


Figura III.41. Torres de refrigeración multicelda de tiro inducido mostrando la disposición de corrientes cruzadas en planta rectangular. [11]



Figura III.42. Torres de refrigeración multicelda de tiro inducido mostrando la disposición de corrientes cruzadas y contracorriente en planta octogonal. [11]

Al igual que en el caso anterior, se muestra a modo de ejemplo un sistema de torre de enfriamiento de tiro inducido en un nivel inferior al rango industrial mostrado en las imágenes anteriores.

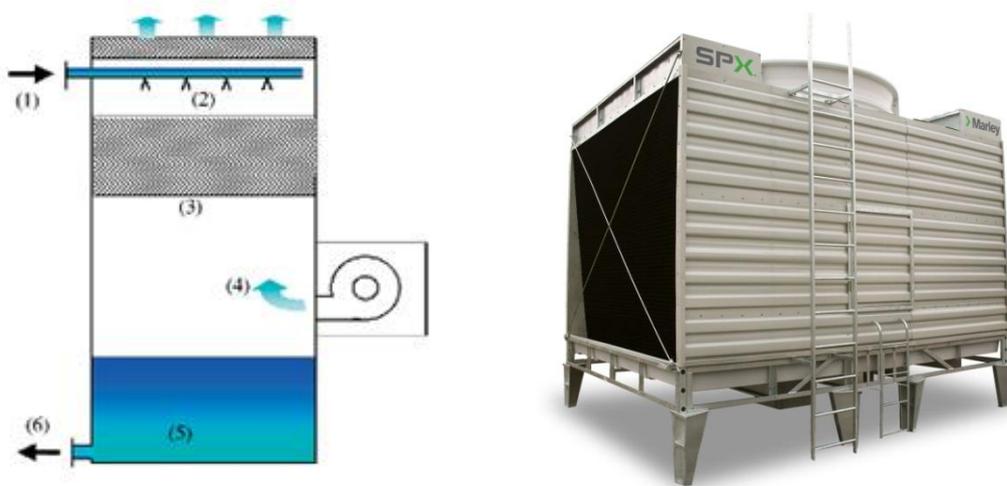


Figura III.43. Esquema y torre de refrigeración real de tiro inducido. [11]

Flujo natural asistido.

Este tipo de torre de refrigeración es muy similar al de torres de tiro natural. La única diferencia es que incorporan ventiladores a lo largo de todo el perímetro de la parte baja de la torre, rodeándola, tal y como se puede observar en la siguiente figura III.42.

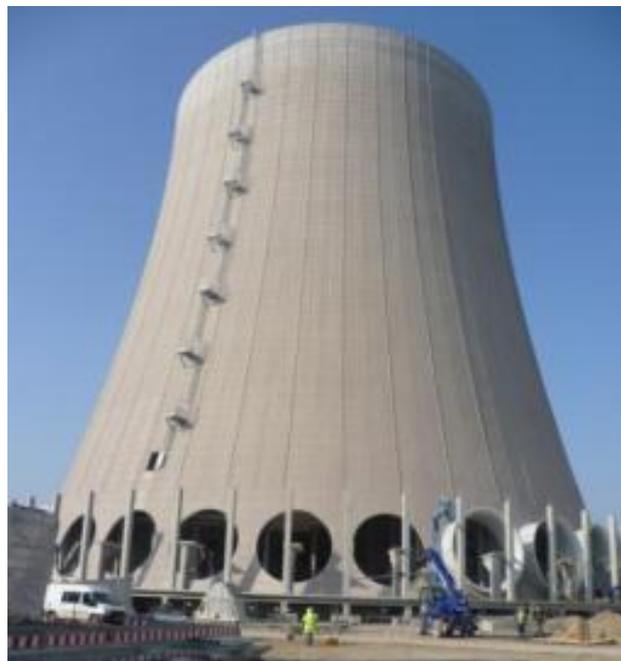


Figura III.42. Torre de tiro natural asistido [11].

Aunque parece que se podrían clasificar como torres de tiro forzado esta inclusión no sería del todo cierta ya que poseen una altura mayor, lo que disminuye el fenómeno negativo de la circulación. Esto provoca la necesidad de gran cantidad de ventiladores, que se traduce en un aumento de los costes necesarios para el mantenimiento y un mayor nivel de ruido emitido.

En todos los tipos de torres mencionados con anterioridad se ha tenido en cuenta el medio para propulsar el aire a lo largo del interior de la torre así como su localización. Sin embargo no se han tenido en cuenta los flujos relativos tanto del agua como del aire durante el proceso de intercambio de energía. Dependiendo de la dirección de los mismos se puede distinguir entre torres en contracorriente o torres de flujo cruzado.

Flujo en contracorriente.

En las torres de flujo en contracorriente tanto el agua como el aire fluyen a lo largo de una misma dirección, pero en sentido contrario. Mientras el agua que sale por las duchas fluye hacia el suelo por acción de la gravedad, el aire tiene velocidad ascendente por cualquiera de los efectos anteriormente descritos en función de la torre que se trate.

En este tipo de torres de refrigeración el agua se distribuye a través de tuberías situadas sobre el relleno, de manera que presentan una mayor dificultad de acceso. Ello hace que para su acceso fuera necesaria la retirada de los separadores de gotas. A favor se ha de mencionar la necesidad de una estructura más ligera.

El relleno puede ser de tipo goteo o laminar. Es un relleno más compacto y, por tanto, más eficiente y adaptado a cualquier calidad del agua. El hecho de ser más compacto posibilita una menor altura de la torre. Consecuentemente el agua no debe ser elevada a gran altura, por lo que se demanda menor altura de bombeo. Actualmente son las más usadas. Se pueden ver esquemáticamente en la figura III.43.

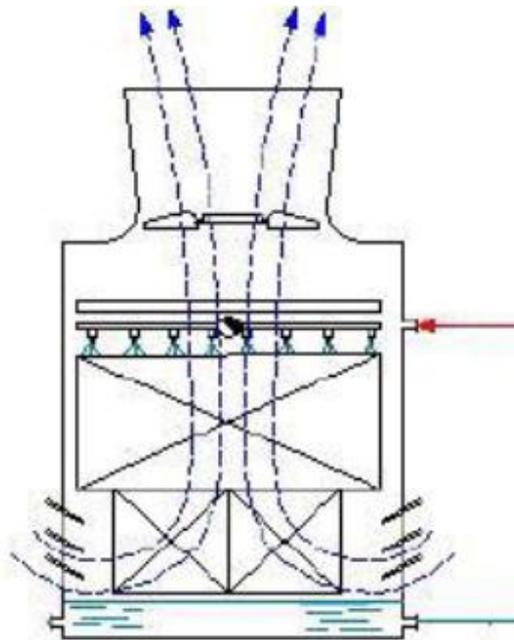


Figura III.43. Esquema de una torre húmeda de flujo en contracorriente [18].

Flujo cruzado.

En las torres de flujo cruzado el caudal de agua tiene una dirección perpendicular al flujo de aire, tal y como se observa en la figura III.44. Al igual que en el caso anterior el agua fluye en dirección vertical y hacia abajo por efecto de la gravedad mientras que el aire entra a la torre por un lateral y sale por el contrario o la parte superior.

El agua se distribuye en una plataforma por encima del relleno, lo que facilita mucho su acceso desde el exterior para cualquier tipo de tarea que se requiera. El tipo de relleno es por goteo en la mayoría de los casos. Es menos eficiente pues posee un diseño térmico menos exigente. Se trata de un relleno inclinado que cancela el efecto de arrastre del agua distribuida por el hecho de que el aire fluye cruzado.

Debido a la mayor altura de la torre se requiere una mayor altura por bombeo del agua que en el caso anterior. Este tipo de torre es adecuado cuando se utilizan aguas de peor calidad. Un factor en contra de su utilización es que presentan una mayor posibilidad de que se produzca recirculación, con los consecuentes problemas que ya fueron comentados.

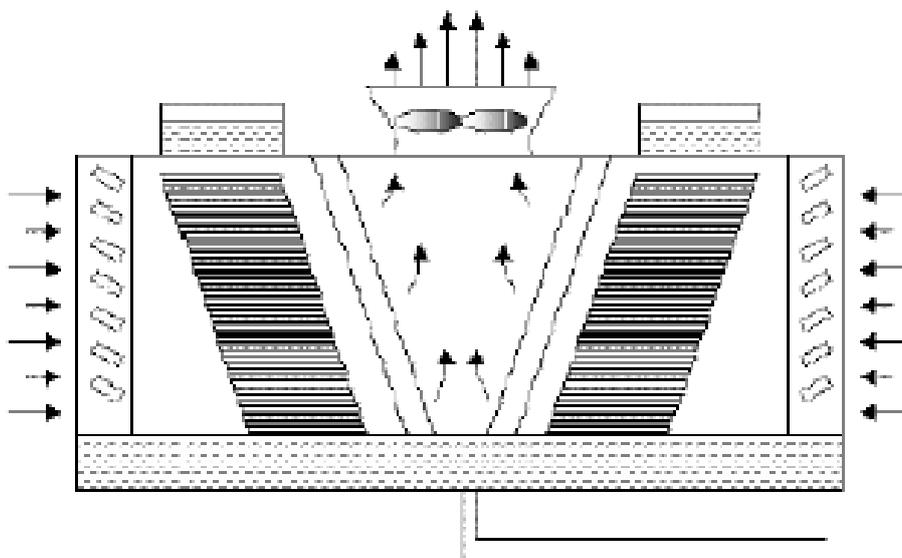


Figura III.44. Esquema de una torre de refrigeración de flujo cruzado. [18]

A modo de resumen se muestra en la figura III.45 diferentes tipos de torres de refrigeración, según la posición de los ventiladores que impulsan el movimiento del aire y según las direcciones y sentidos relativos de los flujos que entran en juego para realizar el intercambio energético:

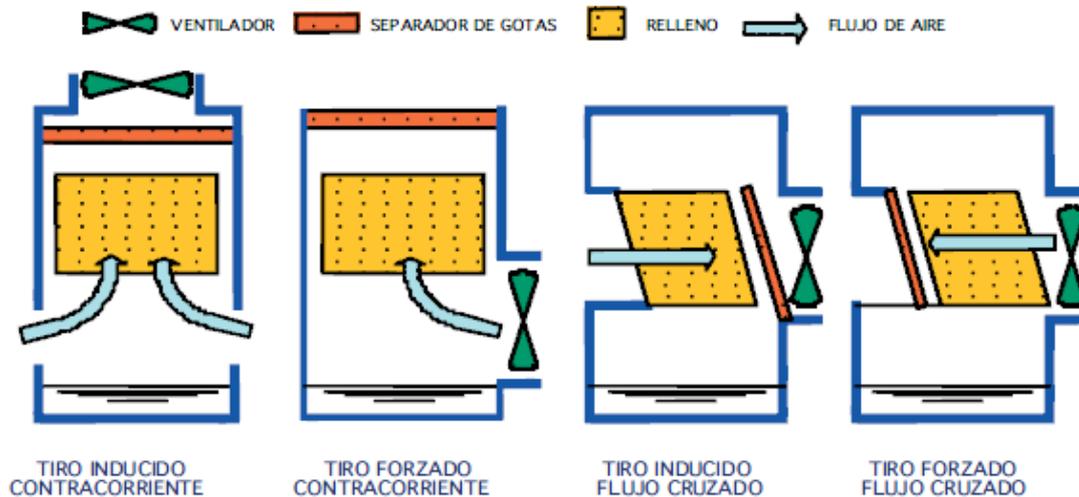


Figura III.45. Esquemas de diferentes tipos de torres según la posición del ventilador y el sentido de los flujos. [11]

III.5.2.1.3. Partes de una torre húmeda de refrigeración.

Todas y cada una de las torres de refrigeración que han sido comentadas hasta el momento están formadas por los mismos componentes, radicando la diferencia fundamental en su distribución a lo largo de las mismas. A modo de esquema general se puede observar la siguiente figura, en la que se aprecian los componentes más importantes a los que se hace referencia en la figura III.46.

Para la explicación de los diferentes componentes de una torre de refrigeración nos basaremos en las torres que, como se ha comentado anteriormente debido a las ventajas que presentan frente al resto, son más ventajosas, es decir, las torres de tiro mecánico inducido con flujo en contracorriente y con pulverización del agua.

Sistema de distribución del agua.

El sistema de distribución del agua es el encargado de repartir el agua sobre el relleno de la torre de refrigeración. Tal y como puede observarse en la siguiente imagen cabe destacar tres tipos diferentes:

- Distribución por gravedad. Se utiliza en torres de flujo cruzado. Consiste en conductos verticales elevadores de agua caliente que alimentan una cubierta superior de hormigón, desde donde el agua fluye por gravedad hacia el relleno, a través de unos orificios existentes en la solera.
- Distribución por aspersión. Se utiliza en torres con flujo en contracorriente con una red rectangular de tuberías, dotadas de aspersores dirigidos hacia abajo.

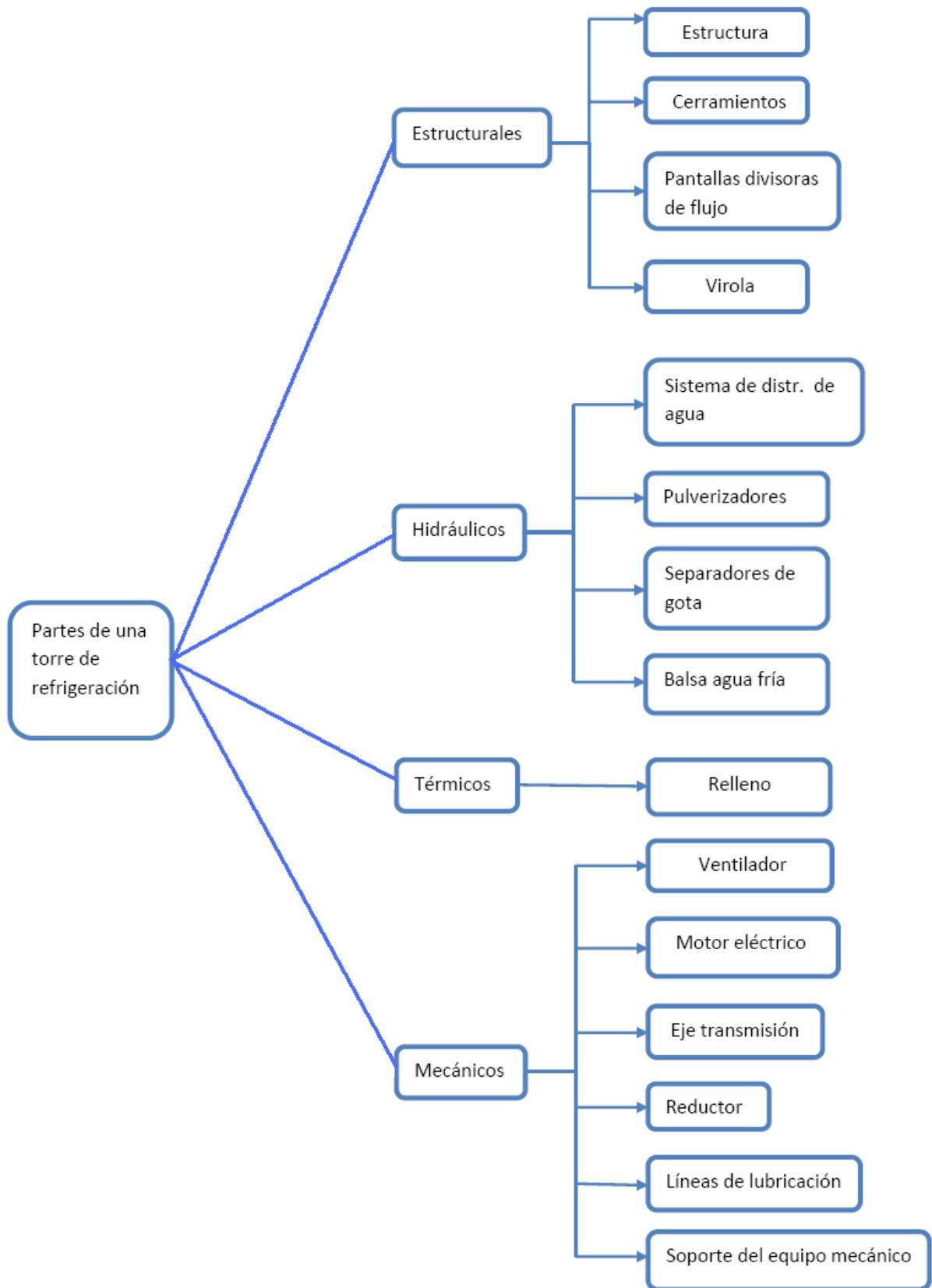


Figura III.46. Esquema de los componentes de una torre húmeda de refrigeración. [18].

- Distribución giratoria. Se basa en el giro de dos brazos Ranurados alrededor de un vástago central a través del cual entra agua baja presión. Las ranuras se dirigen de tal manera que provocan una cortina de agua con cierto ángulo, provocando una fuerza de reacción que hace girar los brazos en torno a 25-30rpm. Dicha velocidad se puede modificar sin más que variando el ángulo de las ranuras.

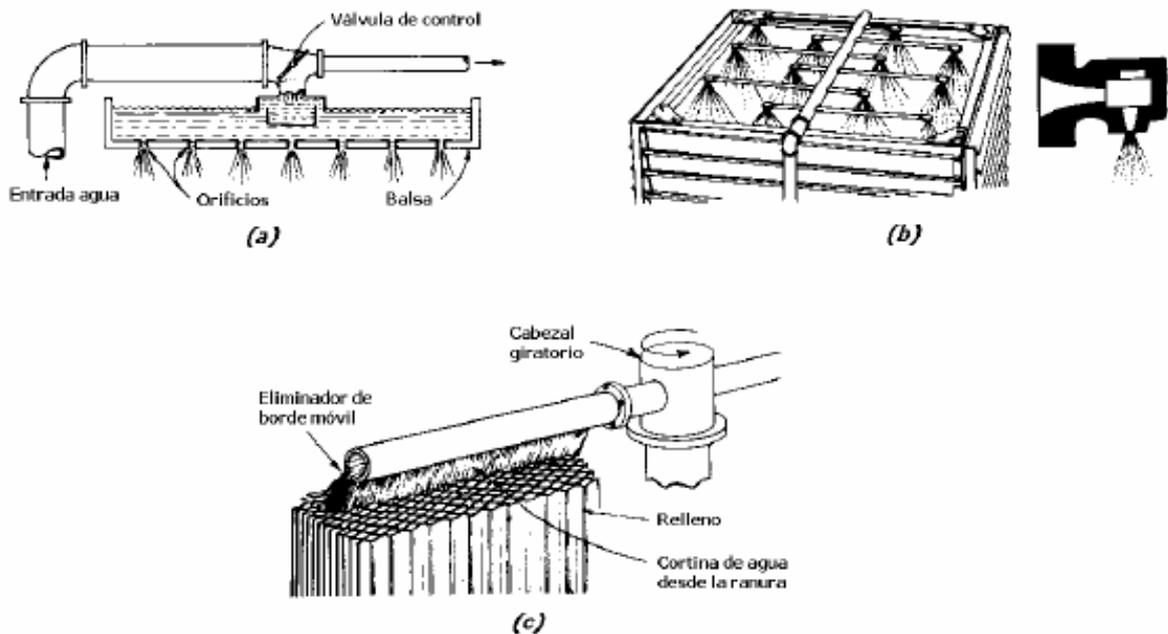


Figura III.47. Distribuidores de agua de una torre de refrigeración:
a) Distribuidor por gravedad, b) Distribución por aspersion y c) Distribución giratoria, [18]

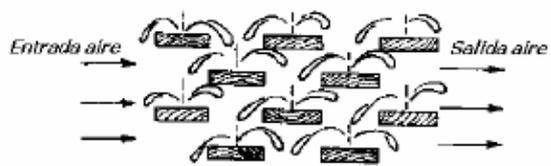
Relleno.

Se puede decir sin miedo a equivocación que el relleno de la torre es una de las partes más importantes de la misma y que de él depende el establecimiento de un buen contacto entre el aire y el agua necesaria para conseguir una buena transferencia de calor y masa. Esto lo debe hacer ofreciendo, por el contrario, una resistencia al flujo del aire muy baja.

El relleno debe ser sólido, ligero y muy resistente al deterioro. De forma general existen dos clases de relleno (Narros, [18]):

- Relleno de salpicadura. Compuesto por barras apiladas en varios pisos cuyo objetivo es convertir el agua en gotas a medida que va cayendo de un piso a otro.

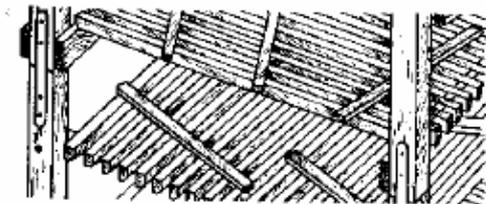
- Relleno de película. Está formado por láminas verticales con una superficie rugosa de absorción fácil de humedecer. De esta forma se permite un descenso del agua formando una película que se adhiere a las superficies verticales. Es precisamente esta película la que expone la máxima superficie de agua al aire sin romperla en gotas o pequeñas corrientes.



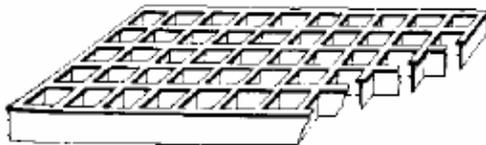
BARRAS DE PEQUEÑO CANTO, para torres de corrientes cruzadas, que ofrecen una mínima resistencia al paso del aire. Con poca separación vertical, reducen la altura de la torre.



BARRAS CUADRADAS, en capa doble al trespelillo, ofrecen una máxima superficie mojada al flujo vertical ascendente de aire.

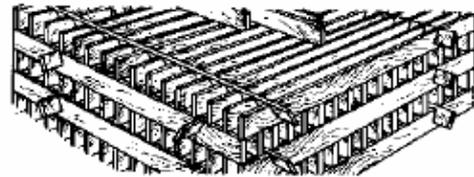


BARRAS RUGOSAS, montadas en pisos perpendiculares entre sí. Con su gran superficie, dispersan uniformemente el agua.

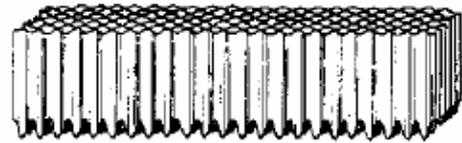


REJILLAS de plástico resistente al impacto moldeado por inyección. Se montan en pisos (rellenos de salpicadura), o apiladas (rellenos de película).

(a)



BATEAS DE LISTONES DE MADERA en capas perpendiculares, con el borde delgado frente al aire ascendente y el borde ancho cubierto por una extensa película de agua.



PANELES DE CELULOSA, reforzada con plástico, con aspecto de cartón ondulado, y borde inferior en diente de sierra para un mojado uniforme.



LÁMINAS DE FIBROCEMENTO, de 5 mm de espesor, con una superficie absorbente rugosa. Se apilan con espaciado horizontal de 19 mm.



PLACAS ONDULADAS, de metal o plástico, mantienen capas de agua bastante gruesas en cada hueco y permiten el drenaje de sólidos.

(b)

Figura III.48. Tipos de Relleno, a) Salpicadura y b) Película, [18]

La tendencia actual de los materiales para torres húmedas de refrigeración favorece las estructuras de hormigón con relleno, eliminadores de arrastre, chimeneas, palas y distribuidores de ventilador, válvulas y toberas todos ellos de plástico.

La combinación del hormigón con plásticos prolonga la vida útil de la torre y reduce su mantenimiento.

Arrastre y eliminadores de arrastre.

El arrastre es el término utilizado para denominar al agua suspendida y transportada por el aire en forma de llovizna no evaporada o de finas gotas. Este arrastre significa la pérdida del agua por la parte superior de la torre y además no contribuye en el proceso de disipación de calor por medio de la evaporación, ya que dicho proceso no tiene lugar en esa porción de agua.

Para reducir los fenómenos de arrastre se utilizan pantallas dispuestas en varias filas como las de la siguiente figura. Estas pantallas fuerzan el aire a cambiar de forma repentina de dirección, de manera que la velocidad que adquieren las gotas más pesadas las separa del aire. De este modo se formará una delgada película de líquido que cae de nuevo a la torre de refrigeración. Aunque el proceso es muy bueno, el agua recuperada nunca llega a ser del 100%, pero si se baja mucho las pérdidas de agua de esta forma hasta llegar a valores cercanos al 0.2% del agua de circulación. Estas pérdidas deben compensarse siempre mediante un sistema de aportación.

Los sistemas de eliminación de arrastre, también conocidos como separadores de gotas, se sitúan siempre a continuación del relleno, independientemente del tipo de torre de que se trate. Así se situará en la parte superior de las torres en contracorriente y en los laterales en las torres de flujo cruzado.

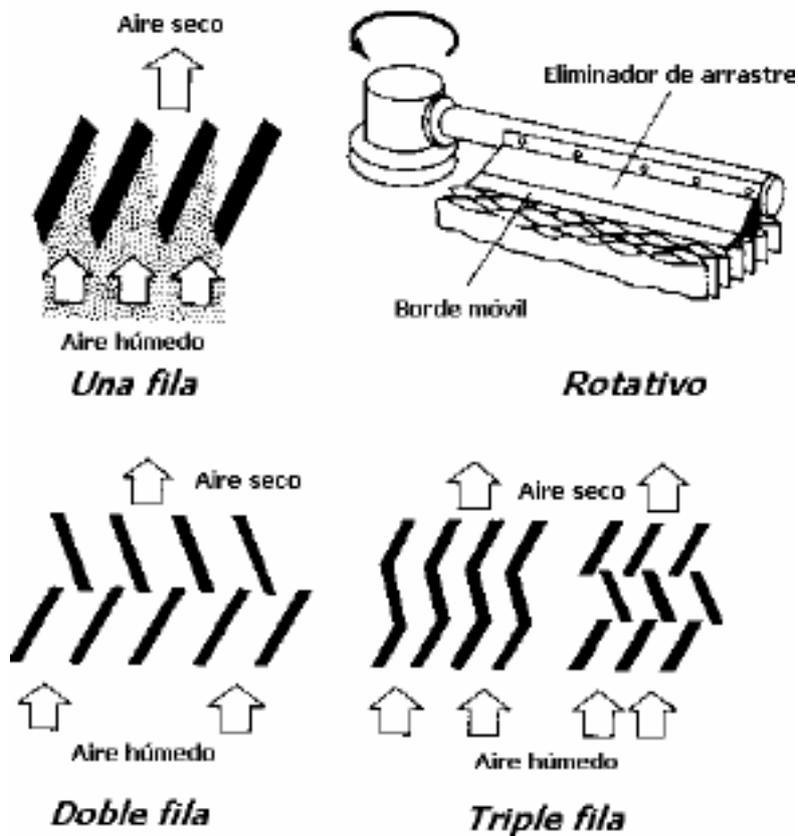


Figura III.49. Tipos de eliminadores de arrastre, [18]

III.5.2.2. Torres de enfriamiento secas.

Estas torres de enfriamiento se caracterizan por no establecer un contacto directo entre el fluido que se quiere refrigerar y el aire que hará posible dicho enfriamiento. Estas torres pueden ser tanto de tiro natural como de tiro mecánico.

El hecho de que no sea necesario un emplazamiento que abastezca con grandes cantidades de agua a la torre para llevar a cabo la evacuación de calor de un proceso productivo les ha conducido a un uso en localizaciones que no disponen de esas cantidades de agua.

Además de la no necesidad de agua, otra de las ventajas de estas torres radica en los bajos costes de mantenimiento (ya que al no precisar reposición de agua, no es necesario el tratamiento de ésta, así como las purgas o posibles problemas por incrustaciones) y en no requerir grandes cantidades de aditivos químicos, así como limpiezas periódicas, como es el caso en las torres húmedas. Además, la legislación cada vez es más restrictiva sobre la contaminación térmica para os sistemas abiertos, así como la formación de niebla y hielo para las torres húmedas, lo que juega a favor de las torres secas que aquí se explican.

Por el contrario, la principal desventaja, y muy importante, recae en el menor rendimiento de refrigeración.

Existen dos tipos de torres secas, las cuales serán explicadas a continuación.

- Torres secas de ciclo directo.
- Torres secas de ciclo indirecto.

III.5.2.2.1. Torres secas de ciclo directo.

Este tipo de torre se utiliza para el enfriamiento del agua en ciclos de vapor en centrales térmicas. Este sistema combina el condensador con la torre (figura III.50).

El escape de vapor de la turbina se dirige hacia el colector de vapor por unos conductos de gran sección, para minimizar la caída de presión, y se condensa mientras fluye a través de un gran número de tubos con aletas o serpentines montados en paralelo (de los que sólo se han representado dos en la figura). Estos últimos se refrigeran con el aire de la atmósfera, que fluye por una torre de refrigeración de tiro natural, o bien, como se muestra en dicha figura, mediante un ventilador de tiro forzado.

El vapor condensado fluye por gravedad hacia unos depósitos de condensado desde donde se hace retornar al sistema de agua de alimentación de la central mediante la bomba de condensado.

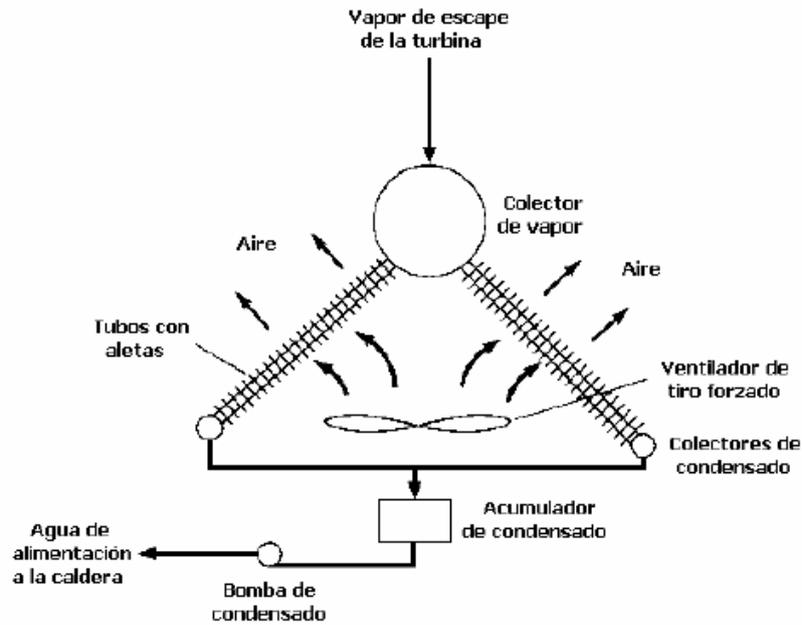


Figura III.50. Esquema de la sección transversal de una torre de ciclo directo, [18]

III.5.2.2.2. Torres secas de ciclo indirecto.

Este tipo de torres sólo se usan para enfriar el agua en ciclos de turbina de vapor para centrales térmicas. Existen tres tipos de diseño para estas torres y son los que se muestran en las siguientes figuras:

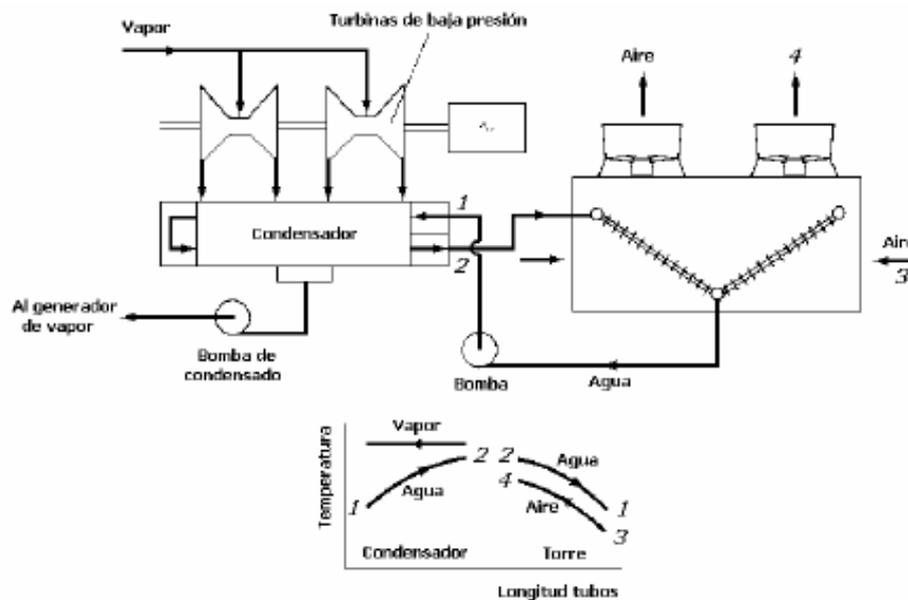


Figura III.51. Esquema de torre seca de refrigeración de ciclo indirecto, con un condensador superficial convencional, [18]

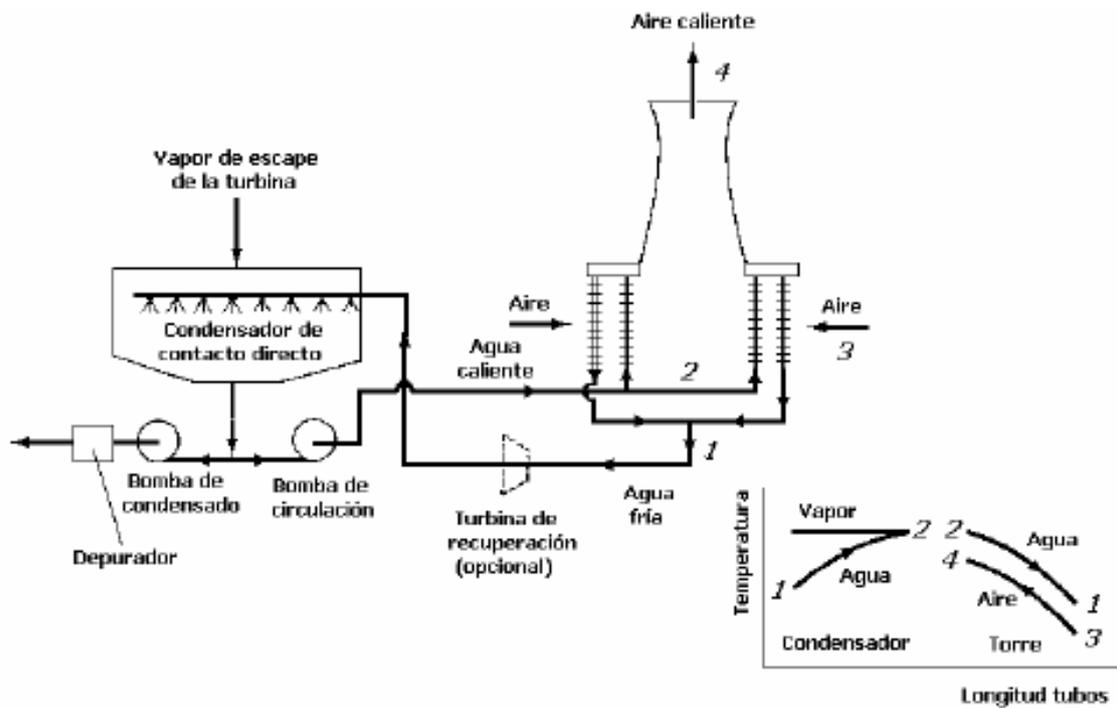


Figura III.52. Esquema de una torre seca de refrigeración de ciclo indirecto con un condensador de tipo abierto, [18]

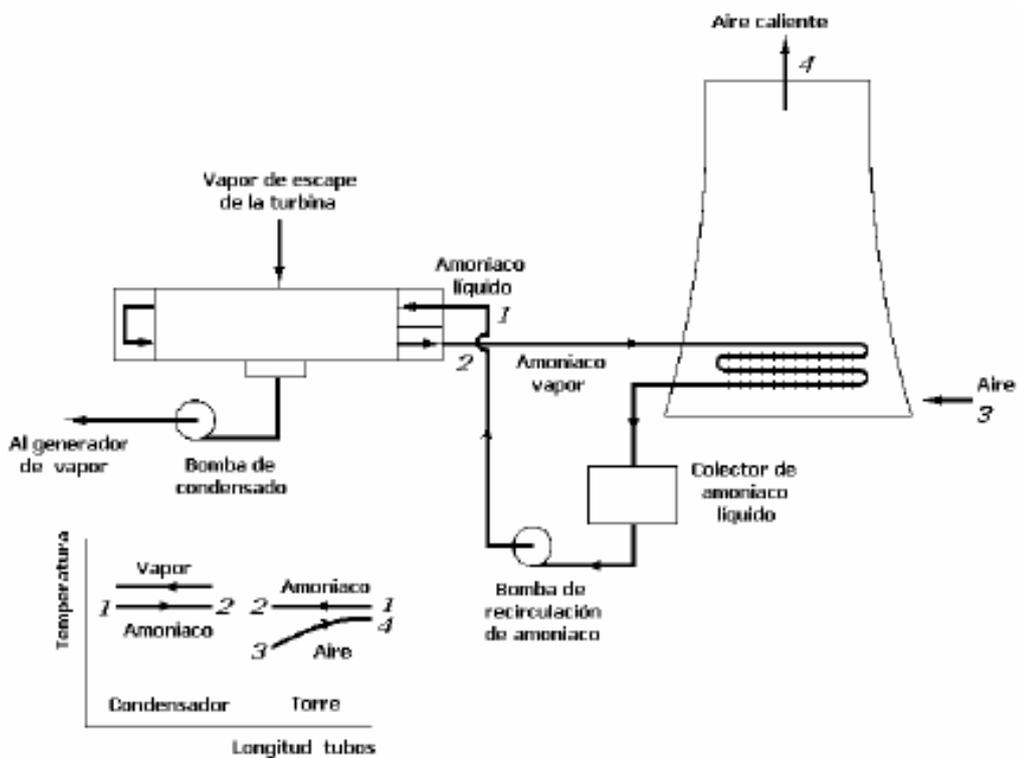


Figura III.53. Esquema de torre seca de refrigeración de ciclo indirecto con condensador de superficie y recirculación de refrigerante bifásico (amoniaco), [18]

III.5.3. Razones básicas de utilización de los sistemas de enfriamiento evaporativo.

Son muchas las aplicaciones industriales en las que se requiere extracción de calor, así como recintos de diferentes sectores en los que se necesita una evacuación del mismo para establecer unas condiciones de confort. En muchas ocasiones no se dispone de un sistema que sea capaz de aprovechar dicha energía, de modo que de forma tradicional se vierten en sumideros que se consideran inocuos e inagotables (aire de la atmósfera o reservas de agua).

De forma general, cuando se eligen estos sumideros, se tiene poco en cuenta el consumo necesario de energía en función del medio y del modo en el que se realiza el vertido de calor residual, de forma que lo que prepondera es el coste inicial de los equipos capaces de tratar esta energía residual.

Únicamente el avance de los conocimientos medioambientales y del equilibrio térmico de la Tierra y el universo ha sido capaz de establecer una serie de actuaciones por las que se regulen dichos vertidos de calor y, además, sean aprovechados para otros usos. Es en este momento donde entra en juego el uso de sistemas de enfriamiento evaporativo, que reducen significativamente los efectos mencionados, por lo que son muy recomendables en instalaciones donde se desee evacuar calor.

Estos procesos se hacen especialmente útiles en procesos que se requieran temperaturas resultantes entre 25 y 45°C en épocas más cálidas, pudiendo obtener temperaturas inferiores, según las condiciones ambientales (temperatura y humedad relativa). En los procesos de enfriamiento evaporativo que aquí se mencionan se aprovecha el calor latente de vaporización del agua, calor que ha de absorber para realizar su cambio de estado pasando de líquido a vapor.

Como ya se ha descrito, un factor importante es la climatología y las características del trabajo encomendado, de forma que para iguales condiciones de partida se pueden encontrar diferencias de transmisión de 2 y 4 veces más con caudales de aire entre 2 y 3 veces menos (que de forma adicional requieren menos potencia de ventilación y provocan menor nivel de ruido)

El ahorro de energía que se consigue con el enfriamiento evaporativo, especialmente limitando las puntas de consumo, repercute favorablemente en ahorros directos de generación y de distribución de la energía eléctrica, pero además, al reducir las temperaturas y presiones de trabajo en épocas y horarios críticos ayuda a mejorar el factor de potencia del consumo eléctrico, lo cual es otro factor de ahorro importante y de mejora de condiciones en la red de distribución. En conjunto, significan menores emisiones de CO₂ y mejor calidad del Medio ambiente (IDAE [22]).

A modo de advertencia, aunque será expuesto con mayor profundidad más adelante, el mayor problema al que deben hacer frente los sistemas evaporativos, es que si no disponen de una correcta instalación puesta a punto y mantenimiento,

existe un riesgo de proliferación y difusión de la legionela, que puede resultar gravemente infecciosa para las personas.

III.5.3.1. Comparación entre sistemas evaporativos y sistemas “solo aire”.

Como es de esperar, las diferencias más importantes de los resultados que se obtienen por los dos procedimientos de enfriamiento son función de la diferencia de los recursos que se ponen en juego.

Sistemas “todo aire”.

El intercambio que se realiza es de forma sensible y vendrá dado por el caudal de aire, su calor específico, su peso específico y el cambio de temperatura que experimenta en el proceso, según:

$$Q_a = M_a \cdot C_e \cdot \Delta T \quad (\text{Ec. III.5})$$

Donde:

Q_a = Potencia térmica disipada (absorbida por el aire) (kW)

M_a = Caudal másico de aire puesto en circulación (kg/s)

C_e = Calor específico del aire (kJ/kg K)

ΔT = Variación de temperatura que experimenta el aire en circulación (°C)

El límite inferior de enfriamiento queda fijado por la temperatura seca del ambiente. Una aproximación a ella es de 15°C. Esto puede significar temperaturas mínimas de enfriamiento de agua o líquidos de 38 a 50°C en las horas centrales diurnas de verano (para temperaturas ambiente de 32 a 38°C, dependiendo de la zona) (IDAE [22]).

Sistemas húmedos (procedimientos evaporativos).

El intercambio de energía calorífica se realiza en forma de energía sensible (pequeña cantidad) y en forma de intercambio latente, en el que entra en juego la vaporización de una pequeña parte de agua puesta en circulación. Este comportamiento se rige según la siguiente expresión:

$$Q_t = Q_a \cdot Q_w \quad (\text{Ec. III.6})$$

Donde:

$$Q_w = M_w \cdot C_v \cdot \Delta T_w \quad (\text{Ec. III.7})$$

De manera que ahora:

Q_t = Potencia térmica total disipada (kW)

Q_w = Potencia térmica disipada (absorbida por la vaporización del agua) (kW)

M_w = Caudal másico del agua evaporada (se estima entre 1 y 3% del caudal circulante).

C_v = Calor latente de vaporización del agua (kJ/kg)

ΔT_w = diferencia de temperaturas que experimenta el agua a su paso por la torre (°C).

Para el agua, con valores medios de C_v en torno a 2550 kJ/kg, el término de intercambio latente es muy alto, por lo que se requiere un reducido volumen de aire en circulación (menor consumo de motores)

El límite inferior se fija través de la temperatura húmeda del ambiente y una aproximación puede ser de 3°C. Esto suele significar temperaturas mínimas de enfriamiento de agua o líquidos de 24 a 32°C en las horas centrales diurnas del verano (para temperaturas húmedas de ambiente de 21 a 26°C, al igual que antes dependiendo de la zona) (IDAE [22]).

III.5.3.2. Ventajas e inconvenientes.

Los equipos de enfriamiento evaporativo utilizables en los sistemas frigoríficos de climatización o industriales representan numerosas ventajas y algunos inconvenientes frente a los similares utilizando solo aire. Últimamente se está desarrollando un sistema denominado híbrido que trata de aunar las ventajas de los dos, soslayando sus inconvenientes. Este tipo de sistema híbrido se explicará en la última sección del presente capítulo.

Ventajas de equipos evaporativos respecto de los de solo aire.

Para una misma disipación de calor:

- Requieren un espacio en planta mucho menor (entre el 30 y el 50% del requerido por el de solo aire)
- Reducen el consumo de energía eléctrica (entre un 30 y un 50% del requerido por el de solo aire)
- Emiten menos ruido
- Reducen el número de equipos necesarios, facilitando tendidos de tuberías, cableado, etc.
- Consiguen temperaturas más bajas de enfriamiento de agua recirculada en verano.

Inconvenientes de equipos evaporativos respecto de los de solo aire.

Entre los inconvenientes destacan:

- Requerimiento de un cierto consumo de agua y control de los vertidos.
- Requerimiento de una adecuada gestión del agua (tratamiento eventual sobre el agua de aporte, limpieza y desinfección del agua y del equipo).
- Las operaciones de limpieza son laboriosas.
- Están sujetas a una estricta reglamentación sanitaria.

De forma adicional se puede hacer una clasificación semejante en cuanto a ventajas e inconvenientes de los equipos evaporativos de circuito abierto y cerrado:

Ventajas de equipos de circuito cerrado respecto de los de circuito abierto.

Para una misma disipación de calor y salto de temperatura:

- Disminuyen los problemas o riesgos de corrosión e incrustaciones en tuberías.
- No exponen a ensuciamiento ni contaminación al agua o fluido de recirculación.
- Reducen el riesgo de proliferación de la legionela.
- Posibilitan el trabajo en régimen seco en horarios y épocas propicias.
- Permiten utilización de serpentines auxiliares que eviten el efecto penacho.
- Las operaciones de limpieza y desinfección reglamentarias son más sencillas.

Inconvenientes de equipos de circuito cerrado respecto de los de circuito abierto.

- Tienen mayor tamaño y peso (1.5 veces o más el de las torres abiertas)
- Mayor consumo de energía eléctrica
- Mayor precio, debido a las características constructivas.

Por último se puede hablar de los equipos híbridos anteriormente mencionados y cuyo funcionamiento se explica en la sección destinada a los mismos.

III.5.4. Condiciones de proyecto.

En cuanto a los sistemas de enfriamiento evaporativo que aquí se tratan las previsiones en la fase de proyecto de estas instalaciones deben considerar

aspectos fundamentales en cuanto al funcionamiento de los mismos. Los más importantes son la selección y el dimensionado y el diseño de implantación.

Selección y dimensionado.

Para un adecuado dimensionado de los equipos evaporativos se tiene que conocer las épocas y horarios de trabajo en los que será necesario el funcionamiento del equipo. De esta forma se deben estimar las cargas térmicas y las condiciones climáticas coincidentes. Será a partir de aquí cuando se podrán considerar los márgenes de seguridad y los niveles percentiles aplicables a los cálculos (IDAE [22]).

Para asegurar un correcto funcionamiento es adecuado realizar un estudio de la oportunidad de dividir la capacidad total necesaria en varios equipos de menores tamaños independientes o acoplados entre sí. De igual manera se debe prevenir de posibles ampliaciones o modificaciones, de manera que se deben disponer espacios, colectores o inicios y finales de tendidos con sus válvulas de servicio para facilitar futuros trabajos con las mínimas interrupciones de funcionamiento.

Con el paso del tiempo estos dispositivos quedan expuestos a dos situaciones. La primera de ellas es la pérdida del rendimiento a causa de los desgates naturales y la segunda es la mayor demanda de enfriamiento, ya sea por aumentos de producción o por requerimientos de mayor calidad en el proceso que se requiera la evacuación de calor. Es por ello que resulta tan importante definir con claridad los parámetros de cálculo elegidos. Para este fin se deben conocer una serie de datos fundamentales:

- Condiciones climáticas medias y críticas. Se debe conocer la temperatura de bulbo húmedo o sus determinantes (temperatura seca del aire y humedad relativa del mismo) para adecuar los perfiles de carga y tener en cuenta posibles retardos debidos a la inercia térmica del sistema.
- Condiciones y límites de funcionamiento normales. La cantidad de agua que se pueda evaporar en las torres de refrigeración depende de la superficie y el tiempo de intercambio, así como de la dirección y el sentido de los flujos, la velocidad y algunos detalles constructivos. Sin embargo los aspectos fundamentales son el caudal de agua, el salto térmico del mismo y las condiciones térmicas e higrométricas del aire (grado de saturación de humedad). El factor limitador es la temperatura del bulbo húmedo del aire, de manera que el agua podría enfriarse hasta una temperatura coincidente con ella. Sin embargo en la práctica nunca se consigue dicho valor, resultando una temperatura un poco superior. Se pueden definir aquí el grado de aproximación como la diferencia de temperatura entre el aire a la entrada y el agua refrigerada a la salida de la torre, así como el salto térmico como la diferencia de temperaturas del agua que experimenta a su paso por la torre. Ambos conceptos se utilizarán más adelante en los análisis de los datos experimentales.

- Carga térmica que se quiere disipar. Se define según la *Ec. III.7.*
- Selección de los datos partida. Para hacer un estudio del intercambio de calor que puede tener lugar, así como la carga energética que se quiera evacuar se deben tener en cuenta diferentes datos de partida:
 - Potencia térmica a disipar.
 - Caudal de agua a enfriar.
 - Características del fluido (como la densidad).
 - Temperatura de entrada de la gua
 - Temperatura de salida del agua deseada.
 - Temperatura de bulbo húmedo del aire en la localidad
 - Grado de aproximación deseado.

En cuanto al diseño de la implantación de las torres de refrigeración, teniendo en cuenta la legislación vigente y atendiendo a las recomendaciones de la norma UNE 100030 se han de tener en cuenta aspectos como:

- Dimensiones y pesos de los equipos de refrigeración.
- Direcciones de los vientos dominantes y situación de fachadas con ventanas o accesos que puedan suponer riesgo de infección por legionela.
- Calidad del aire que puede ser aspirado por el equipo de enfriamiento evaporativo (evitar proximidad a chimeneas, emanaciones de polvo y todo aquello que pueda favorecer el ensuciamiento, incrustación o corrosión).
- Muros que impidan una buena circulación del aire o que puedan favorecer la recirculación del mismo.
- Facilidad de acceso y disponibilidad de espacio para posibles acciones futuras.

III.5.5. Características técnicas de la torre de refrigeración.

De forma tradicional el criterio fundamental en la selección de una torre de refrigeración como medio para realizar una evacuación de calor era la carga térmica que podía disipar. En la actualidad, el amplio estudio y los conocimientos de las torres permiten centrarse es nuevos aspectos a tener en cuenta, entre los que destacan los siguientes:

- Materiales. Los requisitos que se exigen a los materiales empleados para dar cuerpo a la torre de refrigeración son dos: resistencia a la acción de los biocidas y evitar o no favorecer la aparición de la biocapa.
En la siguiente tabla se muestran muchos materiales en los que se explican sus ventajas e inconvenientes. Aunque no todos son utilizados en el ámbito de las torres de refrigeración, pueden servir de guía en otras aplicaciones con mismos problemas.

Tabla III.1. Criterios de selección de materiales [22].

MATERIAL	VENTAJAS	INCONVENIENTES	USOS
Cobre	<p>Instalación sencilla. Admite desinfección térmica y por cloro y peróxidos.</p> <p>Limita la formación de biocapa por la acción bactericida de contacto.</p>	<p>Es difícil encontrar materiales normalizados para dimensiones grandes.</p> <p>Posibilidad de corrosión por “erosión/cavitación” en tubos recalentados mucho tiempo.</p>	<p>Tuberías. Soportes. Válvulas. Boyas.</p> <p>No muy usado en torres y condensadores.</p>
Acero inoxidable AISI 316L	<p>Adaptado a aguas corrosivas y agresivas.</p> <p>Soporta la desinfección química (mejor con peróxidos).</p>	<p>Coste muy elevado.</p> <p>Instalación difícil, solo personal altamente cualificado.</p> <p>La instalación se debe pasivar. Los productos de corrosión favorecen el crecimiento microbiano.</p>	<p>Tuberías. Soportes. Válvulas.</p> <p>No muy usado en torres y condensadores.</p>
Acero galvanizado	<p>Instalación sencilla. Disponibilidad de grandes diámetros.</p>	<p>Puede producirse degradación acelerada a partir de 60 °C, en función de la composición química del agua (Ver norma UNE 112-076 Prevención de la corrosión en circuitos de agua). Pérdidas de carga muy importantes en la red cuando se produce corrosión o depósitos calcáreos en el interior.</p> <p>La presencia de iones cobre en el agua favorece la corrosión galvánica.</p> <p>La desinfección química es poco eficaz en canalizaciones corroídas.</p> <p>Los productos de corrosión favorecen el crecimiento microbiano.</p>	<p>Tuberías. Soportes. Válvulas. Boyas.</p> <p>Carcasa de la torre. Relleno. Separadores de gotas.</p> <p>Uso habitual en torres y condensadores.</p>
Titanio	<p>Alta resistencia a la corrosión. Soporta la desinfección química. Buenas propiedades de intercambio térmico.</p>	<p>Coste muy elevado.</p> <p>Instalación difícil, solo personal altamente cualificado.</p>	<p>Tubos intercambiadores en equipos de usos especiales (Centrales instalaciones, etc.).</p>
Polibutileno (PB) y polipropileno (PP)	<p>Admite bien las aguas corrosivas. Soporta la desinfección térmica y química (cloro y peróxidos). No se fragiliza, permite su limpieza.</p>	<p>Coste elevado.</p> <p>No produce llama pero si humos. No es autoextinguible.</p>	<p>Tuberías. Relleno.</p> <p>Separadores de gotas.</p> <p>Uso habitual en torres y condensadores.</p>

CAPÍTULO III

<p>Polivinil-Cloruro (PVC)</p>	<p>Admite bien las aguas corrosivas.</p> <p>Material muy resistente. Material autoextinguible. Soporta la desinfección química (cloro y peróxidos).</p>	<p>Coste medio.</p> <p>Puede ser poco resistente al calor (> 60 °C) pero esto no es un inconveniente en los usos relativos a torres de refrigeración.</p> <p>Aceptable para su uso en torres de refrigeración. Produce gases tóxicos si se quema.</p> <p>Su eliminación inadecuada puede perjudicar el medioambiente.</p>	<p>Tuberías. Relleno.</p> <p>Separadores de gotas.</p> <p>Uso habitual en torres y condensadores.</p>
<p>Polietileno (PE) y Polietileno de alta densidad (PEHD)</p>	<p>Admiten bien las aguas corrosivas.</p> <p>Soportan la desinfección química (cloro y peróxidos) especialmente el de alta densidad.</p> <p>Muy fácil instalación.</p>	<p>Coste medio.</p> <p>Puede ser poco resistente al calor pero esto no es un inconveniente en los usos relativos a torres de refrigeración.</p>	<p>Tuberías. Relleno.</p> <p>Separadores de gotas.</p> <p>Carcasa.</p> <p>Uso habitual en torres y condensadores.</p> <p>Poco usado en España.</p>
<p>Poliéster reforzado con fibra de vidrio (PRFV)</p>	<p>Admiten bien las aguas corrosivas.</p> <p>Resistentes.</p> <p>Soporta la desinfección química (cloro y peróxidos.)</p>	<p>Coste medio.</p> <p>Puede tener problemas de resistencia al calor (> 90 °C) pero esto no es un inconveniente en los usos relativos a torres de refrigeración.</p>	<p>Tuberías. Relleno.</p> <p>Separadores de gotas.</p> <p>Carcasa.</p> <p>Uso habitual en torres y condensadores.</p>

- Facilidad de desmontaje para la limpieza completa. Como se comentará en el apartado siguiente, la destrucción de la biocapa es una de las claves para asegurar que los tratamientos contra la legionela son totalmente efectivos. La biocapa se destruye de forma muy efectiva por medios mecánicos en los lugares accesibles. En las tuberías y conductos en los que el acceso es más complicado se utilizan biodispersantes químicos que realizan una buena función. Sin embargo, el punto de más difícil acceso para una correcta limpieza es el relleno, de forma que se debe prever un fácil sistema de desmontaje para este componente en vistas a facilitar las labores de limpieza y mantenimiento.
- Facilidad de desaguado de la torre. En los procesos de limpieza de la torre es necesaria la retirada del agua para limpiar las paredes de la misma. Para que el proceso interrumpa el menor tiempo posible el funcionamiento de la

torre se disponen rampas que faciliten el vaciado del agua de la torre, tal y como se muestra en la imagen.



Figura III.54. Detalle de la pendiente en el interior de una torre de refrigeración.

- Calidad del separador de gotas. Hace unos años no se le daba importancia a este componente de la torre. Sin embargo es un elemento que permite una protección muy buena contra la legionela ya que un buen separador de gotas minimiza la salida de aerosoles que pueden afectar a los individuos del entorno. Se fabrican de diversos tipos de plásticos o de acero galvanizado.

III.5.6. Factor de riesgo de difusión de la legionela.

A modo de consideración previa, se debe recordar que en los sistemas con torres de refrigeración abiertas el agua recorre la instalación del sistema, mientras que en las de circuito cerrado el agua expuesta a dispersión solo recircula en la propia torre, de manera que el volumen de agua es mucho menor y está localizada, por lo que facilita el tratamiento y desinfección de la misma.

III.5.6.1. Periodos críticos.

Como periodos críticos en acciones que puedan desencadenar en un brote de legionelosis se deben destacar los periodos de prueba y los de mantenimiento ya que existe un riesgo de que no se apliquen los preceptivos cuidados, propiciando infecciones que serán difíciles de erradicar posteriormente.

- Periodo de pruebas y puesta a punto. En ocasiones este periodo es prolongado, pudiendo incluso solaparse con la entrega formal de la instalación por compromisos de fechas límite. Además, en instalaciones de mediano y pequeño calibre, el comprador de la torre debe tener el

conocimiento de los periodos de mantenimientos que requiere la torre que adquiere.

- Trabajos de mantenimiento. Se debe establecer una coordinación entre el personal mecánico y el personal de limpieza de la torre para que puedan actuar de forma simultánea.

III.5.6.2. Posibilidades de infección e incubación de la bacteria en las torres de refrigeración.

Por el modo de funcionamiento de las torres de refrigeración de enfriamiento evaporativo, existe la posibilidad de infección. Sin embargo no se debe dedicar especial atención a los equipos mediáticos que de forma deliberada atacan a estos sistemas acusándoles de la provocación de infección de legionelosis. Dicha infección puede ser evitada si se toman las medidas oportunas de prevención.

Factores coadyuvantes e inhibidores del desarrollo.

A continuación se detallan una serie de factores que provocan o impiden el desarrollo de la legionelosis (IDAE [22]):

- Las torres de refrigeración se basan en el uso del agua, que siempre tiene bacterias de legionela, aún tratándose de agua potable. Es por ello que se deben elegir suministros de aguas potables o con tratamiento biológico y bactericida previos.
- Las torres de refrigeración utilizan también aire en su funcionamiento. Durante el proceso del intercambio energético entre los dos fluidos comentados el agua puede retener polvos de residuos metálicos, minerales o residuos orgánicos que estuvieran en suspensión en el aire, así como estar contaminado por hongos, bacterias, etc. Por lo comentado es conveniente disponer de un sistema de filtrado del agua que elimine materiales en suspensión de forma continua. Además, según las circunstancias, puede resultar apropiado la aplicación de tratamientos antialgas.
- Durante los periodos de funcionamiento (y también en los de parada) se pueden alcanzar condiciones en la torre idóneas para el desarrollo de microorganismos, entre ellos la legionela. Se deben elegir emplazamientos frescos y poco soleados.

- Los equipos deben estar situados en lugares de fácil acceso y vigilancia y deben cumplir todas las normativas que los atañe en vistas de garantizar un correcto funcionamiento y evitar la proliferación de los microorganismos.

Cadena de acontecimientos necesaria para la infección de las personas.

Como se ha venido comentando, se ha demostrado que las torres de refrigeración pueden provocar brotes de legionelosis que afecten a las personas, ya que en acontecimientos ocurridos de esta índole el aire pudo estar en contacto con torres con un mantenimiento inadecuado.

Se sabe que para que suceda el brote se requiere de una serie de circunstancias y acontecimientos que son:

1. Que la entrada del agua o del aire contenga una colonia virulenta de la bacteria *Legionella Pneumophila* (ya que el 90-99% de los casos de infección fueron originados por ella).
2. Existencias de condiciones insalubres del equipo (bajo nivel o nulo de biocida, existencia de suciedad, costras que permitan el refugio de bacterias, óxidos, etc. También pueden darse niveles de temperatura que favorezcan el desarrollo de la bacteria alcanzando niveles de colonización del agua y convirtiéndola en factor de riesgo).
3. Salida en forma de aerosoles por la parte superior o lateral de la torre (según el tipo de torre de que se trate) en cantidades suficientes como para que en condiciones de viento y humedad suficientes permitan la llegada de dichos aerosoles a espacios ocupados por actividad humana. Incluso con tamaños de aerosoles inferiores a 5µm, pueden ser inhalados y causar la infección.
4. Contacto entre la bacteria y personas susceptibles de la enfermedad, esto es principalmente personas de corta o avanzada edad, así como personas que sufren afecciones pulmonares o inmunodeficiencias. Si la concentración de la bacteria es suficiente (exposición continuada o repetida) la persona puede resultar infectada como consecuencia de ello.

Prevención de la infección.

Como se ha comentado, los 4 puntos anteriores constituyen una cadena necesaria para que tenga lugar la infección, de manera que con interrumpir dicha secuencia no se producirían dichas infecciones. Es por ello que a continuación se exponen actuaciones sobre cada uno de los 4 apartados para interrumpir la secuencia.

- En cuanto al punto 1 poco se puede hacer si el agua utilizada es ya potable. En las ZAE (zonas de actuación especial) se puede desinfectar de forma rigurosa el agua previamente a su introducción en los equipos. Además, la extracción autorizada de pozos o manantiales pueden requerir el tratamiento de desinfección previo a su uso.
- Sobre los puntos 2 y 3 es donde se puede actuar con mayor facilidad, pero esto no quiere decir que sea fácil conseguir una correcta desinfección del equipo. Es por ello que las normativas vigentes exigen unas buenas labores de mantenimiento planificadas así como limpieza y desinfección de los equipos, asumiendo una labor de responsabilidad social. Las actuaciones aparecen especificadas en el RD 865/2003 y en la norma UNE 100030 IN.
- En cuanto al punto 4, tal y fue estudiado en el apartado de las condiciones del proyecto, es de vital importancia una correcta localización y emplazamiento del equipo para evitar o minimizar la posibilidad de inhalación de aerosoles por parte de las personas.

III.5.7. Mantenimiento de las torres de refrigeración.

Para todas las máquinas que existen en los múltiples campos de la ingeniería resulta esencial prolongar el tiempo de condiciones de funcionamiento eficaz de las mismas. Para que ello sea posible es necesario realizar siempre labores de mantenimiento de las máquinas, cuya regularidad será diferente según la máquina y sus requerimientos. En el caso de las torres de refrigeración que aquí se tratan el mantenimiento tiene, además del efecto comentado, la obligación de conseguir un funcionamiento en condiciones de salubridad de modo que no se ponga en riesgo la vida humana por alcanzar condiciones óptimas para el desarrollo de la legionela como ya ha sido comentado. (IDAE [22])

III.5.7.1. Importancia del mantenimiento preventivo.

El mantenimiento preventivo tiene una enorme repercusión en cuanto al ahorro energético y vida útil de los equipos se refiere.

Para el buen funcionamiento de las torres de refrigeración (buena eficacia) es necesario el uso en condiciones de limpieza ya que incrustaciones aparentemente leves pueden causar un aumento del consumo y un mayor tiempo de funcionamiento.. Anomalías mecánicas como correas sueltas o tensas, rociadores obstruidos, rellenos obstruidos, sentido de giro indebido de ventiladores o bombas, etc., pueden causar los mismos efectos sobre la eficacia de funcionamiento.

En cuanto a la rentabilidad del equipo, se debe intentar que el equipo funcione el mayor tiempo posible dentro de unos rangos de operación adecuados, puesto que

seguir trabajando con sistemas obsoletos mecánicamente trae como consecuencia, en la mayoría de los casos, gastos de reparación o pérdidas por bajo rendimiento.

III.5.7.2. Protocolos comunes de mantenimiento preventivo para torres de refrigeración.

En el RD 865/2003 (IDAE [22]) se especifica con detalle las operaciones de mantenimiento sanitario referidas a la limpieza y desinfección de las torres de refrigeración y se hace mención de posibles intervenciones para reparaciones, verificaciones y engrases. Al tiempo que se atienden los requerimientos de mantenimiento sanitario, se ha de considerar la importancia de un mantenimiento preventivo integral de los equipos, incluyendo el mantenimiento mecánico y eléctrico y el control de los parámetros de funcionamiento como medio de conseguir y mantener un funcionamiento eficiente y seguro, evitar o minimizar paradas imprevistas e incluir estas operaciones de forma coordinada en el calendario del programa general de limpieza y desinfección.

III.5.7.3. Principales puntos de atención.

A modo de lista, se muestran a continuación aspectos y detalles que conviene cuidar en las intervenciones a los distintos elementos de una torre:

- Cerramiento, carrocería o envoltente del cuerpo de la torre. Si están fabricados con fibra de vidrio sólo se debe cuidar la limpieza y revisión por posibles causas de deterioro. Si por el contrario están fabricados de metal, además del cuidado anterior, se debe revisar periódicamente aspectos del acabado del mismo como el galvanizado, la pintura, etc. Si se aprecian descascarillados o manchas de óxido se debe proceder a su limpiado, desengrase y protección con pintura de acabado.
- Estructuras interiores. Se debe dedicar el mismo cuidado que en el apartado anterior. Se debe prestar especial atención a zonas que estén sometidas a mayor desgaste por condiciones del flujo dentro de la torre, así como partes con mayores tendencias a la oxidación como la tornillería.
- Entradas y salidas de aire. Las entradas de aire suelen estar protegidas con mallas metálicas que se han de vigilar para evitar que resulten obstruidas por plásticos, papeles u otros desechos que se encuentren en las cercanías de la torre.
- Serpentines. Estos no cuentan con recubrimientos de ningún tipo, por lo que se les debe prestar especial atención. Ante la observación de manchas de óxidos o incrustaciones, se debe actuar de forma rápida en su eliminación y

comprobación de los daños para evaluar si es necesaria una medida de corrección.

- Rellenos y separadores. Como resulta evidente, la limpieza del relleno es vital en cuanto a la eficacia conseguida por la torre se refiere. Al estar fabricados de PVC, CPVC o PP no requieren generalmente otro mantenimiento que la limpieza y la correcta colocación. Para la elección del material se tienen que tener en cuenta las condiciones térmicas e higrométricas que se alcanzarán en la torre, para evitar daños en el material.
- Fugas de agua. En las labores de mantenimiento se debe dedicar un tiempo a buscar fugas o goteos en uniones de chapas, conexiones en la bomba de agua, escapes debidos a defectos en las toberas de rociado, etc. Las pérdidas de agua, además de las económicas, pueden causar corrosión en diferentes partes de la torre, además de brotes de algas y mohos debidos a los biocidas que se disuelven en ella.
- Filtro de aspiración de la bomba. Su objetivo es impedir la entrada de cuerpos extraños a la bomba (retiene cuerpos de más de 5mm). Se debe comprobar su saturación y reponer si fuera necesario. Una obstrucción de la bomba trae como consecuencia el riesgo de daño y la pérdida de eficacia del equipo. Su mantenimiento suele ser fácil y rápido de realizar. Si su acceso entraña mucha dificultad se debe considerar realizar alguna modificación en su implantación.
- Válvula de llenado. Para válvulas mecánicas se prefieren materiales de tipo plástico de buena calidad por el menor riesgo de perforarse y sufrir deterioros. Para válvulas de actuación electromagnética se requiere un desmontaje periódico y limpiado de partes móviles para evitar cualquier depósito que pueda entorpecer su funcionamiento.
- Desconcentración y purga. Se utilizan válvulas manuales cuando la calidad del agua posibilite un aprovechamiento posterior de la misma. El mantenimiento de ellas requieren las mismas revisiones que las anteriores válvulas de llenado. Para facilitar las labores de desmontaje, revisión y limpieza se suele disponer de un filtro y una válvula de cierre de aguas arriba.

- Válvula de vaciado. Dado su escasa utilización se recomienda su accionamiento para evitar agarrotamientos y obstrucciones que podrían dar lugar a retrasos en las limpiezas previstas.
- Bombas de recirculación de agua. En las torres de circuito cerrado e híbridas las bombas forman una parte fundamental del equipo. Las intervenciones de mantenimiento se centran en la medición de tensión y consumo de motores, así como observación de sentido de giro, ruidos anormales, vibraciones, roturas de álabes, descentrado de ejes, fenómenos de cavitación, etc. Es conveniente desmontar, revisar, limpiar y engrasar con periodicidad proporcional a sus características y horas de funcionamiento.
- Ventiladores axiales. Estos ventiladores pueden ser de tiro forzado o inducido. Además, dependiendo de su situación en la torre y de su posición de montaje (vertical u horizontal) se deben prever distintos tipos de desgaste, características de cojinetes o rodamientos, etc. De manera general suele presentar peores mantenimientos los de eje vertical. Un buen mantenimiento de los ventiladores se puede guiar por la toma de datos de aspectos como:
 - Tensión y consumo.
 - Sentido de giro.
 - Engrase de rodamientos del motor.
 - Comprobación de fijación sólida en las hélices.
 - Comprobación de alineación de las aspas con la boca de salida del aire.
 - Observación del estado de la pintura u oxidación en los álabes.
 - Observación de deposiciones o costras que mermen la ventilación y/o refrigeración del motor.
 - Medición de aislamiento en motor de tiro inducido pues son atravesados con corrientes de aire cálido y húmedo.
- Ventiladores centrífugos. Se utilizan en equipos de tiro forzado y se sitúan en la parte inferior del cuerpo de la torre, entre el relleno y la balsa. Son especialmente indicados cuando se requieren grandes caudales de aire pero con bajo o moderado nivel sonoro. Su mantenimiento seguirá la recogida de todos los datos del apartado anterior, exceptuando la última, pues se sitúan en zonas atravesadas por aire seco.
- Tratamiento de agua. Como se ha venido exponiendo en los últimos apartados, las reglamentaciones sanitarias vigentes ordenan la prevención de la proliferación y difusión de la legionela en las torres de refrigeración. Se

debe trabajar en condiciones que no favorezcan el desarrollo de dicha bacteria.

De forma general, todos los efectos perjudiciales para los equipos son aquellos que favorecen el desarrollo de la materia orgánica y microorganismos, entre ellos la legionela, de manera que si se actúa sobre ello se tendrá un doble efecto a favor.

Para el mantenimiento de la calidad fisicoquímica y microbiológica del agua en condiciones de operación en una torre se deben contemplar los siguientes aspectos:

- Control de incrustaciones. Son causadas por la formación de cristales insolubles en las superficies de las instalaciones (carbonatos de calcio e hidróxidos de magnesio). La capacidad e incrustación depende de la cantidad de iones calcio y magnesio disueltos en el agua (dureza el agua). También aspectos como la concentración de iones bicarbonato, la temperatura del agua y el pH determinan la formación de incrustaciones.

Para saber qué tipo de sistema antiincrustación se ha de elegir se deben tener en cuenta los aspectos comentados, así como las características de funcionamiento del sistema de refrigeración (potencia, volumen de la instalación, caudal de agua recirculada, salto térmico, temperatura máxima, etc.).

En el caso de tratar con aguas duras o semiduras se lleva a cabo un tratamiento externo, consistente en la instalación de un sistema de descalcificación basado en un lecho de resinas que capta los iones calcio o magnesio y los intercambia por iones sodio.

Si se trata con aguas más blandas se llevan a cabo tratamientos internos, basados en el uso de aditivos químicos (como fosfatos) que actúan interfiriendo en el proceso de formación de cristales.

- Control de crecimiento de algas. El crecimiento de algas está favorecido por la incidencia de luz solar que posibilita que éstas realicen la fotosíntesis. Cualquier parte de la torre por donde entre luz favorecerá el crecimiento de las algas, pudiendo tener lugar en zonas de difícil acceso y limpieza.

Las algas facilitan el cobijo y protección a la legionela frente a los biocidas del agua, por lo que deben ser retiradas.

- Control de crecimiento de microorganismos. Se emplean tratamientos físicos, fisicoquímicos y químicos para realizar dicho control, destruyendo o evitando el desarrollo de las bacterias en el agua. Los productos químicos deben estar inscritos en el Registro Oficial de la Dirección General de Salud Pública del Ministerio de Sanidad y Consumo.

- Control de la corrosión. Como consecuencia de fenómenos electroquímicos, las torres sufren un desgaste de corrosión por el que una parte de la superficie metálica actúa como cátodo (cede electrones al agua que usa para generar iones hidróxido) y la otra parte actúa como ánodo y por tanto se desgasta (el metal pasa a estar en forma de ión).
Para evitar este fenómeno se crea una película protectora en las superficies metálicas (poliaminas, fosfatos de zinc, silicatos, etc.)
- Control de la biocapa. La biocapa se forma por sustancias orgánicas segregadas por microorganismos como mecanismo de defensa ante condiciones que impidan su desarrollo. Se compone por polisacáridos que pueden eliminarse con detergentes o biodispersantes utilizados durante las labores de limpieza de la torre.
- Control de sólidos disueltos en el agua. Debido a la evaporación de parte del agua en circulación en la torre, se produce un aumento de la concentración de los iones presentes en el agua. Los iones provienen del agua de aporte. El aumento de la concentración favorece las incrustaciones, por lo que es perjudicial para la torre. Para valorar el nivel de conductividad en la balsa de una torre es necesario referirlo a la conductividad del agua de aporte, ya que ésta es muy variable según la procedencia de la misma. La relación entre la conductividad del agua en la balsa y la del agua de aporte nos permitirá establecer ciclos de concentración. Según estos factores se determina un nivel máximo admisible que nos servirá a efectos de valor de control para definir el nivel de purga adecuado.
- Control de sólidos en suspensión. Debido a que la pulverización del agua se topa con una corriente de aire ascendente que puede contener partículas procedentes del ambiente exterior, se produce un ensuciamiento del agua. Las partículas en suspensión se valoran mediante el grado de turbidez del agua, que se mide en Unidades Nefelométricas de Formacina.
Es muy importante que el agua esté libre de estas partículas, pues muchas son de origen vegetal y animal y sirven de alimento para las bacterias. Las partículas naturales crean fangos que tienen a depositarse en puntos de velocidad de agua mínima y pueden dar lugar a proliferación de la legionela.
Para controlar el fenómeno que se ha explicado se diluye con agua nueva la balsa de la torre y se retiran las partículas en suspensión mediante sistemas de filtración.

A modo de resumen se muestran en la tabla III.2, de forma resumida, las periodicidades de revisiones de distintas partes de una torre de refrigeración.

Tabla III.2. Periodicidad de las revisiones [22].

Elementos de la instalación	Periodicidad
Bandeja: Debe comprobarse que no presenta suciedad general, algas, lodos, corrosión, o incrustaciones. El agua debe estar clara y limpia.	MENSUAL
Relleno: Debe verificarse la ausencia de restos de suciedad, algas, lodos, etc. Asimismo, debe comprobarse su integridad.	SEMESTRAL
Tuberías y condensador: Para facilitar la inspección conviene disponer de algún punto desmontable que permita revisar las superficies interiores al menos en un punto como representación del conjunto de	SEMESTRAL
Separador de gotas: No debe presentar restos de suciedad, algas o lodos y debe estar correctamente colocado sobre el marco soporte. Dada su importancia, se asegurará su correcta instalación e integridad después de cada limpieza y desinfección.	MÍNIMO ANUAL (recomendado semestral)
Filtros y otros equipos de tratamiento del agua: Revisar que se encuentran correctamente instalados y en buenas condiciones higiénicas.	Filtro aporte SEMESTRAL
	Filtro recirculación MENSUAL
	Otros equipos MENSUAL
Exterior de la unidad: No debe sufrir corrosión y debe presentar	ANUAL

Además se ha comentado que se debe revisar el estado de conservación y limpieza para detectar sedimentos, incrustaciones, corrosión, lodos y cualquier sustancia que pueda alterar el buen funcionamiento de la instalación. Para controlar la calidad del agua se debe seguir la tabla III.3:

Por último, se debe establecer un protocolo de toma de muestras para asegurar la representatividad de la muestra. En la tabla III.4 se muestran una serie de pautas a tener en consideración para cada uno de los parámetros considerados.

Tabla III.3. Parámetros de control de calidad del agua [22].

Parámetro	Método de análisis	Periodicidad
Nivel de cloro ó biocida utilizado	Según principio activo.	DIARIO

Temperatura	Termómetro de inmersión de lectura directa.	MENSUAL
pH	Medidor de pH de lectura directa o colorimétrico.	
Conductividad	Sonda electroquímica de lectura directa	
Turbidez	Turbidímetro.	
Hierro total	Espectrofotométrico o colorimétrico.	
Recuento total de aerobios en el agua de la balsa	Según norma ISO 6222. Calidad del agua. Enumeración de microorganismos cultivables. Recuento de colonias por siembra en medio	MENSUAL
Legionella sp	Según Norma ISO 11731 Parte 1. Calidad del agua. Detección y enumeración de Legionella.	Adecuada al nivel de peligrosidad de la instalación según el algoritmo de evaluación de riesgo.
		Mínimo: TRIMESTRAL
		Aproximadamente 15 días después de la realización de cualquier tipo de limpieza y desinfección.

Tabla III.4. Toma de muestras para garantizar la calidad del agua [22].

Parámetro	Protocolo de toma de muestras
Nivel de cloro ó biocida utilizado	<p>La muestra debe ser representativa de la concentración de biocida en el circuito. El punto de toma de muestras estará alejado del aporte de agua y del punto de inyección de</p> <ul style="list-style-type: none"> • Si el biocida se adiciona en un punto de circulación del sistema fuera del depósito principal, la muestra se recogerá en la balsa principal. • Si el biocida se adiciona en la balsa principal, la muestra se recogerá en el retomo de agua a la torre. <p>Se deberá tener en cuenta el régimen de adición de los biocidas:</p> <p>Cuando por el tipo de biocida utilizado es conveniente mantener una concentración residual mínima la muestra se tomará, preferentemente, instantes antes de la adición.</p> <p>En el caso de adiciones de choque, como el caso de biocidas no oxidantes, en los que no es necesario mantener una concentración residual mínima, la toma de muestras se deberá realizar un tiempo significativo después de su adición en</p>

	función del volumen del agua de la balsa y del caudal de recirculación de la instalación.
pH	Se medirá en el mismo punto que el utilizado para el análisis de
Temperatura	Directamente de la balsa en un punto alejado de la entrada de agua de red o en el circuito de retorno en función de las características de la instalación o de la evaluación del riesgo.
Conductividad	Considerar el valor del parámetro más desfavorable para el algoritmo de determinación del riesgo.
Recuento total de aerobios	Las muestras deberán recogerse en envases estériles, a los que se añadirá el neutralizante adecuado al biocida utilizado.
	Una parte de la muestra de agua se tomará de la balsa (en un punto alejado del aporte y de la inyección del biocida) y otra parte del retomo, constituyendo una única muestra para proceder al análisis.

III.6. TORRES DE REFRIGERACIÓN HÍBRIDA

III.6.1. Introducción.

De todos es conocida la importancia que tiene el agua, uno de los recursos más apreciados que ofrece la naturaleza. Aunque en un primer análisis su disponibilidad es evidente en la mayoría de los países del mundo, debe tomarse un especial cuidado para preservar su calidad.

Una contaminación excesiva, tanto química como biológica, puede causar un desequilibrio del balance ecológico, provocando el crecimiento microbiológico indeseado, así como condiciones desfavorables para los animales acuáticos o las plantas que basan su hábitat en dicho medio.

Sin embargo, en la sociedad de hoy en día, es imposible eliminar la utilización del agua por parte del ser humano para infinidad de fines de diferente índole. El que a este trabajo se refiere es el uso del agua para la evacuación de calor no recuperable (debido a su alto calor específico), fundamentalmente en procesos industriales. El técnico proyectista será el encargado de que los sistemas utilizados para dichos procedimientos industriales tengan el mínimo impacto posible sobre el medio ambiente. Además, los sistemas de evacuación de calor se deben seleccionar de tal forma que aseguren el máximo rendimiento del proceso con los mínimos requerimientos de energía y así alcanzar ahorros de agua óptimos (pues para la producción de energía también se utiliza agua).

Otro motivo que impulsa al ahorro del consumo de agua es el hecho de que en los últimos años se han visto incrementados los costes del agua en la mayoría de los países europeos y es probable que esta tendencia continúe. En la figura III.55 se representa en el eje de ordenadas el incremento, en tanto por 1, del precio del agua en los últimos años en España. Se puede comprobar cómo el precio del agua

en 2009 era un 40% superior al precio en 2001, siguiendo la misma tendencia para años posteriores.



Figura III.55. Variación de las tarifas de agua [N-4].

El incremento de los precios se debe a la presión ambiental para mejorar la calidad del agua, lo que requiere importantes inversiones para las empresas de distribución de agua. Los elevados costes del agua y los requerimientos más estrictos en su tratamiento, presentan una oportunidad para nuevas tecnologías de extracción de calor, las cuales combinan bajas temperaturas del agua de enfriamiento con importantes ahorros de la misma.

III.6.2. Proceso de enfriamiento eficaz con el máximo ahorro de agua.

En vistas al ahorro del consumo de agua necesario en vistas de lo expuesto anteriormente, se hacen necesarias torres de refrigeración que tengan un bajo consumo de agua o, lo que es lo mismo, que su pérdida por evaporación sea lo más baja posible. En consecuencia *Baltimore Aircoil* [21], una de las compañías líderes en el campo de la investigación, fabricación y distribución de equipos de acumulación de frío y enfriamiento evaporativo, ha diseñado las nuevas *Torres Híbridas XHI*. De forma resumida estas torres aportan:

- Bajas temperaturas en condiciones de demanda “punta”. La torre HXI utiliza la transferencia de calor por evaporación durante el verano. Como consecuencia, se pueden alcanzar temperaturas de funcionamiento mucho más bajas que con sistemas enfriados por aire.
- Máximos ahorros de agua. Se pueden obtener máximos ahorros de agua durante todo el año (diferenciando tres zonas temporales). En condiciones de plena carga, funcionando en régimen “seco/húmedo” se extrae una significativa cantidad de calor sensible, y por lo tanto, se reducen notablemente el consumo de agua en relación a un sistema de enfriamiento evaporativo convencional. Tan pronto como la carga térmica o la

temperatura ambiente bajan, se reduce todavía más el consumo de agua, particularmente en el modo de funcionamiento “adiabático”, y es eliminado totalmente en el funcionamiento en “seco”.

- Eliminación del penacho. Es especialmente indicado en lugares donde el penacho puede resultar inconveniente o incómodo. Se consigue la eliminación del penacho que puede ocurrir en un equipo de enfriamiento evaporativo convencional debido a la combinación de la transferencia de calor evaporativa, adiabática y sensible.

III.6.3. Modos operativos de la torre híbrida HXI.

Dependiendo de las condiciones exteriores en las que se encuentra el aire que va a entrar en la torre de refrigeración se utilizan tres tipos diferentes de funcionamiento:

- **Funcionamiento combinado “seco/húmedo”.** En este modo de funcionamiento el fluido que se quiere enfriar se envía a una batería aleteada y posteriormente a una batería de tubo liso. El agua almacenada en la balsa es bombeado a un sistema de distribución dotado de pulverizadores que exponen el agua pulverizada sobre la batería de tubo liso.

Una vez que el agua evaporizada atraviesa la batería de tubo liso se enfrenta al relleno, que incrementa la transmisión de calor por evaporación. Una vez el aire ha pasado por el relleno y por la batería lisa, el aire está se ha saturado y calentado, pero está lo suficientemente frío como para alcanzar un notable enfriamiento al paso por la batería aleteada instalada sobre los ventiladores de descarga. Este funcionamiento usa transmisión de calor sensible y latente.

En condiciones de carga “punta” pueden obtenerse ahorros de agua significativos. Para cargas reducidas o temperaturas exteriores bajas el caudal de agua consumido es aún menor. Para controlar que la temperatura del agua a la salida de la batería lisa es la requerida se instala una válvula moduladora de caudal, asegurando el uso máximo del enfriamiento sensible en la batería aleteada y el uso mínimo de enfriamiento evaporativo en la batería de tubo liso húmeda.

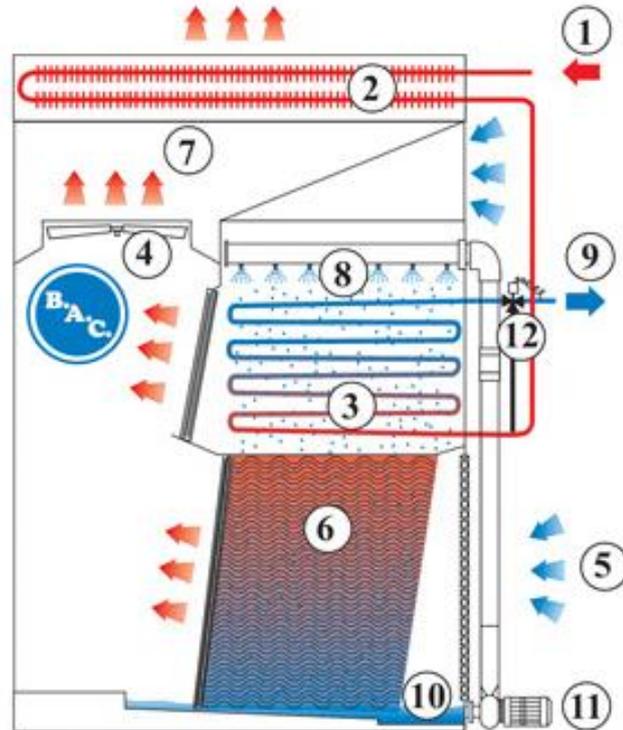


Figura III.56. Funcionamiento combinado seco/húmedo [21].

- **Funcionamiento adiabático.** El fluido a enfriar puentea completamente la batería húmeda, quedando la batería fuera de servicio. De esta forma el agua de recirculación se utiliza únicamente para saturar y preenfriar adiabáticamente el aire exterior de entrada.

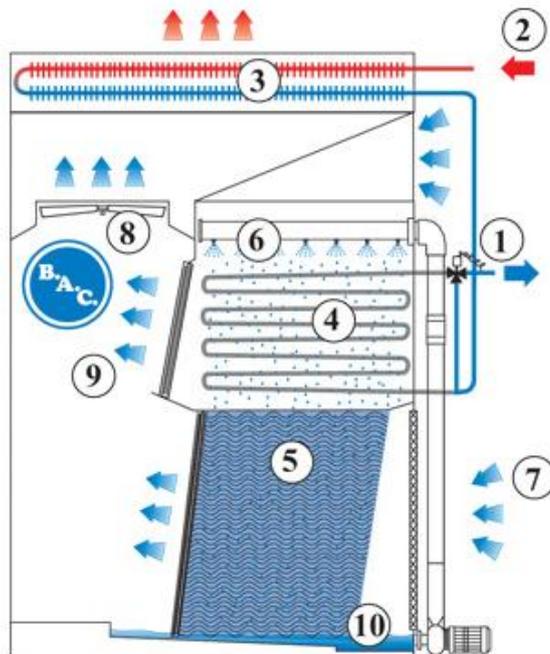


Figura III.57. Funcionamiento adiabático [21].

En la mayoría de los climas el aire exterior tiene todavía un potencial considerable para absorber humedad. Es por ello que el enfriamiento adiabático del aire dé como resultado temperaturas del aire notablemente bajas, las cuales incrementan de forma significativa la transmisión de calor. Comparando con un equipo de enfriamiento evaporativo convencional, el consumo de agua se reduce considerablemente.

- **Funcionamiento en seco.** En este modo de funcionamiento la bomba de recirculación de agua permanece parada. El fluido a enfriar se alimenta desde la batería aleteada a la de tubo liso. La válvula moduladora permanece totalmente abierta para asegurarse de que ambas baterías reciben el caudal total, estando disponible la máxima superficie de transmisión de calor. Resulta evidente la comprobación de que este modo de funcionamiento tiene un consumo de agua nulo.

A modo de comentario se ha de mencionar que si el equipo tiene previsto un funcionamiento en este modo de funcionamiento durante un largo periodo de tiempo se debe vaciar la bandeja de agua fría, eliminando la necesidad de proteger la unidad contra congelación y del tratamiento de agua.

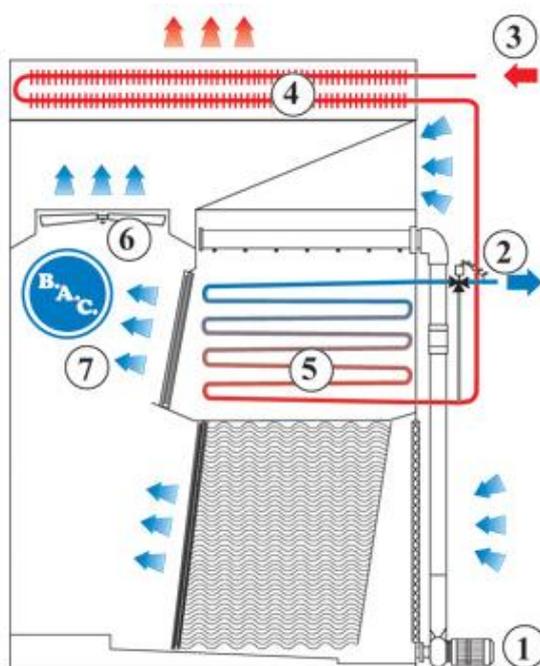


Figura III.58. Funcionamiento seco [21].

III.6.4.Conclusiones.

La utilización de este tipo de torres HXI trae consigo una serie de consecuencias derivadas de sus diferentes modos de funcionamiento:

- Con el ahorro de agua comentado con anterioridad conseguido con el uso de estas torres, se obtienen significativos ahorros en los costes de funcionamiento.
- El consumo de agua anual se ve reducido.
- Durante el funcionamiento en horas punta en verano, una importante cantidad de la carga térmica se transfiere mediante la batería de tubo aleteado.
- A medida que la temperatura exterior se reduce, la carga de calor transferido por evaporación se reduce mediante el control del caudal del fluido a refrigerar a través de la batería húmeda.
- Se reducen las pérdidas por evaporación, por lo que las necesidades de tratamiento del agua son menores.
- En el modo de funcionamiento seco no se consume agua.
- Según los datos experimentales realizados por Baltimore Aircoil, el uso de este tipo de torres de refrigeración pueden alcanzar reducciones en el consumo de agua de hasta un 70% si lo comparamos con los consumos de una torre convencional.
- Se evita la formación de penachos, principalmente en invierno, cuando trabaja en régimen seco.
- Se disminuye significativamente el riesgo de desarrollo y propagación de la Legionella.

Bibliografía.

Referencias.

- [1] “Energy 2020 - A strategy for competitive, sustainable and secure energy”, Communication from the Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions. <http://eurlex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=COM:2010:0639:FIN:EN:PDF2010>
- [2] OECD/ International Energy Agency, “30 Key Energy Trends in the IEA & Worldwide. 30th anniversary of the International Energy Agency”, Paris, 2005.
- [3] OECD/ International Energy Agency, “WEO 2009 Special Early Excerpt: How the Energy Sector Can Deliver on a Climate Agreement in Copenhagen”, Bangkok, 2009.
- [4] OECD/ International Energy Agency, “Key World Energy Statistics 2010”, 2010.
- [5] Ministerio de Medio Ambiente, y Medio Rural y Marino, Secretaría de Estado de Cambio Climático. Dirección General de Calidad y Evaluación Ambiental. Unidad de Información Ambiental Estratégica, “Inventarios nacionales de emisiones a la atmósfera 1990-2008, documento resumen”. Julio 2010.
- [6] World Coal Institute, “The Coal Resource: a Comprehensive Overview of Coal”, Londres, 2005.
- [7] United Nations Environment Programme (UNEP), Ozone Secretariat, “Handbook for the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer”, 8ª edición, Kenya, 2006.
- [8] Ministerio de Industria, Turismo y Comercio: secretaría general de energía, “La energía en España 2006”, Centro de publicaciones del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. ISBN 13: 978-84-96275-52-2. Madrid, 2006.
- [9] Pérez-Lombard L., Ortiz J., Pout C., “A review on buildings energy consumption information”, Energy and Buildings (40) pp.: 394–398. 2008.

- [10] Rey Martínez, F.J., San José Alonso, J.F., Velasco Gómez, E., Álvarez-Guerra Plasencia, M.A., “Recuperación de energía en sistemas de climatización. Documentos Técnicos de Instalaciones en la Edificación, DTIE 8.01”. Edición a cargo de ATECYR. Editorial: El Instalador. ISBN: 84-921270-5-8. 2000.
- [11] IDAE, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, “Ahorro y Eficiencia Energética en Climatización”, Madrid, 2010.
- [12] Watt, J.R, “Evaporative Air Conditioning Handbook”, Editorial Chapman & Hall, New York, 1986.
- [13] Pescod, D., “An Evaporative Air Cooler using a Plate Heat Exchanger”, CSIRO Division of Mechanical Engineering Transactions, Victoria, Australia, 1974.
- [14] Maclaine-Cross, I.L., Banks, P.J., “A General Theory of Wet Surface Heat Exchangers and its Application to Regenerative Evaporative Cooling”. Revista: Journal of Heat Transfer, nº 103 (pp. 579-583). 1983.
- [15] Sodha, M.S., Singh, S.P., Sawhney, R.L., “Evaluation of Discomfort in a Room with Desert Cooler”. Revista: International Journal of Energy Research, Vol. 14 (pp. 745-756). 1990.
- [16] Pinazo Ojer, J.M., “Psicrometría. Documentos Técnicos de Instalaciones en la Edificación, DTIE 3.01”. Edición a cargo de ATECYR. Editorial: El instalador. ISBN: 84-921270-5-8. 2000.
- [17] Pizzetti, C., “Acondicionamiento del aire y refrigeración.
- [18] Proyecto Fin de Carrera, “Simulación energética de un sistema de Free-Cooling por agua”, Francisco Javier Narros Labajos.
- [19]. Documento de referencia, “Enfriamiento Gratuito y Recuperación de Energía del Aire”, Eloy Velasco Gómez.
- [20] Documento de referencia: “Tipos de Torres de Refrigeración” Universidad de Comillas.
- [21] Baltimore Aircoil.”Combinación de Diferentes Tecnologías para ahorrar el máximo de agua (2001).

[22] IDAE, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, “Torres de refrigeración”, Madrid, 2010.

[23] IDAE, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, “Ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización”, Madrid, 2010.

Normativa

[N-1] Directiva 2002/91/Ce, del 16 de diciembre, de eficiencia energética de los edificios.

[N-2] Ministerio de Vivienda de España, “Real Decreto 315/2006 de 17 de marzo: Código Técnico de la Edificación: Parte 1”. 2006.

[N-3] Ministerio de Industria, Turismo y Comercio y Ministerio de Vivienda de España, “Real Decreto 1027/2007: Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios”.

[N-4] “Asociación Española de abastecimiento de agua y saneamiento”, AEAS. Enero 2010.

Páginas Web

[W-1] OECD/ International Energy Agency, “IEA Energy Statistics 2010”. <http://www.iea.org/stats/> (Día de consulta: 10 de febrero de 2011).

[W-2] Instituto para la Diversificación y Ahorro Energético (IDAE) <http://www.idae.es/> Día de consulta: 11 de marzo de 2011.

[W-3] Energy Performance of Buildings Directive, Concerted Action. <http://www.epbd-ca.org/> (Día de consulta: 14 de marzo de 2011).

CAPÍTULO IV
DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

IV.1.INTRODUCCIÓN.....	103
IV.2. ELEMENTOS DEL BANCO DE ENSAYOS.....	103
IV.2.1. Unidad de Tratamiento de Aire (UTA).....	103
UTA TROX TECHNIK.....	103
Ventilador centrífugo SODECA.....	104
Humidificador HumiSteam X-Plus (CAREL).....	105
V.2.2.Cámara climática.....	106
Bomba de Calor Aire-aire.....	107
Ventilador centrífugo S&P.....	108
V.2.3. Sistemas de distribución de aire.....	109
Conductos de aire.....	109
Plenums de distribución y conexión.....	109
V.2.4. Circuito de agua.....	111
Bombas de agua.....	111
V.3.ELEMENTOS DE MEDIDA Y REGISTRO.....	112
V.3.1. Elementos de medida.....	112
Sensores de medida de temperatura.....	112
Sensores de medida de humedad.....	113
Medida de la presión diferencial y caudal volumétrico: Placa orificio.....	114
Medida del caudal de agua.....	115
V.3.2. Sistema de adquisición y software de monitorización de datos.....	116
V.3.3. Calibración y errores de medida previos.....	117
Calibración de las sondas de temperatura.....	117
Calibración de las sondas de humedad relativa.....	119
Calibración de la placa orificio para la medida del caudal.....	120
Calibración de los manómetros de presión para la medida del caudal.....	122
IV.4. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA.....	122
IV.4.1. Diseño y construcción del sistema.....	123
IV.5. POSIBLES CONFIGURACIONES.....	125
IV.5.1. Configuración convencional.....	126
IV.5.2. Configuración recuperativa.....	127
IV.5.3. Comparación entre configuraciones.....	128
Bibliografía.....	131

IV.1.INTRODUCCIÓN.

En el capítulo III se ha estudiado el estado actual de las tecnologías de acondicionamiento de aire en las que están basados los el prototipo estudiado en el presente Trabajo Fin de Grado.

En este capítulo se va a describir el banco de ensayos disponible para la caracterización experimental del equipo.

IV.2. ELEMENTOS DEL BANCO DE ENSAYOS.

A continuación se describen los distintos recursos disponibles en el laboratorio para conformar el banco de ensayos que permita en cada caso realizar la caracterización experimental del sistema.

Principalmente va a ser necesario disponer de unos elementos básicos que son, en primer lugar, una Unidad de Tratamiento de Aire que proporcione los caudales de aire de ventilación requeridos, reproduciendo las condiciones climáticas exteriores establecidas para cada ensayo; o un sistema de toma de aire exterior de ventilación si las condiciones climáticas ya cumplen los requisitos del ensayo. También es necesario un espacio cerrado que haga la función del local cuyo ambiente sería necesario acondicionar según los requerimientos de calidad del ambiente interior establecidos, aunque va a ser posible prescindir de su utilización en el estudio particular, ya que los resultados del funcionamiento del equipo ante condiciones exteriores similares a las de confort, comprendidas estas dentro del rango establecido por el Diseño de Experimentos propuesto, va a poder extrapolarse al funcionamiento en lo que se conocería como *configuración recuperativa* (correspondiente a la operación de la torre con aire de retorno del espacio acondicionado).

Se precisa además de los elementos de distribución del aire que permitan conectar los distintos sistemas canalizando las corrientes de aire de impulsión y extracción en las diversas configuraciones posibles. Asimismo, se requerirá de sistemas de circulación y distribución de agua.

Por otro lado, la caracterización del equipo no es posible sin el debido registro de variables medidas con las debidas sondas, también descritas más adelante.

IV.2.1. Unidad de Tratamiento de Aire (UTA)

UTA TROX TECHNIK

El sistema experimental debe ser capaz de simular las condiciones climáticas que pueden presentarse a lo largo de todo el año. Para reproducir las diferentes

condiciones de temperatura del aire que se desean ensayar, se empleará una unidad de tratamiento de aire (UTA), modelo TKM-30 de la casa TROX TECHNIK (figura IV.1) [1,TROX,2000],[W-1] Este equipo dispone de un filtro para filtrar el aire a tratar, tomado del laboratorio; 2 baterías eléctricas que permitirán acondicionar térmicamente este flujo de aire y otra batería de tubos aleteados unidos a una bomba de calor reversible; un sistema de humidificación con control de humedad mediante dardo de vapor; y un sistema de impulsión.



Figura IV.1. Unidad de Tratamiento de Aire TROX serie TKM-30.

Algunas de las características generales del climatizador son:

- Potencia frigorífica: 20035 Frig/h.
- Potencia calorífica: 20 kW.
- Caudal de aire de impulsión: 2500 m³/h.
- Potencia motor: 0,55 kW.
- Alimentación: 230 V.

Ventilador centrífugo SODECA.

El sistema de impulsión de aire primario está constituido por un equipo ventilador acoplado a un regulador variable que permite modificar los caudales de aire impulsado (figura IV.2). Sin embargo, no es posible establecer valores muy precisos del caudal, ya que dicho elemento de regulación no dispone de posiciones

determinadas, y dado que el caudal proporcionado para cada posición del regulador dependerá de las pérdidas de carga de la instalación particular que esté conectada a la UTA en ese ensayo, precisa en cada caso específico de una posición determinada diferente para proporcionar el caudal de aire más aproximado al nivel especificado para el ensayo en particular. Por lo tanto, será previsible cierta disparidad en los valores de caudal ensayados para los distintos sistemas.

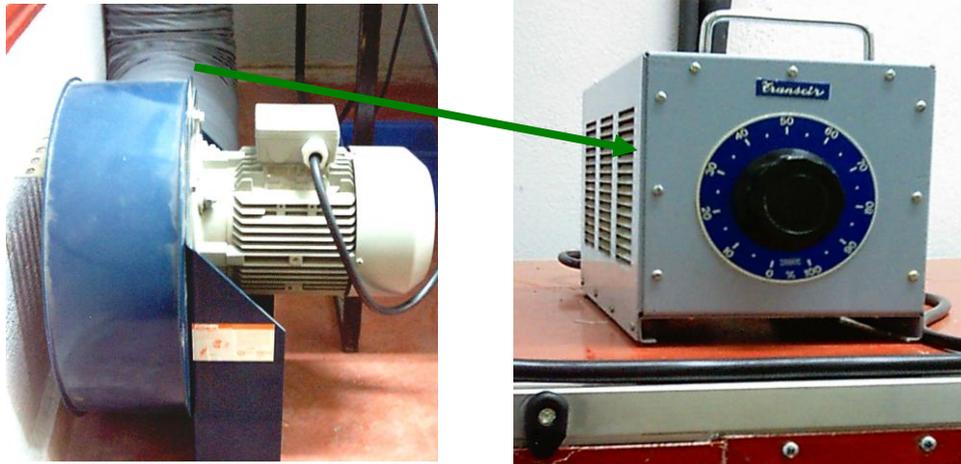


Figura IV.2. Izquierda: ventilador de la casa SODECA. Derecha: Variador de frecuencia TELEMECANIC

El ventilador centrífugo utilizado es el modelo CMP-922-2T-3 de la casa SODECA [2, SODECA,2009], [W-2], cuyas características son:

- Velocidad de giro: 2845 rpm.
- Voltaje: 230 V.
- Intensidad máxima admisible (400 V): 4,6 A.
- Potencia instalada: 2,2 kW.
- Caudal máximo: 2900 m³/h.
- Peso aproximado: 2,5 kg.

Humidificador HumiSteam X-Plus (CAREL).

Para poder ensayar distintos niveles de humedad relativa, la UTA original se ha combinado con un equipo humidificador, en concreto uno por electrodos sumergidos de la casa CAREL, modelo humiSteam x-plus (figura IV.3) [3, CAREL, 2007], [W-3]. Este sistema permite producir vapor a razón de hasta 10 kg/h, modulable desde el 20% hasta el 100% mediante un controlador que puede trabajar en distintos modos (todo o nada, proporcional, o modulante, en función de distintas señales externas y limitaciones de seguridad). El vapor producido se inyecta en la última etapa de la UTA con ayuda de una lanza distribuidora de vapor.



Figura IV.3. Humidificador por electrodos sumergidos modelo humiSteam x-plus de la casa CAREL.

V.2.2.Cámara climática.

La cámara climática utilizada en el banco de ensayo experimental para la ejecución de los diferentes experimentos tiene de dimensiones aproximadas 4 x 4 x 3 m, con techo variable en altura, equipada con 4 difusores rotacionales, donde se miden las condiciones higrotérmicas y de confort del acondicionamiento del aire (figura IV.4). Se encuentra elevada sobre el suelo apoyada sobre una serie de soportes, y dispone de una única puerta y una superficie total acristalada de 6,7m².



Figura IV.4. Vista de la Cámara Climática del laboratorio.

En el capítulo II se describían detalladamente las condiciones requeridas para mantener un cierto nivel de calidad de los ambientes interiores, y cuáles eran las especificaciones establecidas en la normativa vigente con ese mismo fin. Para reproducir de forma válida las condiciones de funcionamiento de los sistemas en algunos ensayos en los que se hace uso de las condiciones del aire de extracción, va a ser necesario asegurar que el espacio acondicionado se encuentra dentro de dichos requisitos. Según lo establecido en el RITE (Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios), las condiciones interiores de diseño en verano para personas con actividad metabólica sedentaria (1,2 met) y vestimenta de 0,5 clo, asegurando un PPD entre el 10% y el 15%, están comprendidas entre 23 y 25 °C de temperatura operativa, y entre 40 y 60% de humedad relativa; parámetros en consideración para edificios de nueva construcción o en reformas de edificios ya existentes [N-1].

En el particular, las condiciones ambientales alcanzadas en la cámara se mantienen entre 20 y 23°C de temperatura seca, y entre un 35 y un 65% de humedad relativa. Estas condiciones se adecuan a los requisitos de confort térmico y salubridad estudiados en el capítulo II, puesto que valores de temperatura seca más relajados están orientados simplemente a un ahorro energético, y por lo tanto valores menores alcanzados con equipos de consumo energético casi nulo serían admisibles. Dichas condiciones serán además las del aire de retorno dirigido al paso secundario del sistema.

Bomba de Calor Aire-aire

Con el objetivo de conseguir que la temperatura y humedad relativa de la sala estén próximas a las condiciones de confort requeridas, es necesario situar un dispositivo adicional con el que podremos aportar o extraer calor del recinto cuando la temperatura seca del aire se encuentre por debajo o por encima de la temperatura de confort. Para ello se dispone de una bomba de calor tipo Split Aire-Aire con la que se alcanza la temperatura adecuada en la cámara antes de iniciar el ensayo programado (figura IV.5).



Figura IV.5. Unidades exterior (izquierda) e interior (derecha) de la Bomba de Calor aire-aire de marca Ferroli instalada en la cámara climática.

CAPÍTULO IV

El equipo disponible es un acondicionador modelo Diamond 9000 de la casa Ferroli [4, Ferroli, 2007] [W-4], algunas de cuyas características generales son:

- Refrigerante: R410A.
- Potencia frigorífica: 2,6 kW (a 35°C de temperatura seca exterior y 27°C/19°C de temperatura seca/ de bulbo húmedo en el ambiente).
- Potencia calorífica: 3,2 kW (a 7°C/6°C de temperatura seca/ de bulbo húmedo exterior y 20°C de temperatura seca en el ambiente).
- Alimentación: 230 V/ 50 Hz.

Ventilador centrífugo S&P.

Además, será también necesario disponer de un ventilador en el interior de la cámara climática para impulsar el aire de retorno hacia el sistema. El ventilador instalado se muestra en la figura IV.6.



Figura IV.6. Ventilador instalado en la cámara climática.

Se trata de un ventilador centrífugo tipo CBM/4-240/240 T3/4 CV de la casa Soler&Palau [5,Soler&Palau], [W-5], de características:

- Potencia: 0,55 kW.
- Velocidad de giro: 1320 rpm.
- Alimentación: 230 V/ 50 Hz.

V.2.3. Sistemas de distribución de aire.

Conductos de aire.

Se han empleado conductos de aire flexibles de diámetro de 250 mm para conectar los elementos disponibles en el banco de ensayos según los requerimientos de las distintas configuraciones a ensayar. Un detalle de estos conductos se muestra en la figura IV.7:



Figura IV.7. Detalle de un conducto de aire flexible.

Estos conductos van a permitir la conducción de las corrientes de aire de retorno de la cámara climática y las proporcionadas por las UTAs, así como las procedentes del sistema ensayado en cada caso particular. Sin embargo, para ello va a ser también necesario disponer de elementos que permitan realizar la conexión de los conductos a los distintos elementos.

Plenums de distribución y conexión..

En la figura IV.8 se muestra los plenums de distribución de aire desde la UTA y hacia la cámara climática.

El plenum instalado a la salida de la UTA va a permitir dividir en dos la corriente de aire tratado hasta las condiciones del ensayo, para su canalización hacia diversos objetivos, en las configuraciones en las que se precisan varias tomas de aire exterior.

Por su parte, es necesario también disponer de un plenum a la entrada de la cámara climática para la distribución del aire hacia las 4 entradas de aire disponibles en ésta, correspondientes a los 4 difusores rotacionales ya descritos en el apartado anterior.



Figura IV.8. Vista del plenum de distribución conectado a la UTA.



Figura IV.9. Vista de la conexión del plenum de distribución a la cámara climática.

Finalmente, la conexión de los conductos de aire a las admisiones y salidas de los distintos sistemas tiene que realizarse disponiendo unos colectores que se ajusten a cada dispositivo en particular. En la figura IV.10 se muestran algunas vistas de los colectores utilizados con este objeto.



Figura IV.10. Colectores empleados en la conexión de los conductos a la batería.

V.2.4. Circuito de agua.

Para el funcionamiento de un equipo de free cooling por agua, es necesaria la recirculación del agua de aporte en la torre hacia la batería. . Para la canalización del agua se emplean mangueras de PVC transparentes reforzadas, de características:

- Diámetro exterior de tubo: 27 mm.
- Diámetro interior de tubo: 20 mm.
- Presión máxima de funcionamiento: 7 bar.
- Rango de temperaturas: -15 a +60°,

Bombas de agua

Como elementos de circulación, se emplean bombas de agua de pequeño tamaño, como las mostradas en la figura IV.11, de distinta potencia en función de la pérdida de carga específica de la instalación de agua en cada sistema.

La bomba Salmsom modelo DY L50-15P-H, [W-8], tiene las siguientes características:

- Potencia consumida: 46 a 93 W .
- Caudal máximo: 3,2 m³/h.
- Altura máxima: 6 m.



Figura IV.11. Bomba de agua Salmson utilizada en el banco de ensayos.

V.3.ELEMENTOS DE MEDIDA Y REGISTRO.

Finalmente, será necesario disponer de dispositivos de medida de las múltiples variables de interés sobre las condiciones de los fluidos de trabajo, así como de los elementos que permitan el registro de dichas medidas.

V.3.1. Elementos de medida.

Sensores de medida de temperatura

Para la medida de la temperatura en todos los puntos de la instalación, se ha optado por sensores Pt100 a 4 hilos cerámicos (figura IV.12) de la casa RS [W-9]. Aunque su coste es alto, es el material más idóneo y con mejores características para emplearlo como sensor de temperatura por su alto grado de linealidad y estabilidad así como por su elevada precisión, llegando a ser esta del orden de 0,1 °C. El rango de temperaturas de trabajo abarca de -50 a +250°C.

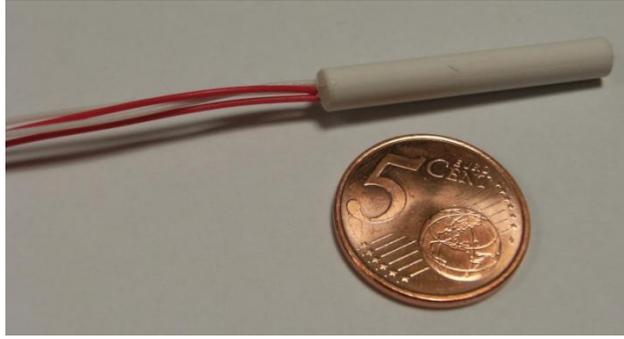


Figura IV.12. Sonda cerámica de temperatura.

Sensores de medida de humedad

Como sondas de medida de la humedad relativa se emplean sensores capacitivos de detección fabricados en polímero termoestable (figura IV.13), de la casa Honeywell [W-10].

En algunos casos, como por ejemplo en los instrumentos situados en el conducto de impulsión, en un mismo tubo de protección se incorporan dos sensores: temperatura y humedad relativa.

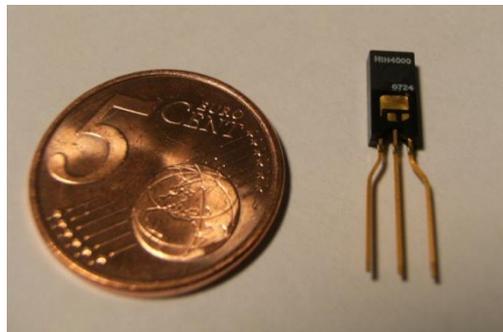


Figura IV.13. Higrómetro capacitivo Honeywell.

Sus principales características son:

- Tensión de alimentación: 5 Vcc
- Escala de medida: de 0 a 100% de HR.
- Precisión del instrumento: +/- 2%.
- Estabilidad: +/- 1% HR.

- Tiempo de respuesta: 15 s.
- Salida de tensión: de 0,8 a 3,9 Vcc
- Temperatura de funcionamiento: de -40°C a +85°C.

Medida de la presión diferencial y caudal volumétrico: Placa orificio.

Para la medida del caudal volumétrico, se parte de las medidas de presión diferencial obtenidas a partir de los valores proporcionados por los manómetros dispuestos a entrada y salida de una placa orificio de 10 cm de diámetro, como la mostrada en la figura IV.14.

Originalmente, para la medida de la caída de presión en la placa orificio, se emplean sensores de diferencia de presión ultrabaja como el mostrado en la figura IV.15, que proporcionan una salida de tensión proporcional a la presión aplicada. Pero con posterioridad se recurrieron a equipos de medida directa de la presión diferencial marca Testo, como se justificará en capítulos posteriores.

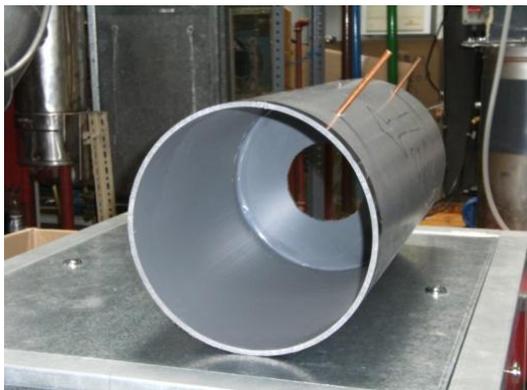


Figura IV.14. Vista de una de las placas orificio utilizadas en la medición del caudal de aire.

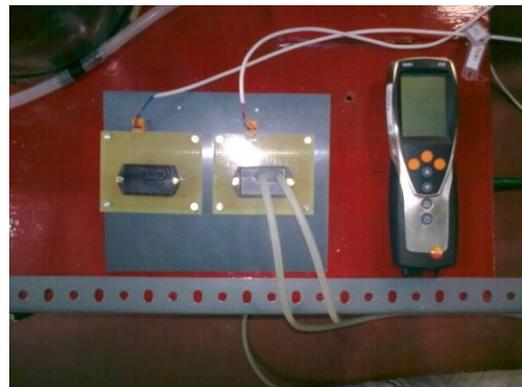


Figura IV.15. Sensores de presión manométrica utilizados originalmente y equipo Testo utilizado en la revisión de ensayos.

Las especificaciones técnicas de los sensores de presión manométrica son [W-9]:

- FSO (Salida a Fin de Escala: Diferencia algebraica entre puntos extremos de salida de presión nula y máxima): mín 4.85 tít 5.00 máx 5.15 V
- Desplazamiento del cero: mín 0.95 tít 1.00 máx 1.05 V
- Excitación: mín 3.45 tít 3.5 máx 3.55 V
- Excitación: mín 6.0 tít 8.00 máx 16.0 Vcc

- Corriente de salida: Fuente 10.0 mA, Sumidero 5.0
- Corriente de alimentación (carga $10k\frac{1}{2}$) 8.0 20.0 mA
- Sobrepresión 5 p.s.i.
- Temperatura de operación -40°C to $+85^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de almacenaje -55°C to $+125^{\circ}\text{C}$

Medida del caudal de agua

En las configuraciones de ensayo en las que es necesario disponer de un circuito de agua, se recurre a un caudalímetro de bola, de la marca Parker [W-11], para la medida del flujo volumétrico de agua circulante. Se trata de indicadores de caudal variable con un flotador dentro de una escala graduada exterior de caudal en la funda de visión. Utilizan la técnica de la presión diferencial a través de un pistón que, a medida que el caudal aumenta, mueve el pistón contra un resorte calibrado; y requieren ser instalados en posición perfectamente vertical para asegurar la máxima precisión. Se utilizan distintos modelos en función del rango de caudales requeridos en el ensayo particular. Estos dispositivos se corresponden con el mostrado en la figura IV.16:



Figura IV.16. Caudalímetro de bola de la marca Parker.

Las características de estos caudalímetros son:

- Precisión $\pm 2\%$
- Repetitividad $\pm 1\%$
- Presión de funcionamiento 10 bar

- Temperatura de funcionamiento máxima 60 °C
- Rango de velocidad de flujo: 1,5 a 10 l/min y de 4 a 22 l/min.

V.3.2. Sistema de adquisición y software de monitorización de datos.

El sistema de instrumentación y adquisición de datos ha de posibilitar la medida del mayor número de variables posible con la precisión adecuada, además de controlar las interacciones y relaciones entre las variables estudiadas. Para ello se requiere el uso de instrumentos potentes y flexibles que adquieran toda la información, la registren y la traten, a la vez que efectúan decisiones y controlan el sistema. En particular se emplea un adquisidor de datos «Agilent 34972A» como el mostrado en la figura IV.17 [7, Agilent, 2010], [W-12].



Figura IV.17. Adquisidor de datos Agilent 34972A.

El sistema de adquisición de datos (SAD) sirve de interfaz entre el computador digital y el sistema físico. Permite capturar, acondicionar, procesar y generar señales, transformando las señales de tensión procedentes de sensores de presión, termorresistencias, sensores de humedad, etc. en valores numéricos para su posterior representación gráfica y análisis numérico. Para ello constará de distintos elementos, como son un ordenador, transductores, actuadores, acondicionamiento de la señal, circuitería de adquisición de datos, circuitería de análisis de los datos, control y software.

V.3.3. Calibración y errores de medida previos.

Para reducir la incertidumbre de una medida, es necesario determinar los límites entre los que se comprende el error de medida del instrumento utilizado, lo que requiere de una calibración adecuada de éste. De esta forma, se dice que un instrumento estará bien calibrado cuando en todos los puntos de su campo de medida, la diferencia entre el valor real de la variable y el valor transmitido esté comprendida entre los límites determinados por la precisión del instrumento.

El objetivo de la calibración de los equipos de medida es poder efectuar su confirmación metrológica, es decir, determinar a través de los resultados obtenidos en las calibraciones si el equipo está en condiciones de medir o si es adecuado para garantizar la precisión requerida en las medidas. Los equipos a verificar se contrastarán con patrones de referencia debidamente reconocidos por los organismos competentes.

Las sondas de medida de temperatura, humedad relativa y los manómetros de medida de presión utilizados para el cálculo del caudal de aire, se han calibrado previamente a su uso según se describe a continuación.

Calibración de las sondas de temperatura

Las sondas de temperatura cerámicas se han calibrado con la ayuda de un horno de calibración FLUKE 9103 (rango de calibración entre -25 hasta 140°C) utilizado como patrón primario (figura IV.18). El rango de calibración de las sondas está comprendido entre -5 y 45°C, el cual cubre las condiciones de trabajo ensayadas. Para la calibración, la temperatura del horno se ha variado desde el valor mínimo al máximo y, una vez alcanzado éste, manteniendo constante la temperatura en dicho valor durante un período mínimo de 1 hora. Tras esto, se disminuye de nuevo la temperatura hasta el valor inferior, a fin de reflejar la histéresis de la medida.



Figura IV.18. Horno de calibración FLUKE 9103.

CAPÍTULO IV

La tabla IV.1 recoge las regresiones obtenidas para las curvas de calibración de las diferentes sondas utilizadas.

La sonda de temperatura T5 se desconsideró en la realización de los ensayos, debido a los malos resultados registrados en la calibración, como puede observarse por la baja regresión. El resto de las sondas se consideraron válidas para la realización de medidas, dado que la regresión es superior a 0,999. La figura IV.19 muestra a modo de ejemplo una de las gráficas de estas regresiones.

Tabla IV.1. Regresiones de las rectas de calibración de las sondas de temperatura.

$T_{medida}=a \cdot T_{horno}+b$	a	b	R ²
T1	1,03	-0,5716	0,9997
T2	1,0949	-2,3401	0,9994
T3	1,0195	-0,2901	1
T4	1,061	-0,9978	0,9998
T5	0,9245	-3,6188	0,8168
T6	1,027	-0,4408	0,9999
T7	1,0091	-0,2464	1
T8	1,0137	-0,5062	0,9999

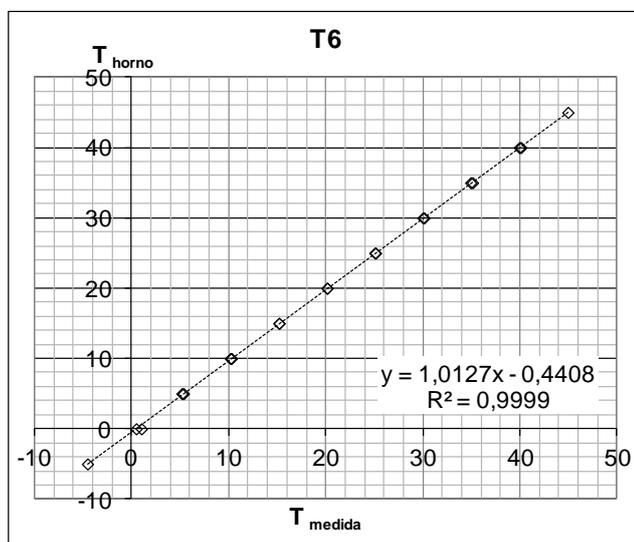


Figura IV.19. Regresión de la calibración de la sonda de temperatura T6.

Estas regresiones se programaron en el adquisidor de datos para obtener de forma directa los valores corregidos de temperatura, ya aplicado el ajuste de calibración.

Calibración de las sondas de humedad relativa.

La calibración de las sondas de humedad se ha realizado de forma simultánea, y utilizando como referencia la sonda de humedad relativa TESTO [W-14], según se muestra en la figura IV.20: se proporciona un caudal de aire a humedad relativa determinada, y en un cierto punto de su canalización se disponen todas las sondas de humedad relativa junto con la sonda patrón. Se realiza el registro de las medidas en comparación a la referencia para un rango de humedades de entre el 20% y el 90%.

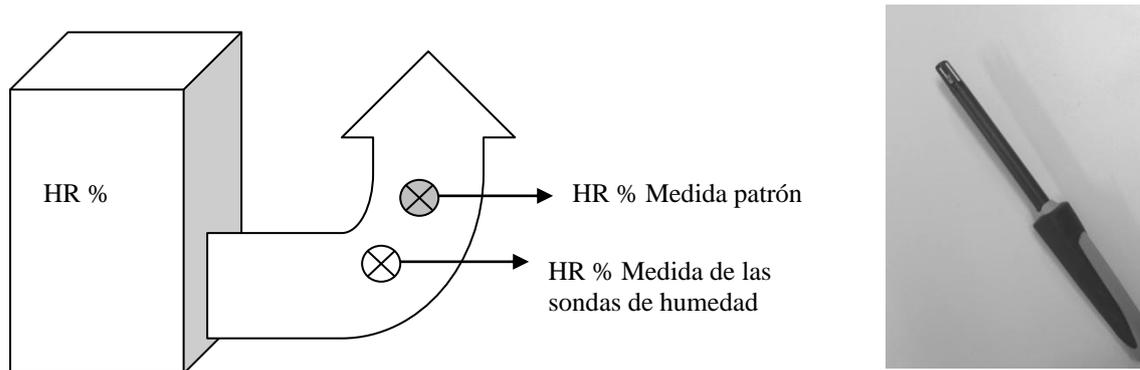


Figura IV.20. Esquema del dispositivo de calibración de las sondas de humedad relativa, y sonda TESTO utilizada de patrón de referencia (derecha).

En la tabla IV.2 se recogen las regresiones obtenidas para las 4 sondas de humedad relativa empleadas.

Tabla IV.2. Regresiones de las rectas de calibración de las sondas de humedad relativa.

$DifV_{medida}=a \cdot HR_{normo}+b$	a	b	R^2
Sonda 1	0,0396	0,1422	0,9344
Sonda 2	0,026	0,629	0,8629
Sonda 3	0,029	0,5249	0,935
Sonda 4	0,0269	0,5899	0,8861

Aunque las regresiones no son óptimas, los resultados de la calibración serían aceptables, ya que los rangos en los que varía la humedad relativa real para medidas iguales, debidos a la histéresis de las sondas, aunque elevados, no suponen diferencias importantes en las humedades específicas asociadas.

Estos resultados se programan directamente en el adquisidor de datos para la obtención directa de los valores de humedad relativa. A modo de ejemplo, se muestra en la figura IV.21 la gráfica de la regresión obtenida para una de éstas.

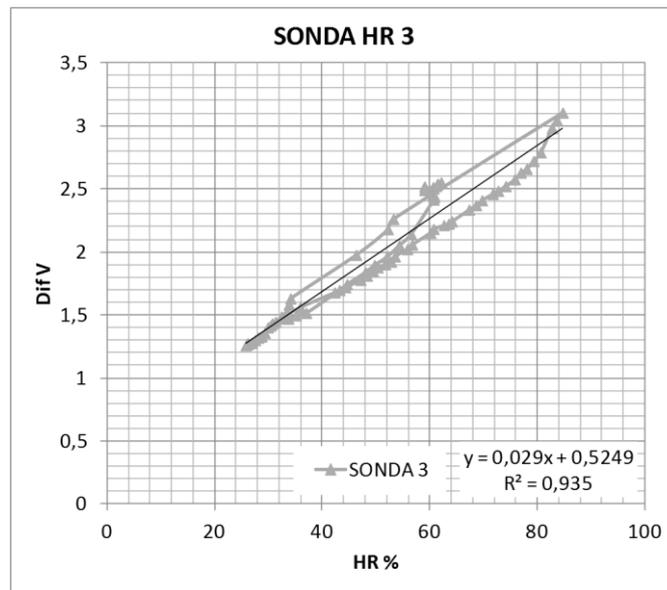


Figura IV.21. Regresión obtenida en la calibración de la sonda de humedad relativa n°3.

Calibración de la placa orificio para la medida del caudal.

Las placas orificio utilizadas en la medición del caudal de aire en la instalación, han sido previamente calibradas mediante una tobera de acero inoxidable de la casa TECNER Ingeniería [W-13], modelo TG50 (figura IV.22), con rango de trabajo entre 3200 l/min y 13000 l/h, y con pérdida de carga conocida.



Figura IV.22. Tobera de referencia para calibración. Derecha: tobera montada.

En su instalación intercalada en un conducto para la calibración, hay que prever una longitud recta equivalente a 6 diámetros aguas arriba de la tobera, y a 3 diámetros aguas debajo de la tobera (figura IV.23).

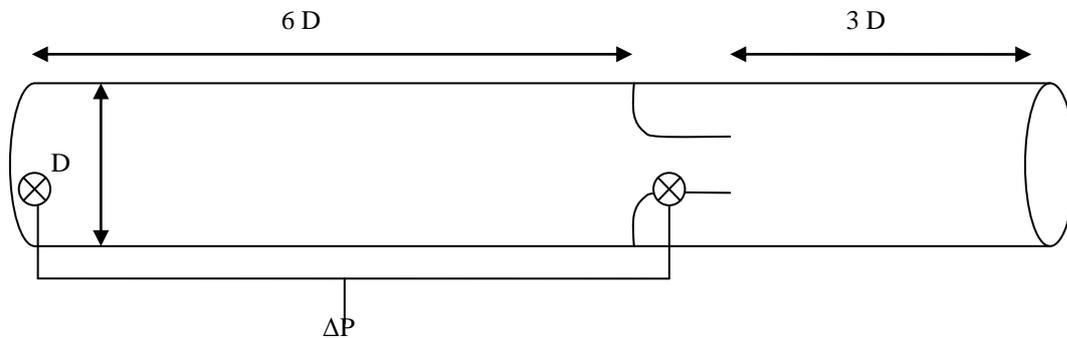


Figura IV.23. Esquema de la instalación de la tobera para la calibración.

Las especificaciones dadas para la tobera por el fabricante se proporcionan en los anexos (Anexo B).

Con el caudal calculado a partir de las medidas de caída de presión registradas en la tobera, se procede a calibrar las placas orificio. Los resultados de estas calibraciones se proporcionan en los anexos. La figura IV.24 muestra la calibración de una de las placas orificio, a modo de ejemplo.

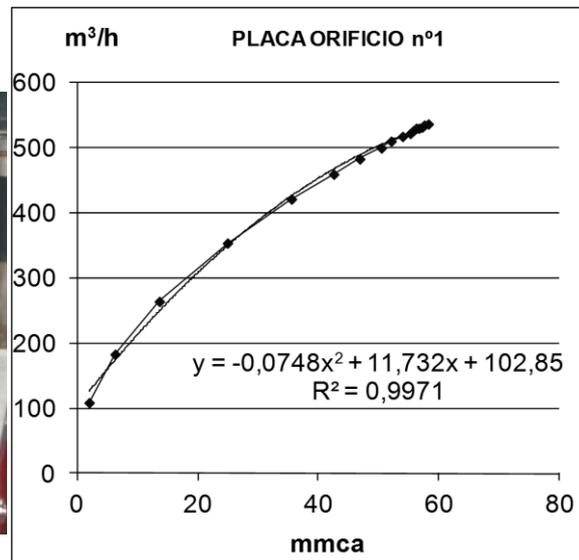
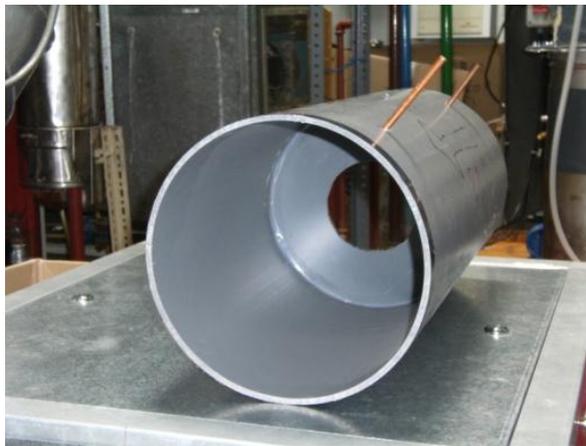


Figura IV.24. Placa orificio n°1 y gráfica de calibración.

Calibración de los manómetros de presión para la medida del caudal.

Los manómetros de presión (figura IV.18), utilizados en la determinación del caudal de aire circulante por los distintos canales mediante la medición de la diferencia de presión generada en la tobera también calibrada a su vez, se han calibrado registrando su respuesta ante presiones manométricas del aire comprendidas entre 0 y 90 mmca. La recta de regresión de uno de estos manómetros se muestra a modo de ejemplo en la figura IV.25. (véase Anexo B).

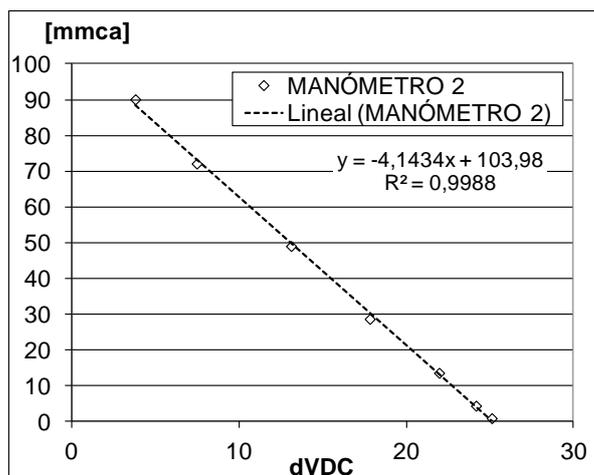


Figura IV.25. Rectas de calibración de los manómetros de presión.

IV.4. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

En un sistema de enfriamiento gratuito por agua como el que aquí se pretende describir, es obligatoria la presencia de una torre de enfriamiento y una batería por la que circule el agua que ha sido previamente enfriada en la torre. De manera ideal se puede enfriar el agua que entra en la torre hasta la temperatura de bulbo húmedo del aire que entra en la misma. El agua refrigerada resultante sale de la torre para dirigirse a la batería de tubos aleteados donde se producirá el intercambio energético con el aire deseado, de forma que el aire se enfría a cambio de que se caliente el agua que pasaba por la batería que se recirculará a la torre para repetir el proceso.

Como fue descrito en el Capítulo III, el sistema permite alcanzar las condiciones de aire requeridas para la corriente de aire de impulsión cuando las condiciones psicrométricas del aire se encuentren dentro de un cierto rango. Si las condiciones ambientales no se encuentran en dicho rango el agua que sale de la torre solo habrá sido pre-enfriado. Para asegurar que se alcanzan las condiciones requeridas

se utiliza un sistema de apoyo que regula, a través de diferentes conductos y compuertas, los pasos de los distintos flujos de aire (Capítulo III).

IV.4.1. Diseño y construcción del sistema.

Tal y como se mostraron en el anterior capítulo se describen a continuación los dos componentes principales del equipo experimental comentado.⁶

Torre de enfriamiento.

La torre de enfriamiento está compuesta por una chapa metálica recubierta con pintura hidrófuga y relleno de polycarbonato. En la parte inferior de la misma se ha dispuesto un depósito de agua en el que cae el agua enfriada para posteriormente ser canalizada hacia la batería. El depósito tiene un visor de nivel para poder comprobar la cantidad de agua que hay en el depósito e introducir más agua en caso de que se el nivel sea escaso a consecuencia de la evaporación del agua durante el proceso de enfriamiento, con el objetivo de no permitir que la bomba trabaje en vacío.

La entrada del aire exterior a la torre se realiza a través del mismo depósito de agua, practicando para ello un orificio en éste, preparado para la conexión del tubo flexible que hace las funciones de conducto de aire por medio de un colector de material metálico.

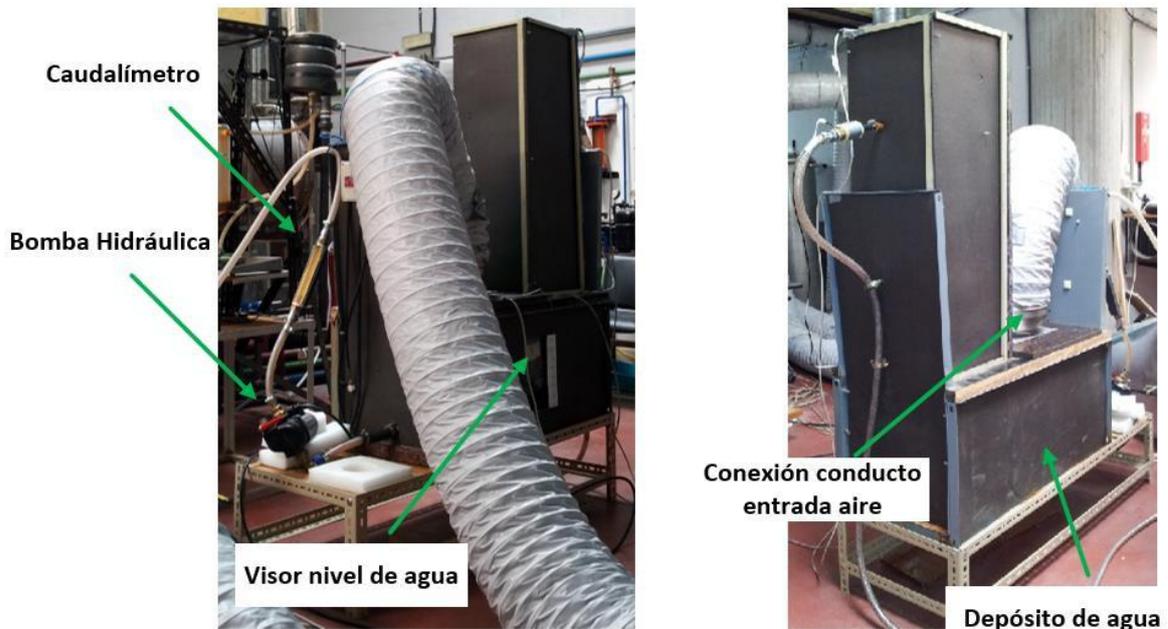


Figura IV.26. Vistas de la torre de enfriamiento.

El circuito de agua se acciona por medio de una bomba hidráulica que recircula el agua desde el depósito de la torre hacia la batería, de manera que es posible regular el flujo mediante el selector de posiciones de la bomba que tiene tres regímenes de giro. El caudal de agua que impulsa la bomba será registrado con el uso de un caudalímetro.

Con vistas a evitar la pérdida innecesaria de agua evaporada durante el proceso de intercambio energético en la torre, se ha dispuesto un sistema de separación de gotas, evitando además la salida de aerosoles al ambiente, de importancia por el posible riesgo de infección por legionelosis.

En la figura IV.26 se muestran las fotografías tomadas del dispositivo experimental montado al que aquí se ha hecho referencia.

Batería aire-agua.

En la batería tendrá lugar el enfriamiento del aire a su paso al establecer contacto con los tubos aleteados por los que circula el agua fría.

La batería fue adquirida como batería para recuperación de energía en sistemas aire-aire, con tubería de cobre y aletas de aluminio, modelo AT-48N y disposición a tresbolillo, 25 22, con aleta de alta efectividad. El tubo tiene dimensiones 3/8". La separación entre las aletas es de 3.2mm y conexiones a 1/2".

En la figura V.2 es posible observar la batería propiamente dicha, un detalle del montaje y una vista de la batería ya montada con el correspondiente colector para su conexión al conjunto del sistema.

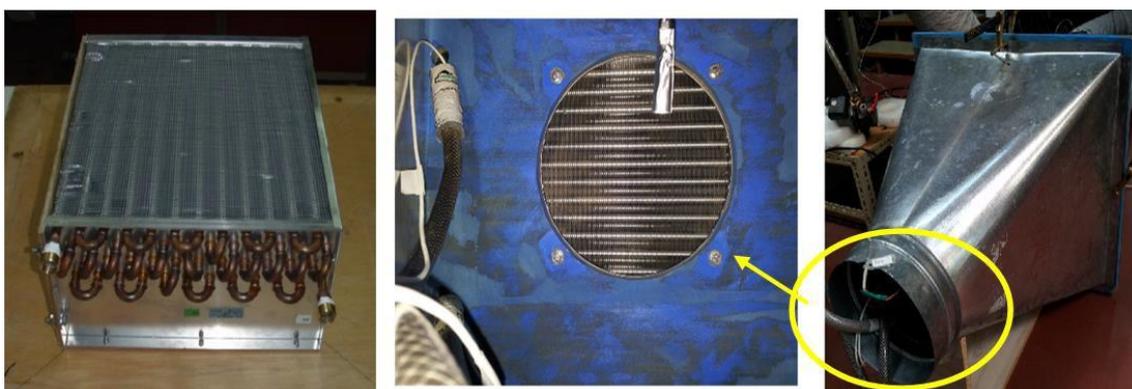


Figura IV.27. Izquierda: Vista de la batería adquirida. Centro: Detalle interior del montaje de la batería. Derecha: Vista de la batería montada en el sistema.

Para completar este apartado se muestra una vista superior en el que es posible ver tanto la torre como la batería comentadas.



Figura IV.28. Vista superior de la instalación de Torre con Batería.

IV.5. POSIBLES CONFIGURACIONES

Este apartado hace referencia a dos posibles configuraciones en el montaje y modo de funcionamiento de la torre de refrigeración. El uso de una u otra configuración no tiene otra razón que las exigencias de confort que se quieran cumplir, así como la posibilidad de llegar a dichas condiciones teniendo en cuenta las condiciones higrotérmicas del aire.

Las dos configuraciones comentadas ven sus diferencias en el lugar de procedencia del aire utilizado para el enfriamiento del agua en la torre de enfriamiento en el conjunto de la instalación:

- Configuración recuperativa. En el caso de que el aire proceda del espacio climatizado. Esta opción es siempre interesante, puesto que la energía del aire de retorno es una fuente residual, en condiciones usualmente más favorables que las exteriores.

Para el estudio del sistema en modo recuperativo es necesario conectarlo en el banco de ensayos haciendo uso de la cámara climática; es decir, conduciendo el retorno de la cámara hacia la torre. Sin embargo, como ya se ha hecho mención con anterioridad, la configuración recuperativa va a poder obviarse gracias al hecho de que el Diseño de Experimentos propuesto barre también las condiciones de confort esperables en el interior, y por lo tanto los resultados obtenidos del ensayo de esas mismas condiciones simuladas

en la UTA será extrapolable al funcionamiento en modo recuperación de energía.

- Configuración convencional. Es el caso ya general y anteriormente descrito de Free-Cooling por agua, en el que el aire procede del exterior.

IV.5.1. Configuración convencional.

Como ya se ha comentado, es el modo de funcionamiento en el que trabaja un proceso de Free-Cooling por agua convencional. Es la utilizada en los ensayos realizados en el laboratorio ya comentados por tratarse de la más fácil de controlar en el espacio del que se disponía.

Su modo de funcionamiento se muestra de forma esquemática en la figura V.4.

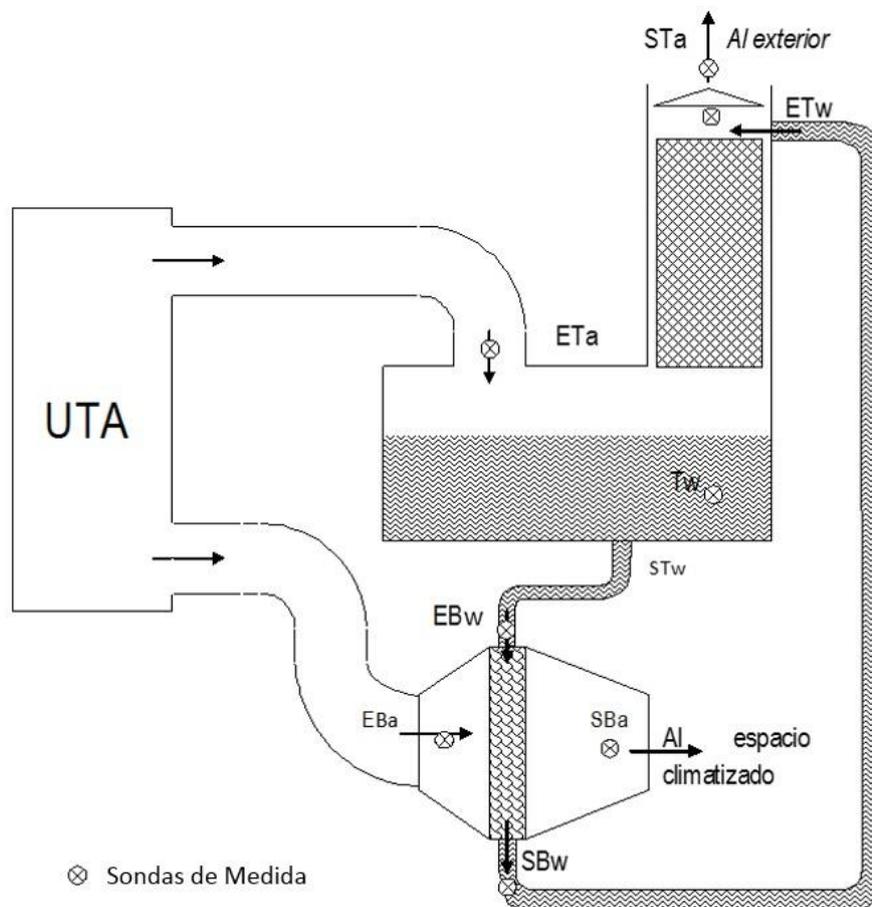


Figura V.29. Esquema de una instalación en configuración convencional.

El aire es impulsado por dos conductos diferentes a partir de la UTA. Una de las conexiones introduce el aire en la torre de refrigeración (ETa) en vistas a reducir la temperatura del agua, mientras que el aire a la salida de la torre (STa) será expulsado al ambiente. El aire que circula por la otra conexión es el aire que pasará

por la batería (EBa), a cuyo paso se enfriará para ser impulsado finalmente el local a climatizar (SBa).

En cuanto al circuito del agua, idealmente el agua a la salida de la torre (STw) debe tener la misma temperatura que el agua a la entrada de la batería (EBw). Tal y como se comprobará experimentalmente esto no es del todo cierto ya que el agua, a su paso por la bomba hidráulica, sufre un incremento de temperatura debido al calor disipado por dicho elemento de circulación.. De igual forma el agua a la salida de la batería (SBw) debe coincidir en temperatura con el agua a la entrada de la torre (ETw), salvo pérdidas o ganancias energéticas respecto al ambiente del laboratorio, que tengan lugar a través del tubo a lo largo de su transporte, pero que se considerarán despreciables.

IV.5.2. Configuración recuperativa.

En esta configuración tiene lugar un aprovechamiento de energía residual del aire que se encuentra en el espacio climatizado, por lo que no se puede considerar como un enfriamiento gratuito puro.

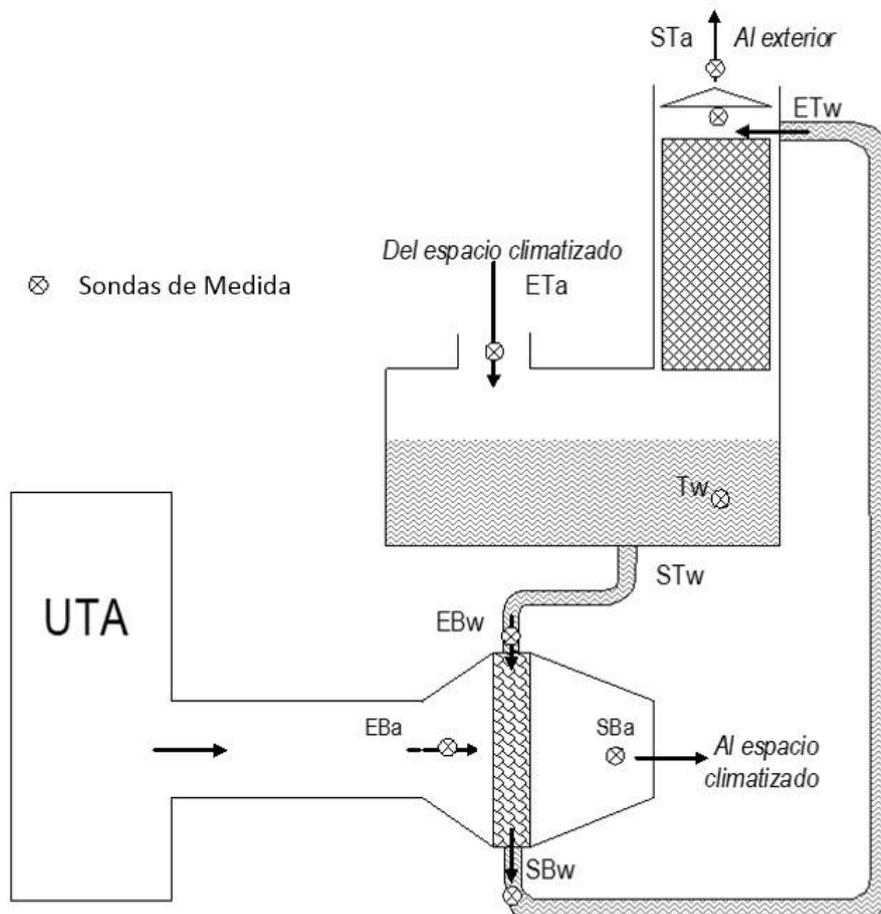


Figura IV.30. Esquema de una instalación en configuración recuperativa

Esta configuración tiene como objetivo una optimización del proceso de enfriamiento gratuito, pues, al introducir en la torre de refrigeración una corriente de aire procedente del espacio climatizado (figura V.5) el intercambio energético que tendrá lugar en la torre será mayor, permitiendo la salida de agua a menor temperatura, que a su vez favorecerá un mayor intercambio energético en la batería y consecuentemente la entrada de aire al espacio climatizado más frío.

Es precisamente la utilización del aire del espacio de climatizado, en condiciones usualmente más favorables que el aire exterior, lo que permite una aproximación a las condiciones de confort más eficiente, pero supone que este proceso no sea un proceso de enfriamiento gratuito por agua puro.

En este caso se miden todas las temperaturas de ambos fluidos de igual manera que se hacían en el caso anterior, teniendo en cuenta las mismas circunstancias en cuanto a la pequeña diferencia de temperatura del agua a la salida de la torre y la entrada de la batería causada por la acción de la bomba hidráulica, así como la coincidencia entre la temperatura de la salida del agua de la batería y de entrada de la torre al considerar nulas las pérdidas energéticas a lo largo del conducto.

IV.5.3. Comparación entre configuraciones.

Anteriormente a la realización de los ensayos que tuvieron lugar en el laboratorio de Termotecnia de la Universidad de Valladolid para la caracterización de sistemas torre-batería que sirvieran de fundamento para el presente Trabajo Fin de Grado, como para proyectos anteriores final de carrera, se llevó a cabo un estudio previo [5, CYTEF, 2012] “Caracterización experimental del sistema combinado torre de enfriamiento y batería como sistema de enfriamiento gratuito por agua, desarrollada en dos configuraciones distintas de funcionamiento y ante diversos caudales de aire y agua en la batería”. Gracias a este estudio previo se pudo llegar a las siguientes conclusiones:

- El comportamiento del sistema en conjunto se comporta igual en ambas configuraciones. Sin embargo, en el modo recuperativo, debido al aprovechamiento de condiciones del aire más favorable, el rendimiento global del sistema mejora.
- De forma experimental se concluye que el factor caudal de agua circulante en la batería no tiene influencia.
- El funcionamiento del sistema es mejor cuando trabaja a mayores temperaturas de entrada del aire a tratar, por los fundamentos del fenómeno enfriamiento evaporativo producido en la torre de enfriamiento.
- Este sistema tiene un gran interés a la hora de soportar cargas de ventilación en el acondicionamiento de espacios interiores, ampliando en

gran medida las posibilidades del enfriamiento gratuito a través de la implantación de una torre de enfriamiento.

De aquí en adelante se tendrá en cuenta que la configuración ensayada fue la configuración convencional, debido a que su ensayo es más sencillo puesto que no necesita la conexión a la cámara climática, entre otros más elementos que serían necesarios; y su posterior caracterización es suficiente para estimar el funcionamiento en cualquier otro modo.

Bibliografía.

Referencias.

- [1] TROX TECHNIK. Climatizadores serie TKM-30. Información del producto (2002).
- [2] Catálogo de ventiladores SODECA. Tarifa de precios 2009.
- [3] Humidificador por electrodos sumergidos CAREL humiSteam x-plus. Manual del Usuario (2007)
- [4] Acondicionador de Ambiente DIAMOND, Ferroli. Manual del Instalador (2007).
- [5] Extractores centrífugos de baja presión, gama CBM Grande. Catálogo. Soler&Palau.
- [6] Catálogo de productos Comet Germany (2011).
- [7] Agilent 34970A Data Acquisition/Switch Unit Family, Product Overview 34970A 34972A. Agilent Technologies Inc., USA (2010).

Normativa

[N-1] Ministerio de Industria, Turismo y Comercio y Ministerio de Vivienda de España, “Real Decreto 1027/2007: Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios”.

Páginas web

[W-1]<http://www.trox.es> Página del fabricante Trox Technik en España donde se puede descargar la información técnica sobre los climatizadores de la serie TKM. (Consultada en octubre de 2011).

[W-2]<http://www.sodeca.com> Página del fabricante SODECA, donde se puede descargar la información técnica sobre los ventiladores centrífugos de la gama CMP. (Consultada en octubre de 2011).

[W-3]<http://www.carel.com> Página del fabricante CAREL, donde se puede descargar la información técnica sobre los humidificadores de electrodos HumiSteam X-plus. (Consultada en octubre de 2011).

[W-4]<http://www.ferroli.es> Página del fabricante Ferroli en España, donde se puede descargar la información técnica sobre los acondicionadores de ambiente de los modelos Diamond. (Consultada en octubre de 2011).

[W-5]<http://www.soler-palau.com> Página del fabricante Soler&Palau, donde se puede descargar la información técnica sobre los ventiladores centrífugos CBM. (Consultada en octubre de 2011).

[W-6]<http://www.comet-pumpen.de> Página del fabricante Comet Germany, donde se puede descargar la información técnica sobre las bombas de inmersión modelo VIP. (Consultada en octubre de 2011).

[W-7]<http://www.ebara.eu> Página del fabricante EBARA en Europa, donde se puede consultar la información técnica sobre las electrobombas periféricas de arrabio modelo PRA. (Consultada en octubre de 2011).

[W-8]<http://www.salmson.com> Página del fabricante SALMSON, donde se puede consultar y descargar información técnica sobre los circuladores domésticos modelo DYL. (Consultada en octubre de 2011).

[W-9]<http://es.rs-online.com> Página del fabricante y proveedor RS, donde se puede consultar y descargar información técnica sobre los productos. (Consultada en octubre de 2011).

[W-10] <http://sensing.honeywell.com> Página de los productos de control y medida del fabricante Honeywell, donde se puede consultar y descargar información técnica sobre las sondas de humedad relativa capacitivas. (Consultada en octubre de 2011).

[W-11] <http://www.parker.com/> Página del fabricante PARKER, donde se puede acceder a información sobre los caudalímetros de bola. (Consultada en octubre de 2011).

[W-12] <http://www.agilent.com> Página del fabricante AGILENT, de donde se puede descargar información sobre los SAD. (Consultada en octubre de 2011).

[W-13] <http://www.tecner.com/> Página del fabricante TECNER ingeniería. (Consultada en octubre de 2011).

[W-14] <http://www.testo.es/online/abaxx-?part=PORTAL.ESP.HomeDesk&event=go-home> Página del fabricante TESTO (Consultada en octubre de 2011).

CAPÍTULO V

CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

***CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA Y
ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS***

V.1. INTRODUCCIÓN.....	138
V.2. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL.....	139
V.2.1. Diseño de experimentos. Metodología de ensayo.....	141
V.2.1.1. Teoría del diseño de experimentos.....	141
V.2.1.2. Análisis de la varianza.....	146
V.2.1.3. Diseño y metodología empleada.....	148
V.3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.....	155
V.3.1. Datos experimentales.....	155
V.3.1.1. Resultados obtenidos.....	160
V.3.1.1.1. Balance de energía en la batería.....	161
V.3.1.1.2. Caracterización de la batería.....	163
V.3.1.1.3. Balance de energía a la torre de refrigeración.....	170
V.3.1.1.4. Análisis ANOVA de la torre de refrigeración.....	173
V.3.2. Análisis con TRNSYS.....	178
V.3.2.1. Introducción a TRNSYS.....	178
V.3.2.2. Análisis teórico para el cálculo del número de unidades de transferencia de la torre (NUT).....	179
V.3.2.3. Análisis con TRNSYS para el cálculo del número de unidades de transferencia de la torre (NUT).....	186
V.3.3. Análisis con Fluent.....	189
V.3.3.1. Introducción.....	189
V.3.3.2. Análisis del flujo de aire en la torre de refrigeración utilizada en la experimentación con Fluent.....	190
V.3.3.3. Modificación de la geometría para una mayor eficacia de la torre.....	194
V.3.3.4. Análisis con Fluent de una torre de enfriamiento tipo central térmica.....	197
V.3.3.5. Análisis con Fluent de las toberas utilizadas para la medida del caudal de aire.....	197
V.3.4. Calibraciones.....	200
V.3.4.1. Introducción.....	200
V.3.4.2. Calibración de las sondas de temperatura.....	200
V.3.4.3. Calibración de las sondas de humedad.....	204
V.3.4.4. Calibración de las placas orificio.....	210
V.3.5. Nuevos ensayos.....	214
V.3.5.1. Introducción.....	214
V.3.5.2. Resultados obtenidos.....	215
V.3.5.3. Posibles fuentes de fallo.....	219
Bibliografía.....	225

V.1. INTRODUCCIÓN.

Como ya se ha comentado en capítulos anteriores de este mismo Trabajo de Fin de Grado, es mucha la energía primaria que se destina al acondicionamiento higrotérmico de los edificios o determinados locales, por lo que es necesario intentar reducir ese consumo por motivos energéticos, económicos y medioambientales. Dadas estas circunstancias resulta evidente que el sector de la edificación ofrece muchas posibilidades para conseguir una reducción del consumo si se utilizan tecnologías que permitan dicho ahorro.

El enfriamiento evaporativo se utiliza de forma tradicional en zonas secas y calurosas. Este proceso permite enfriar agua al contacto con aire, estableciéndose un intercambio energético que provoca la evaporación de parte del agua y la refrigeración del resto. El consumo energético es muy inferior al de otras alternativas convencionales que realizan dicho enfriamiento, lo que le hace particularmente interesante.

En este mismo capítulo se presentarán los resultados experimentales obtenidos en un dispositivo diseñado y ahora caracterizado en el laboratorio de Termotecnia de la Escuela de Ingenierías Industriales de la Universidad de Valladolid. Este dispositivo está formado básicamente por una torre de enfriamiento y una batería de tubos de cobre aleteados. El agua que entra a la torre de refrigeración depende de las condiciones energéticas del aire que pasa por la batería. Es por ello que las condiciones ensayadas se han realizado mediante el uso de una Unidad de Tratamiento de Aire (UTA). La caracterización se ha realizado mediante un diseño de experimentos que serán explicados en más detalle a continuación, en los que se han utilizado factores como la temperatura, la humedad relativa y el caudal de aire exterior impulsado al local que requiere el acondicionamiento. Se expondrán todos los parámetros que han sido analizadas, tales como el salto térmico que se produce en el aire a su paso por la batería, las efectividades de bulbo seco y húmedo, la capacidad de enfriamiento, etc.

El enfriamiento gratuito se muestra como una alternativa de ahorro energético de gran potencial, ya que permite acondicionar térmicamente los locales asegurando simultáneamente la calidad del aire interior, con un mínimo consumo de energía, limitado a los sistemas de circulación de fluidos [1, Ghiaus&Allard, 2006]. Esta solución es especialmente interesante como sustitución en época estival de la recuperación de energía, sobre todo durante las horas nocturnas [2, Adnot, 2003], [3, IEA, 2000], [4, Hughes et al., 2010].

De igual manera, es posible optimizar la eficiencia energética del proceso aprovechando el potencial de enfriamiento residual de la corriente de aire expulsado, por motivos de ventilación, combinando este proceso con el planteado de enfriamiento gratuito por agua. En este caso, se alcanzarían ahorros energéticos aditivos correspondientes a los dos procesos [2, Adnot, 2003].

A continuación se describe el sistema de Free-Cooling por agua diseñado y construido al que nos estamos refiriendo.

V.2. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL.

Uno de los objetivos principales de la elaboración del presente Trabajo Fin de Grado es la caracterización del sistema torre-batería descrito en detalle en el Capítulo IV. A modo de breve recordatorio se explica a continuación el conjunto del sistema:

- Una Unidad de Tratamiento de Aire (UTA). Se encarga de proporcionar los flujos de aire requeridos en las condiciones ambientales del aire exterior que se desean ensayar.
- El conjunto de conductos de aire que conectan los diferentes elementos mencionados con la torre y la batería.
- Permiten la canalización de la corriente de aire en condiciones exteriores proporcionada por la UTA hacia el sistema conjunto.
- Dispone de los sistemas de medida de caudales necesarios, así como de temperatura, humedad relativa, etc. (sondas Pt-100, higrómetros capacitivos y placas orificios y sistemas de adquisición de datos para monitorización y registro.
- Los ensayos son realizados en Valladolid (715m sobre el nivel del mar). Dato importante cuando se realicen los cálculos psicrométricos establecidos con las medidas características del aire (humedad relativa, temperatura seca, etc.
- En el circuito de agua solo se mide su temperatura (sondas Pt-100) y su caudal (caudalímetro de bola).
- El circuito de agua conecta la salida de la torre con la entrada de la batería y la salida de la batería con la entrada a la torre, garantizando un ciclo que permita la continuidad del proceso de enfriamiento en el tiempo.

Como ya ha sido comentado, para la elaboración de este ensayo no se ha tenido en cuenta el caudal de agua como factor influyente en el comportamiento del sistema. Los factores que se han considerado son:

- Caudal de aire impulsado a la torre y a la batería.
- Temperatura del aire exterior.
- Humedad relativa del aire exterior.

Para ello ha sido necesario medir y registrar ciertas variables en puntos clave del sistema, siendo las más relevantes, en vistas a conseguir una caracterización del equipo lo más precisa posible, las siguientes:

- Temperatura seca del aire y la humedad relativa del aire, tanto a la entrada como a la salida de la batería.
- Temperatura del agua a la entrada y a la salida de la batería.
- Temperatura del agua a la entrada y a la salida de la torre de enfriamiento.
- Caudal de aire impulsado a la batería y a la torre de enfriamiento.
- Caudal de agua en el circuito cerrado torre-batería.

En la figura V.1 se muestra una disposición general de la instalación con la indicación de la localización de los distintos puntos de medida que permitían la toma de los datos mencionados.

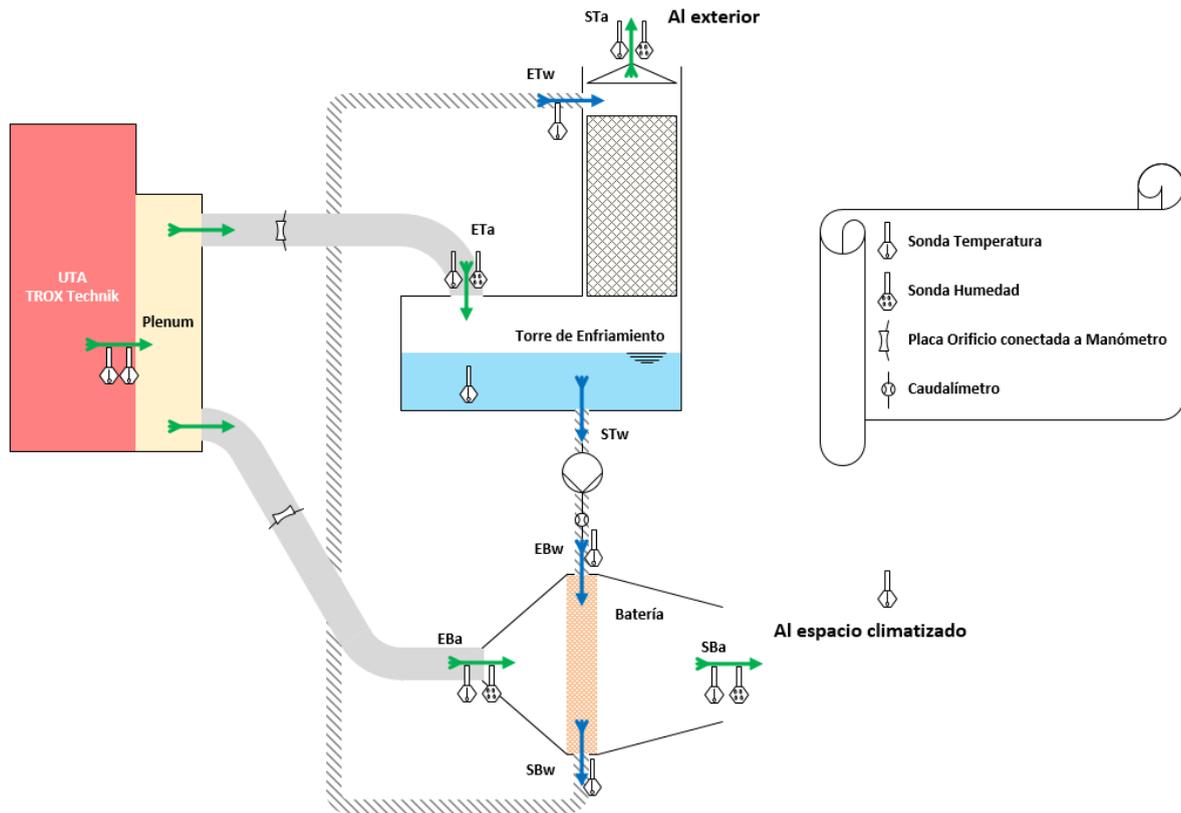


Figura V.1. Localización elementos de medida dentro del esquema global de la instalación

A cada elemento de medida se le asignó un nombre identificativo. En la siguiente tabla V.1 se muestran todos y cada uno de ellos junto con el canal al que se encuentra conectado al sistema de adquisición de datos (SAD) y su respectiva localización en la instalación.

Tabla V.1. Nombre, canal y localización de los distintos elementos de medida.

ADQUISIDOR 1		
CANAL	NOMBRE	SITUACIÓN
205	S5	Entrada agua torre
206	S6	Baño agua torre
302	TW-3	Salida agua batería
308	TW-4	Entrada agua batería
305	Tw,ent,v	Salida aire UTA
306	Tw,sal,v	Salida aire UTA
307	TA-1	Ambiente laboratorio

Tabla V.2. Nombre, canal y localización de los distintos elementos de medida.

ADQUISIDOR 2		
CANAL	NOMBRE	SITUACIÓN
101	Pdif1	Conducto aire a batería (PO-4)
102	Pdif2	Conducto aire a torre (PO-1)
207	T1	Entrada aire torre
205	H1	Entrada aire torre
202	T2	Entrada aire batería
206	H2	Entrada aire batería
204	T4	Salida aire batería
216	H4	Salida aire batería
303	T6	Salida aire torre
301	H6	Salida aire torre

V.2.1. Diseño de experimentos. Metodología de ensayo.

Para asegurar que el conjunto de ensayos realizados proporciona información representativa sobre el funcionamiento y el rendimiento del sistema, se realiza previamente un diseño de experimentos con el objetivo de determinar cuáles son las variables de interés, y qué niveles de éstas son suficientes para disponer de un abanico completo de resultados.

V.2.1.1. Teoría del diseño de experimentos.

Para justificar los estudios realizados que se expondrán a continuación, se describe primero la teoría del diseño de experimentos.

El objetivo de un diseño de experimentos es caracterizar el comportamiento de un proceso cuando se introducen cambios deliberados en aquellas variables que intervienen en el proceso.

Previo a la descripción de la técnica experimental se definen algunos de los conceptos que se emplearán durante el desarrollo del presente capítulo, con el objetivo de precisar su significado.

- Factor. Variable o circunstancia bajo la que se desarrolla el experimento y que puede afectar de alguna manera a la característica seleccionada. Se definen dos tipos de factores dependiendo de cómo intervienen en el desarrollo del ensayo: factor control y factor ruido.
- Factor control. Variable que podemos controlar durante el desarrollo de la experimentación.

CAPÍTULO IV

- Factor ruido. Variable que no podemos controlar durante el desarrollo de la experimentación [6, Stuart, 1995].
- Niveles. Valores que adquieren los distintos factores que actúan sobre la característica de calidad.
- Característica. Aquella propiedad o propiedades analizadas con cada uno de los experimentos realizados. Estos valores son los que permiten realizar el análisis de los experimentos, para obtener el resultado del diseño, determinar los índices de contribución de los diferentes factores analizados, los óptimos de papel o económicos, etc.
- Efectos. Cambio de respuesta identificado en la característica que se mide, cuando se cambia de nivel al factor.
- Interacción. Existe interacción cuando los efectos de los factores contemplados no son aditivos, es decir, cuando el efecto de un factor sobre una característica depende del nivel a que se encuentre como factor.
- Óptimos. Combinación de niveles de los factores que proporciona el mejor resultado sobre una determinada característica.
- Grados de libertad. Número de comparaciones que hay que realizar para determinar el mejor nivel de un factor. Coincide con el número de niveles menos 1.
- Ortogonalidad. Cuando un conjunto de experimentos guardan entre sí ortogonalidad, al ensayar cada nivel de un factor el mismo número de veces con todos los niveles del resto de los factores, de tal manera que, aceptando que el comportamiento de los factores sobre una determinada característica es lineal, la contribución a la medida del resto de los factores se anula. Esto facilita el análisis de los resultados obtenidos, pues el resultado para el nivel de un factor se obtiene como la media del conjunto de ensayos en los que interviene, pero obliga a realizar unas determinadas experiencias programadas previamente. En la tabla V.3 se muestra un ejemplo de conjunto de experimentos que cumplen esta característica.

Tabla V3. Diseño factorial completo L8.

	Factor A	Factor B	Int. AxB	Factor C	Int. AxC	Int. BxC	Int.AxBxC
Ensayo 1	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 1
Ensayo 2	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 2
Ensayo 3	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 2
Ensayo 4	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 1
Ensayo 5	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 2
Ensayo 6	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 1
Ensayo 7	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 1
Ensayo 8	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 2

En la tabla V.2 se puede ver como para cualquier nivel (nivel 1 o nivel 2) de un factor o interacción, siempre el resto de los factores o interacciones se ensayan el mismo número de veces en el nivel 1 que en el nivel 2. La importancia de estas técnicas ha proporcionado una gran documentación existente al respecto en la que se presentan varios métodos experimentales, los cuales presentan como característica común la ortogonalidad de sus diseños. [6, Stuart, 1995], [7, Cochram&Cox, 1987], [8, Phadke], [9, Bendel et. Al., 1989], [10, Roy, 1990].

Los arreglos ortogonales han sido tradicionalmente relacionados con técnicas experimentales utilizadas en metodología Taguchi, que es el que más ha difundido su uso, aunque no fue el primero en desarrollarla [6, Stuart, 1995]. La principal contribución de la metodología Taguchi es que utiliza los denominados arreglos ortogonales fraccionales, que mantienen la ortogonalidad en el planteamiento del diseño, pero que no analizan las interacciones dobles entre factores que, a priori y derivando el conocimiento del proceso, se supone que no van a afectar al resultado de la experimentación. En la metodología Taguchi siempre se desprecian las interacciones superiores al segundo orden.

Las técnicas de diseño de experimentos fueron propuestas ya por el profesor R.A. Fischer en la década de los años 1920 [8, Phadke], [10, Roy, 1990], pero su principal desarrollo se ha derivado de su utilización como herramienta de calidad para conseguir mejores rendimientos de proceso. Su objetivo es conseguir la mayor cantidad de información de un proceso con pocas experiencias, permitiendo establecer los niveles de los factores que mejores resultados proporcionan al proceso, las zonas donde el proceso tiene un comportamiento estable, etc., pero siempre son un número de experiencias reducido, dado el coste asociado a su realización a nivel industrial.

De las técnicas más utilizadas en diseño de experimentos, la metodología Taguchi tiene como principal contribución la forma en que relaciona los resultados obtenidos de los experimentos con una evaluación económica de los mismos. Además introduce una nueva filosofía en el diseño, permitiendo perder parte de la información a favor de una reducción en el número de experimentos a realizar. De forma generalizada, esta metodología es la más aplicada en la actualidad para optimizar los procesos productivos [11, Taguche et al, 1989], [12, Ross, 1988].

Los diseños de experimentos permiten programar los ensayos que hay que realizar, para poder determinar cómo afectan los valores de los factores (niveles), sobre la característica (resultados) que se obtiene de un proceso. Las principales técnicas experimentales son las que se presentan a continuación.

Diseño de un factor a la vez.

Es la forma experimental que se ha venido utilizando de forma tradicional. Par una determinada característica, se cambia uno de los factores de los que ésta depende, permaneciendo los demás factores invariables. Se comprueba el efecto que tiene el cambio de ese factor en la característica y se pasa a realizar la misma operación con otro factor. De esta manera es posible analizar las interacciones entre los distintos factores que intervienen en el cálculo de la característica estudiada.

Diseño factorial completo.

En este caso se consideran todas las combinaciones posibles de los niveles de los factores. De esta forma es posible obtener toda la información posible de la influencia de los niveles de los factores analizados sobre el proceso que se está analizando.

Este tipo de diseño será el que se utilizará a continuación, para poder realizar la caracterización del equipo que se planteó realizar de forma experimental.

La fórmula que determina el número de experimentos es la siguiente:

$$N^{\circ} \text{ de experimentos} = \prod_{i=1}^n N_i \quad (\text{Ec. V.1})$$

N_i es el número de niveles del factor i .

A modo de ejemplo, para un diseño ortogonal completo de dos factores a dos niveles, un factor a tres niveles y dos factores a cuatro niveles, el número de experiencias sería de: $2 \times 2 \times 3 \times 4 \times 4 = 192$ experimentos.

Existe una regla que permite construir el diseño experimental. Su desarrollo es muy similar al mostrado en la tabla V.2. Este tipo de diseño permite determinar si existen, entre los factores, interacciones importantes. Las interacciones se determinan como el número de combinaciones que se pueden realizar con los factores.

Una interacción doble será aquella en la que intervienen dos factores, triple en la que intervienen tres, y así sucesivamente. La contribución de las interacciones triples o de orden superior al resultado se considera despreciable, y solo se contemplan como significativas las interacciones dobles.

La existencia de interacción se manifiesta gráficamente con dos rectas no paralelas, y si estas rectas se cruzan se interpreta como que existe una interacción fuerte. En la figura V.2 se puede observar las posibles situaciones que pueden presentar los niveles de dos factores analizados conjuntamente.

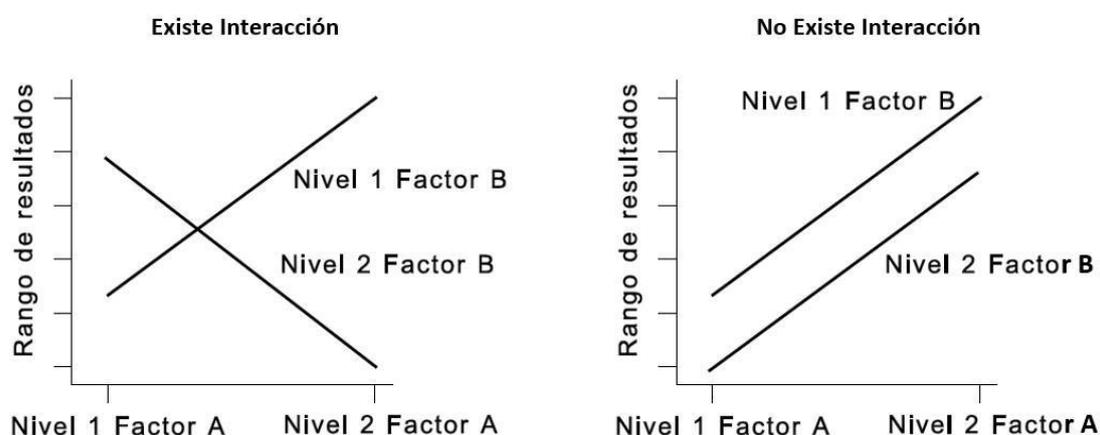


Figura V.2. Posibles situaciones de interacción factorial.

Dado que se han realizado ensayos para todas las posibles combinaciones de los factores, y a todos sus niveles, los ensayos correspondientes a las combinaciones óptimas de niveles de los factores, se observa durante la experimentación.

Diseño ortogonal fraccional y arreglos ortogonales.

El elevado número de ensayos es el problema principal del diseño factorial completo. Este se agrava cuando el número de factores o niveles aumenta. Es por ello que se plantea reducir el número de experiencias manteniendo el máximo de información posible. Esto se logra con el diseño factorial fraccional y con los arreglos ortogonales.

Este tipo de diseño se creó en 1934 (Tippet), siendo desarrollado años después por D.I. Finney, Yates, Plackett & Burman, C.R. Rao, S. Hunter y G. Taguchi [10, Roye, 1990].

Esto se consigue conociendo las interacciones que van a ser significativas y cuales no lo van a ser, lo que siempre es consecuencia de la experiencia y el conocimiento del proceso. Cuando una interacción no va a contribuir al resultado final de un proceso, la columna asignada a esa interacción, o lo que es lo mismo, los grados de libertad que precisa su determinación, pueden ser empleados para determinar la contribución de otro factor. El número de grados de libertad determina la cantidad de información que puede obtenerse de un diseño de experimentos.

Cuando se investigan factores que se comportan de manera independiente respecto de los demás (no poseen interacciones con otros factores) puede asignarse un factor a cada columna del diseño de experimentos. Entonces se dice que tenemos un diseño factorial fraccional saturado. Una muestra esquemáticamente de las reglas para la asignación de los grados de libertad es:

1. Un diseño de experimentos que contemple 16 experimentos posee 15 grados de libertad (siempre 1 menos que el número de ensayos necesarios para realizar el diseño).
2. El análisis de un factor requiere un número de grados de libertad igual al número de niveles del factor menos 1. Se necesitan tres grados de libertad para determinar la influencia sobre el proceso de un factor a 4 niveles.
3. Cada columna de un diseño de experimentos está asociada a un grado de libertad, y se puede soportar un factor a 2 niveles o una interacción de dos factores a dos niveles. Un factor a tres niveles requiere dos columnas de un grado de libertad o una columna que soporte dos grados de libertad.
4. El número de grados de libertad asignados a una interacción se calcula como el producto de los grados de libertad de los factores que intervienen en la interacción.

La utilización de este tipo de diseño es muy importante en procesos industriales, en los que existe ya un conocimiento elevado del proceso. En ellos sólo se buscan óptimos de operación. Además la realización de un ensayo posee un coste económico muy elevado, por lo que no es muy importante el hecho de perder algo de información relativa a las interacciones.

En nuestro caso se va a desarrollar un diseño factorial completo, consecuencia de la necesidad de determinar cómo afectan todos los factores que vamos a considerar en la caracterización del sistema, así como sus posibles interacciones.

V.2.1.2. Análisis de la varianza.

La variabilidad generada entre los resultados de la experimentación se debe tanto al tipo y número de factores que entran en juego, como a la existencia de causas desconocidas que influyen en ella. La técnica del Análisis de la Varianza (ANOVA) es una herramienta de amplia utilidad que permite además estudiar la influencia de los distintos factores en la variabilidad del proceso.

Cuando se fijan todos los factores menos 1, la variabilidad se produce por multitud de causas que, teóricamente, es posible dividir en dos partes: la originada por el factor de estudio, y la variación producida por los restantes factores que entran en juego (conocidos o no, controlables o no) que se conoce con el nombre de error experimental. Con el análisis de la varianza se mide la variación debida a los distintos niveles del factor estudiado, y también la originada por el error experimental. Si mediante los contrastes estadísticos adecuados la variación producida por el factor es mayor que la variación debida al error experimental, es aceptable la hipótesis de que los distintos niveles del factor actúan de forma distinta.

El análisis de la varianza es un procedimiento basado en el método de mínimos cuadrados de forma que la varianza debida al error es el mínimo valor de la suma de los cuadrados en torno a un valor de referencia, dividido por los grados de libertad del error. Esa suma de los cuadrados es mínima cuando el valor de referencia coincide con la media.

El objetivo es el establecimiento de un modelo simple de comportamiento a partir de estas ideas, el cual se puede formalizar matemáticamente.

Al igual que se analiza el comportamiento de los niveles de un factor (como la temperatura del aire exterior), podemos estudiar el de dos o más (el segundo factor en los casos de estudio podría ser el caudal). En el caso de dos factores el modelo matemático es una extensión del establecido para uno, sin más que tener en cuenta la ampliación de la fuente de variación.

Dependiendo del número de factores controlados durante la experimentación, se precisarán análisis estadísticos diferentes para permitir determinar la contribución a la variación del error, los factores, sus interacciones dobles, triples, etc., y denominaremos a esos análisis de varianza como ANOVA de 0 vías, 1 vía, 2 vías, etc., dependiendo del número de factores controlados durante la experimentación y cuya contribución a la variación en los resultados se pretende determinar.

Puede plantearse la situación en que dos factores A y B, no actúen independientemente; en estas condiciones se dice que existe interacción entre ambos factores, no siendo el modelo aditivo.

Un ANOVA de 0 vías nos permite determinar únicamente la contribución del error en la experimentación. El ANOVA de 1 vía determina la contribución del error y la correspondiente al factor controlado. El de 2 vías caracteriza las contribuciones del error, de dos factores y de su interacción doble.

En el presente Trabajo Fin de Grado se tiene el caso de trabajo con tres factores controlados, por lo que se realizarán análisis de varianza de 3 vías. Las contribuciones que podemos plantear son las correspondientes al error, los 3 factores, las dos interacciones dobles posibles y la interacción triple, además de las del error. Los resultados proporcionados vendrán a certificar la validez de los obtenidos con los valores medios de los factores y sus interacciones.

Existen dos posibilidades de plantear el análisis de varianza, dependiendo de si se incluye o no la media. En ambos casos el resultado de la contribución a la variación para los factores, las interacciones y el error tienen que ser igual, pues la diferencia entre un método y otro es contempla directamente los resultados obtenidos, o esos resultados menos la media. En este caso particular se utiliza el método de exclusión de la media.

La contribución a la variabilidad de las medidas se analiza calculando la suma de cuadrados asociada a cada uno de los factores y sus interacciones. A continuación se presentan las ecuaciones definidas para su evaluación.

Cada una de esas contribuciones puede evaluarse por separado. El valor obtenido del cálculo de su suma de cuadrados es proporcional a la variación que introducen sobre la media los cambios de nivel que experimentan los factores. En las ecuaciones V.2 a V.4 se muestra como se realizan los cálculos de las correspondientes sumas de cuadrados.

Suma de cuadrados del total de las medidas:

$$SS_{Total} = \sum_{i=1}^N \frac{A_j^2}{N_{A_j}} - \frac{T^2}{N} \quad (\text{Ec. V.2})$$

Suma de cuadrados de una interacción doble:

$$SS_{AxB} = \sum_{i=1}^{k_A k_B} \frac{(AxB)_j^2}{N_{(AxB)_j}} - \frac{T^2}{N} - (SS_A - SS_B) \quad (\text{Ec. V.3})$$

Suma de cuadrados de una interacción triple:

$$SS_{AxBxC} = \sum_{i=1}^{k_A k_B k_C} \frac{(AxBxC)_j^2}{N_{(AxBxC)_j}} - \frac{T^2}{N} - (SS_A + SS_B + SS_C + SS_{(AxB)} + SS_{(AxC)} + SS_{(BxC)}) \quad (\text{Ec. V.4})$$

La suma de cuadrados del error se obtiene por diferencia entre la SS_{Total} y el resto de las contribuciones de los factores.

La contribución a la variabilidad de las interacciones siempre será inferior que la debida a los factores, y prácticamente nunca se evalúan las de orden superior a dos. En los casos particulares abordados en este Trabajo Fin de Grado, al disponer de un número de datos elevado, se utiliza para cada experimento un solo valor, que es la media de todos los obtenidos para cada ensayo. De esta forma la suma de cuadrados del error de experimentación no se puede precisar, dado que no se contemplan repeticiones en los ensayos.

La contribución del error de experimentación a la variabilidad, en este caso, se puede asociar a la calculada con las interacciones de orden superior a dos, y aquellas dobles cuya suma de cuadrados sea pequeña, en comparación con los valores obtenidos para el resto de los factores e interacciones.

Cuando se estudia mediante análisis de varianza el comportamiento de los niveles de un factor fijo, no se persigue como única finalidad del análisis saber si los distintos niveles del factor son significativamente distintos entre sí; sino que interesa conocer, una vez contrastado que las diferencias son significativas, qué niveles producen un efecto superior a los otros. Para ello se precisa de las “*pruebas de significación*”, que utilizan los valores medios de los ensayos y del ANOVA. Estas pruebas de significación son múltiples, como el Test F, el Test de Duncan, el de Student-Newman-Keuls (SNK), Test de Tukey (HSD), Test de la diferencia mínima significativa (LSD) o el Test de Scheffe.

Para evitar aumentar la complejidad del tratamiento de los resultados, no se presentan las pruebas de significación asociadas al tratamiento estadístico de los datos, puesto que el interés del diseño de experimentos es determinar cómo afectan los factores analizados sobre las diferentes características, y no por tanto los valores numéricos obtenidos para esas características en los diferentes niveles.

V.2.1.3. Diseño y metodología empleada.

Ahora que ya se ha explicado la teoría del diseño de experimentos y que hemos fijado nuestro diseño, además de tener los conocimientos necesarios en la técnica del tipo de sistema de Free-Cooling que se encuentra en el laboratorio de Termotecnia de la Universidad de Valladolid explicado en los capítulos III y IV, se pretende en este momento presentar los factores y niveles determinados en el estudio realizado con el equipo mencionado. Para ello se muestra la tabla V.4. Es fácil observar cómo para cada uno de los caudales volumétricos de aire impulsado al conjunto torre de enfriamiento y batería aire-agua, se han realizado diferentes ensayos modificando el nivel térmico (temperatura seca= del aire exterior y su contenido en humedad (temperatura de bulbo húmedo), ensayando todas las posibles combinaciones que pueden tener lugar.

Tabla V.4. Diseño de experimentos.

Caudal de Aire (m3/h)	Temperatura Seca Aire (°C)	Temperatura Húmeda (°C)
Q1: 200	T1: 25	TH1: 18
Q2: 300	T2: 30	TH2: 21
Q3: 400	T3: 35	TH3: 24
	T4: 40	TH4: 27

Una vez terminada la experimentación de todas las combinaciones posibles se hizo una segunda ronda de ensayos para poder analizar la repetitividad de los ensayos.

Sobre la aleatoriedad en las condiciones exteriores se tuvieron en cuenta a la hora de plantear la programación temporal en la realización de ensayos. Se realizaron tres ensayos por día (3.5 horas por ensayo). La manera de proceder, dentro de un mismo día, fue siempre de condiciones exteriores de menor a mayor humedad específica.

De modo informativo se debe aclarar que se ha planteado el diseño de experimento empleando la temperatura de bulbo húmedo en vez de estudiar el contenido en humedad de la corriente de aire exterior (no así la humedad relativa). La razón es que cuando se realice el análisis de la varianza ANOVA se cumpla la ortogonalidad de nuestro diseño de experimentos, de manera que se tengan tres factores (Q, T y T_{BH}), siendo la última la representativa del contenido en humedad del aire.

En la siguiente figura V.3 se pueden observar todas y cada una de las posibles condiciones ensayadas, sobre el diagrama psicrométrico.

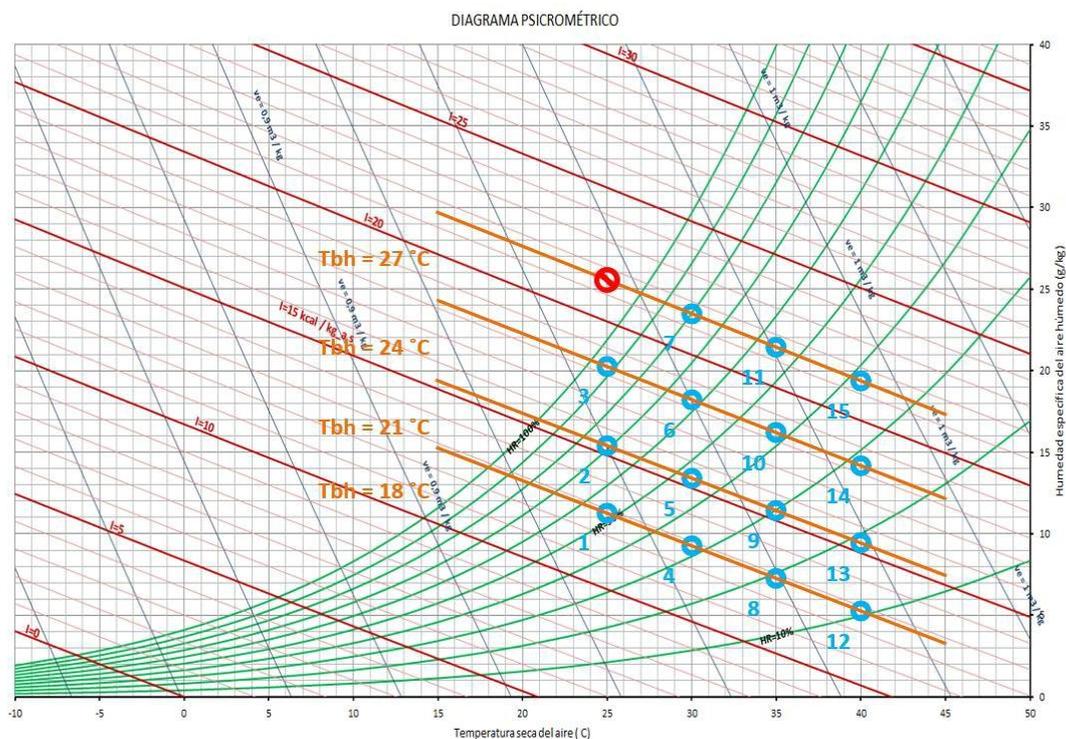


Figura V.3. Condiciones Exteriores Diseño Experimentos.

CAPÍTULO IV

A fin de aclarar las posibles dudas en interpretación del diagrama psicrométrico anterior en el que se reflejan las condiciones ensayadas, se presenta la tabla V.5., en la que se indican las condiciones de cada punto.

Tabla V.5. Descripción de numeración de las condiciones exteriores del diseño de experimentos.

1: T1 – TH1	2: T1 – TH2	3: T1 – TH3	4: T2 – TH1	5: T2 – TH2
6: T2 – TH3	7: T2 – TH4	8: T3 – TH1	9: T3 – TH2	10: T3 – TH3
11: T3 – TH4	12: T4 – TH1	13: T4 – TH2	14: T4 – TH3	15: T4 – TH4

Se puede observar fácilmente como las condiciones exteriores T1 y TH4 quedan fuera del diagrama psicrométrico, de forma que se desecha este ensayo. De esta manera el diagrama psicrométrico que muestra las condiciones a ensayar es:

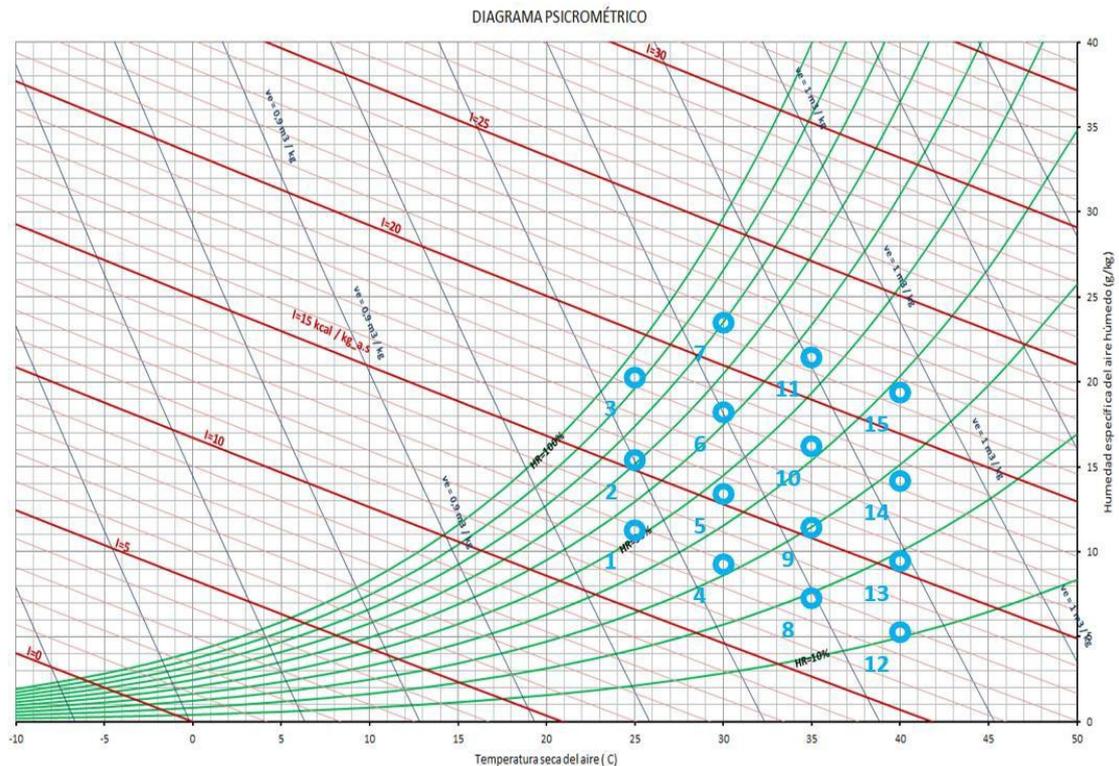


Figura V.4. Condiciones Exteriores Ensayadas.

De igual manera que se expuso la tabla V.5 se muestra a continuación la tabla que indica las condiciones de temperatura y humedad a las que tendrían lugar, de forma ideal, los ensayos diseñados. Los valores de humedad relativa han sido redondeados a enteros ya que no tiene sentido trabajar con precisión de decimales teniendo en cuenta que el propio humidificador tiene un margen de actuación de 5% por encima y por debajo del valor de consigna.

Tabla V.6. Temperatura seca y humedad relativa correspondiente a cada ensayo.

1: 25°C 52%	2: 25°C 71%	3: 25°C 92%	4: 30°C 32%	5: 30°C 46%
6: 30°C 62%	7: 30°C 80%	8: 35°C 19%	9: 35°C 29%	10: 35°C 41%
11: 35°C 55%	12: 40°C 10%	13: 40°C 18%	14: 40°C 28%	15: 40°C 38%

Se puede observar que en la batería aire-agua el intercambio es puramente sensible (no se prevén variaciones en la humedad específica entra la entrada y la salida), por lo que no sería necesario medir las condiciones a la salida de la misma, pues pueden ser calculadas a partir del resto de los factores. Sin embargo, es precisamente la comprobación de este hecho el que conduce a esta medida.

Además, como ya se expuso y ahora se recuerda, cabe destacar otros fenómenos que tienen que tener lugar a lo largo de todos el análisis de los resultados.

- La temperatura del agua a la salida de la batería (SB_w) y la temperatura del agua a la entrada de la torre de enfriamiento (ET_w) han de ser iguales o similares. A pesar de que la tubería se elige para que la tubería que comunica ambas partes de la instalación se elige de modo que la variación energética sea mínima, siempre existe una ligera variación entre ellas.
- La temperatura del agua a la entrada de la batería (EB_w) debe coincidir con la temperatura del agua a la salida de la torre (ST_w), salvo un ligero incremento de temperatura debido al calentamiento del agua a su paso por la bomba hidráulica.

A modo de ejemplo se muestran las siguientes figuras que muestran la evolución de las diferentes variables medidas (tanto para agua como para aire) correspondientes a un ensayo de ejemplo de condiciones: 300m³/h, 35°C y 41% de humedad relativa. Se debe considerar el periodo transitorio, descartando los valores que éste proporcione, y observando únicamente los valores una vez alcanzado régimen estacionario.

Es fácil observar a partir del registro del ensayo si se cumplen los factores comentados anteriormente; es decir, si la temperatura del agua a la salida de la batería coincide con la temperatura del agua a la entrada de la torre, si la temperatura del agua a la salida de la torre es ligeramente inferior a la de entrada a la batería y si la humedad específica del aire a través de la batería se mantiene constante.

Se puede ver en la figura V.5 como la temperatura de salida de la UTA (responsable de simular las condiciones exteriores) miden lo mismo en las dos sondas correspondientes a los dos conductos (configuración convencional). De igual forma es evidente el salto térmico que tiene lugar en la batería (que es de aproximadamente 4°C).

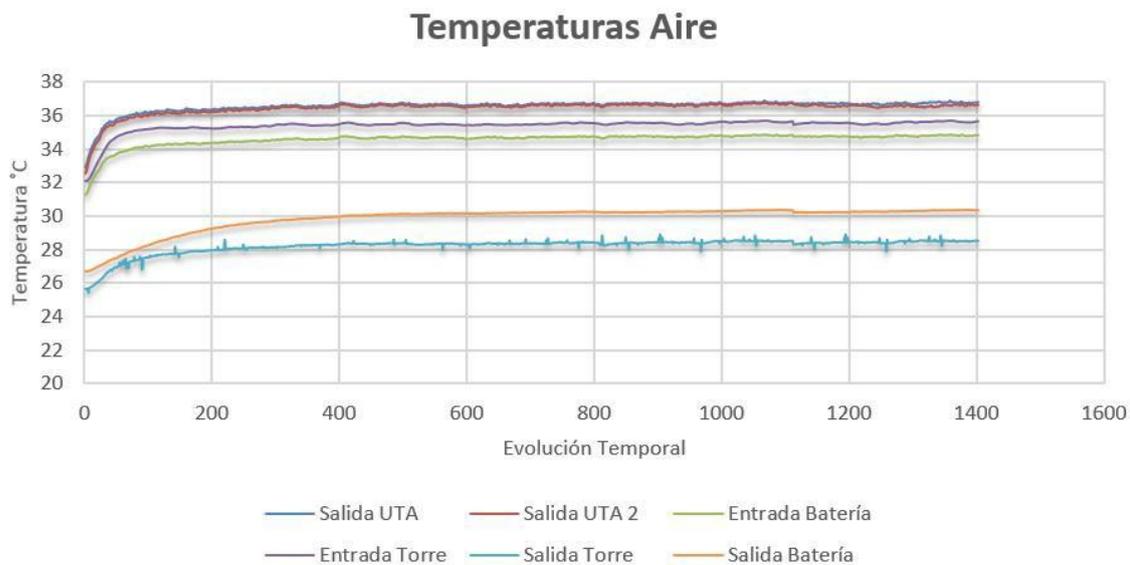


Figura V.5. Temperaturas del aire en los distintos puntos medidos en la instalación.

Por otro lado, para este mismo ensayo, las humedades relativas obtenidas en los distintos puntos de la instalación fueron:

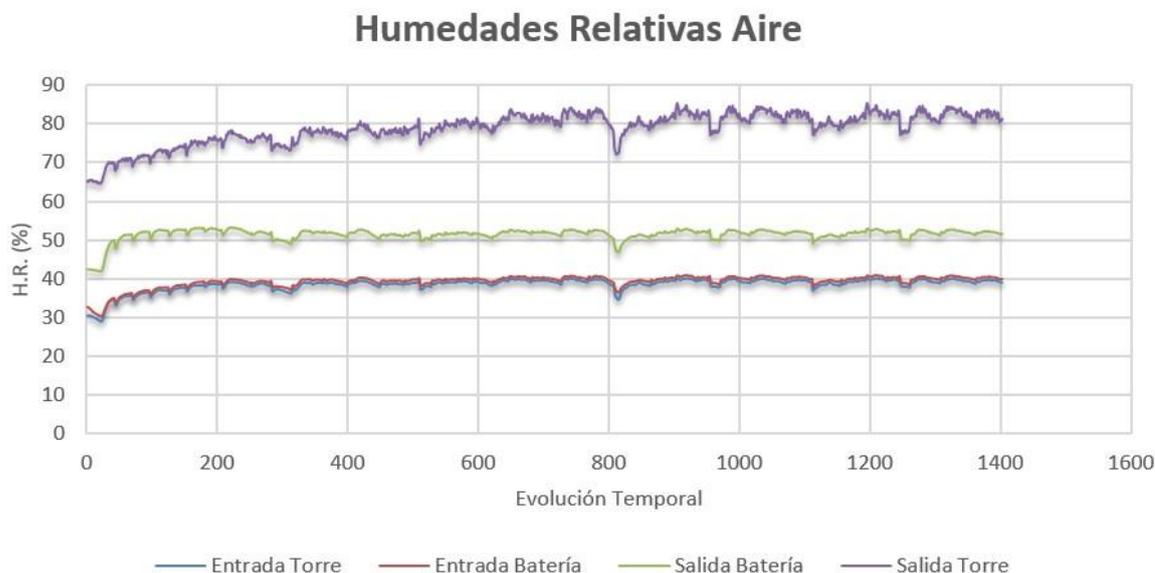


Figura V.6. Humedades relativas del aire en los distintos puntos medidos de la instalación.

Si se quiere analizar el hecho de que se mantenga constante o no la humedad específica del aire a la entrada y la salida de la torre, sólo hay que partir de las dos gráficas anteriores con temperaturas secas y humedades relativas para obtener la siguiente gráfica (figura V.7) de humedades específicas.

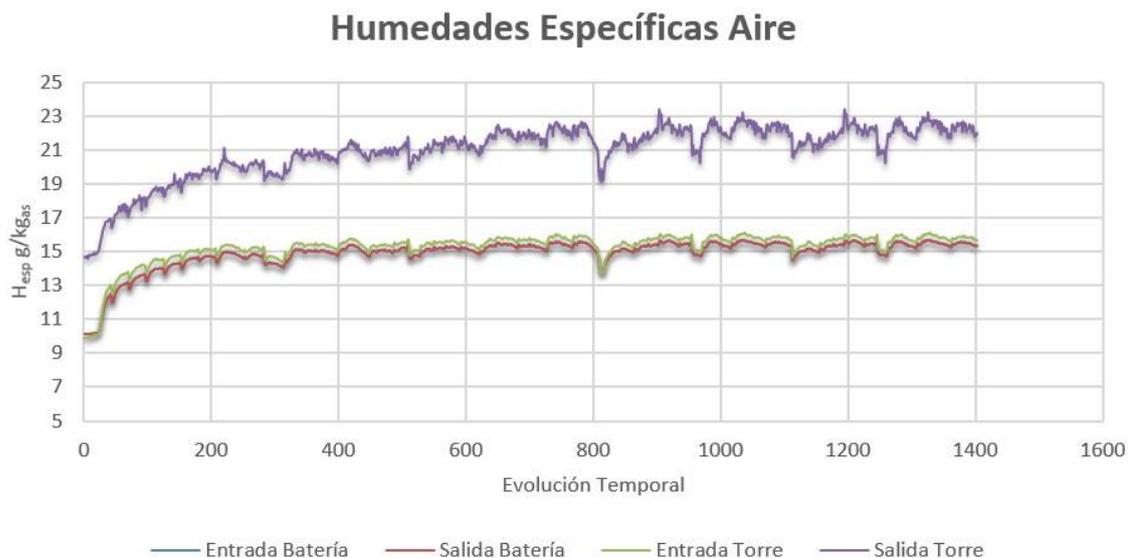


Figura V.7. Humedades específicas del aire en los distintos puntos medidos de la instalación

Comprobando que las humedades específicas a la entrada de la batería como a la entrada de la torre de enfriamiento es prácticamente la misma. De igual manera, la humedad específica no varía al paso del aire por batería.

Por otro lado, aunque el diseño se realiza de forma que el caudal de aire que atraviesa la torre sea exactamente igual que el que atraviesa la batería, por condiciones de la instalación no se consigue un caudal idéntico en sendas partes de la instalación, tal y como se muestra en la figura V.8.

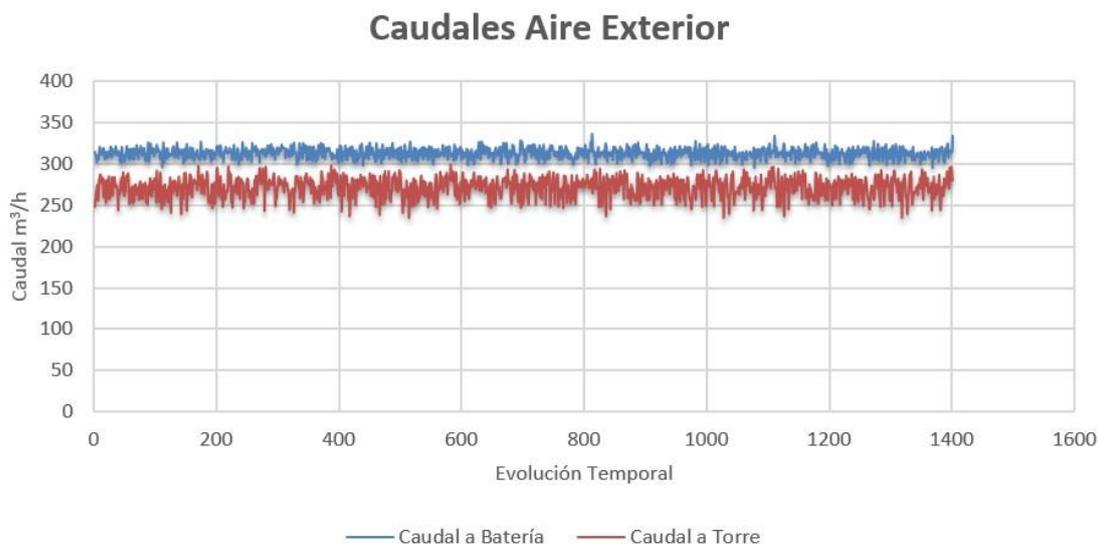


Figura IV.8. Caudales de aire exterior impulsados a la instalación.

También se ha comentado las relaciones de temperaturas del agua que se esperan en el funcionamiento del sistema. Por un lado la temperatura del agua a la salida de la batería (SB_w) debe coincidir con la temperatura del agua a la entrada de la torre de enfriamiento (ET_w), tal y como puede verse en la figura V.14. Por otro lado se puede observar el ligero incremento de temperatura que sufre el agua desde la salida de la torre de enfriamiento (ST_w) hasta alcanzar la batería (EB_w) debido a la acción de la bomba hidráulica.

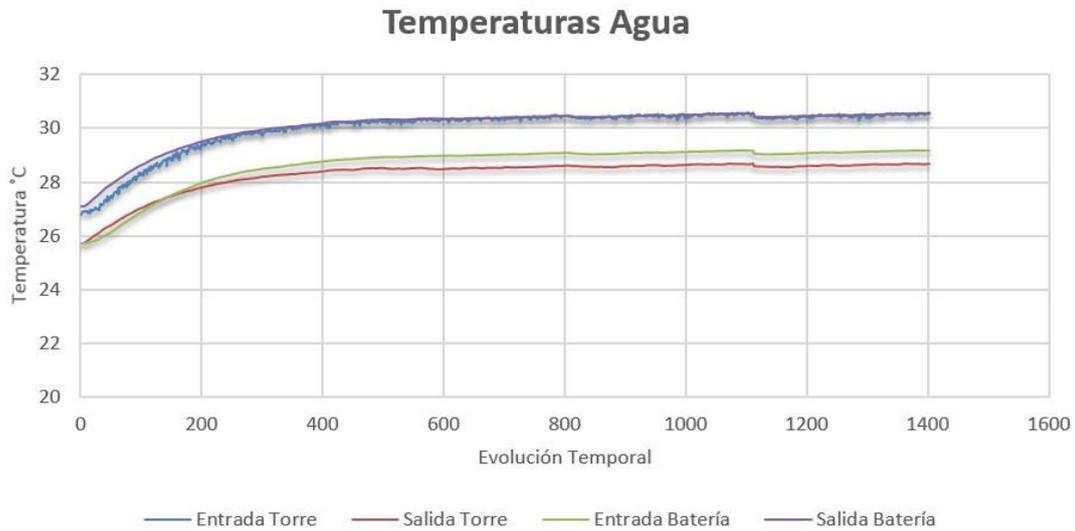


Figura IV.9. Temperaturas del agua en los distintos puntos medidos de la instalación

Por último se debe comentar otra variable que fue registrada en todos y cada uno de los ensayos, la temperatura del laboratorio (figura V.15) durante la realización de ensayos. Aunque no forma parte del análisis y estudio de los datos, se consideró que podría ser de gran ayuda al intentar identificar posibles anomalías registradas durante la realización de un ensayo.

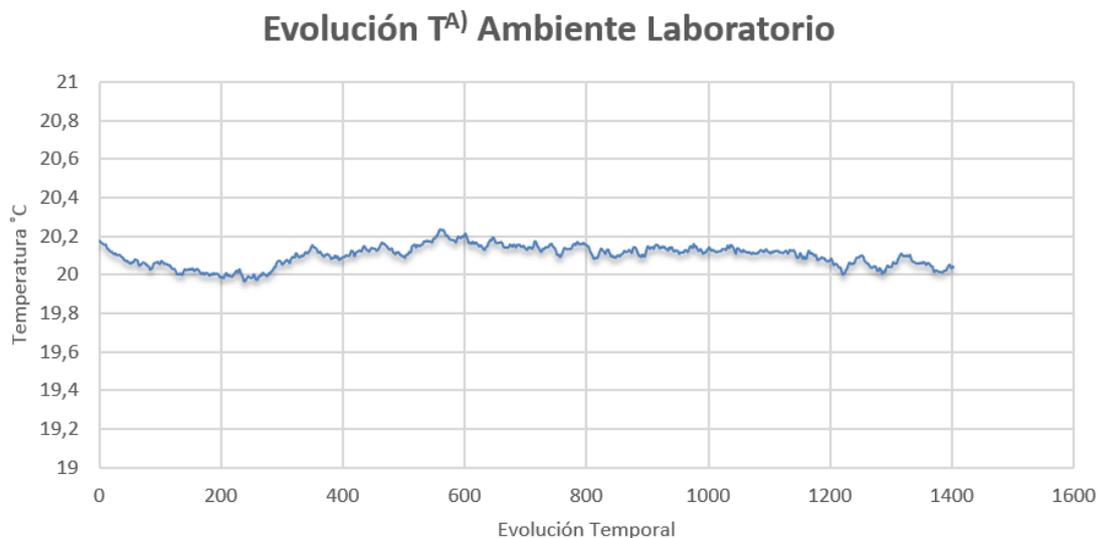


Figura IV.10. Evolución temporal de la temperatura del laboratorio.

V.3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

V.3.1. Datos experimentales.

Como se ha venido comentando en apartados anteriores, la caracterización que se pretende realizar del sistema ensayado torre-batería será posible gracias al diseño de experimentos realizado. De esta forma, se establece un criterio de recogida de datos experimentales, los cuales se tomarán mientras el proceso trabaja de forma estacionaria. Únicamente, según se comentó, se instalan determinadas sondas distribuidas en zonas clave de nuestro sistema a caracterizar, con las que será posible la determinación del resto de los parámetros de interés.

Como se indicó en la tabla V.6 se establecen unos valores de consigna que, en la práctica no se alcanzan de forma precisa para ninguno de los tres caudales ensayados.

Los datos de los que se toma medida son:

- Batería.
 - Caudal de aire que la atraviesa (V_{Ba}).
 - Temperatura del aire a la entrada a la batería (T_{EBa}).
 - Temperatura del aire a la salida de la batería (T_{SBa}).
 - Humedad relativa del aire a la entrada de la batería (HR_{EBa}).
 - Humedad relativa del aire a la salida de la batería (HR_{SBa}).
 - Temperatura del agua a la entrada de la batería (T_{EBw}).
 - Temperatura del agua a la salida de la batería (T_{SBw}).
- Torre de enfriamiento.
 - Caudal de aire que la atraviesa (V_{Ta}).
 - Temperatura del aire a la entrada a la batería (T_{ETa}).
 - Temperatura del aire a la salida de la batería (T_{STa}).
 - Humedad relativa del aire a la entrada de la batería (HR_{ETa}).
 - Humedad relativa del aire a la salida de la batería (HR_{STa}).
 - Temperatura del agua a la entrada de la batería (T_{ETw}).
 - Temperatura del agua a la salida de la batería (T_{STw}).

Con la medida de estas variables es posible calcular todas las variables necesarias para calcular los intercambios energéticos con los que se caracterizará el sistema torre-batería. A continuación se exponen las ecuaciones con las que se calculan las variables mencionadas [Lazzarin, 14]. Para ello, se define primero la nomenclatura que se va a tomar:

- Presión atmosférica. Pa (Pa).
- Temperatura de saturación adiabática. T^* ($^{\circ}\text{C}$).
- Humedad específica. x ($\text{Kg}_{\text{agua}}/\text{Kg}_{\text{gas}}$).
- Volumen específico. v_e ($\text{m}^3/\text{kg}_{\text{gas}}$).
- Flujo másico. M (kg/s).
- Entalpía específica del aire húmedo. i ($\text{kJ}/\text{kg}_{\text{gas}}$).
- Presión de vapor. P_v (Pa).
- Presión de vapor de saturación. P_{vsat} (Pa).

CAPÍTULO IV

El significado de los subíndices es:

- T. Torre
- B. Batería.
- E. Entrada
- S. Salida
- a. Aire.
- w. Agua.

Presión total.

Por tratarse de una mezcla de gases y según la ley de Dalton, la presión total será la suma de las presiones parciales del aire seco (considerado como único componente) y del vapor de agua (considerado asimismo como único componente).

Sin embargo, una expresión más útil de calcular la presión total es a través de la ecuación V.5, que es función lógicamente de la altura respecto del nivel del mar.

$$P_a = 101325 \cdot (1 - 2,25577 \cdot 10^{-5} \cdot z)^{5,2559} \quad (\text{Ec. V.5})$$

Con z= altitud (m).

Presión de vapor de saturación.

Para calcular la presión del vapor cuando se está en situación de saturación, se puede realizar mediante la ecuación V.6.

$$P_{v \text{ sat}} = \exp \left(23,5771 - \frac{4042,9}{(T+273)-37,58} \right) \quad (\text{Ec. V.6})$$

Presión de vapor.

Por considerar el aire como un gas perfecto (en las condiciones que se encuentra en el aire húmedo), se puede calcular la presión de vapor a través de la ecuación de los gases. Sin embargo, por las variables que son medidas en la experimentación, resulta mejor realizar el cálculo en función de la humedad relativa y de la presión de vapor de saturación calculada anteriormente, según la ecuación V.7.

$$P_v = \frac{HR}{100} \cdot P_{v \text{ sat}} \quad (\text{Ec. V.7})$$

Presión del aire seco (Dalton).

Por la propia ley de Dalton expuesta anteriormente, pero despejando en este caso la presión del aire seco, se puede calcular este parámetro según la ecuación V.8.

$$P_{as} = Pa - P_v \quad (\text{Ec. V.8})$$

Volumen específico.

El volumen específico del aire húmedo se define como el volumen ocupado por el aire húmedo por kg de aire seco, por tanto, haciendo uso de la ley de los gases perfectos, se puede calcular este parámetro según la ecuación V.9

$$v_e = \frac{R_a \cdot (T+273)}{P_{as}} \quad (\text{Ec. V.9})$$

Con:

$$R_a = \frac{R}{PM_a} = \frac{8,314 \text{ J}/(\text{mol}\cdot\text{K})}{0,02897 \text{ kg}_{as}/\text{mol}} \quad (\text{Ec. V.10})$$

Humedad específica.

Se define la humedad específica como la relación de masa de vapor a masa de aire seco que existe en el aire húmedo. Se expresa por la ecuación V.11.

$$x = 0,622 \cdot \frac{P_v}{P_T - P_v} \quad (\text{Ec. V.11})$$

Entalpía específica.

Se puede definir la entalpía específica como la cantidad de calor que hay que comunicar a 1kg de dicho fluido para hacerle pasar de unas determinadas condiciones origen a otras cualesquiera. Este parámetro se puede calcular mediante la ecuación V.12.

$$i = (Cp_a + Cp_v \cdot x) \cdot T + x \cdot \lambda \quad (\text{Ec. V.12})$$

donde:

$$Cp_a = 1,005 \text{ kJ}/(\text{kg}_{as}\cdot\text{°C})$$

$$Cp_v = 1,9 \text{ kJ}/(\text{kg}_v\cdot\text{°C})$$

$$\lambda = 2501 \text{ kJ}/(\text{kg}_v)$$

Temperatura de saturación adiabática.

Para comprender el concepto de temperatura de saturación adiabática, se debe imaginar un túnel muy largo y adiabático (sin intercambio de calor con el exterior), en el que se introduce un aire húmedo en unas condiciones cualesquiera y se le somete a una ducha de agua recirculada, de forma que el aire a su salida llegue a saturación.

En este momento se puede definir la temperatura de saturación adiabática como la temperatura que alcanza el aire a la salida del túnel, cuando se aporta agua que se evapora a dicha temperatura de saturación adiabática.

En la parte final del túnel no existe intercambio de masa (puesto que el aire se encuentra al 100% de humedad relativa), ni intercambio de calor (porque la temperatura del aire y la del agua coinciden), por lo que dichas condiciones son únicamente función de las condiciones del aire a su entrada, y consecuentemente se puede definir la temperatura de saturación adiabática como una nueva propiedad termodinámica del aire húmedo.

El proceso por el que el aire alcanzaría su temperatura de saturación adiabática sigue una evolución isoentálpica, en la que se necesitan dos iterantes iniciales (ecuación V.13).

$$i_1 = (Cp_a + Cp_v \cdot x_1) \cdot T_1 + x_1 \cdot \lambda = i^* = (Cp_a + Cp_v \cdot x^*) \cdot T^* + x^* \cdot \lambda \quad (Ec. V.13)$$

Una vez calculadas todas estas variables a partir de las medidas es inmediato, con una hoja Excel, calcular el intercambio energético tanto del agua como del aire en la batería y en la torre de refrigeración. Como es de esperar, debe cumplirse un balance energético, de forma que la energía que cede el agua para enfriarse en la torre coincidirá con la que gane el aire en ella. De igual manera debe cumplirse en la batería, donde el agua debe incrementar su energía en la misma medida que el aire la pierde al enfriarse para entrar al local a climatizar.

El hecho de que estos balances se cumplan es un indicativo de la correcta medida y funcionamiento de la torre. Como se va a observar más adelante, en los datos experimentales algunos de los resultados proporcionan valores de potencias intercambiadas no coincidentes y, por tanto, erróneas. El previo diseño de experimentos, no contemplando repetitividad, hace posible evitar estos ensayos dados por malos por el motivo que fuere (error en el instrumento de medida, mal funcionamiento de la torre por funcionamiento en el régimen no establecido de forma accidental, etc.).

Una buena forma de caracterización del sistema se basa en el estudio de cuatro parámetros principales:

- Salto térmico del aire en la batería.
Este valor se obtiene simplemente calculando la diferencia entre las temperaturas del aire a la entrada y la salida de la batería, datos obtenidos de forma experimental por las sondas. La ecuación V.14 expresa dicha diferencia.

$$\Delta T = T_{EBa} - T_{SBa} \quad (\text{Ec. V.14})$$

- Efectividad del sistema.

Es la relación entre el salto térmico que tiene lugar en el equipo frente al máximo salto térmico que se podría llegar a alcanzar, definido por la diferencia de temperatura seca a la salida de la batería (aire preenfriado) respecto a la temperatura húmeda de la corriente de aire a la entrada a la torre (mínima temperatura a la que se podría enfriar el agua, y por lo tanto el aire en la batería). Para el caso particular de nuestro sistema, la efectividad térmica de bulbo seco se encuentra referida al salto térmico entre la temperatura seca del aire de ventilación a la entrada del sistema (es decir, la de entrada del aire a la batería) (EBa) y la temperatura seca del aire a la entrada de la torre de enfriamiento (Eta). Dicho cociente queda reflejado como indica la ecuación V.15.

$$\varepsilon = \frac{T_{EBa} - T_{SBa}}{T_{EBa} - T_{ETa}} \quad (\text{Ec. V.15})$$

Como el aire que se trata en nuestro equipo podría enfriarse hasta la temperatura de saturación adiabática de entrada del aire a la torre de refrigeración (teóricamente), resulta más interesante abordar el estudio del rendimiento del sistema a través de otra definición del parámetro anterior, expresado por la ecuación V.16, donde el máximo salto de temperaturas que podría alcanzarse idealmente sería la diferencia entre la temperatura seca del aire a la entrada de la batería, y la de bulbo húmedo del aire introducido en la torre de enfriamiento. E esta forma, se va a definir la efectividad térmica de bulbo húmedo en este caso en términos de temperatura de saturación adiabática, o por aproximación de bulbo húmedo, del aire aportado a la torre [15, Wang, 1994].

$$\varepsilon_{TBH} = \frac{T_{EBa} - T_{SBa}}{T_{EBa} - T_{BH-ETa}} \quad (\text{Ec. V.16})$$

En la configuración recuperativa el aire impulsado a la torre procede del espacio climatizado con ayuda del aire tratado por la batería. En cambio en la configuración convencional el aire que entra a la torre es el mismo que el exterior (iguales condiciones que el aire impulsado a través de la batería). Esto provoca que la efectividad de bulbo seco no sea susceptible de análisis en el estudio de los resultados para la configuración convencional.

De forma ideal la temperatura de bulbo húmedo (saturación adiabática) del aire a la entrada de la torre de enfriamiento (T_{BH-ETa}) coincide con la temperatura del agua a la salida de la torre de enfriamiento (ST_w), que a su vez es prácticamente la misma que la temperatura del agua a la entrada de la batería (EB_w), de modo que la expresión que utilizaremos para calcular la eficacia de nuestro equipo es:

$$\varepsilon = \frac{T_{EBa} - T_{SBa}}{T_{EBa} - T_{EBw}} \quad (\text{Ec. V.17})$$

- Capacidad de enfriamiento.

Se define en términos de flujo másico de aire involucrado según:

$$E_{cc} = \dot{m} \cdot (h_{EBa} - h_{SBa}) \quad (\text{Ec. V.18})$$

Al tratarse únicamente de intercambio sensible se puede simplificar para obtener la siguiente expresión:

$$E_{cc} = \dot{m} \cdot C_{pa}(T_{EBa} - T_{SBa}) \quad (\text{Ec. V.19})$$

Interesa puesto que al contemplar el caudal de aire tratado, muestra una valoración más ilustrativa del efecto del sistema (cantidad de energía real involucrada) que el concepto de “efectividad”.

- Conductancia térmica.

Se utiliza la el coeficiente global característico para poder calcular la bondad del sistema como intercambiador de calor.

$$U = \frac{E_{cc}}{A \cdot \Delta T_{LM}} \quad (\text{Ec. V.20})$$

De igual manera se puede obtener a través de la conductancia térmica, definida como:

$$U \cdot A = \frac{E_{cc}}{\Delta T_{LM}} \quad (\text{Ec. V.21})$$

En las expresiones anteriores el término referido a la diferencia logarítmica media de temperaturas se define como:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{EBa} - T_{SBw}) - (T_{SBa} - T_{EBw})}{\ln \left(\frac{(T_{EBa} - T_{SBw})}{(T_{SBa} - T_{EBw})} \right)} \quad (\text{Ec. V.22})$$

V.3.1.1. Resultados obtenidos.

Previo a la exposición de los resultados que ofrece la recogida de datos llevada a cabo según el plan indicado anteriormente, se comprueba aquí la fiabilidad de las medidas registradas. Para ello no hay más que verificar si el balance de energía que tiene lugar entre el aire y el agua en el sistema de estudio cierra, es decir, si la cantidad de energía intercambiada entre ellos se corresponde. De igual manera, una forma de comprobar que la medida es correcta en la batería será comprobar la

variación de entalpía latente en la misma, que debe ser nula, ya que de forma teórica la humedad específica del aire a lo largo de la batería debe permanecer constante.

V.3.1.1.1. Balance de energía en la batería.

Como se ha comentado, una forma de comprobar que las medidas tomadas son correctas es evaluar la variación de entalpía latente del aire a su paso por la batería. Esta variación debe ser idénticamente nula, pues de forma teórica el intercambio debe ser puramente sensible ya que el aire no entra en contacto con el agua en ningún momento a lo largo de la batería de tubos de cobre aleteados.

Si se realiza una gráfica en la que se represente el calor latente frente a la temperatura seca del aire (figura V.11) se debe contemplar el efecto comentado.

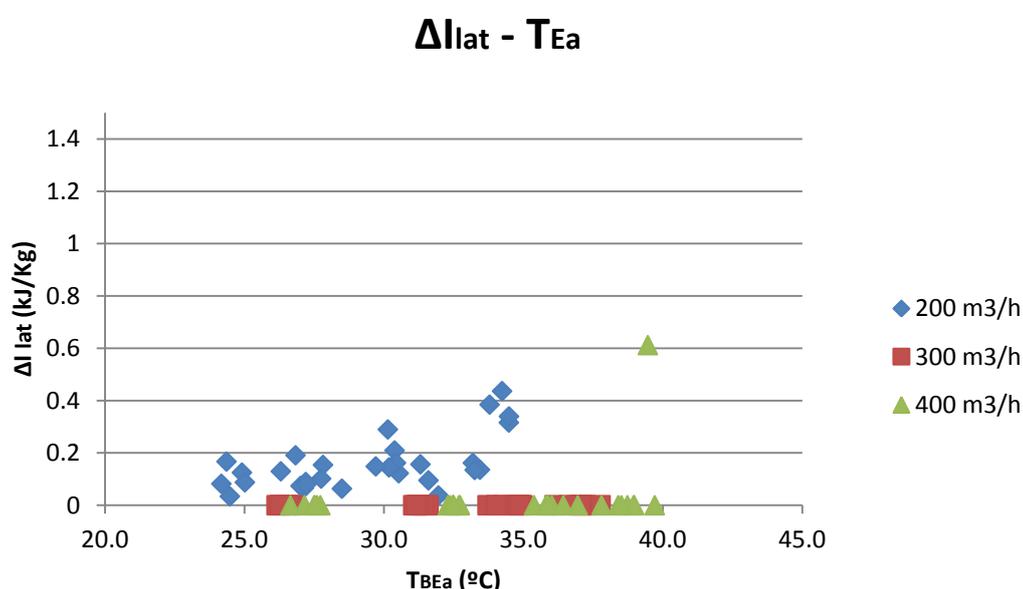


Figura V.11. Gráfica intercambio latente frente a temperatura seca de entrada.

A la vista de la figura V.11 se puede observar como las medidas correspondientes al sistema de la batería para los caudales de 300 y 400m³/h son correctas ya que su variación de humedad específica es nula y, por tanto, su variación de energía latente también lo es (salvo en una de las medidas que, ante su valor de variación de entalpía, se concluye que se trata de un error en la toma de datos, quedando por tanto eliminado). Por otro lado, los datos correspondientes a la medida de caudal de 200m³/h muestran una mayor dispersión de datos, no siendo nula la humedad específica en ellos. Además se puede intuir un aumento de la variación de la entalpía sensible conforme aumenta la temperatura de entrada seca del aire. A la vista de los resultados solo se puede concluir que se trata de un error en la toma de datos para este caudal, siendo posiblemente una de las razones un montaje inadecuado durante el proceso de toma de datos, por lo que de aquí en

adelante se prestará especial atención a los datos correspondientes al caudal inferior ensayado.

Si ahora se comprueba el balance de energía que tiene lugar en la batería entre el aire y el agua (figura V.12) se repite la situación anterior, es decir, la medida realizada para el caudal de 200m³/h muestra una gran dispersión, y por tanto un error en los resultados, mientras que las dos medidas de los caudales restantes se ajustan muy bien a un recta (presentan buena regresión lineal), siendo su pendiente próxima a la unidad, es decir, que el calor absorbido por el agua tiene un valor muy parecido al del calor cedido por el aire. A modo de comentario, se debe indicar que el valor correspondiente al caudal de 400m³/h del que se comentó un error en la toma de datos ya ha sido eliminado, por lo que ahora las medidas de dicho caudal presentan una buena regresión.

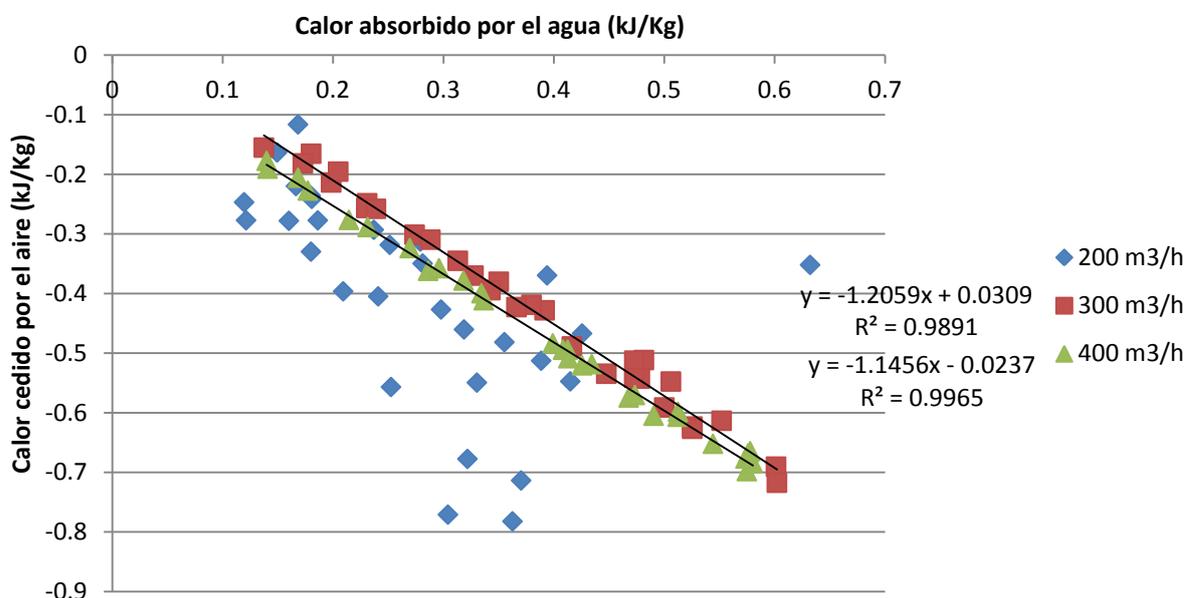


Figura V.12. Balance de energía en la batería.

Para poder comprobar de forma visual el error cometido en cada medida se puede observar la figura V.13, donde es posible observar el efecto que se viene comentando, es decir, el gran error cometido en la toma de datos para el caudal de 200m³/h y el no perfecto cumplimiento del balance para los otros dos valores de caudal, pero sí relativamente bueno.

Por tanto, los valores del caudal de 200 m³/h se consideran malos para analizar el funcionamiento en la batería, y por tanto se desecharán para esta parte del sistema en análisis posteriores. Por otra parte, los valores correspondientes al caudal de 300m³/h son los que menor error producen, y un poco más elevado los del caudal mayor de aire. Sin embargo, estos errores se pueden considerar como aceptables por la dificultad de la toma de datos y la precisión de los aparatos de medida de los que se disponía durante la toma de datos que se experimentó.

Error cometido

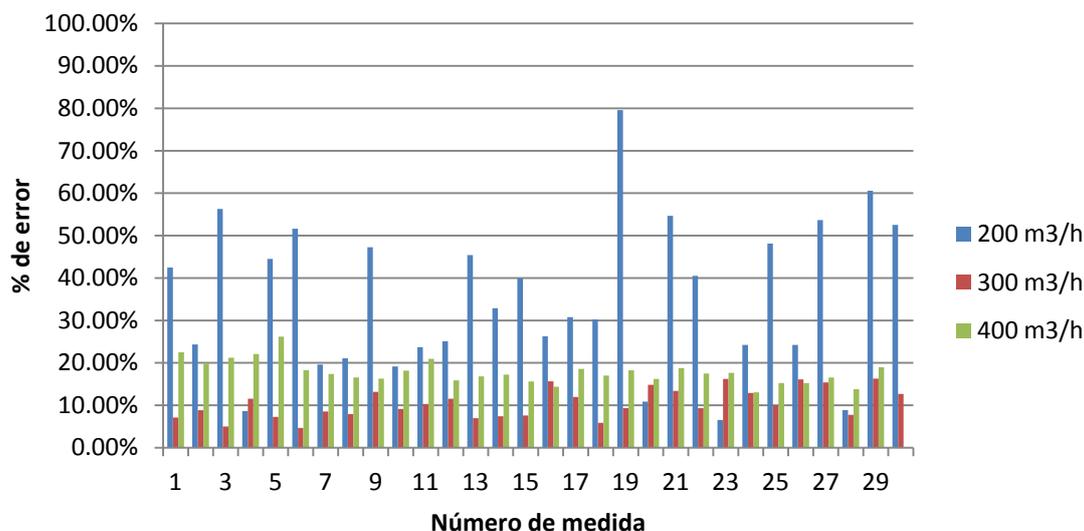


Figura V.13. Error cometido en la toma de medidas.

V.3.1.1.2. Caracterización de la batería.

Se puede proceder ya a caracterizar el sistema de Free – Cooling por agua del conjunto de la torre de enfriamiento y la batería aire – agua, mediante el análisis de los parámetros que fueron expuestos anteriormente.

Salto térmico.

Para esta configuración convencional ensayada se comienza analizando el salto térmico que tiene lugar en el aire a su paso por la batería (solo se realizará para los dos caudales mayores, pues el de 200 m³/h no presenta una correcta medida como ya ha sido indicado).

La figura V.14 muestra algo obvio, el hecho de que el enfriamiento que se logra en la corriente de aire de ventilación está linealmente relacionado con la temperatura de entrada a la batería. Para mayores temperaturas de entrada del aire a la batería, la mayor diferencia entre ésta y la temperatura del agua que pasa a través de la batería procedente de la torre es mayor, por lo que mayor será la efectividad del intercambio y, por tanto, mayor el calor intercambiado. Además, mayores caudales de aire sufren una variación de temperatura inferior dado que el tiempo de residencia del aire en la batería se ve reducido.

Salto térmico en la batería

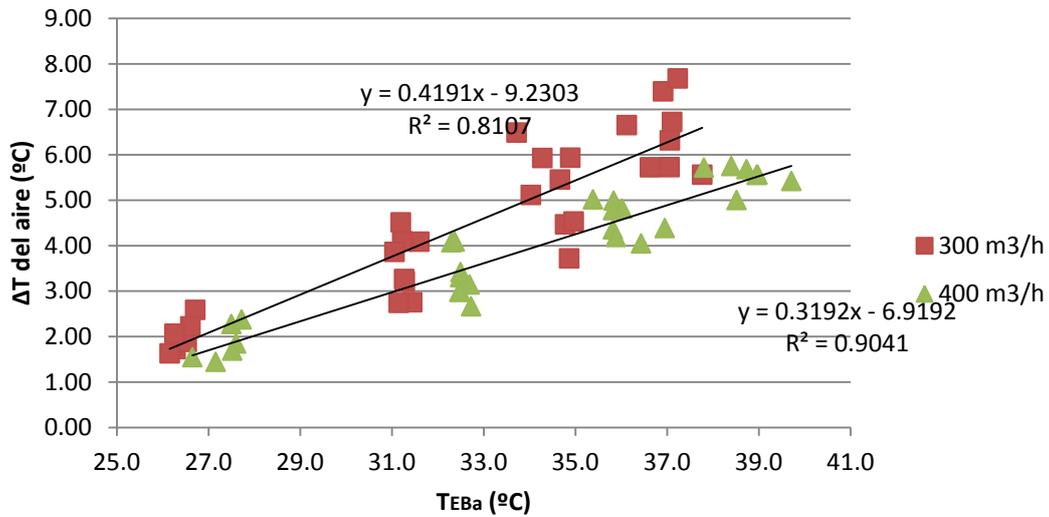


Figura V.14. Salto térmico del aire a su paso por la batería en función de la temperatura seca.

Si se analiza ahora la figura V.15 que representa el salto térmico de la batería en función de la humedad relativa del aire que entra a la batería se puede apreciar cómo a medida que aumenta el contenido en humedad del aire exterior disminuye el salto térmico en la batería hasta hacerse prácticamente nulo.

Salto térmico en la batería

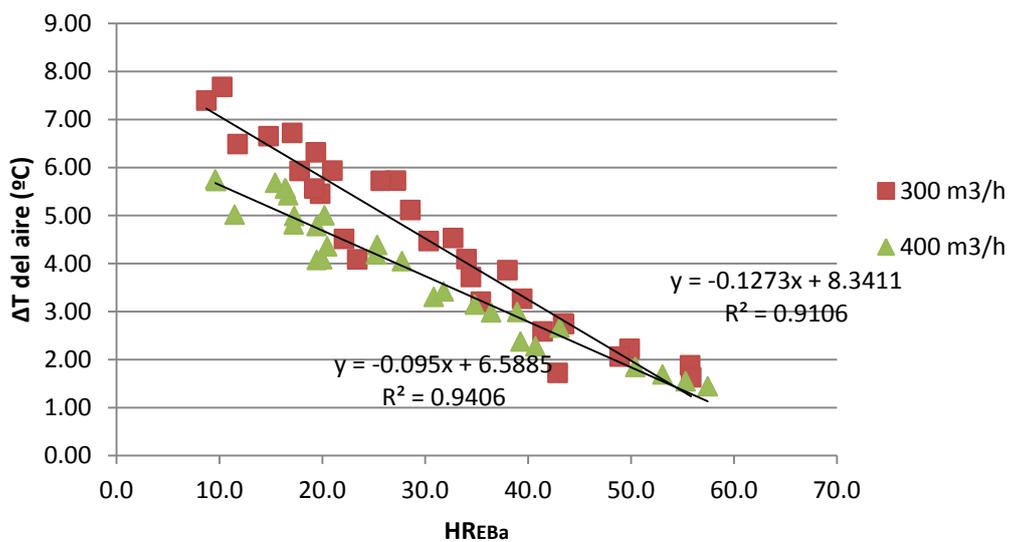


Figura V.15. Salto térmico del aire a su paso por la batería en función de la humedad.

Esto se debe a que en la torre de enfriamiento, donde tiene lugar la adecuación de agua que circula por el circuito cerrado entre ella y la batería, el proceso de enfriamiento del agua es puramente evaporativo, de modo que a medida que la humedad aumenta más fácil será que el aire alcance la saturación y, por tanto, menor capacidad de enfriamiento tiene la torre de enfriamiento. De esta manera el agua llega cada vez más caliente y la torre es progresivamente menos eficaz a la hora de realizar un correcto pre-acondicionamiento.

Por otro lado, al igual que ocurría en el estudio anterior, se puede observar como a medida que aumenta el caudal de aire que atraviesa la batería, el salto térmico que tiene lugar es inferior, siendo las razones de este comportamiento las mismas que se razonaron en el caso anterior.

Efectividad térmica.

Se estudiará ahora la efectividad térmica del equipo (figura V.16) tomada como tal la eficiencia de bulbo húmedo como ya vimos y argumentamos anteriormente, representándola en función de la temperatura y para los caudales de 300 y 400 m³/h.

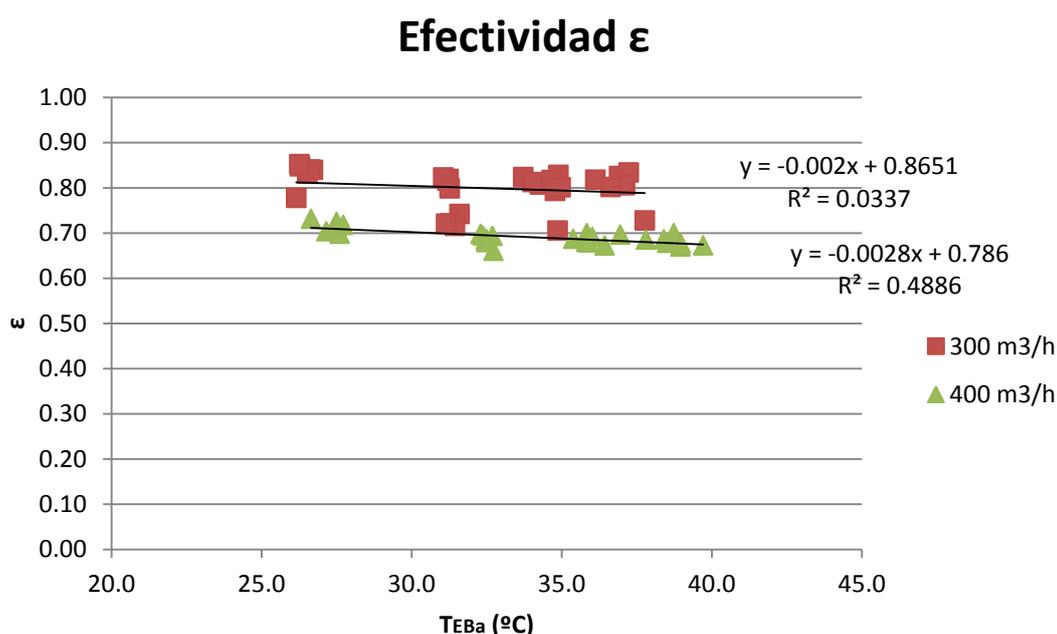


Figura V.16. Efectividad térmica de la batería en función de la temperatura seca de entrada del aire para los dos caudales.

Es posible concluir que la efectividad del equipo permanece prácticamente invariable con la temperatura exterior (recta horizontal). En cuanto a la relación con el caudal, es posible observar cómo a mayores caudales el tiempo de residencia en el intercambiador es menor, lo que supone peores efectividades.

Al igual que se hizo en el estudio del salto térmico, se representa ahora la efectividad en función de la humedad relativa del aire a la entrada de la batería (figura V.17)

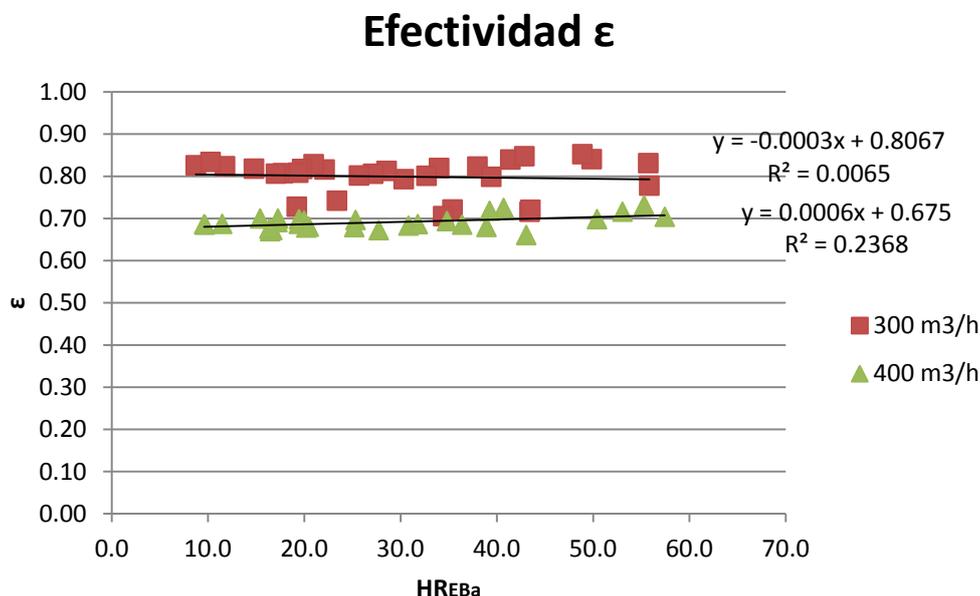


Figura V.17. Efectividad térmica de la batería en función de la humedad relativa del aire a la entrada para los dos caudales.

Es fácil observar el mismo efecto, es decir, la efectividad permanece prácticamente invariable con la humedad y mayores caudales de aire que atraviesan la batería se corresponden con menores efectividades por el escaso tiempo de residencia.

En estas condiciones sería interesante poder establecer la relación entre la efectividad y el caudal que atraviesa la batería. Sin embargo se pierde mucha información al haber tenido que desechar los valores correspondientes al caudal inferior. La regresión lineal será perfecta pues solo contamos con dos valores de los caudales, pero lo que se pretende no es conseguir tal perfección, sino mostrar la tendencia que se ha comentado en las dos figuras anteriores; es decir, que la efectividad disminuye cuando aumenta el caudal de aire que cruza la batería.

A partir de la gráfica representada en la figura V.18 se podría obtener de forma hipotética y teórica la efectividad que se obtendría para diferentes caudales. Sin embargo, la ecuación de la recta obtenida indica que para caudales muy bajos la efectividad podría ser superior a la unidad, siendo claramente falso. Se debe establecer un criterio de hasta donde se cumple la tendencia descrita, para lo que sería necesario otra serie de ensayos que se salen del propósito del presente Trabajo Fin de Grado.

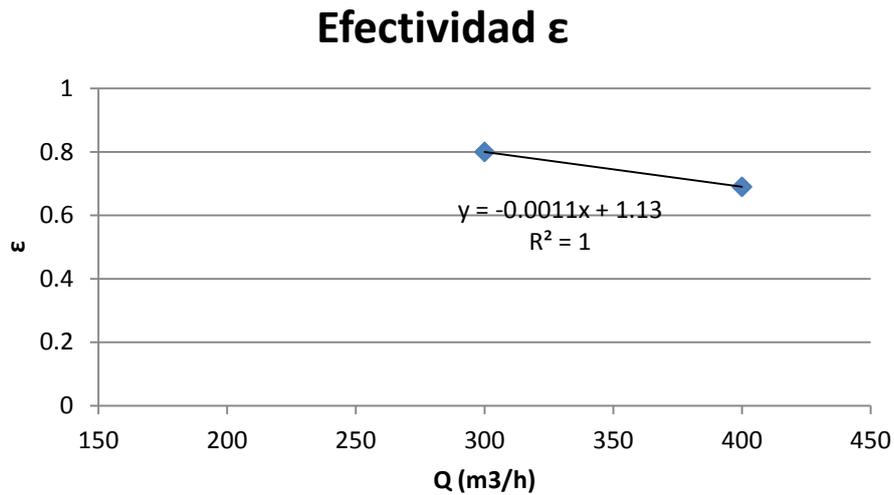


Figura V.18. Efectividad térmica de la batería en función de los caudales de aire que atraviesan la batería.

Capacidad de enfriamiento.

La siguiente variable de la que se pretende hacer el estudio es la capacidad de enfriamiento, que se calcula según la ecuación ecuación V.19. Si se representa la capacidad de enfriamiento frente a la temperatura de entrada del aire seco para diferentes caudales, y después frente a la humedad relativa se obtienen las figuras V.24 y V.25.

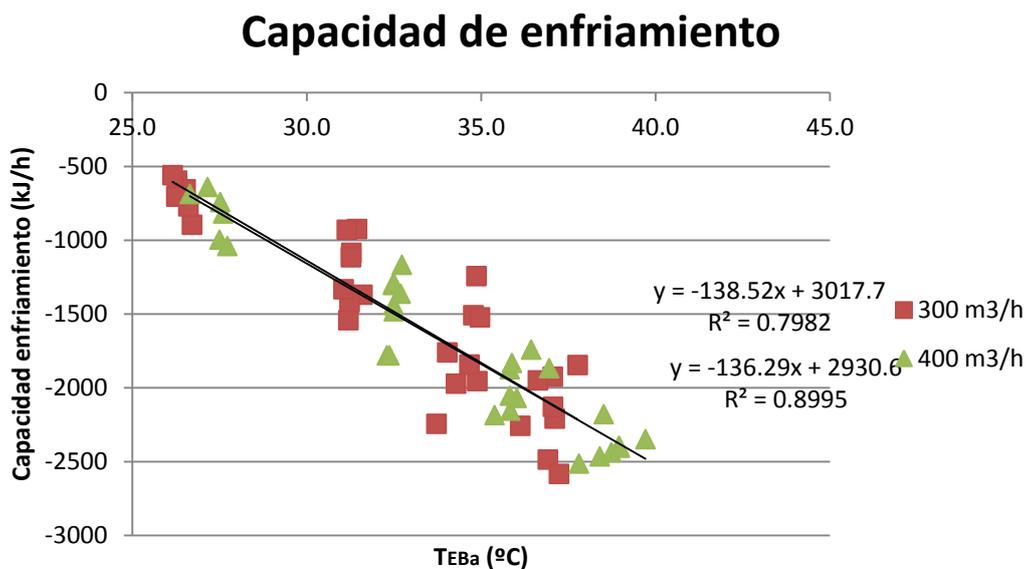


Figura V.19. Capacidad de enfriamiento en función de la temperatura seca del aire a la entrada de la batería.

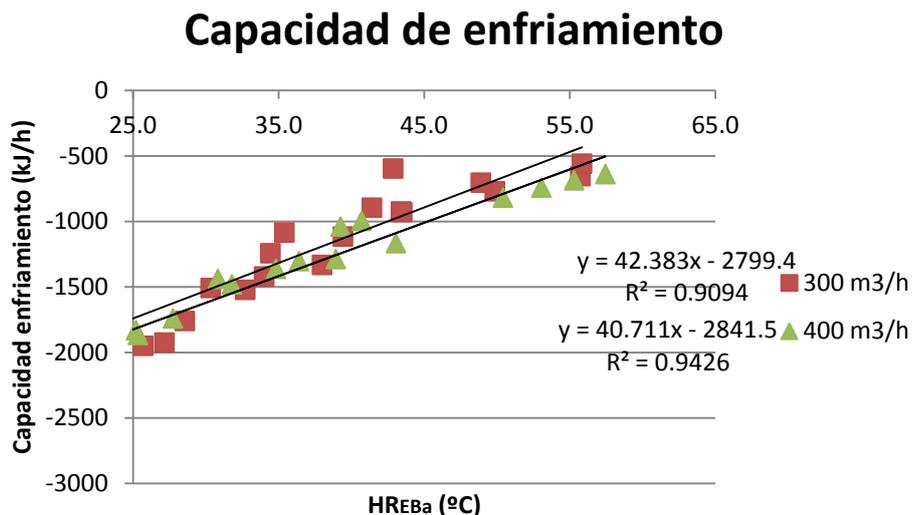


Figura V.20. Capacidad de enfriamiento en función de la humedad relativa del aire a la entrada de la batería.

Es fácil observar la clara dependencia lineal de la capacidad de enfriamiento en función tanto de la temperatura seca como de la humedad relativa del aire a la entrada de la batería. Sin embargo la tendencia es opuesta; en el primer caso cuanto mayor es la temperatura de entrada del aire, mayor es la capacidad de enfriamiento, siendo los motivos los mismos que se dedujeron en el estudio del salto térmico (pues la capacidad de enfriamiento es proporcional a dicho salto térmico). De igual manera, como ocurría también evidentemente para el salto térmico, al aumentar la humedad específica la capacidad de enfriamiento disminuye.

Evidentemente el sistema de Free-Cooling por agua en configuración convencional que aquí se plantea resultará interesante en las condiciones ambientales que proporcionen mayores capacidades de enfriamiento, es decir, a mayor temperatura pero humedades relativas bajas.

Conductancia térmica.

En estos momentos sólo resta analizar la conductancia térmica para conocer el comportamiento de la batería que conforma el sistema.

Como ocurría cuando se analizó la efectividad en función de la temperatura seca del aire a la entrada y de la humedad relativa, en este caso se puede observar cómo las líneas obtenidas tienen aspecto horizontal, no dependiendo por tanto de las variables mencionadas. Además existe una gran dispersión de datos para el caudal de 300 m³/h, lo que hace aún más difícil la labor de identificación de las causas.

Conductancia térmica

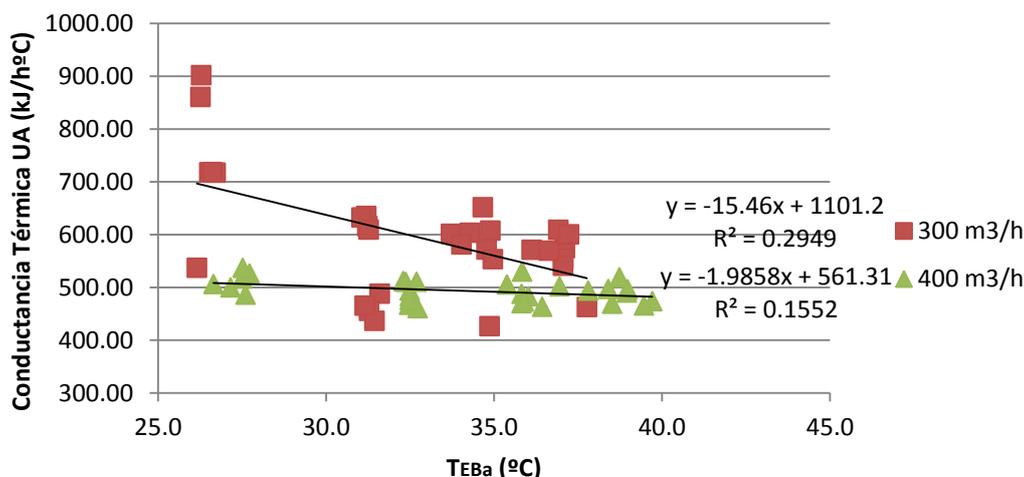


Figura 21. Conductancia térmica en función de la temperatura seca del aire a la entrada de la batería.

Conductancia térmica

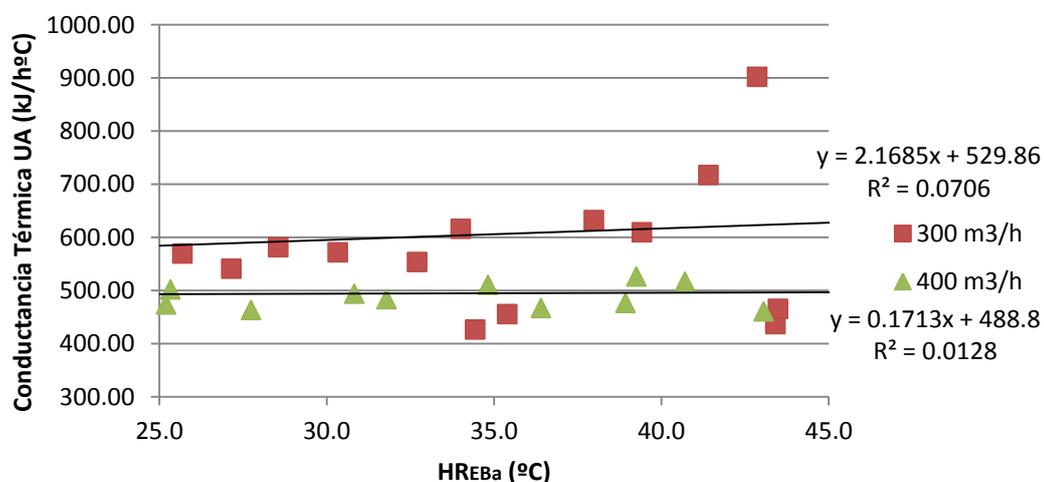


Figura V.22. Conductancia térmica en función de la humedad relativa del aire a la entrada de la batería.

Como se ha comentado, no es fácil identificar un modelo claro de comportamiento. Lo que sí se puede observar es cómo en ambas gráficas un menor caudal de aire trae consigo una mayor conductancia térmica.

Sin embargo, de forma teórica, aumentos en el caudal de aire que atraviesa la batería deberían suponer mejoras notables del coeficiente global de transmisión de

la misma debido a que en el intercambio aire – agua, un aumento del caudal del fluido gaseoso (limitante del proceso de transmisión de calor por los menores coeficientes convectivos de película asociados) mejora dichos coeficientes, y consecuentemente dicho intercambio de calor.

La falta de resultados correspondientes a la otra medida de caudal por haber rechazado previamente los datos debido a errores muy altos en el cierre del balance dificulta esta tarea de comprensión de los sucesos que generan tanta dispersión en los datos del caudal intermedio, así como para poder relacionar la variable del caudal con la conductancia térmica y contrastarla con la del punto de vista teórico ya mencionado.

V.3.1.1.3. Balance de energía a la torre de refrigeración.

Es el turno ahora de realizar el balance de energía en la torre de refrigeración para los datos obtenidos durante la experimentación que se llevó a cabo en el laboratorio. A diferencia de lo que ocurría en la batería, en la torre de refrigeración el intercambio latente existe, y es el que posibilita un adecuado intercambio energético entre el agua y el aire de tal forma que el agua reduzca su temperatura antes pasar de nuevo a lo largo de la batería y, por tanto, el ciclo pueda mantenerse a lo largo del tiempo. Sin embargo, este mismo intercambio latente va a introducir variabilidad adicional al proceso, complicando el análisis de resultados.

Al igual que hicimos en el caso del estudio en la batería, un paso fundamental será cerrar el balance energético que tiene lugar, en este caso, en la torre de refrigeración. Para ello el agua debe ceder calor en vistas de enfriarse, correspondiente a la energía que debe ganar el aire. Por tanto el aire, ante dicho intercambio reacciona, según las condiciones exteriores, de dos formas: la primera de ellas es obviamente sufriendo un aumento de su temperatura; la segunda es provocando que una parte (pequeña fracción) del agua se evapore y salga de la torre en forma de vapor de agua. Éste último hecho provoca que el nivel de agua a lo largo del tiempo no permanezca invariable, sino que se vaya reduciendo paulatinamente, por lo que será necesaria una aportación agua de reposición. Es en este momento donde se introducirá un error adicional en la caracterización del equipo: este error viene dado porque el caudal de agua evaporado, durante la experimentación, no era repuesto en la misma medida, sino que se añadía una cierta cantidad pasado un tiempo aleatorio y además se aporta a una temperatura diferente, correspondiente a la temperatura del propio agua de red de donde proviene. Este hecho provocará una variación en las condiciones de la torre, fundamentalmente debido a la variación tanto de la temperatura como de la cantidad de agua en la balsa, ya que mostrará una inercia térmica diferente y por tanto distintas temperaturas medidas en función de dicha cantidad de agua.

Ante la necesidad de cerrar el balance en la torre de refrigeración para poder realizar su estudio y poder llevar a cabo una correcta caracterización, se procede al cálculo del calor cedido por el agua y el ganado por el aire. Es en este momento en el que es posible avistar un nuevo error cometido: las sondas de medida de temperatura están colocadas en zonas en las que sus medidas pueden verse

alteradas por la proximidad a la distribución o acumulación de agua, donde se verían afectadas las condiciones de humedad en el aire próximo, respecto a las condiciones reales del seno de la corriente que se quiere medir (ver figura V.4).

- La sonda de medición de temperatura del agua a la entrada de la torre se encuentra muy cercana a las duchas, y no en el conducto como hubiera sido lo óptimo. Esta posición influirá en la medición de la temperatura de la misma debido a la variación de la humedad que se tiene en dicha zona.
- La sonda de la temperatura del agua a la salida de la torre se dispuso en la balsa de agua de la torre. En este caso el problema viene dado por la inercia térmica antes comentada en función de la cantidad de agua que existiera en la balsa en cada momento (antes o después de ser repuesta ante la pérdida por evaporación de la misma). Un óptimo lugar de colocación hubiera sido en el conducto de salida, aunque el efecto considerado hubiera tenido el mismo problema.
- Sonda de temperatura del aire a la salida de la torre de refrigeración. En este caso el problema viene dado por la humedad, que falseará los datos medidos en dicha sonda si esta se moja como consecuencia de salida de aire saturado.

Por estos motivos se ha decidido dejar a un lado los datos que ofrecen estas sondas, para lo cual se han realizado las siguientes correcciones:

- Corrección de la temperatura del agua a la salida de la torre. Se corrige mediante el cálculo teórico del calor que introduce la bomba hidráulica al paso del agua a través de ella. Se calcula según la ecuación V.23:

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T_w \quad (\text{Ec. V.23})$$

De esta forma se puede observar que la mayoría de las medidas (25 datos de los 30 para el caudal de 200m³/h) arrojaban valores del calor aportado semejantes. Por tanto, se procede a la eliminación de los 5 datos en discordantes y se realiza la media del calor aportado, obteniendo 0.15 kJ/Kg (constante para todas las experimentaciones ya que el caudal de agua permanecía invariable).

Es por tanto que ahora se está en condiciones de realizar una corrección de la temperatura del agua a la salida de la torre en vistas a conseguir una medida más correcta debido a los problemas ya comentados. Para ello no hay más que despejar de la ecuación V.23 la temperatura del agua a la salida de la torre según la ecuación V.24.

$$T_{STW} = T_{EBW} - \frac{Q}{\dot{m}C_p} \quad (\text{Ec. V.24})$$

- Corrección de la temperatura del agua a la entrada de la torre. En este caso la corrección es más simple. Únicamente se tiene en cuenta la calidad aislante de los materiales utilizados en los conductos que transportan el agua, y se hace la suposición de que el agua a la salida de la batería tiene la misma temperatura que el agua a la entrada de la torre.

Una vez realizada estas correcciones es posible calcular el calor que cede el agua al enfriarse, así como el calor que gana el aire como consecuencia de lo primero. Para que el balance cerrase la pendiente de la figura V.23 debería ser la unidad. Sin embargo, a la vista de esta figura V.23, los balances no cierran perfectamente.

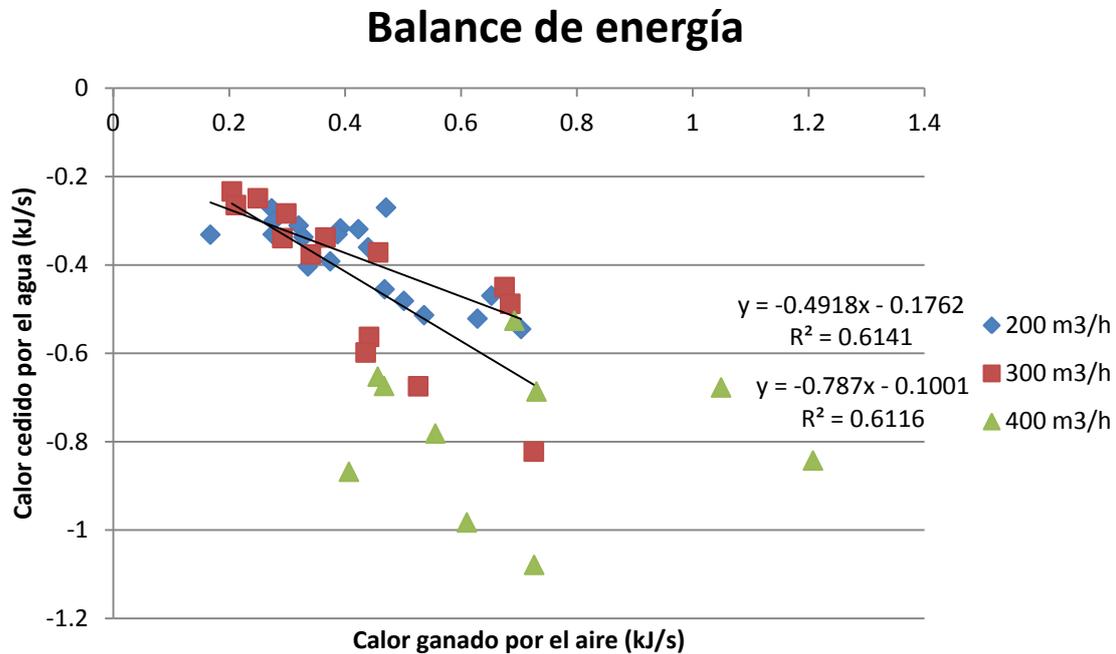


Figura V.23. Balance de energía

En la figura V.23 se han mostrado los resultados de los balances una vez “depurados los datos”, es decir, eliminados aquellos que eran imposibles por razones tales como que ambos tuvieran el mismo signo (incompatible con el convenio de signos utilizado), existiera una diferencia excesiva entre sus valores, etc. Todas estas medidas incorrectas se pueden deber a fallos en la toma de medidas de los instrumentos o simplemente fallos en la instalación. Por ejemplo, posteriormente a la simulación de los ensayos realizados, se detectaron fugas considerables de aire en la torre, que de forma teórica se ha considerado como totalmente cerrada, salvo las secciones de entrada/salida del aire. Estos caudales de aire “perdidos” no formarán parte del intercambio energético que tiene lugar en la torre, por lo que se obtiene un error al considerarlo en los cálculos, siendo por tanto muy difícil que los balances cierren completamente.

A la vista de estos resultados obtenidos resulta muy difícil caracterizar con precisión la torre de refrigeración del laboratorio, pues los datos resultan excesivamente variables. Es precisamente esta razón la que conduce a realizar una nueva experimentación, para detectar los posibles errores que se cometieron en el pasado en vistas a corregirlos y poder caracterizar de forma correcta la torre de refrigeración.

V.3.1.1.4. Análisis ANOVA de la torre de refrigeración.

Tal y como se explicó en el apartado V.2.1.2., la variabilidad generada entre los resultados de la experimentación se debe tanto al tipo y número de factores que entran en juego, como a la existencia de causas desconocidas que influyen en ella. Será la técnica del Análisis de la Varianza (ANOVA) una herramienta de amplia utilidad que permita además estudiar la influencia de los distintos factores en la variabilidad del proceso.

Aunque tal y cómo no se ha explicado con anterioridad, los resultados de los experimentos que fueron realizados no son concluyentes (pues no se cierran los balances energéticos que se debieran cumplir), se ha decidido realizar un Análisis de la Varianza con dichos datos, con el objetivo de observar de forma general, qué variables son las que más influyen en el proceso, como dependen una de otra, etc. Además, será útil para comprobar sucesos tales como la existencia de determinadas variables cuyo valor se ve muy modificado antes una pequeña variación de otra variable. De esta manera, se puede justificar que un pequeño error en la medida, sobre todo por parte de las sondas de humedad relativa, podría ajustar más el balance, ya que como se verá más adelante, es un factor muy importante en el momento de cerrar los balances y su medida de forma precisa es sumamente difícil.

De forma adicional, este estudio ANOVA se justifica ante la necesidad de conocer cuáles son las variables que más influyen en el proceso de forma general, con el objetivo de que sean precisamente estas las que se midan de forma más precisa para ensayos futuros, de modo que se obtengan valores más ajustados y balances energéticos más exactos.

Por tanto, es momento de comenzar con el estudio del Análisis de la Varianza realizado. Para ello se tratarán tres factores, correspondientes a los tres caudales considerados (m^3/h), la temperatura de bulbo húmedo ($^{\circ}C$) y la temperatura seca del aire ($^{\circ}C$), cuyos niveles se muestran en la tabla V.7.

Tabla V.7. Distintos factores y niveles utilizados en ANOVA.

FACTOR 1	FACTOR 2	FACTOR 3
Q 200	Tbh 18	T 25
Q 300	Tbh 21	T 30
Q 400	Tbh 24	T 35
	Tbh 27	T 40

Uno de los análisis más representativos que se pueden hacer un estudio ortogonal de los diferentes factores. Para ello se trabajará con una nueva variable, la temperatura del aire a la salida de la torre. De este modo se realizan tres tablas (correspondientes a los tres caudales), en las que se rellenan los valores de la temperatura del aire a la salida de la torre según los valores de la temperatura seca del aire y la temperatura de bulbo húmedo, siendo ilustrativa de este proceso la tabla V.8.

Tabla V.8. Tabla de la temperatura a la salida de la torre en función de 2 factores para un caudal de 200 m³/h.

		T			
		25	30	35	40
Tbh	18	21.931	21.876	23.939	25.636
		21.351	22.109	23.522	25.797
	21	22.011	22.750	24.436	27.008
		21.581	23.962	24.210	25.710
	24	23.734	23.940	24.944	26.601
		23.545	23.643	26.438	26.543
	27	-	24.337	25.167	28.055
		-	24.164	26.511	27.944
		Temperatura salida torre			

Las tablas correspondientes a los caudales de 300 y 400m³/h se ilustran en el anexo A.1.

Una vez realizadas estas tres tablas se pueden calcular la media de todos los factores de forma individual para posteriormente representar unos en función de otros y observar posibles relaciones entre ambos. Las medias de cada uno de los factores se muestran en la tabla V.9.

Tabla V.9. Medias de la temperatura de la salida de la torre para cada factor.

MEDIAS DE LOS FACTORES						
Q 200	24.45		Tbh 18	24.796	T 25	23.246
Q 300	26.72		Tbh 21	25.489	T 30	25.306
Q 400	26.59		Tbh 24	26.200	T 35	26.650
			Tbh 27	27.608	T 40	27.800

Por tanto, se puede representar a continuación las gráficas que muestran la dependencia de la temperatura seca del aire a la salida de la torre en función de las otras (figuras V.24, V.25 y V.26). En estas figuras se puede observar como la temperatura de salida de la torre aumenta ligeramente a medida que lo hace la temperatura del bulbo húmedo, y el mismo efecto, aunque de forma más importante, tiene lugar si se estudia la temperatura seca a la entrada de la torre. Sin embargo la primera de las figuras no sigue ningún patrón estable que relacione la temperatura de salida del aire con el factor caudal, aunque puede ser debido errores cometidos durante la medida, errores de calibración de las sondas, etc.

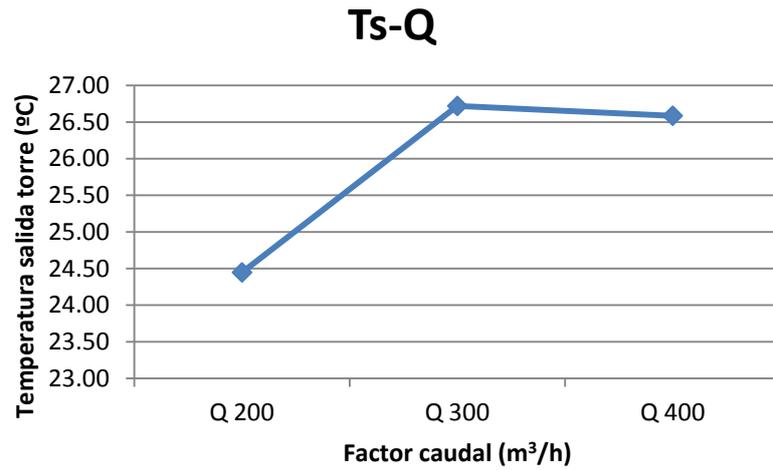


Figura V.23. Temperatura de salida de la torre vs factor caudal.

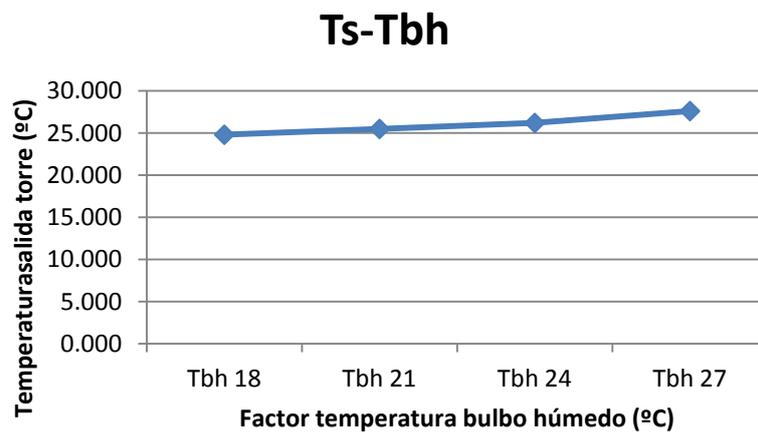


Figura V.24. Temperatura de salida de la torre vs factor temperatura bulbo húmedo.

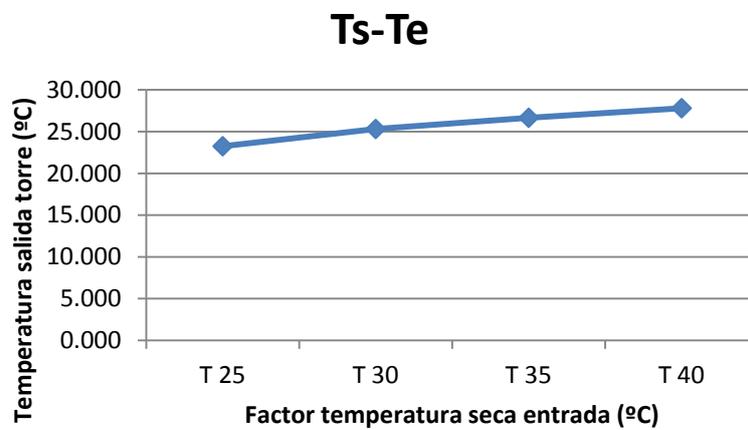


Figura V.25. Temperatura de salida de la torre vs factor temperatura seca entrada.

Estableciendo otras variables se pueden comprobar diferentes comportamientos. A modo de ejemplo se muestra la siguiente figura V.26, en la que se muestra el salto térmico del agua en función del caudal. Se observa una clara tendencia de un mayor salto térmico para caudales superiores.

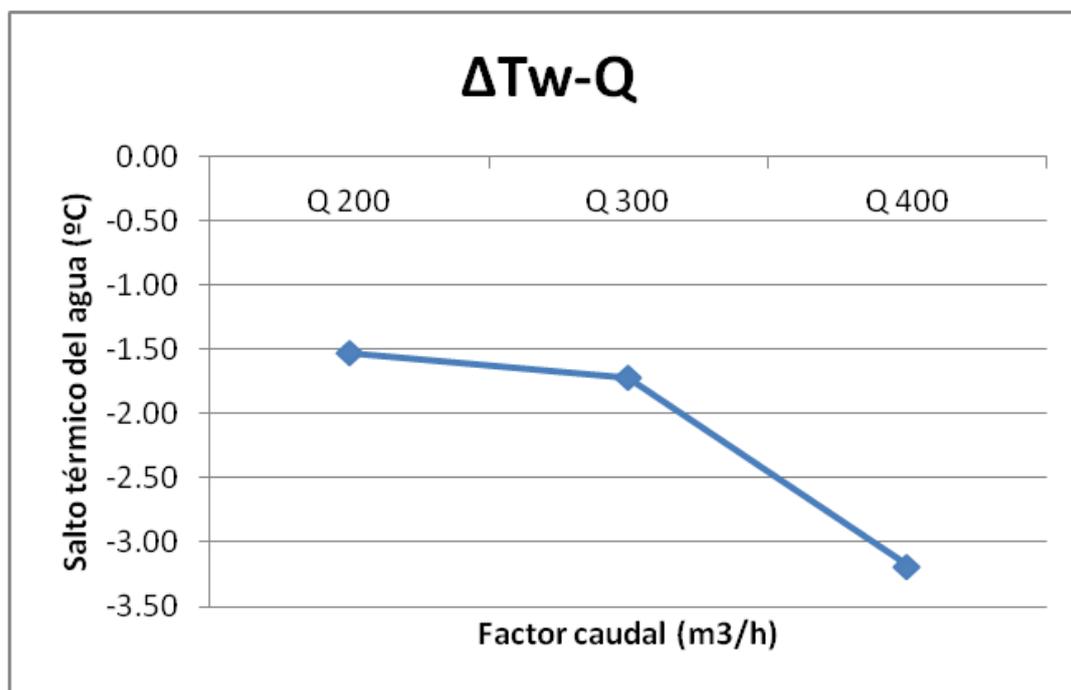


Figura V.26. Salto térmico del agua vs factor caudal.

De igual manera se puede realizar un estudio de tres variables, en el que se intenten relacionar dos factores entre sí con la temperatura a la salida de la torre. Para ello, como antes, se rellenan las siguientes tablas:

Tabla V.10. Medias de la temperatura a la salida de la torre en función de dos factores.

MEDIAS INTERACCIONADAS												
Q200	Q300	Q400		Q200	Q300	Q400		Tbh 18	Tbh 21	Tbh 24	Tbh 27	
23.270	25.524	25.593	Tbh 18	22.359	23.801	23.578	T 25	23.005	23.169	23.563	-	T 25
23.959	26.312	26.195	Tbh 21	23.348	26.450	26.120	T 30	24.239	25.249	25.718	26.018	T 30
24.924	26.968	26.708	Tbh 24	24.896	27.562	27.492	T 35	25.106	26.271	27.249	27.975	T 35
26.030	28.528	28.268	Tbh 27	26.662	28.337	28.402	T 40	26.834	27.265	28.269	28.833	T 40

Con ellas se puede representar nuevamente el comportamiento en función de dos variables, tal y como se muestra en las figuras V.27, V.28 y V.29.

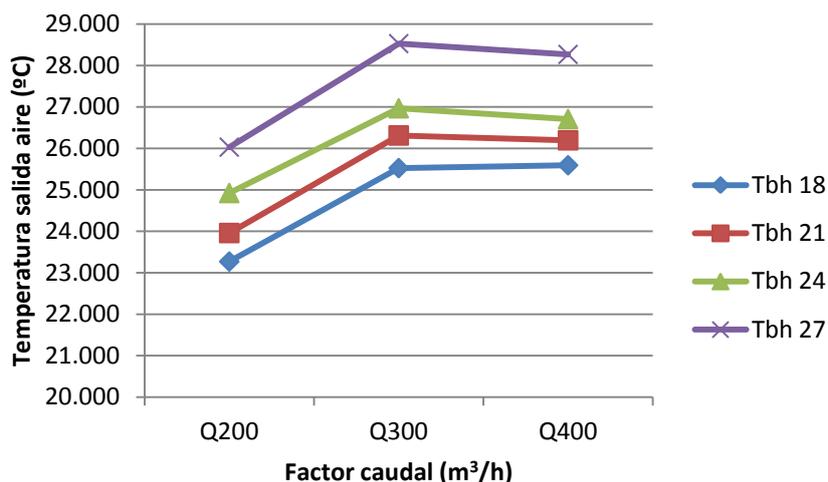


Figura V.27. Temperatura de salida de la torre en función de Tbh y el caudal.

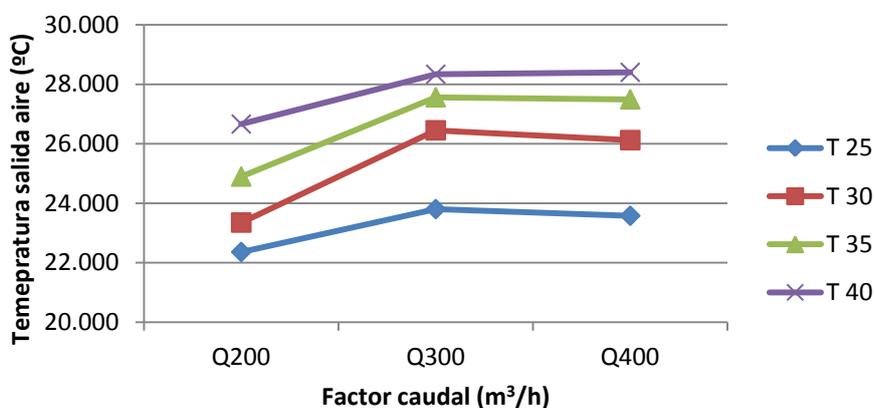


Figura V.28. Temperatura de salida de la torre en función de la temperatura seca a la entrada y el caudal.

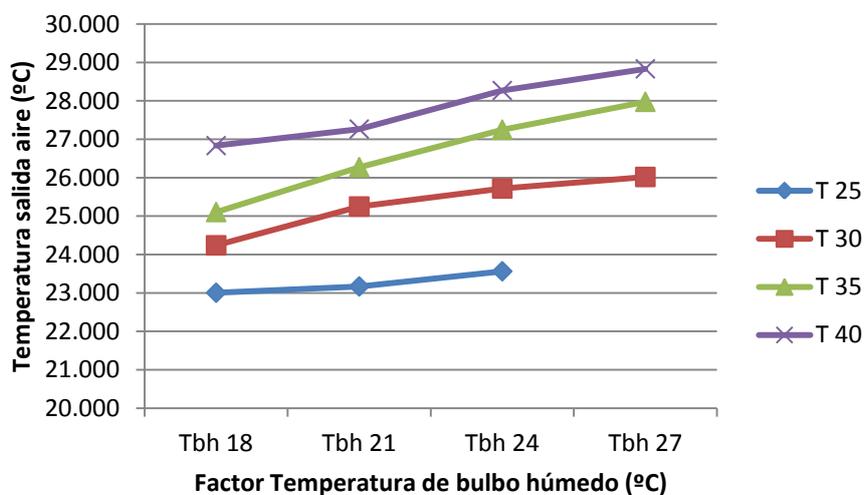


Figura V.29. Temperatura de salida de la torre en función de la temperatura seca a la entrada y la temperatura de bulbo húmedo.

CAPÍTULO IV

Por último, si se hace en análisis de mínimos cuadrados para estas variables según las ecuaciones Ec 2, Ec 3 y Ec 4, se pueden obtener los siguientes valores mostrados en la tabla V.11.

Tabla V.11. Valores de mínimos cuadrados para cada factor y total.

SUMAS DE CUADRADOS							
SSQ	97.6283694	SSTbh	87.9799257	SST	235.420481	Sstot	415.242045

Con lo que se puede calcular la influencia de cada factor analizado, mostrado en la tabla V.12 en valor porcentual, así como el error cometido.

Tabla V.12. Influencia de cada uno de los tres factores en el estudio y error cometido.

						SSe	5.78673082
%SSQ	23.51119559	%SSTbh	21.1876246	%SST	56.69476	%SSe	1.39358017

A modo de complemento, se puede realizar exactamente el mismo análisis, en este caso en función del calor intercambiado por unidad de tiempo en el sistema torre – batería (potencia). Las tablas y gráficas correspondientes a este nuevo estudio se representan en el anexo A.2.

V.3.2. Análisis con TRNSYS.

V.3.2.1. Introducción a TRNSYS.

TRNSYS (TRaNsient SYstem Simulation Program) es un programa de simulación de sistemas transitorios con estructura modular. En él, el usuario especifica los componentes que constituyen el sistema y la manera en la que los mismos están conectados.

Son muchas las aplicaciones que se pueden simular con TRNSYS gracias a su extensa biblioteca, que alberga módulos de electricidad, controladores, intercambio energético (el que se utilizará para el análisis que se va a realizar), sistemas de energías renovables, sistemas solares cogeneración, pilas de combustible, etc.

TRNSYS es una herramienta muy adecuada para analizar detalladamente sistemas de comportamiento dependientes del tiempo, por lo que se ha convertido en el software de referencia para investigadores e ingenieros de todo el mundo.

Uno de los objetivos fundamentales de su utilización en el presente Trabajo Fin de Grado será para poder llevar a cabo un cálculo preciso del Número de Unidades de Transferencia (NUT) de la torre de refrigeración ensayada, con el que poder contrastar los resultados teóricos de diferentes textos con los resultados experimentales obtenidos.

V.3.2.2. Análisis teórico para el cálculo del número de unidades de transferencia de la torre (NUT).

Para calcular la capacidad de enfriamiento de la torre se recurre el coeficiente (KaV/L), que es característico de cada torre y que se identifica con el número de unidades de transferencia (NUT). Del coeficiente expuesto anteriormente se definen cada una de las variables según:

- K. Coeficiente de transferencia de calor total ($\text{kg s}^{-1} \text{m}^{-2}$)
- a. Calor transferido de área por unidad de volumen ($\text{m}^2 \text{m}^{-3}$)
- V. Volumen de transferencia de calor de la torre (m^3)
- L. Flujo primario de agua en la torre (Kg/s)

El calor total de transferencia se refiere al calor sensible y latente transferido simultáneamente. El producto de K y a se utiliza debido a la dificultad de separar el coeficiente de transferencia de calor del área de transferencia de calor. Los datos obtenidos de forma experimental establecen que el coeficiente mencionado, o el NUT, se pueden identificar con el producto de una constante por el ratio L/G elevado a un exponente negativo, donde G es el flujo de aire en la torre.

$$\frac{KaV}{L} = Ct \left(\frac{L}{G}\right)^{-x} \quad (\text{Ec. V.25})$$

En esta ecuación Ct es la constante de enfriamiento de la torre y el exponente x es una constante específica obtenida a partir de los resultados experimentales.

Es por ello que se muestran diferentes variantes de la ecuación anterior. Bernier [16] calculó estas dos constantes para un modelo de escala semi-industrial, obteniendo la siguiente ecuación:

$$\frac{KaV}{L} = 1.42 \left(\frac{L}{G}\right)^{-0.43} \quad (\text{Ec. V.26})$$

Kuchn [17] dio una correlación general basada en modelos estudiados por Braun [18] cuando $L < G$, según:

$$\frac{KaV}{L} = 1.3 \left(\frac{L}{G}\right)^{-0.6} \quad (\text{Ec. V.27})$$

En cuanto a la experimentación que en este Trabajo Fin de Grado se realiza, el valor de L es 0.067kg/s y el de G varía para los diferentes caudales, por lo que se obtienen valores del NUT diferentes según el ensayo realizado (200m³/h, 300m³/h ó 400m³/h). Se establecerá un rango de valores de G, desde 0.01 hasta 0.16 en intervalos de 0.005.

Analizando los datos que fueron obtenidos a partir de la experimentación, la relación L<G solo se cumple para el experimento con G = 400m³/h. De manera que se obtendrán dos curvas según este criterio. Se utilizará la primera correlación mencionada para los caudales de aire de 200m³/h y 300m³/h y la segunda para el mayor caudal, 400m³/h. Si representamos gráficamente las ecuaciones, se obtiene la curva con la que se pueden calcular los valores del NUT de nuestra torre según el ratio de funcionamiento L/G.

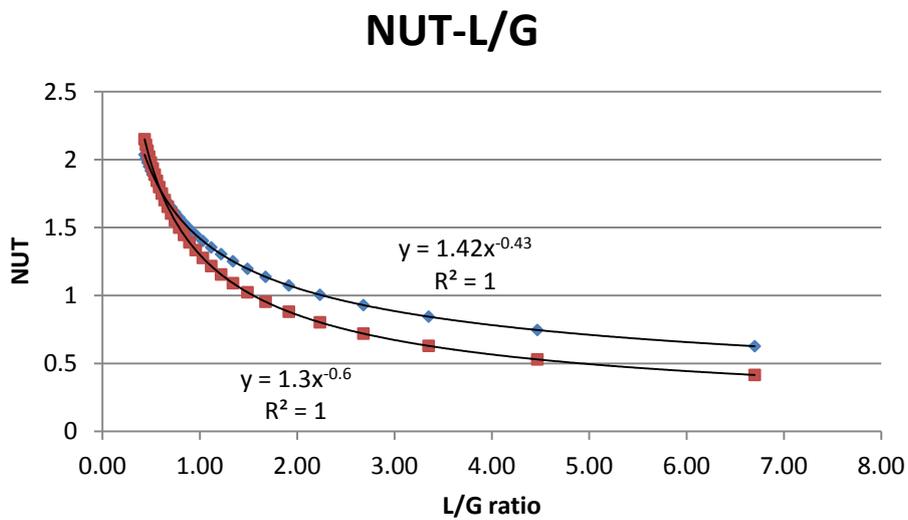


Figura V.30. Curvas de Bernier y Kuchn para diferentes ratios L/G.

Las correlaciones expuestas anteriormente se obtienen por un estudio realizado basado en el método de Merkel (Merkel [19]). Se debe suponer una porción diferencial de una torre de enfriamiento a contracorriente, tal y como se muestra en la siguiente figura:

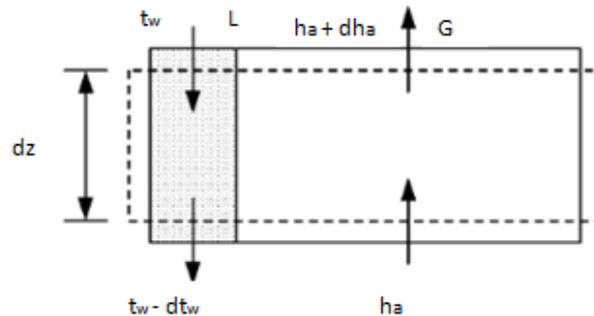


Figura V.31. Esquema diferencial de balance en contracorriente.

Para el desarrollo de la integral de Merkel serán necesarias diferentes variables que ahora se definen:

L = caudal másico de agua (kg/s)

c_{pw} = calor específico del agua a presión constante. Se considera un valor de 4.186 kJ/kg K

t_w = temperatura del agua que entra o sale de la torre (°C)

G = caudal másico de aire seco (kg_{as}/s)

h_a = entalpía específica del aire húmedo que entra o sale de la torre.

En definitiva Merkel propuso que la adopción de la transferencia de calor total que tiene lugar por cualquier parte de la torre de refrigeración es proporcional a la diferencia entre la cantidad de calor del aire saturado a la temperatura del agua en ese punto y el calor total del volumen de aire no saturado en ese punto.

El coeficiente de transferencia total K , que se expone más adelante, (kg/sm²) se refiere a la diferencia de entalpía entre las corrientes de aire saturado y no saturado y no debe ser confundido con el coeficiente de transferencia de masa que tiene las mismas unidades y se denota con frecuencia con el mismo símbolo.

Estableciendo un balance de calor en la torre de enfriamiento, el calor que cede el agua es igual al ganado por el aire:

$$dQ = \dot{G} dh_a = -L_{cwl} dt_w \quad (\text{Ec. V.28})$$

Esta transformación se puede observar en el siguiente diagrama psicrométrico, donde la línea AB representa la curva de variación de la entalpía de la fase líquida.

La línea CD es la operación de la fase gaseosa y se define según:

$$h = \frac{L}{G} \cdot C_{pw} \cdot t + \left(h_e - \frac{L}{G} \cdot C_{pw} \cdot t_{sa} \right) \quad (\text{Ec. V.29})$$

El área total encerrada entre las dos líneas representa la energía total disponible en el sistema agua y película de aire saturada de vapor. De manera que la pendiente (el término que multiplica a t) depende del valor de la relación agua-aire (L/G) necesaria para que se verifique la evaporación y con ella el proceso de enfriamiento.

La determinación del nivel NUT requerido se lleva a cabo habitualmente mediante la aplicación de la ecuación de Merkel antes comentada que se expresa según:

$$\frac{KaV}{L} = C_{pw} \sum_{i=1}^{i=N} \frac{(\Delta t)_i}{(h_{ast} - h_a)} \quad (\text{Ec. V.30})$$

Diagr ma entálpico

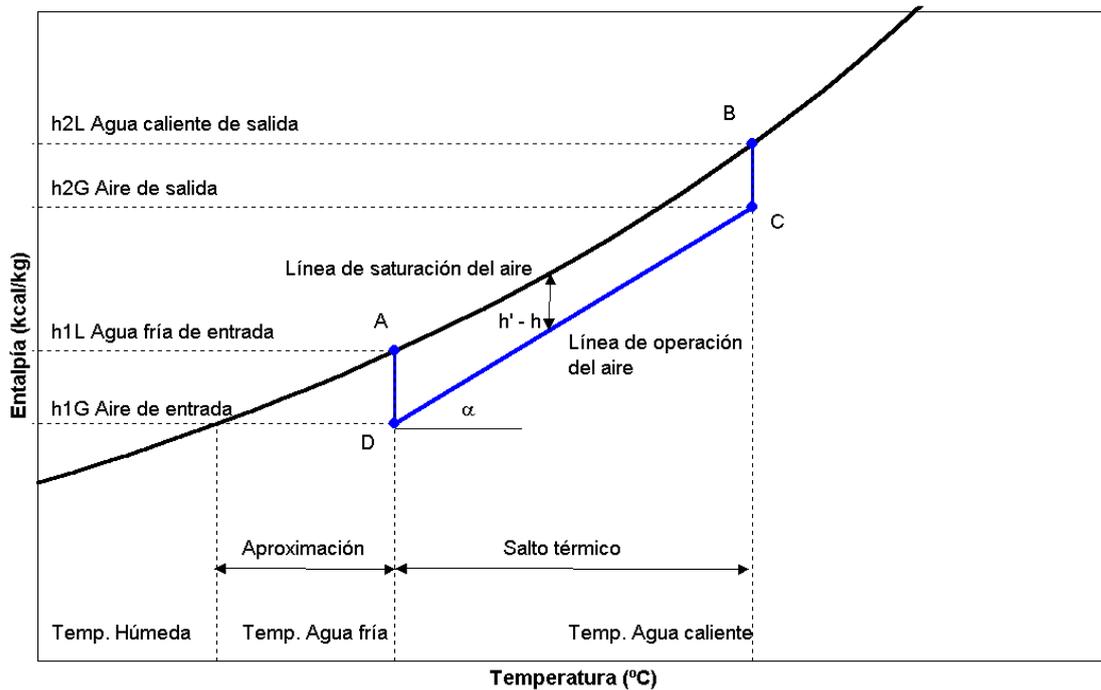


Figura V.32. Transformaciones psicrométricas del agua y el aire.

Para poder realizar este cálculo se realiza una división de la torre de flujo en contracorriente en una serie de elementos horizontales de transferencia de calor, cada uno con un descenso gradual igual en la temperatura del agua. Se utiliza la integración numérica sumando cada uno de los valores que prevalecen en las “N” secciones de la torre (a partir del conocimiento en la torre de la temperatura de salida del agua y la temperatura de saturación adiabática del aire a la entrada (ast) o temperatura de bulbo húmedo y de trabajo hacia arriba). La entalpía de película de aire saturado (h_{asw}) a la temperatura media del agua (t) del elemento se determina a partir de la ecuación de Stoecker y Jones [20]:

$$h_{asw} = 4,7626 + 2,568 \cdot t - 0,029834 \cdot t^2 + 0,0016657 \cdot t^3 \quad (\text{Ec. V.31})$$

Como hemos venido comentando el calor cedido por el agua se corresponderá al ganado por el aire, por lo que se cumple:

$$G \cdot \Delta h = L \cdot C_{pw} \cdot \Delta t \quad (\text{Ec. V.32})$$

Por tanto, en cada elemento en que hemos dividido la torre la diferencia de entalpías del aire se calcula:

$$\Delta h = \frac{L}{G} \cdot C_{pw} \cdot \Delta t \quad (\text{Ec. V.33})$$

Como se conoce la entalpía del aire de entrada, la entalpía del volumen de aire en la torre se podrá determinar en cada elemento sin más que incrementar el aumento de la entalpía a través del elemento para una relación L/G específica. Es evidente que el valor del NUT es función del ratio L/G.

Como se explicó en el análisis de los resultados experimentales realizados sobre una torre de refrigeración de ensayo montada en el laboratorio de Termotecnia de la Universidad de Valladolid, la temperatura considerada del agua a la entrada a la torre es la temperatura medida a la salida de la batería del sistema, del mismo modo que se considera que la temperatura del agua a la salida de la torre es la misma que la entrada a la batería, salvando el calentamiento térmico que tiene lugar en la bomba hidráulica.

Eligiendo, para un cálculo a modo ilustrativo, un ensayo de los que más adelante se considerarán correctos por su correspondencia tanto analítica como experimental, la diferencia de temperaturas del agua resulta:

$$T_e - T_s = 23.2 - 24.5 = -1.3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{Ec. V.34})$$

Lo que indica que se está enfriando el aire en la torre, como es el objetivo.

Si, tal y como hemos justificado antes, dividimos la torre en 30 elementos diferenciales, se obtendría una variación de temperatura en cada elemento según:

$$\Delta t = \frac{(T_e - T_s)}{30} = -0.043 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{Ec. V.35})$$

Para conocer la temperatura a la salida de cada elemento diferencial no hay más que sumar la temperatura de entrada al elemento más el Δt calculado (en valor absoluto).

Como debemos calcular también la entalpía del mismo, recurriendo a la Ec. V.31. No hay más que sustituir la temperatura por cada una de las temperaturas de entrada a los elementos diferenciales:

$$\text{En } N = n \rightarrow h_{aswn} = 4,7626 + 2,568 \cdot t_n - 0,029834 \cdot t_n^2 + 0,0016657 \cdot t_n^3 \quad (\text{Ec. V.36})$$

El mismo procedimiento se debe hacer para calcular la entalpía del agua, introduciendo esta vez en la ecuación la temperatura del bulbo húmedo:

$$h_a(T_{bh}) = 4,7626 + 2,568 \cdot t_{bh} - 0,029834 \cdot t_{bh}^2 + 0,0016657 \cdot t_{bh}^3$$

$$(\text{Ec. V.37})$$

CAPÍTULO IV

La temperatura de entrada del aire en este experimento es de 26.9°C y una humedad relativa del 53%, lo que, con la ayuda de un diagrama psicrométrico se puede establecer de forma aproximada una temperatura de bulbo húmedo de 19.5°C. Por lo tanto h_a es 55.84kJ/kg.

Con la ecuación ya expresada anteriormente, la variación de entalpía total en la torre será:

$$\Delta h = \frac{L}{G} \cdot C_{pw} \cdot \Delta t \quad (\text{Ec. V.38})$$

Para el experimento seleccionado:

$$L = 0.067 \text{ kg/s}$$

$$G = 0.1 \text{ kg/s}$$

$$C_{pw} = 4.18 \text{ kJ/kg K}$$

$$\Delta t_w = 1.3^\circ\text{C}$$

Por lo que la variación de entalpía es: 3.64 kJ/kg

De manera que para cada elemento se deberá sumar la entalpía h_a con la Δh de cada elemento que, dividiendo por los 30 elementos diferenciales se obtiene: 0.121 kJ/kg.

Introduciendo todos estos valores y recurriendo a una hoja Excel es posible calcular, según la Ec. V.30 el valor del NUT, que resulta:

$$\frac{KaV}{L} = 0.44 \quad (\text{Ec. V.39})$$

Si se repite este mismo proceso para otros ensayos realizados en las mismas condiciones higrotérmicas es posible establecer un sistema de dos ecuaciones y dos incógnitas estableciendo que el comportamiento de la torre era, tal y como se dijo anteriormente:

$$\frac{KaV}{L} = Ct \left(\frac{L}{G} \right)^{-x} \quad (\text{Ec. V.40})$$

Realizando las operaciones necesarias es posible calcular el valor de la constante y del exponente, de manera que para la torre de refrigeración del laboratorio es:

$$\frac{KaV}{L} = 0.31 \left(\frac{L}{G} \right)^{-0.876} \quad (\text{Ec. V.41})$$

En la figura V.33 se pueden observar las ecuaciones de Bernier (rombo), de Kuchn (cuadrado) y la obtenida para la torre de refrigeración del laboratorio por el método explicado (triángulo).

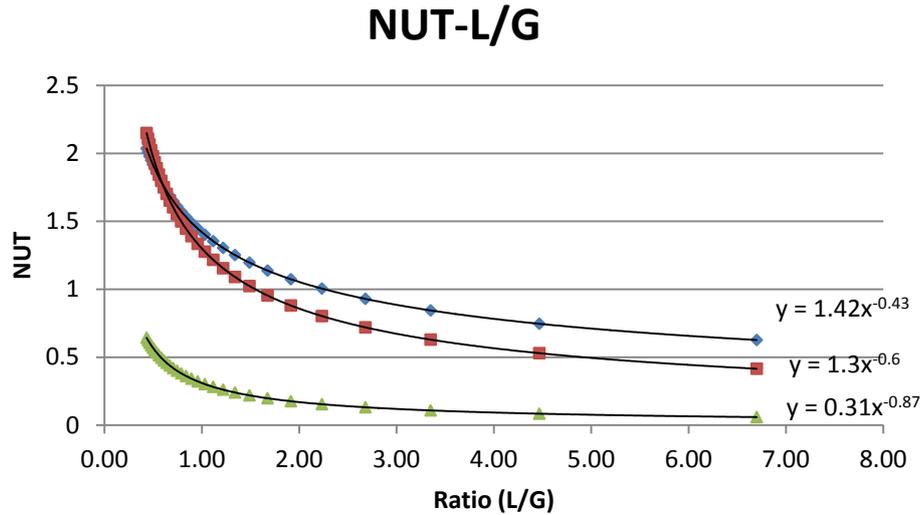


Figura V.33. Curvas NUT-L/G para la torre ensayada en el laboratorio.

Es posible observar la diferencia en el comportamiento de las torres ensayadas tanto por Bernier como por Kuchn con la obtenida de forma experimental en el laboratorio. Esto indica la diferencia del comportamiento de las torres de refrigeración ensayadas por unos y otros, seguramente debido a la diferencia de las características de la torre tales como relleno utilizado, altura de la torre, caudales de agua y aire, temperaturas de referencia, etc.

De forma adicional, al no disponer de datos precisos y válidos por igual, se pueden escoger otros parámetros de entrada para el cálculo explicado, correspondientes a un ensayo con condiciones diferentes tanto para el agua como para el aire. Para que validar la curva experimental del NUT de la torre, debería ser muy parecida para diferentes experimentos. En la siguiente gráfica se ha añadido la curva correspondiente a un ensayo con $T_{we}=25.6^{\circ}\text{C}$, $T_{ws}=23.7^{\circ}\text{C}$, $T_{bh}=22.8^{\circ}\text{C}$.

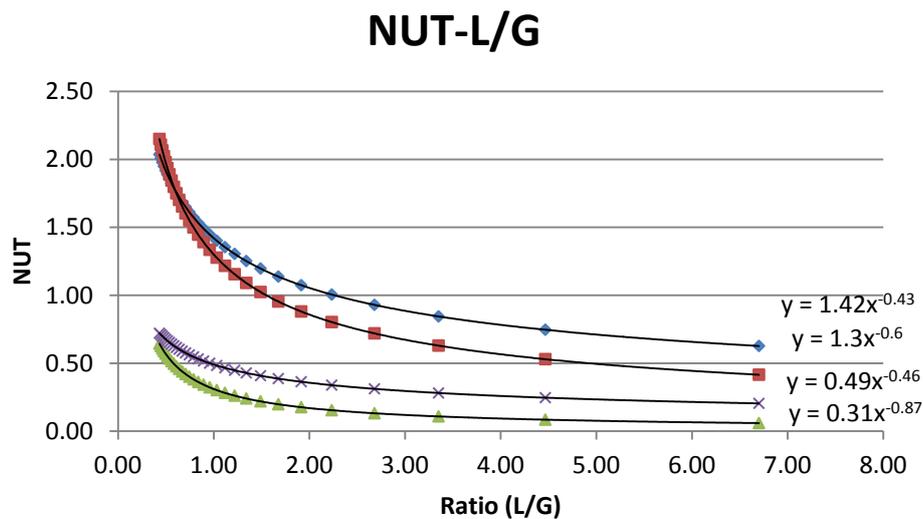


Figura V.34. Curva de NUT-L/G para un ensayo aleatorio.

Es posible observar como la curva no es exactamente igual que la primera, pero las variaciones obtenidas para el valor del NUT no son muy grandes en los valores del ratio L/G que se maneja en esta torre.

V.3.2.3. Análisis con TRNSYS para el cálculo del número de unidades de transferencia de la torre (NUT).

Es verdaderamente en este apartado en el que se utilizará el software TRNSYS con el objetivo de calcular una curva que defina el NUT de la torre ensayada en el laboratorio. Para ello será necesario tomar uno de los ensayos experimentales; en este caso se han elegido los correspondientes al ensayo de 200m³/h.

Para poder llevar a cabo este cálculo se utilizará el módulo de TRNYS Type 25^a (figura V.35), el cual requiere distintos datos para poder obtener los valores de la constante C y el exponente x de la curva experimental de nuestra torre. Estos datos son los mostrados en la tabla V.13, donde las variables son:

V_{Ta} = Flujo volumétrico de aire.

T_{Eta} = Temperatura del aire a la entrada de la torre.

T_{Eta_bh} = Temperatura de bulbo húmedo a la entrada de la torre.

M_w = Flujo de agua a través de la torre.

T_{ETw} = Temperatura del agua a la entrada de la torre.

T_{STw} = Temperatura del agua a la salida de la torre.

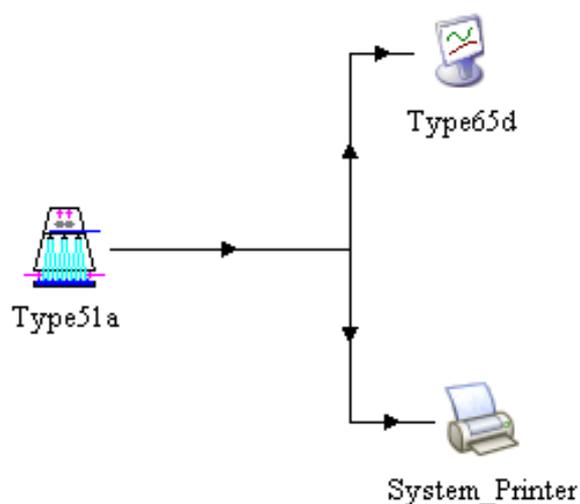


Figura V.35. Módulo Type51a necesario para obtener los parámetros de la curva.

Tabla V.13. Datos necesarios para el cálculo de los parámetros en TRNSYS.

V_{Ta} (m ³ /h)	T_{ETa} (°C)	T_{ETa_bh} (°C)	M_w (Kg/h)	T_{ETw} (°C)	T_{STw} (°C)
152.92	24.24	17.96	241.20	23.04	21.93
140.75	23.67	17.61	241.20	22.49	21.35
143.30	23.43	20.04	241.20	22.99	22.01
139.15	23.73	18.95	241.20	22.66	21.58
150.06	24.98	21.86	241.20	24.88	23.73
140.32	25.89	22.06	241.20	24.51	23.55
153.38	25.94	15.92	241.20	23.42	21.88
139.88	25.44	15.76	241.20	23.55	22.11
143.34	25.12	18.31	241.20	24.04	22.75
144.38	27.65	19.68	241.20	25.35	23.96
139.83	26.17	20.98	241.20	25.12	23.94
134.81	25.76	19.95	241.20	24.83	23.64
153.91	26.45	21.32	241.20	25.52	24.34
290.39	26.86	19.68	241.20	24.46	23.24
293.86	26.47	19.72	241.20	24.89	23.99
286.99	26.57	21.95	241.20	24.88	24.04
286.90	25.93	21.48	241.20	24.55	24.15
282.98	26.60	21.12	241.20	24.67	23.72
292.25	26.45	20.71	241.20	24.57	23.67
283.56	31.97	19.00	241.20	27.07	25.05
286.48	31.69	19.21	241.20	27.34	25.73
289.50	31.49	21.55	241.20	27.46	26.00
294.23	31.32	21.96	241.20	27.81	26.80
440.85	31.34	23.68	241.20	28.42	27.53
286.16	31.32	22.23	241.20	27.53	26.32
279.70	31.77	23.11	241.20	28.21	26.86

La simulación obtenida con estos datos calcula las temperaturas de interés, necesarias para obtener los parámetros buscados (figura V.36).

Es por tanto que se introducen estos datos para el ensayo mencionado en un archivo .txt, que será importado a TRNSYS y se calculará los valores de las constantes mencionadas, resultado:

$$C = 0.3875$$

$$x = 0.7618$$

En este momento, tal y como se hizo anteriormente, se dibuja la curva obtenida de forma más precisa, mostrada en la figura V.37.

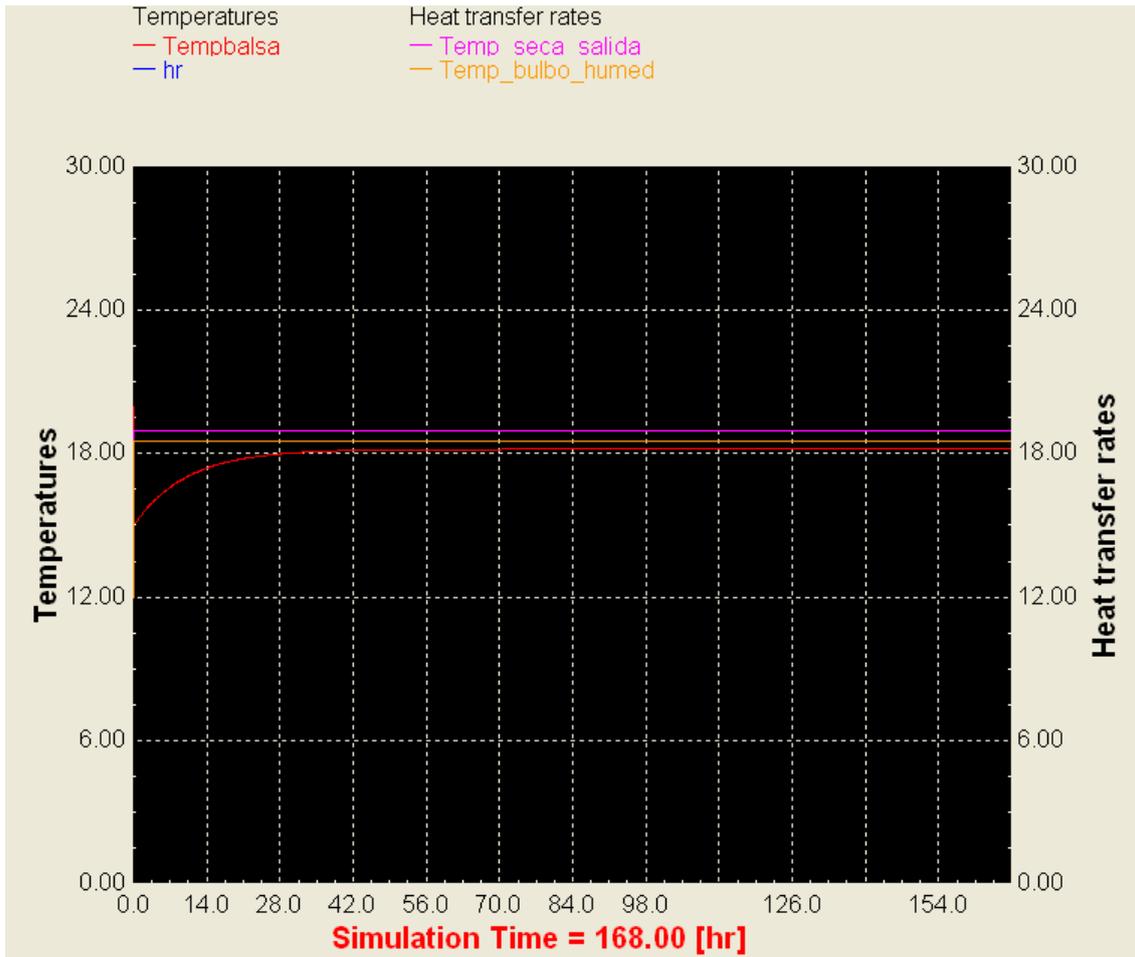


Figura V.36. Simulación de temperaturas en la torre para 168 horas.

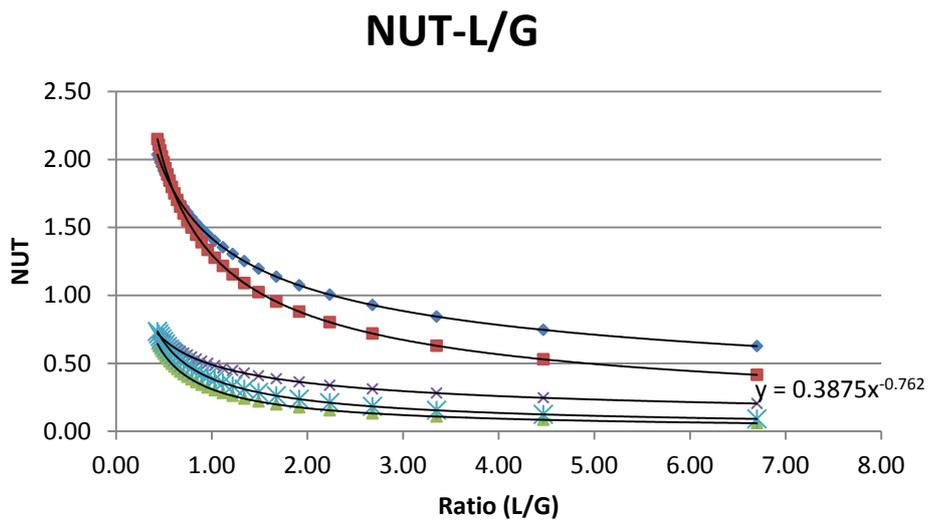


Figura V.37. Ecuación de NUT-L/G obtenida con TRNSYS para los 30 valores medidos correspondientes a un caudal de 200 m³/h.

Como se puede observar, la curva obtenida con TRNSYS con todos los ensayos disponibles de un único caudal está comprendida entre las dos calculadas anteriormente, y proporciona una curva más precisa en la que es posible leer rápidamente el valor del NUT para distintos valores del ratio L/G.

Cabe destacar lo ya comentado anteriormente, la curva del NUT $-(L/G)$ de la torre de refrigeración ensayada difiere mucho de la calculada por Bernier y Kuchn, pero este efecto es debido a la diferencia de torres ensayadas por dichos autores y la torre del laboratorio que protagoniza este Trabajo Fin de Grado.

V.3.3. Análisis con Fluent.

V.3.3.1. Introducción.

El modelado de los procesos de flujos fue fundado en Turku, el 4 de mayo de 1992, que fue la primera compañía finlandesa en prestar servicios de CFD (Dinámica de Fluidos Computacional). En un principio el modelado de los procesos de flujo era propiedad de muy pocas empresas, pero la formación industrial y académica de las personas provocaron un desarrollo de los conocimientos de los diferentes softwares de CFD. Con el inicio de la década de los 90 el cálculo numérico se hizo cada vez más utilizado en la industria, siendo FLUENT una de las herramientas principales. En el año 2007 FLUENT es adquirida por la compañía estadounidense ANSYS, que hasta aquel entonces había sido el fabricante más conocido de software de este tipo. Una vez adquirido FLUENT, ANSYS optó por invertir en otros programas de cálculo numérico, referido en este caso al análisis estructural y la multifísica. [W-2].

El ahora denominado ANSYS FLUENT contiene amplias capacidades de modelado de flujos, la turbulencia, la transferencia de calor y reacciones para aplicaciones industriales que van desde el flujo de aire sobre un ala de un avión a la combustión en un horno.

Las posibilidades de conexión entre distintos programas de ANSYS, así como la posibilidad de importar y exportar diferentes geometrías con otros software diferentes como CATIA o GAMBIT, hace posible una cómoda modelación de la malla en programas de CAD para posteriormente introducirlos en el software de CFD con el que se realizarán los análisis.

En el caso que a continuación se estudia, la malla ha sido realizada con GAMBIT, incorporado en el paquete de programas de ANSYS, al igual que FLUENT, lo que facilita mucho los procesos de exportación e importación de mallas.

V.3.3.2. Análisis del flujo de aire en la torre de refrigeración utilizada en la experimentación con Fluent.

El presente análisis se realiza con el objetivo de conocer cómo evoluciona el flujo de aire a lo largo de la torre, es decir, las diferentes velocidades en la dirección Y que tienen lugar dentro de la misma. Este análisis permitirá conocer las velocidades del flujo en la sección de intercambio de calor, y, en su caso, proponer para estudios posteriores una posible mejora del diseño de la torre.

Sin la realización de este análisis la intuición hace pensar que el flujo en la sección de intercambio será ascendente y casi uniforme. La geometría de la torre es la que hace que el flujo en dicha zona sea más o menos propicio para que tenga lugar un intercambio de energía óptimo.

Con la utilización de otro software asociado a FLUENT se procederá a la creación de la malla que simulará la torre de refrigeración que se encuentra en el laboratorio del departamento de ingeniería energética y fluidomecánica de la universidad de Valladolid. Este software que hace posible la creación de la malla es GAMBIT. Tras un estudio básico de GAMBIT es posible obtener la malla mostrada en la figura V.38.

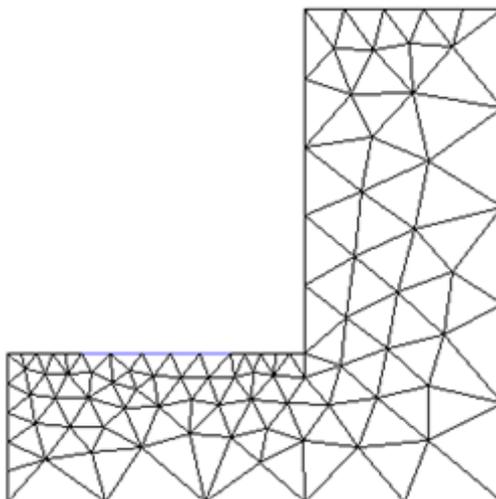


Figura V.38. Primer mallado del modelo realizado con Gambit.

Esta malla tiene 150 celdas, lo que significa que su mallado es grueso y su estudio será muy básico, proporcionando poco detalle del movimiento del flujo dentro de la torre de refrigeración que se pretende modelar. Es por ello que en Fluent se realiza un mallado fino de la misma en diferentes secciones. El mallado será más fino en aquellas zonas en las que el análisis del flujo sea más importante según nuestro criterio y nuestros intereses.

Tras el mallado el número de celdas aumentado considerablemente, obteniendo un total de 27211 celdas. La malla refinada es la siguiente:

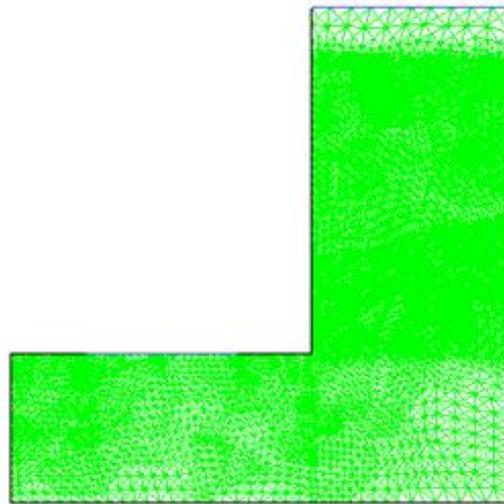


Figura V.39. Mallado intenso realizado en FLUENT:

Es preciso comentar en este momento que la superficie inferior representada en la torre de la figura V.39. representa la superficie de agua del depósito de la torre de refrigeración ensayada, superficie que tiene una altura variable en función del tiempo

Una vez tenemos la malla con la que vamos a trabajar, debemos introducir las condiciones de contorno de nuestra torre de refrigeración. Como el análisis será únicamente del aire, no consideraremos el agua procedente de las duchas y seguiremos únicamente las velocidades alcanzadas del aire en la componente vertical. Estableciendo un flujo de entrada de aire de 0.06kg/s, muy similar al que se tiene en la realización de los ensayos, y haciendo un número de iteraciones suficiente para conseguir un flujo estable (2500 iteraciones), el resultado que veníamos buscando es el siguiente:

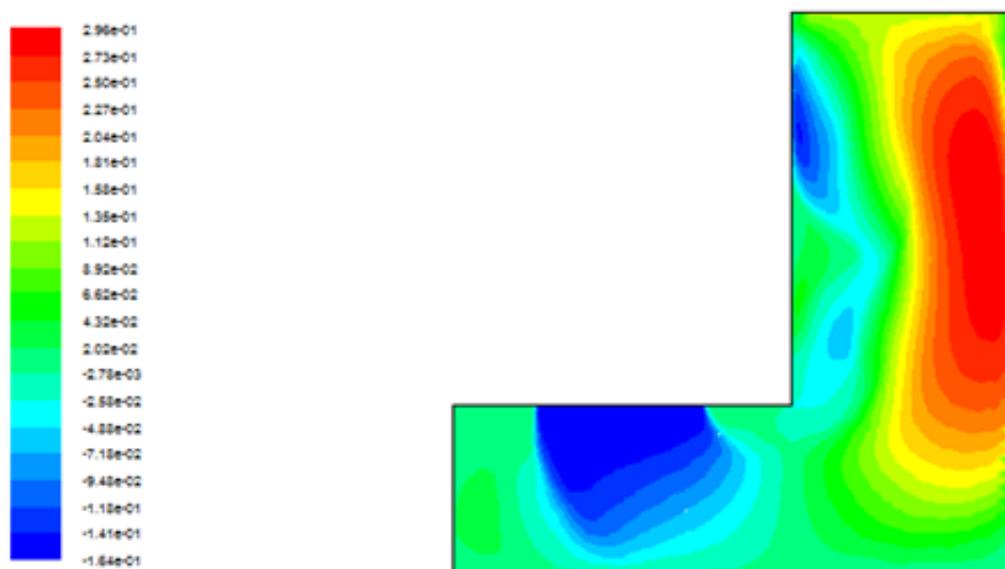


Figura V.40. Velocidades verticales del aire en la torre modelado con FLUENT.

Este análisis muestra como en determinadas partes de la torre el flujo tiene velocidad Y negativa, es decir, el aire fluye hacia abajo, lo cual no es bueno para el funcionamiento que deseamos, pues pretendemos conseguir un intercambio de energía en contracorriente, configuración que se cumpliría si el aire tuviera una componente de velocidad vertical hacia arriba. Para un análisis más detallado y entendimiento de la velocidad que tiene lugar en una zona crítica de intercambio energético se crea una sección de análisis como muestra la siguiente figura V.41:

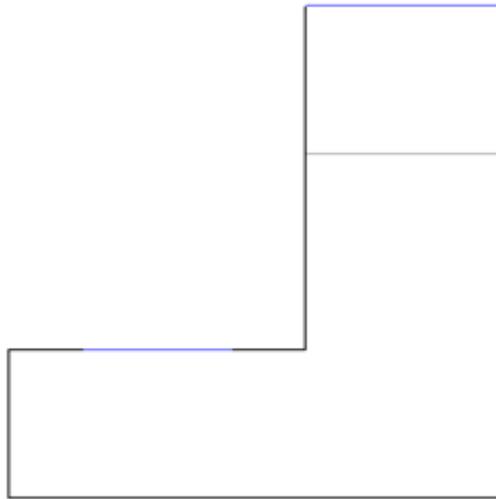


Figura V.41. Detalle de la sección creada en la zona de intercambio energético.

Si se miden las velocidades tan solo en dicha sección, las velocidades verticales se observan en la siguiente imagen, donde se observa fácilmente la irregularidad de las velocidades verticales en dicho punto.

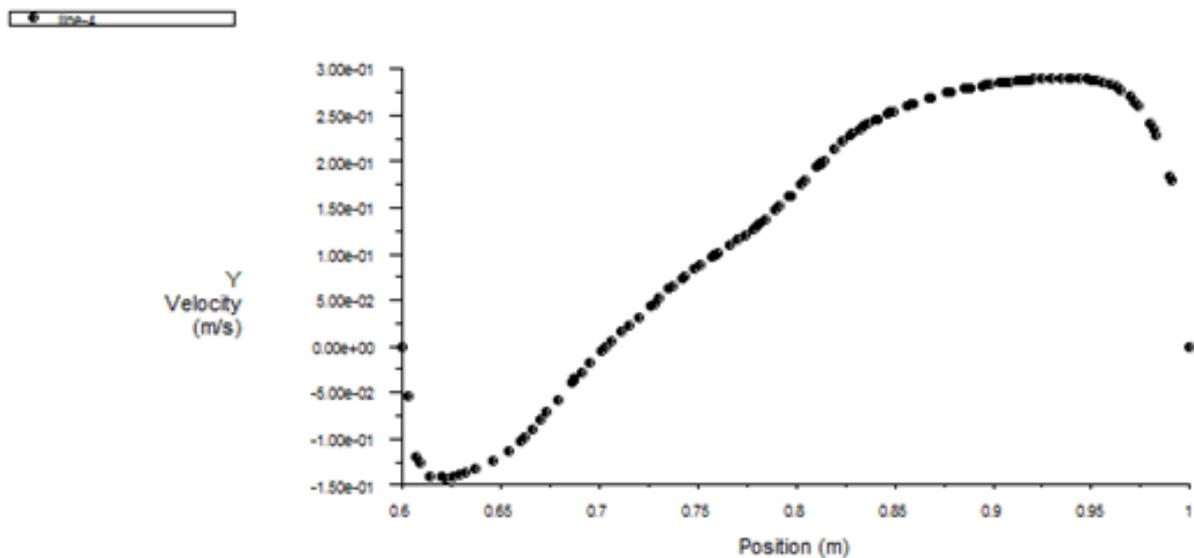


Figura V.42. Velocidades verticales en la sección estudiada.

Si se estudian las presiones que tienen lugar (tanto estática como total) se observa que la recirculación viene dada por una depresión originada por la geometría de la torre.

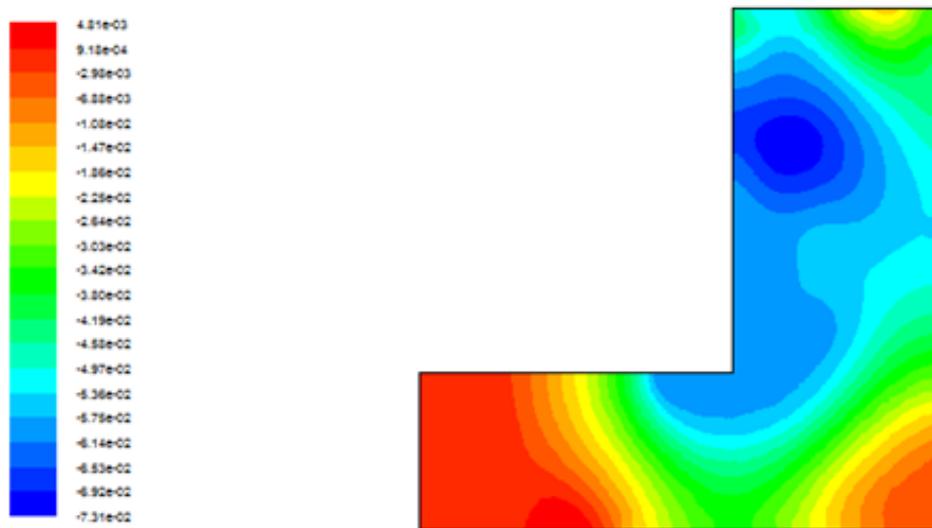


Figura V.43. Distribución de presión estática simulada.

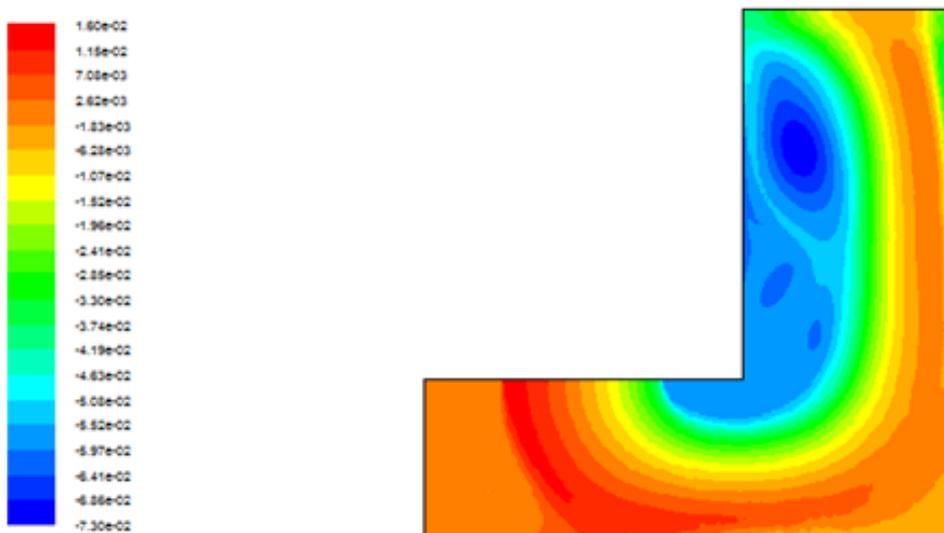


Figura V.44. Distribución de presión total simulada.

Si bien es cierto que en el análisis efectuado no se ha introducido el efecto del relleno que tiene la torre de refrigeración que se utilizó para los ensayos realizados, cuyo efecto provocará un efecto en el reparto del aire dentro de la misma.

De forma adicional se debe comentar que tampoco se ha tenido en cuenta la entrada de agua vaporizada que entra a través de las duchas y que modificarían ligeramente las velocidades del aire arriba mostradas.

V.3.3.3. Modificación de la geometría para una mayor eficacia de la torre.

Aunque no es objetivo del análisis que se quiere llevar a cabo en un principio, pues era comprobar las velocidades en la componente vertical del aire de la torre de refrigeración que se experimentó en el laboratorio del departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica de la Universidad de Valladolid, se presenta ahora un análisis del mismo efecto cuando se cambia la geometría de la torre. El objetivo ahora es intentar hacer que el flujo a lo largo de la torre sea lo más uniforme posible. Para ello se ha pensado en modificar la esquina interior que, de forma intuitiva, se piensa en recortarla, posibilitando un mejor paso del aire.

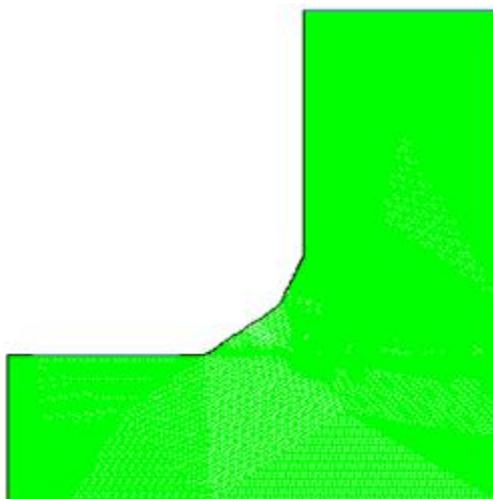


Figura V.45. Detalle de la malla de la torre modificada.

Sin embargo, tras la modelación de la torre modificada, siguiendo los mismos pasos que en el caso anterior, para el mismo flujo (0.06kg/s) e incluso con un mayor número de celdas para un análisis más preciso (64000 celdas) y 2000 iteraciones, suficientes para otorgar una solución estable de las velocidades en la componente Y de la velocidad, los resultados obtenidos son los siguientes:

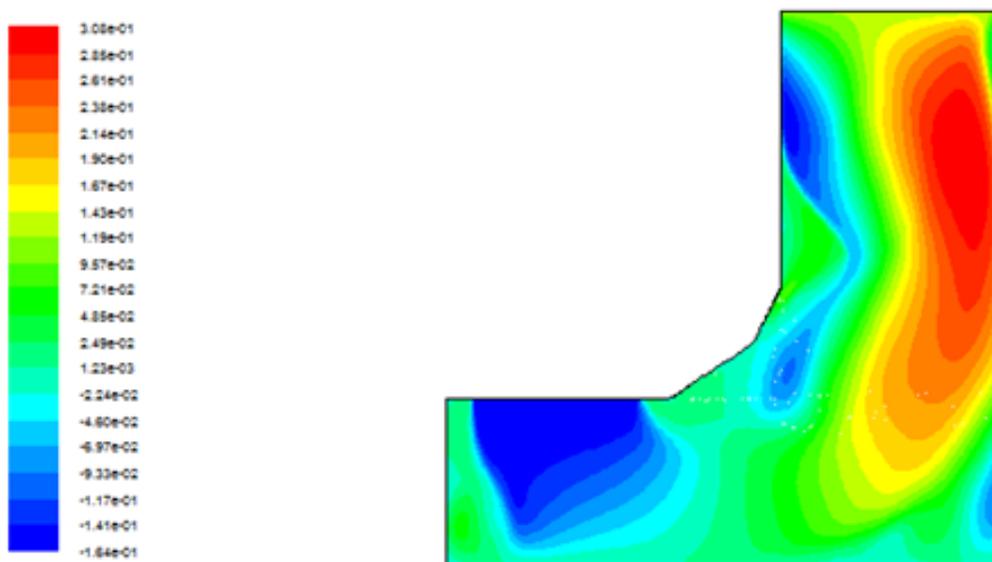


Figura V.46. Detalle de las velocidades simuladas para la torre modificada.

De manera que, aunque lo que queríamos era mejorar el flujo en la torre, se comprueba que el efecto conseguido es precisamente el contrario, pues al comparar este resultado con el anterior es fácil observar como es mayor la región en la zona de intercambio de energía que tiene velocidades negativas.

Es por ello que se concluye que un diseño más efectivo será el contrario, hacer un pico más pronunciado y lo más próximo al eje horizontal posible. De esta manera el flujo, al empezar desde más abajo, tendrá un mayor recorrido para poder hacerse estable y más uniforme, proporcionando un mejor intercambio de energía.

Simulando, al igual que en los casos anteriores una malla con este criterio se tiene:

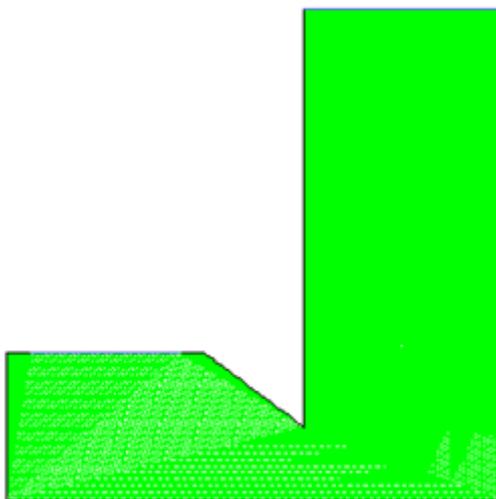


Figura V.47. Detalle de la malla de la torre modificada segunda.

Se trata de una malla muy refinada, donde casi no es posible observar las celdas. Se compone de 191416 celdas, un número muy grande que ofrecerá unos resultados muy precisos a cambio de un coste computacional elevado.

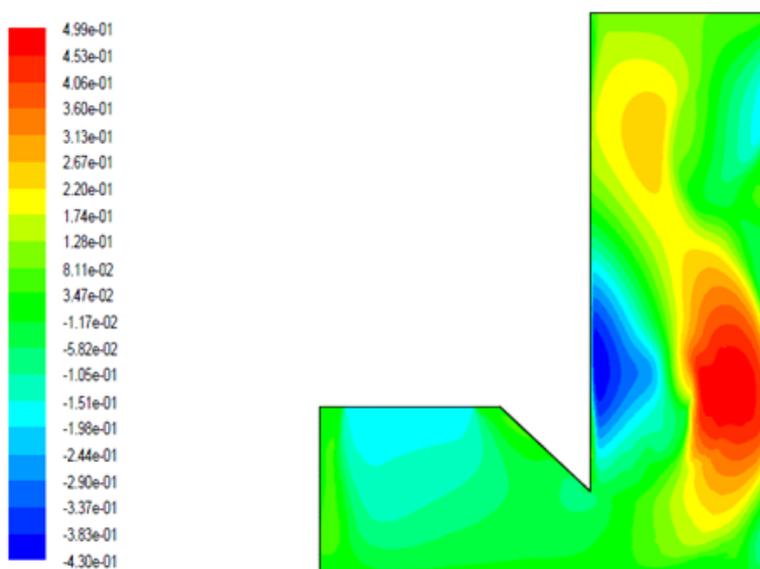


Figura V.48. Detalle de las velocidades simuladas para la torre modificada segunda.

Tras hacer 2000 iteraciones e introducir los mismos valores de caudal de aire que en los análisis anteriores, el resultado que proporciona FLUENT es el mostrado en la figura V.48. Se observa como en este caso la velocidad máxima en la dirección vertical se alcanza a una cota inferior a la que se encuentra el relleno, siendo más estable la velocidad en el mismo pero de inferior valor en comparación a los anteriores.

Si se introdujese un flujo mayor, en este caso 0.2kg/s, se observa para esta nueva configuración la siguiente distribución de velocidades:

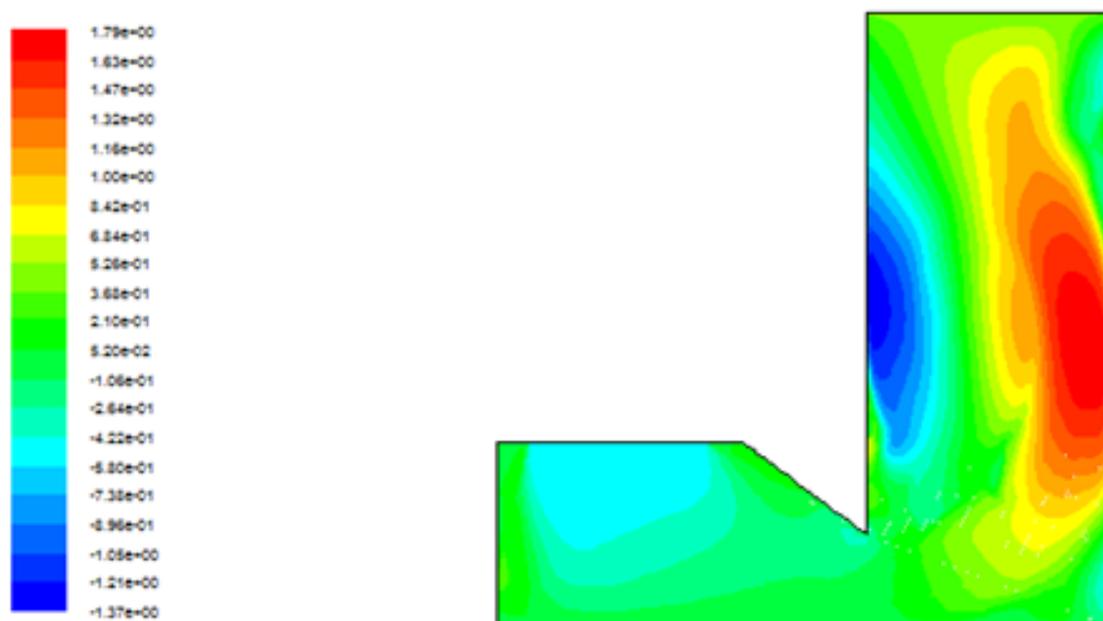


Figura V.49. Detalle de las velocidades simuladas para la torre modificada segunda cambiando el flujo de aire.

Esta vuelve a ser semejante a la primera de las tratadas, de manera que llevaría un estudio largo y preciso intentar que el flujo pasase por la zona del relleno de forma más regular.

También hay que comentar que en el modelo realizado en FLUENT no se ha tenido en cuenta el agua que hay en la balsa (parte inferior de la torre), cuyo coeficiente de fricción con el aire es distinto que el de la pared, si bien este aspecto es menos importante.

Como ya se indicó en el apartado destinado a la explicación de los distintos tipos de torres de refrigeración, lo normal es que en todas ellas el aire entre por igual en todas las direcciones de la torre. En las torres de refrigeración de tiro inducido el aire entra por los lados de la torre de forma perimetral, y lo mismo ocurre en las torres de tiro natural asistido. También se procure que este efecto esté presente en las torres de tiro forzado. Esta componente del aire a la entrada hace que los efectos radiales se compensen y el aire ascienda de forma más uniforme que lo que ocurre en la torre de refrigeración estudiada en el laboratorio, que un perfil de subida muy diferente del que se tiene a nivel industrial.

V.3.3.4. Análisis con Fluent de una torre de enfriamiento tipo central térmica.

A modo de aclaración, se realizará en este momento un breve análisis del comportamiento del aire en el interior de una torre de enfriamiento correspondiente a una instalación perteneciente a una central térmica. Es obvio que este tipo de torres de refrigeración se caracterizan por sus grandes dimensiones y geometría, necesarias para conseguir los efectos chimenea que hacen posible un intercambio energético elevado requerido en dichas instalaciones.

En la figura V.50 se muestra como, al contrario de lo que pasaba cuando se analizó la torre del laboratorio, en este caso el flujo de aire es en su mayoría uniforme a lo largo de la sección de intercambio energético.

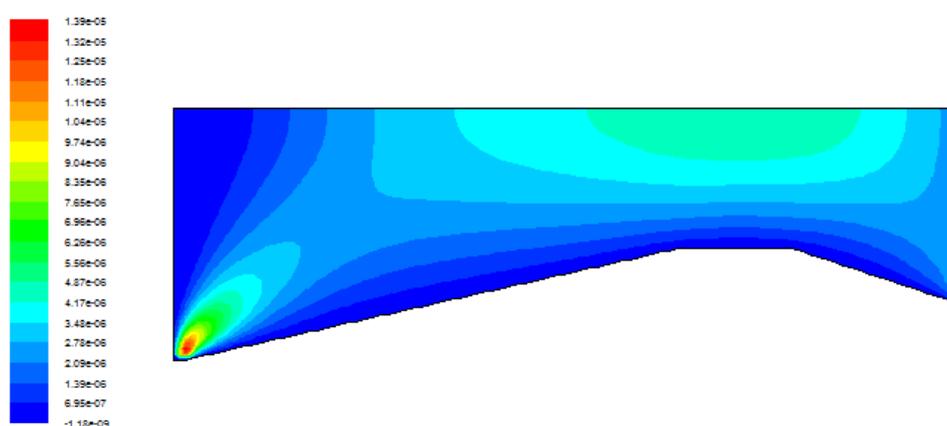


Figura V.50. Detalle de las velocidades axiales en una torre de refrigeración de tipo central térmica.

Este efecto también se conseguiría en torres con geometrías menos adecuadas, como la torre del laboratorio, pero con grandes dimensiones. Sin embargo, este tipo de torres no son viables en temas de acondicionamiento, pues ya de por sí el tamaño que éstas presentan es uno de los principales factores que juegan en contra de estas instalaciones.

V.3.3.5. Análisis con Fluent de las toberas utilizadas para la medida del caudal de aire.

A continuación se va realizar con FLUENT una simulación del paso de aire a través de una de las toberas que se utilizan para medir una diferencia de presiones, que se correlaciona directamente con la medida del caudal que atraviesa el conducto.

Para ello, como en las simulaciones anteriores, se procede a la realización de la malla en Gambit, para posteriormente exportarla a FLUENT en vistas a ejecutar la simulación. A esta malla se la dota de las dimensiones reales de las toberas, con una longitud suficiente para comprobar qué ocurre en las secciones en las que se

tomaba la medida de las presiones en la toma de datos realizada anteriormente a este Trabajo Fin de Grado.

Con motivo de reducir el tiempo de cálculo del programa, se analizar únicamente la mitad del conducto, siendo el resultado real simétrico al mostrado más adelante. Una vez introducida las medidas correspondientes, se tomarán dos secciones de interés, antes y después de la tobera (a medio diámetro y un diámetro respectivamente, que fue el lugar de toma de medidas) y se realiza la malla en Gambit suficientemente refinada en vistas a obtener un mejor resultado (más de 8000 celdas)

Una vez construida la malla, se exporta a FLUENT, donde se realiza el cálculo. Para ello, además de establecer las condiciones de contorno, se impone el caudal de aire que entra al conducto y que, de igual manera, sale por el otro extremo.

Para realizar un cálculo representativo, se escoge un caudal de aire de 300 m³/h que, sabiendo que la densidad del aire es de aproximadamente 1.22 Kg/m³, se obtiene un flujo másico de 0.1 Kg/s.

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho = \frac{300\text{m}^3/\text{h}}{3600\text{s/h}} \cdot 1.22\text{kg}/\text{m}^3. \quad (\text{Ec. V.42})$$

Una vez introducidas las características del fluido a simular, en este caso aire, y el flujo másico del mismo, se realizan las iteraciones necesarias para conseguir unos residuales estables, donde se decidirá concluir la simulación y analizar los resultados obtenidos.

Una de las primeras intrigas que pueden surgir en este tipo de análisis es saber si el flujo está adaptado en la sección en la que se toma la medida, es decir, si las velocidades se han estabilizado una vez atravesado el estrechamiento y antes de llegar a la sección de medida. Como se puede ver en la figura V.51 la respuesta a esta cuestión es claramente negativa, existiendo incluso una recirculación del aire en dicha sección.

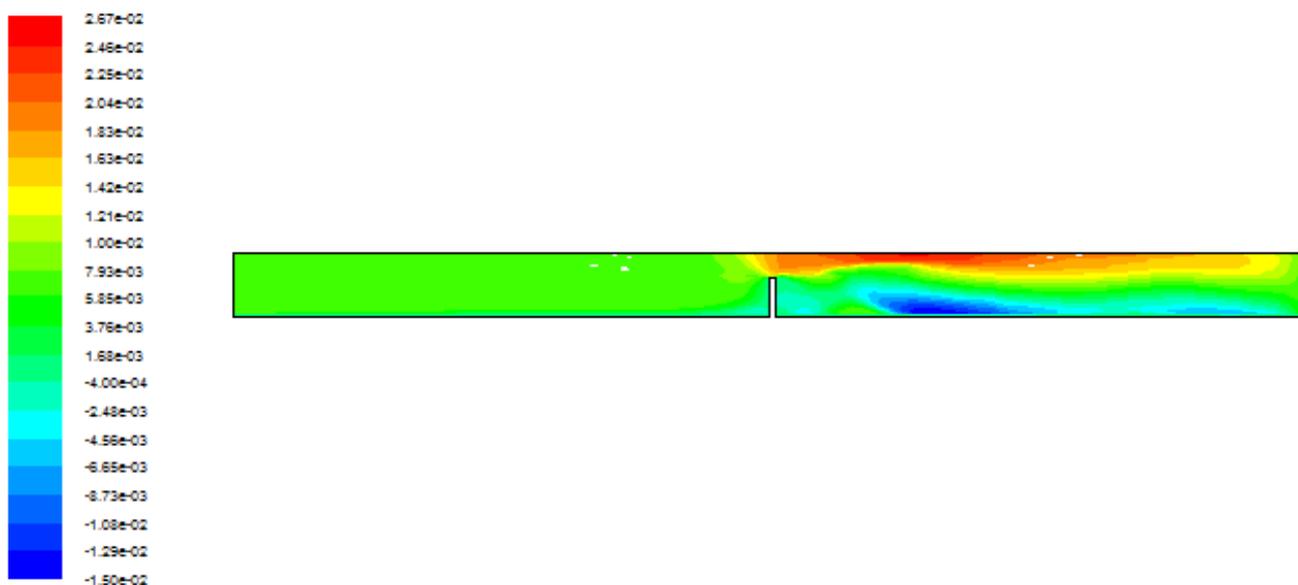


Figura V.51. Velocidad axial en el conducto para un caudal de 300 m³/h.

Esto conduce a pensar que una medida de caudal a través de la presión dinámica (velocidad del flujo) sería obviamente errónea, pues el flujo no está estabilizado en esta sección y además toma direcciones distintas en función de la cota diametral de medida.

Sin embargo, los caudales medidos en la experimentación anterior, tuvo lugar a través de la siguiente correlación:

$$\dot{V} = K \sqrt{\Delta P} \quad (\text{Ec. V.43})$$

Donde K es una constante que es función de factores como la fricción, la longitud, el diámetro, sección y la densidad.

Por tanto, midiendo la diferencia de presión se puede obtener, conocida la constante K, el caudal que pasa a través del conducto. Es preciso entonces conocer la variación de presión estática a lo largo del conducto, mostrada en la figura V.52. En esta figura se puede identificar una zona de depresión localizada justo en la sección en la que se realizó la medida de presión experimental para obtener el caudal que atravesaba el conducto.

A la vista de los resultados obtenidos en esta simulación, se interpreta como posible factor de fallo en la medida de los caudales realizado y, por tanto, posible explicación del incumplimiento del balance energético en la torre.

Lo anteriormente comentado conduce a proponer una nueva experimentación que busque obtener un balance energético cerrado en la torre, donde la toma de medidas de presión se realice no a 1 diámetro después de la tobera, sino a 5 diámetros.

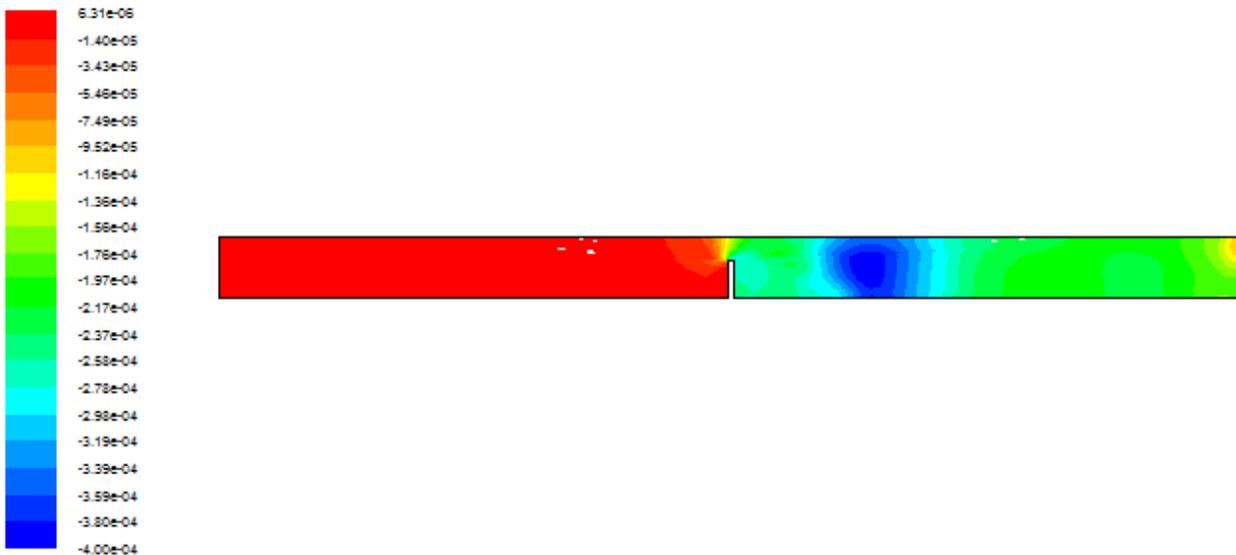


Figura V.52. Presión estática en el conducto para un caudal de 300 m³/h.

V.3.4. Calibraciones.

V.3.4.1. Introducción.

Ante la variabilidad que presentan los resultados analizados de experimentos anteriores para el sistema torre de refrigeración – batería, se decide volver a realizar una serie de experimentos con el único objetivo de poder cerrar los balances energéticos que tienen lugar y poder así analizar las transformaciones de energía que tienen lugar.

Para poder realizar un análisis experimental de este tipo, es preciso hacer previamente una calibración de los dispositivos de medida que se van a utilizar. Por tanto, cuando se hizo este mismo experimento se hizo la calibración de las sondas de medida de temperatura seca, de humedad relativa y de las placas orificio con las que se realizará la medida del caudal. Sin embargo, el tiempo transcurrido desde aquella experimentación hasta la que se pretende realizar ahora es excesivamente elevado, precisando pues de una nueva calibración para poder eliminar cualquier error de medida que tenga en lugar en las sondas como consecuencia de su inactividad.

Por todo lo comentado, se explicará a continuación las diferentes calibraciones realizadas previas a la recogida de datos experimentales.

V.3.4.2. Calibración de las sondas de temperatura.

Para llevar a cabo la calibración de las sondas de temperatura seca (figura IV.12) es necesaria la utilización del horno ya mostrado en la figura IV.18 del capítulo IV de este mismo Trabajo Fin de Grado.

Para realizar la calibración se introducen todas las sondas de temperatura seca en el interior del horno y se establece un rango de temperaturas ajustado al rango de temperaturas que se desea medir, pero suficientemente amplio para garantizar que todas las medidas que se podrán registrar durante la experimentación estarán dentro de las condiciones de calibración.

Para una correcta calibración se debe hacer una “subida” (aumentar progresivamente la temperatura del horno) y posteriormente una “bajada” (una vez alcanzada la temperatura máxima de calibración, volver a bajar la temperatura de forma progresiva hasta llegar a la cota inferior de calibración).

El rango establecido para la calibración es de 10°C a 40°C. Las medidas se registrarán cada 5°C, permaneciendo un tiempo suficiente el horno en cada temperatura de modo que se pase el régimen transitorio y llegar a un régimen estable donde poder realizar la toma de datos que hacen posible la obtención de las rectas de calibración.

La calibración se realiza para un número superior de sondas al necesario en la experimentación por dos motivos: el primero es para poder utilizar otra sonda

calibrada en caso de que una presente fallos; el segundo es para simplemente tener realizada la calibración de más sondas ya que el esfuerzo necesario de realizar otra sonda adicional no es excesivo.

Además, las diferentes sondas de temperatura están conectadas a uno de los dos adquirentes (figura IV.17), por lo que se realizará una calibración independiente para las sondas del adquirentor 1 y otra para las del adquirentor 2.

Aquí se mostrará el procedimiento seguido para llevar a cabo la calibración para una de las sondas (Chan 202 C) del adquirentor 2, representando el resto de las gráficas en el anexo B.1.

Los datos recogidos para esta sonda Chan 202 para la subida son los mostrados en la figura V.53.

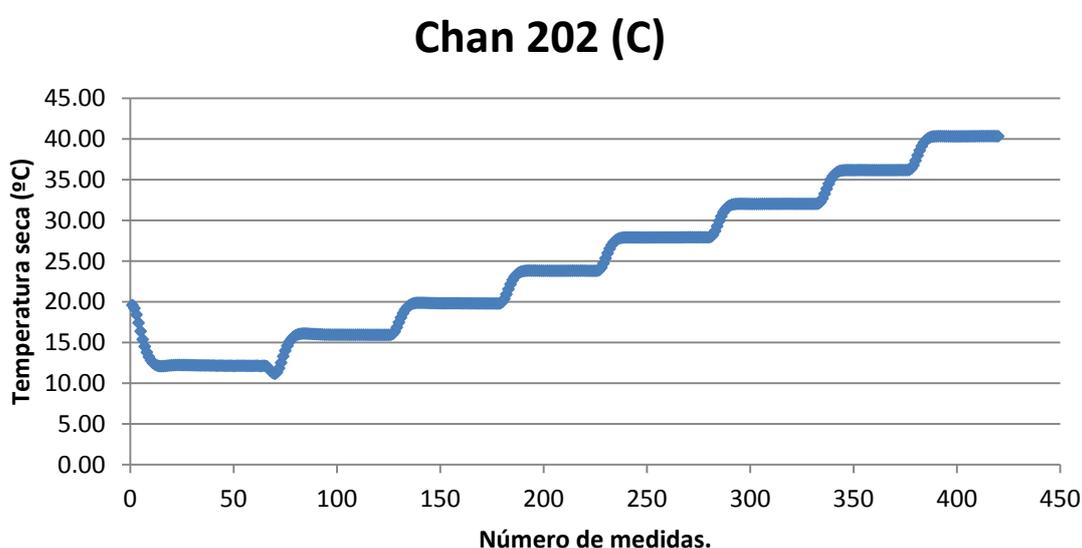


Figura V.53. Datos de temperatura seca para subida Chan 202 C.

A modo de aclaración se indica que la toma de datos se realiza desde el primer momento, por lo que la temperatura mide la temperatura del laboratorio durante un cierto instante inicial, adecuándose rápidamente a la temperatura del interior del horno. Además, el pico descendente en el paso de la medida de 10°C a 15°C es por un fallo en la programación de la temperatura, que es rápidamente corregida y no afecta a los resultados.

Una vez se recogen los resultados de todas las sondas, se realiza el promedio de de temperaturas en las zonas llanas de las gráficas, con aproximadamente 40-50 datos, suficientemente relevantes para que la regresión sea correcta.

De esta manera, se pueden recoger en una tabla los valores promedio de las medidas de la temperatura para cada una de las sondas de este adquirentor 2 (tabla V.14).

Tabla V.14. Valores promedio de las temperaturas secas de las sondas del adquisidor 2 en la subida.

HORNO (°C)	Chan 202 (C)	Chan 204 (C)	Chan 207 (C)	Chan 303 (C)	Chan 304 (C)
10.00	12.19	11.69	15.34	11.72	10.22
15.00	15.99	15.65	17.72	15.86	15.16
20.00	19.83	19.50	20.01	19.84	20.06
25.00	23.76	23.50	22.61	24.27	24.95
30.00	27.91	27.61	25.55	28.73	29.94
35.00	31.99	31.73	28.44	36.21	34.91
40.00	36.11	35.46	31.38	38.16	39.86
45.00	40.32	40.05	34.26	48.25	44.83

En este momento, para cada una de ellas se realizar la regresión lineal pertinente, función de la temperatura de referencia (la del horno) y la temperatura registrada, de modo que se podrá corregir el valor de la medida tomada durante la experimentación para cada sonda de temperatura. El resultado de dicha regresión lineal para la sonda explicada Chan 202 C se muestra en la figura V.54.

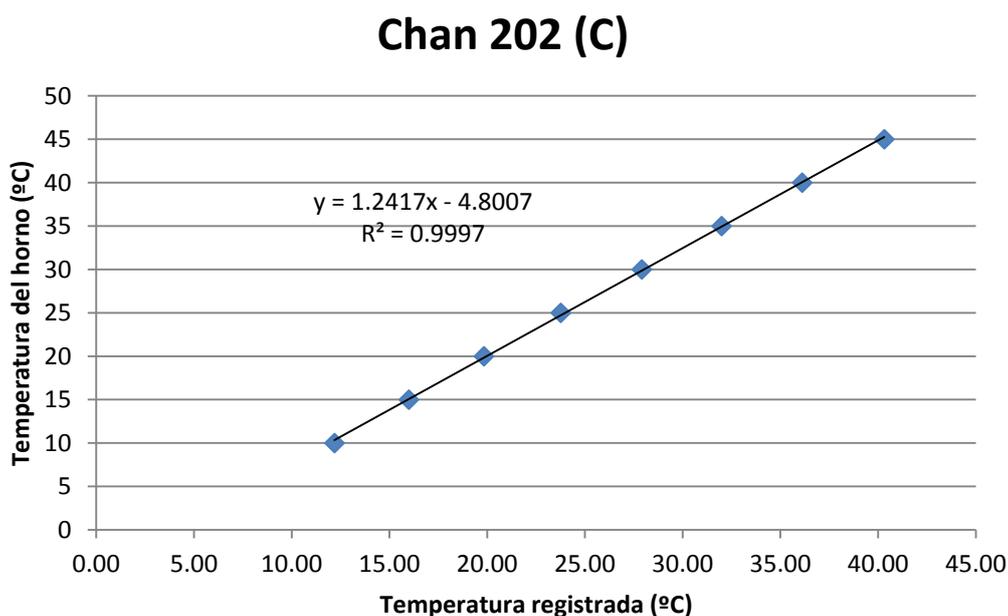


Figura V.55. Regresión lineal para subida Chan 202 C.

Como se ha comentado anteriormente, el mismo estudio debe realizarse para la bajada, de manera que en la figura V.56 se representan los valores medidos en este caso.

Chan 202 (C)

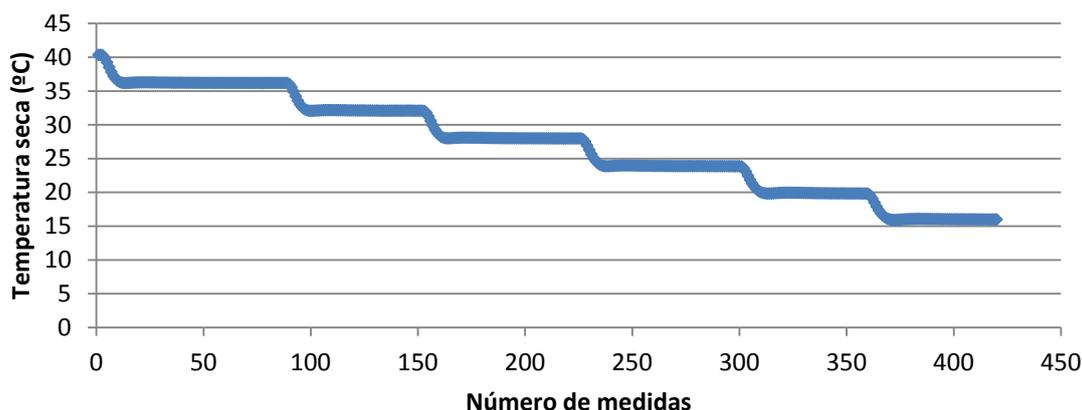


Figura V.56. Datos de temperatura seca para bajada Chan 202 C.

De igual manera, para la bajada, los resultados de los valores promedio de las medidas son los mostrados en la tabla V.15.

Tabla V.15. Valores promedio de las temperaturas secas de las sondas del adquisidor 2 en la bajada.

HORNO	Chan 202 (C)	Chan 204 (C)	Chan 207 (C)	Chan 303 (C)	Chan 304 (C)
40.00	36.23	36.12	31.43	-	39.83
35.00	32.23	31.89	28.73	-	34.87
30.00	28.04	27.77	25.75	29.27	29.94
25.00	23.90	23.64	22.89	24.58	24.99
20.00	19.89	19.69	20.26	20.24	20.06
15.00	16.02	15.88	17.83	15.99	15.15

Como se puede observar tanto en la tabla V.14 como en la tabla V.15, las sondas no miden perfectamente (hecho por el cual es necesaria una calibración), mostrando algunas una diferencia de la temperatura registrada con la real superior que otras para las mismas condiciones.

A modo de aclaración, los guiones mostrados para la sonda Chan 303 C se deben a un error en el registro de los datos. Esta sonda presenta mucha variabilidad en la toma de medida, por lo que no se utilizará durante la experimentación.

De igual manera se puede representar la regresión lineal obtenida para la bajada para esta misma sonda Chan 202, mostrada en la figura V.57.

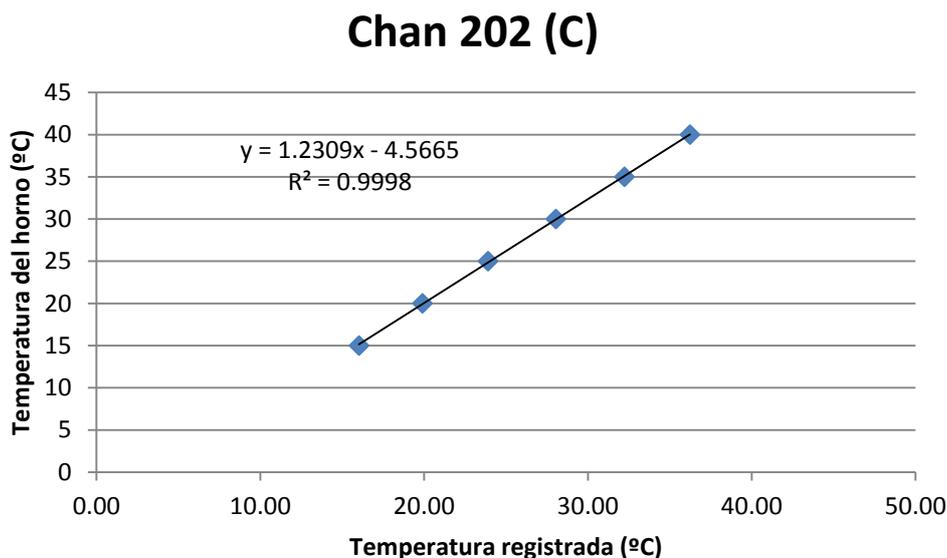


Figura V.57. Regresión lineal para bajada Chan 202 C.

Nuevamente la regresión lineal obtenida es muy buena, dando por buena la calibración. Por tanto se utilizarán los valores obtenidos de las pendientes de las regresiones para corregir el valor de las medidas registradas por cada sonda durante la experimentación.

V.3.4.3. Calibración de las sondas de humedad.

Tal y como se ha hecho con las sondas de temperatura seca, se decide realizar una calibración de las sondas de humedad relativa con el mismo fin, evitar una posible distorsión de la medida anotada durante los ensayos, con el fin último de que los balances energéticos de los ensayos realizados a la torre de refrigeración cierren, verificando el funcionamiento del sistema.

Para ello se someten las cuatro sondas de humedad relativas que se quieren calibrar, que están conectados al adquirente 2, a unas condiciones establecidas por la UTA. Para poder comprobar la validez de esta medida, se introducen simultáneamente otras cuatro sondas Testo de medición validada, cuya medida se considera más precisa, con el objetivo de tener medidas puntuales de humedad relativa y comprobar la bondad de la medición a través de las otras sondas.

Una vez elegidas las sondas a utilizar e instaladas, es necesario pensar en la forma de realizar la calibración. Para ello se hace un barrido de condiciones de humedad de modo que se cubra todo el rango de condiciones esperadas durante la realización de los ensayos. En este caso se ha optado por:

- Ensayos A. Sin humidificación. Se realiza la calibración para condiciones de aire con humedad específica coincidente con la del laboratorio, pero modificando su temperatura en saltos de 5°C (20, 25, 30, 35, 40 y 45°C).
- Ensayos B. Con humidificación hasta el 50%. Se deben tener en cuenta dos observaciones respecto a las variaciones de temperatura anteriores:
 - La temperatura de 20°C no se puede alcanzar con la UTA, por lo que no se registran datos de estas condiciones.
 - La temperatura de 40°C no permite alcanzar el 50% de humedad relativa con el humidificador, por lo que se decide no considerar la medida correspondiente a 45°C.
- Ensayos C. Con humidificación hasta el 60%. En este caso solo es posible realizar el barrido para temperaturas de 25, 35 y 35°C.
 - Como antes, la temperatura de 20°C no se alcanza con la UTA.
 - La temperatura de 35°C no se alcanza para estas condiciones de humedad relativa, por lo que no se ensayarán condiciones superiores.

Inicialmente se plantea un conjunto de ensayos D, en los que se estudiarían humedades mínimas, por debajo de la correspondiente a la humedad específica del laboratorio. Sin embargo, se desecha esta idea ya que los ensayos que se van a realizar no se hacen a humedades relativas bajas. Además, ensayar temperaturas elevadas con mínima humedad se corresponde con los ensayos de "A" a 40 y 45°C según el psicrométrico a esos niveles de temperatura y sin humidificación, ya analizadas.

Para el conjunto de los ensayos comentados, se recogen los datos durante 20 minutos para cada uno, observando en la representación gráfica de los mismos que no se consigue una estabilidad asintótica perfecta, pero sí muy próxima, por lo que se considera como suficiente y aceptable.

A modo de comprobación, se contrastan las medidas de las sondas Testo con las sondas que de medida de humedad relativa que se utilizan en los ensayos, comprobando que el resultado es prácticamente el mismo, quedando por tanto la medida validada. No obstante, se toma como referencia para analizar las medidas de las sondas de humedad relativa la media de tres de las cuatro sondas Testo, eliminando la medida de la sonda denominada OA, ya que en estudios anteriores se ha comprobado que era la que peor medía.

Una vez explicado el procedimiento que se pretende realizar se analizan los datos obtenidos durante las calibraciones. Para ello se siguen diferenciando los tres ensayos presentados con anterioridad:

Ensayo A.

Para las condiciones ya comentadas durante este ensayo, es posible observar un comportamiento estable a lo largo de la experimentación, debido principalmente a que no actúa el humidificador. Como se observa en los otros ensayos, la utilización

del humidificador significa la aparición de picos en las gráficas como consecuencia de la inyección puntual de vapor.

En las figura V.58 se puede observar el comportamiento descrito, así como una medida muy similar de las sondas, pero muy alejado de la referencia, por lo que se hace obvio la necesidad de la calibración que aquí se realiza. Además es perfectamente visible la gran similitud de medida que muestran las sondas H6 y H7.

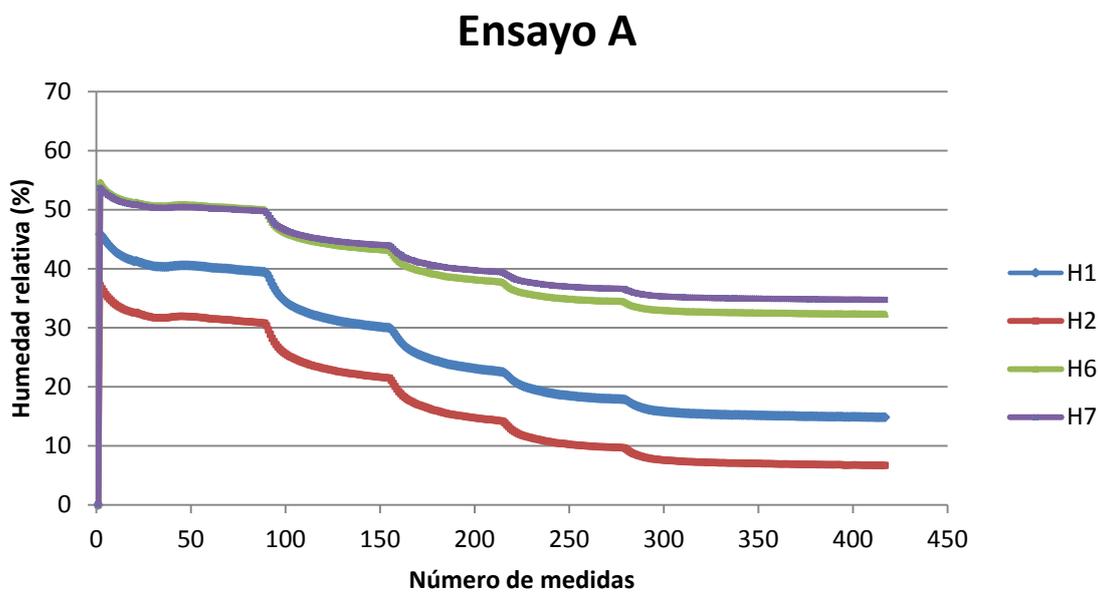


Figura V.58. Variación de la medida de humedad relativa obtenida en el ensayo A.

También es posible observar lo comentado con anterioridad, el tiempo que se ha establecido entre unas condiciones de temperaturas y otras no resulta completamente suficiente, no llegando a la asíntota perfecta, pero se puede considerar como aceptable el resultado obtenido.

Como se hizo en la calibración de las sondas de temperatura, se toman los valores medidos para cada una de las condiciones establecidas (haciendo el promedio en la zona más estable de la curva) y se representa en ordenadas la consigna y en abscisas el valor promedio de cada una de ellas. A modo de ejemplo se presenta a continuación (figura V.59) la recta de calibración de la sonda H1, siendo esta representativa del resto de sondas.

Ensayo B.

Para las condiciones establecidas en el ensayo B, resulta complicado tomar los rangos apropiados para determinar un nivel de medida correcto debido a los picos que provoca la inyección puntual de vapor.

Como se muestra en la figura V.60 este efecto es más notorio a altas humedades relativas, hecho que contrasta con la idea inicial de que en dichas condiciones el humidificador debería de estar más solicitado.

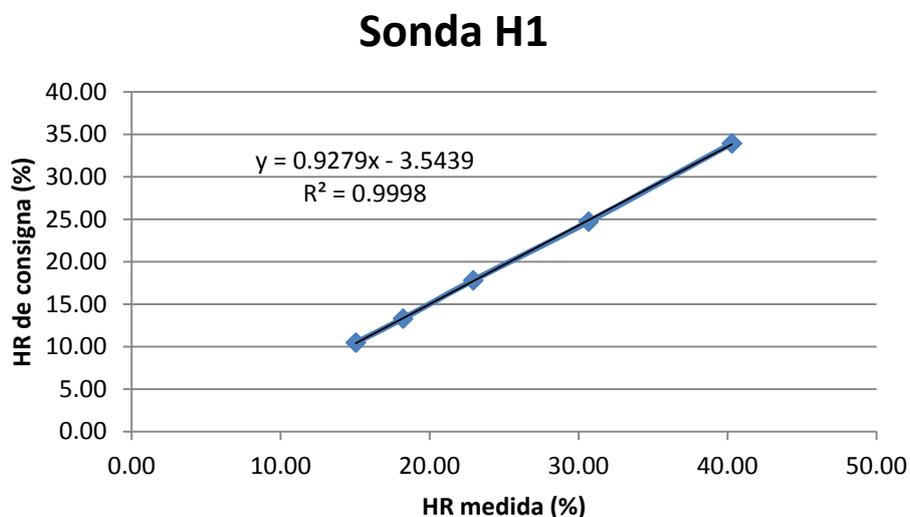


Figura V.59. Recta de calibración de la sonda H1 en el ensayo A.

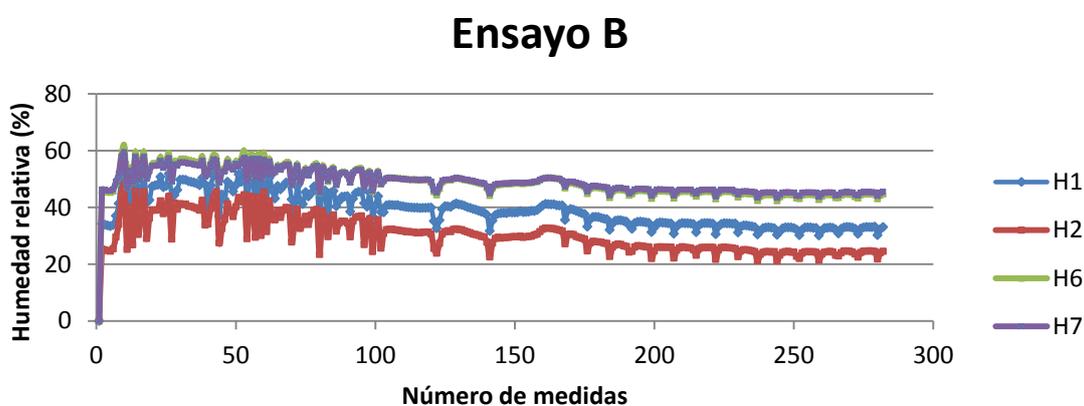


Figura V.60. Variación de la medida de humedad relativa obtenida en el ensayo B.

De nuevo se puede observar como las medidas correspondientes a las sondas H6 y H7 son muy próximas.

Al igual que antes, escogiendo los valores promedios adecuados, se puede representar la recta de calibración para todas y cada una de las sondas en las condiciones del ensayo B, mostrándose en la figura V.61 la relativa a la sonda H1.

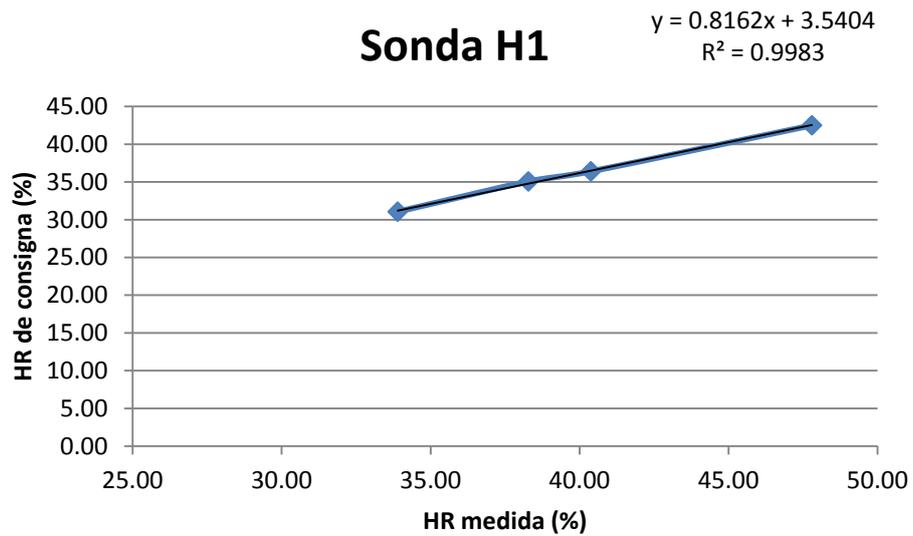


Figura V.61. Recta de calibración de la sonda H1 en el ensayo B.

Se puede observar como en este caso la regresión obtenida es un poco peor que la del ensayo A, pero sigue siendo muy buena.

Ensayo C.

Al igual que para el ensayo B, las condiciones en este ensayo provocan una variación en los valores de la humedad relativa bastante elevados, mostrados en la figura V.63, que se considera que son consecuencia de los mismos hechos.

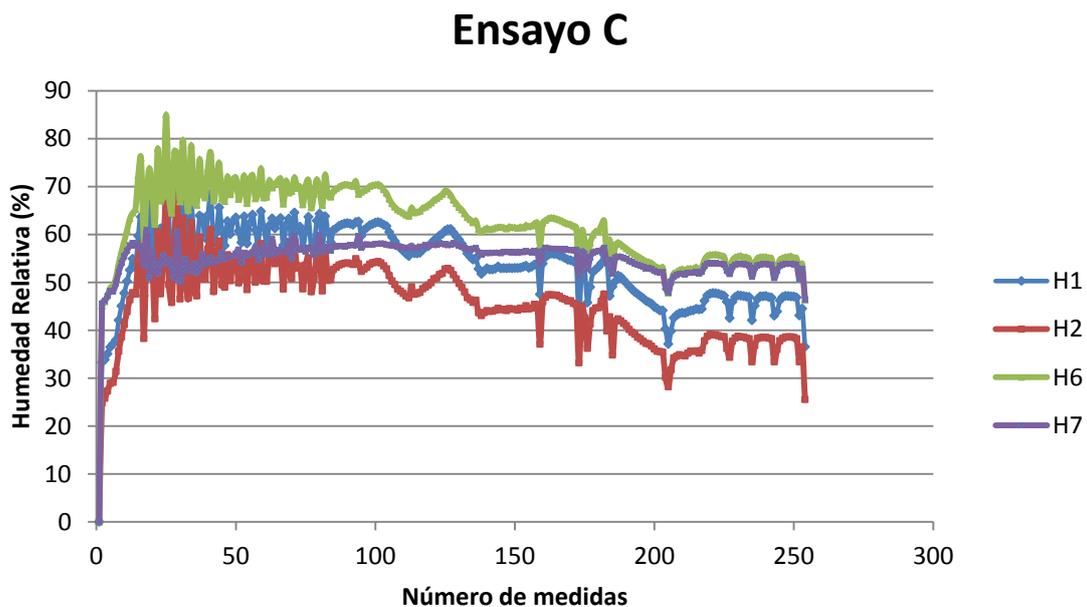


Figura V.62. Variación de la medida de humedad relativa obtenida en el ensayo C.

Además se puede observar como las sondas muestran una medida paralela de las condiciones, exceptuando la medida de la sonda H7 durante un tiempo del ensayo, cuya medida se había comportado hasta ahora de forma muy similar a la de H6.

Debido a este efecto, se considerarán tan sólo las dos últimas de las tres medidas realizadas para la sonda H7, pues su consideración tiene como consecuencia una peor regresión lineal.

De este modo, al igual que antes, se representa la humedad relativa de consigna frente a la humedad relativa medida, obteniendo la recta de calibración. A modo representativo del comportamiento de todas las sondas, se vuelve a mostrar la recta de calibración de la sonda H1 (figura V.63).

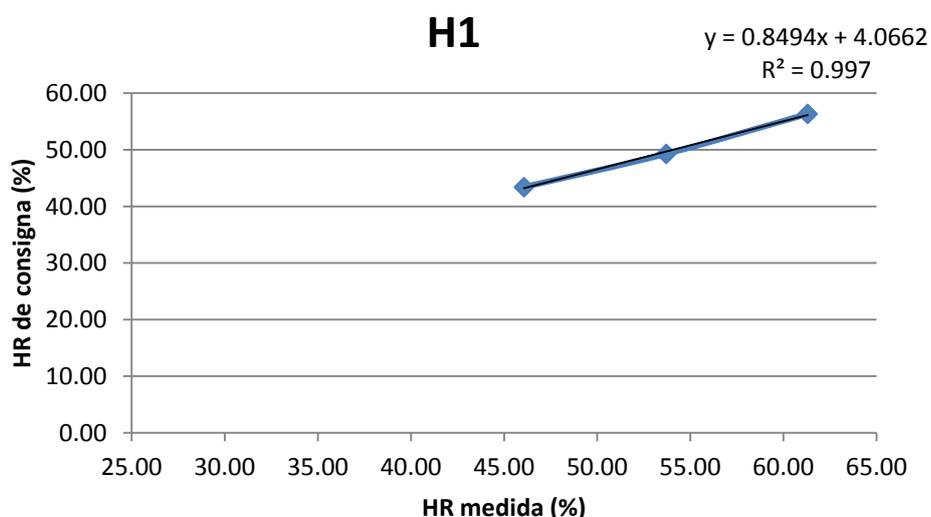


Figura V.63. Recta de calibración de la sonda H1 en el ensayo C.

Conjunto de ensayos.

El objetivo es tener una recta de calibración que cubra todo el rango posible de condiciones durante la experimentación, por lo que se deben unir los tres ensayos en una única recta. Es por ello que se unen todo los puntos para sus medidas de HR de consigna y HR medida en una misma gráfica para cada sonda.

En la figura V.64 se muestra la recta de calibración completa para la sonda H1, lista para ser utilizada cuando se realicen los nuevos ensayos.

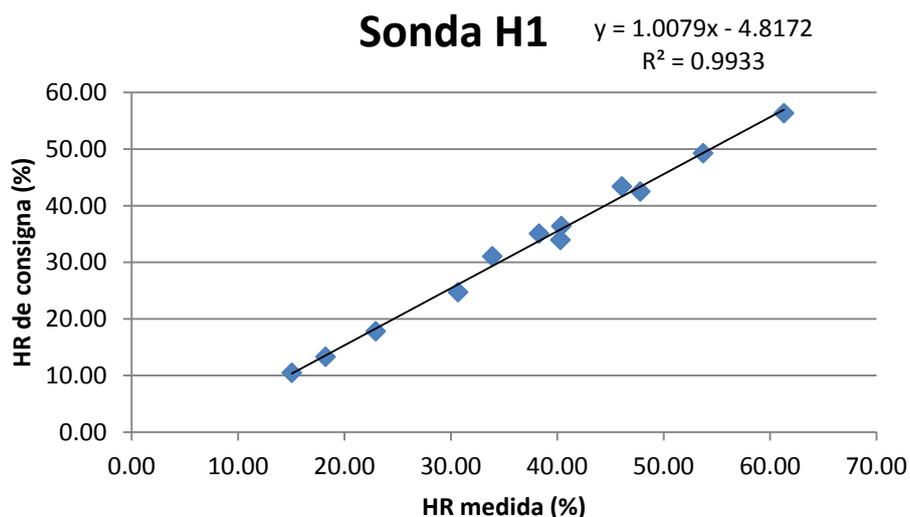


Figura V.64. Recta de calibración de la sonda H1.

V.3.4.4. Calibración de las placas orificio.

De forma previa, para ensayos anteriores, se tenían determinadas placas orificio calibradas. Si bien, estas calibración se hizo para un rango de caudales diferente y, además, no se calibraron de igual manera las placas orificio que se utilizan en los nuevos ensayos realizados para el dispositivo torre de refrigeración – batería.

Además, se pueden detallar una serie de consideraciones que conducen a la nueva calibración de las placas orificio.

- Las calibraciones originales se realizaron sobre las placas conectadas individualmente y aisladas.
- Las medidas de pérdida de carga se realizaron sobre las tomas a 0.5 diámetros de longitud aguas arriba y a 1 diámetro de longitud aguas abajo (relativo a la sección de la placa orificio). Con el estudio ya realizado en Fluent en el apartado V.3.3.4 del presente capítulo se comprueba que en el punto de medida aguas abajo tiene lugar una situación de depresión localizada, factor a considerar en la nueva calibración.

Conocidas estas consideraciones, se llevan a cabo una serie de decisiones a tener en cuenta para la realización de la nueva calibración:

- Se plantea que la instalación conectada aguas abajo de la placa afecte al funcionamiento de la misma, por lo que todas las placas orificio se conectarán en serie en esta calibración, que además se realiza de forma simultánea para las diferentes placas.

CAPÍTULO IV: CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

- Se analiza qué ocurre al modificar la posición de algunas placas orificios para poder comprobar si influye la instalación global a la calibración.
- Se sitúan las tomas de presión a una distancia de 4 diámetros aguas abajo para asegurar que el patrón de flujo sea estable.
- Las tomas de medida de presión se sitúan cuidando que no queden enfrentadas al flujo, con el único objetivo de evitar una medida de presión estática.

En este momento se está en condiciones de llevar a cabo la calibración. Para ello es necesario realizar una tabla (tabla V.16) en la que figuren las diferencias de presión medidas, así como el caudal que se mide en la tobera. Además se han anotado las medidas en dos tandas de ensayos, los M, realizados por la mañana, y lo T, realizados por la tarde.

Los ensayos denotados con un asterisco corresponden a aquéllos en los que se llevó a cabo el cambio de la posición de dos placas orificio para analizar el efecto que ello supone en la medida.

Tabla V.16. Medida de las diferencias de presión y caudales para cada PO.

	PÉRDIDA DE CARGA (Pa)						P.CARGA (mmca)	CAUDAL	
	TOBERA	PO 2	PO 3	PO 4	PO 6	PO 7	TOBERA	m3/min	m3/h
M1	337	139	119	114	102	103	34.39	5.98	358.85
M2	286	121	105	99	88	89	29.18	5.51	330.35
M3	271	116	98	92	80	81	27.65	5.36	321.49
M4	255	99	86	81	71	72	26.02	5.20	311.77
M5	230	90	74	73	65	65	23.47	4.93	295.96
M6	205	80	68	67	58	59	20.92	4.65	279.27
M7	191	75	64	61	53	54	19.49	4.49	269.48
M8	165	67	55	55	49	49	16.84	4.17	250.31
M9	137	54	48	44	40	39	13.98	3.80	227.90
M10	103	40	35	34	29	30	10.51	3.29	197.36
T1	103	40	35	33	30	30	10.51	3.29	197.36
T2*	108	36	34	35	30	37	11.02	3.37	202.13
T3*	337	115	115	110	98	117	34.39	5.98	358.85

Una vez registrados todos los valores necesarios de la tabla V.16, se puede representar gráficamente el comportamiento de las placas orificio en función del caudal y de la diferencia de presiones medida. Así, como en calibraciones anteriores, se muestra en la figura V.65 la representación gráfica de la diferencia de presiones frente al flujo que atraviesa una placa orificio representativa, en este caso la PO 3.

Además, en esta representación únicamente se tienen en consideración los valores de los ensayos realizados por la mañana, ya que los de la tarde sólo pretenden estudiar la influencia de la posición de las placas orificio.

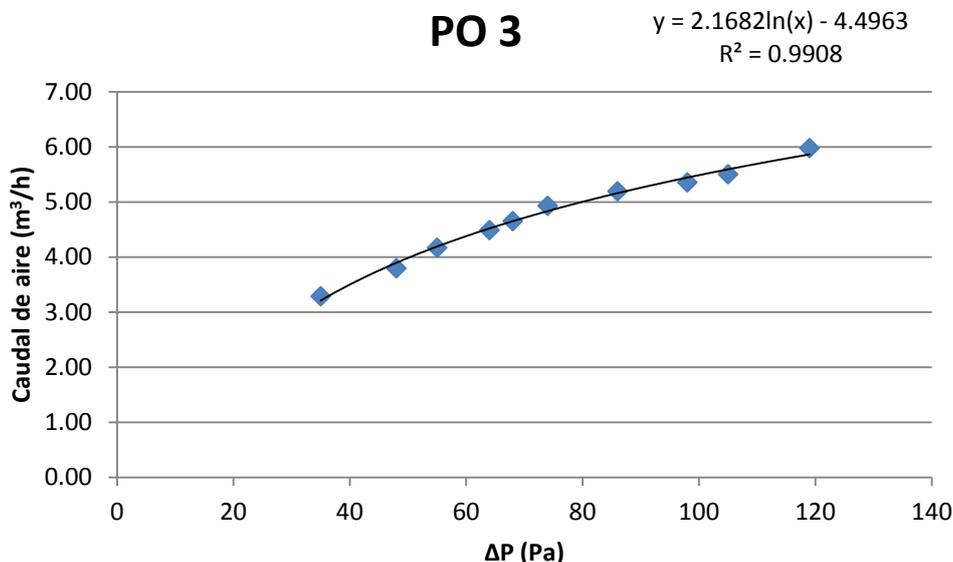


Figura V.65. Curva de calibración para la PO 3.

Se puede observar en esta figura V.65 cómo la curva se adapta a una función logarítmica, tal y como se esperaba de estudios anteriores, en los que se establecía la ecuación de esta función:

$$V = 10^{0.0018+0.5044 \cdot \log(P)} \quad (\text{Ec. V.44})$$

La curva representada en la figura V.65 se convierte en una recta si el eje de ordenadas se representa con logaritmos, de manera que se tendría una regresión lineal. En este caso, se puede establecer una relación entre los valores de la diferencia de presiones medidas en cada placa orificio y los valores de los caudales que la atraviesan. Esta ecuación es la siguiente:

$$V = k \sqrt{\Delta P} \quad (\text{Ec. V.45})$$

Por tanto, se puede obtener una constante que relacione ambas variables de forma que, conocida la diferencia de presiones, se pueda obtener el caudal que pasa en cada momento por la placa orificio. En la tabla V.17 se han calculado las constantes 'k' sin más que despejar de la ecuación Ec. V.45.

Tabla V.17. Valores de la constante 'k' para cada PO.

CAUDAL	K					
	TOBERA	PO 2	PO 3	PO 4	PO 6	PO 7
m3/s						
9.97E-02	5.43E-03	8.45E-03	9.14E-03	9.34E-03	9.87E-03	9.82E-03
9.18E-02	5.43E-03	8.34E-03	8.96E-03	9.22E-03	9.78E-03	9.73E-03
8.93E-02	5.42E-03	8.29E-03	9.02E-03	9.31E-03	9.98E-03	9.92E-03
8.66E-02	5.42E-03	8.70E-03	9.34E-03	9.62E-03	1.03E-02	1.02E-02
8.22E-02	5.42E-03	8.67E-03	9.56E-03	9.62E-03	1.02E-02	1.02E-02
7.76E-02	5.42E-03	8.67E-03	9.41E-03	9.48E-03	1.02E-02	1.01E-02
7.49E-02	5.42E-03	8.64E-03	9.36E-03	9.58E-03	1.03E-02	1.02E-02
6.95E-02	5.41E-03	8.49E-03	9.38E-03	9.38E-03	9.93E-03	9.93E-03
6.33E-02	5.41E-03	8.61E-03	9.14E-03	9.54E-03	1.00E-02	1.01E-02
5.48E-02	5.40E-03	8.67E-03	9.27E-03	9.40E-03	1.02E-02	1.00E-02
	5.42E-03	8.56E-03	9.26E-03	9.45E-03	1.01E-02	1.00E-02

La última fila son los promedios del valor de 'k' para cada placa orificio. El tomar dicha constante implicará un error de medida para cada placa orificio con respecto a la medida real, que se refleja en la siguiente tabla V.18 y que por ser muy bajo, se considera como bueno este valor de 'k' promedio.

Tabla V.18. Valores de los errores relativos para cada PO al tomar la 'k' promedio.

Errores relativos						
m3/s	TOBERA	PO 2	PO 3	PO 4	PO 6	PO 7
9.97E-02	0.22%	1.19%	1.27%	1.20%	2.01%	2.02%
9.18E-02	0.14%	2.56%	3.27%	2.38%	2.88%	2.97%
8.93E-02	0.12%	3.18%	2.52%	1.46%	0.85%	1.01%
8.66E-02	0.09%	1.71%	0.91%	1.81%	2.06%	1.82%
8.22E-02	0.05%	1.28%	3.20%	1.85%	1.27%	1.72%
7.76E-02	0.00%	1.36%	1.64%	0.30%	1.14%	0.76%
7.49E-02	0.03%	1.02%	1.10%	1.42%	2.09%	1.63%
6.95E-02	0.10%	0.71%	1.27%	0.80%	1.37%	0.90%
6.33E-02	0.18%	0.69%	1.30%	0.97%	0.61%	1.11%
5.48E-02	0.31%	1.30%	0.12%	0.51%	1.07%	0.15%

Una vez realizadas las calibraciones para todas las placas orificio, se pueden analizar los resultados obtenidos y realizar una interpretación de los mismos:

- La pérdida de carga medida en cada placa orificio difiere de la medida de calibraciones previas para un mismo caudal, resultado menores. Este hecho

se debe a la posición de las tomas de presión, modificadas a secciones más alejadas de la placa orificio como se justificó anteriormente.

- El comportamiento de las placas orificio frente a distintos caudales es diferente según la posición de la toma de medidas. Esto significa que:
 - Afecta la toma de la medida de presión a la validez de la calibración. Como señalaban los resultados obtenidos con Fluent, esto introducía una posible fuente de fallo a la posición de la toma de medidas.
 - No afecta la instalación (individual o todas en serie) a la validez de la calibración.
- Al intercambiar la posición de las placas orificio PO 2 y PO 7, cambian de forma importante los saltos de presión medidos en éstas, y tan solo levemente los valores de las placas orificio no trasladadas. Esto se fundamenta por las fugas de aire a lo largo de la instalación, de manera que la placa orificio más cercana a la UTA mide siempre mayor pérdida de carga, mientras que la más alejada mide menos.
- Con la calibración realizada se puede establecer una relación lineal entre las variables caudal y diferencia de presión, o logarítmica según la ecuación Ec. V.44.

Con la nueva calibración realizada se puede concluir que no afecta la instalación global en la cual se disponga la placa orificio utilizada para medir caudales; lo verdaderamente importante es minimizar las fugas. Además, la calibración más ajustada se obtiene en función de la constante 'k' de la placa orificio, que se utilizará para medir los caudales de la experimentación.

V.3.5. Nuevos ensayos.

V.3.5.1. Introducción.

Por motivos ya explicados anteriormente, sobre todo por imposibilidad de cierre del balance energético en la parte de la torre de refrigeración, se decide llevar a cabo una serie de nuevos ensayos, aunque en menor cantidad por el tiempo disponible, en los que poder analizar el comportamiento del dispositivo, esta vez teniendo en cuenta nuevos aspectos catalogados como fuentes de fallo en los ensayos anteriores. Estas posibles fuentes de fallo, aunque se comentarán detalladamente más adelante, son principalmente tanto las fugas de aire presentes en la torre, como los errores de medición de variables como caudal, temperatura seca y humedad relativa. Son precisamente estas fuentes de fallo las que fundamentan la recalibración llevada a cabo y explicada con anterioridad, mientras que para los aspectos de las fugas de aire se ha intentado minimizar ésta, haciendo más hermética la torre (en la medida de lo posible).

En esta sección se mostrarán los resultados relativos a esta nueva serie de ensayos, en los que se pretenderá analizar los resultados obtenidos en la torre de

refrigeración, zona del conjunto del dispositivo que mostraba resultados más dispares en la experimentación anterior, mientras que se considera como buena la caracterización que se hizo de la batería.

Este nuevo análisis se hace partiendo de los datos obtenidos durante los 5 ensayos realizados, siendo representativos para otras condiciones diferentes a las ensayadas, siempre dentro de los rangos lógicos de utilización del dispositivo.

V.3.5.2. Resultados obtenidos.

Los ensayos llevados a cabo se realizan a diferentes condiciones higrotérmicas con el objetivo de ser representativos para un rango lo más amplio posible de las zonas de utilización del dispositivo. Una vez fueron recalibradas las sondas de medida, tanto de temperatura como de humedad, así como las placas orificio, se está en condiciones de realizar los resultados, asegurándose de que la instalación ha sido lo más adecuada posible, siendo correctas (en la medida de lo posible) la colocación de las sondas, los conductos por los que circula el aire (para evitar pérdidas de carga innecesarias, etc.

Una vez se encuentra el conjunto del dispositivo a punto, se procede a la realización de ensayos, cuyas condiciones se muestran en la tabla V.19.

Tabla V.19. Condiciones higrotérmicas obtenidas durante la experimentación.

BATERIA							TORRE						
V_{Ba}	T_{EBa}	T_{SBa}	HR_{EBa}	HR_{SBa}	T_{EBw}	T_{SBw}	V_{Ta}	T_{ETa}	TS_{Ta}	HR_{ETa}	HR_{STa}	$T_w = T_{STw}$	T_{ETw}
400.0	33.0	28.6	37.1	44.7	25.1	26.6	280.0	31.7	32.2	31.1	63.1	24.8	27.3
400.0	39.6	33.3	26.6	34.9	27.3	29.6	280.0	37.8	38.7	25.4	58.3	27.1	31.0
250.0	27.9	24.8	39.6	44.7	22.8	24.1	180.0	26.9	24.9	41.8	72.6	22.8	24.2
250	38.77	32.75	28.77	37.09	27.44	29.3	180	36.54	35.73	28.51	68.08	27.37	30.51
220.0	39.6	35.6	50.6	63.7	29.6	31.1	150.0	37.3	40.6	52.7	87.8	29.8	33.2

Como se ha comentado anteriormente, se puede observar como los caudales y las condiciones de temperatura seca del aire a la entrada, tanto de la batería como de la torre, se han establecido diferentes para distintos ensayos realizados.

Es posible realizar con estos nuevos datos un análisis del cumplimiento del balance energético para la nueva experimentación, con el objetivo de analizar los errores obtenidos, mostrados en la tabla V.20.

Tabla V.20. Balance energético para los ensayos de la nueva experimentación.

BATERÍA			TORRE		
MwCpwΔTTw	Ma(Is-le)	Error relat	MwCpwΔTTw	Ma(Is-le)	Error relat
0.29	-0.33	11.17%	-0.51	1.67	69.46%
0.47	-0.47	0.22%	-0.81	3.48	76.66%
0.26	-0.24	6.95%	-0.28	0.72	60.53%
0.39	-0.45	13.18%	-0.66	2.04	67.83%
0.30	-0.36	14.84%	-0.71	2.81	74.74%

En la tabla V.20 se puede observar cómo los errores que se tienen en esta nueva experimentación presentan el mismo orden de magnitud, siendo además bastante similares entre ellos.

A modo aclaratorio de debe comentar que los caudales que se reflejan en las tablas se han obtenido a partir de la medida durante la experimentación de la diferencia de presiones entre las zonas de antes y después de las placas orificio (para las tres utilizadas) y su correspondiente curva de calibración ya calculada.

Se puede observar como los errores cometidos al intentar cerrar el balance energético en la batería son muy bajos. Sin embargo, no ocurre lo mismo en la zona de la torre de refrigeración, donde las variables son más difíciles de medir y la posibilidad de diferentes errores en la medida (como se comentará en la sección V.3.5.3 es mayor.

El hecho de que todos los resultados arrojen aproximadamente el mismo error relativo conduce a pensar que se ha llegado a la máxima precisión que se puede llegar a medir, y la imposibilidad de cerrar el balance energético de forma perfecta se debe a una serie de factores que se explican en la sección V.3.5.3 ya comentada.

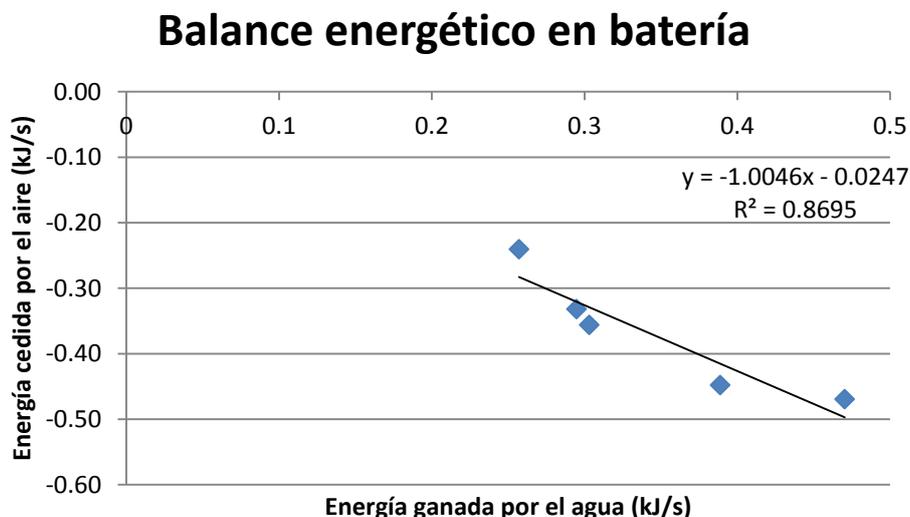


Figura V.66 a. Balance energético en la batería.

Además, tal y como se estudio en el análisis de la varianza ANOVA (sección V.3.1.1.4), la temperatura del aire a la entrada es el factor más dominante en los resultados. Precisamente existe dificultad en la medida de estas variables conducen a parte del error cometido. Por lo tanto, si se corrigen los valores de las variables medidas de forma errónea, y se considera que el balance energético es aceptable, el resultado del balance, tanto para la batería (medida correctamente de forma directa) y de la torre (ya corregida) es el mostrado en la figura V.66 a y V.66 b.

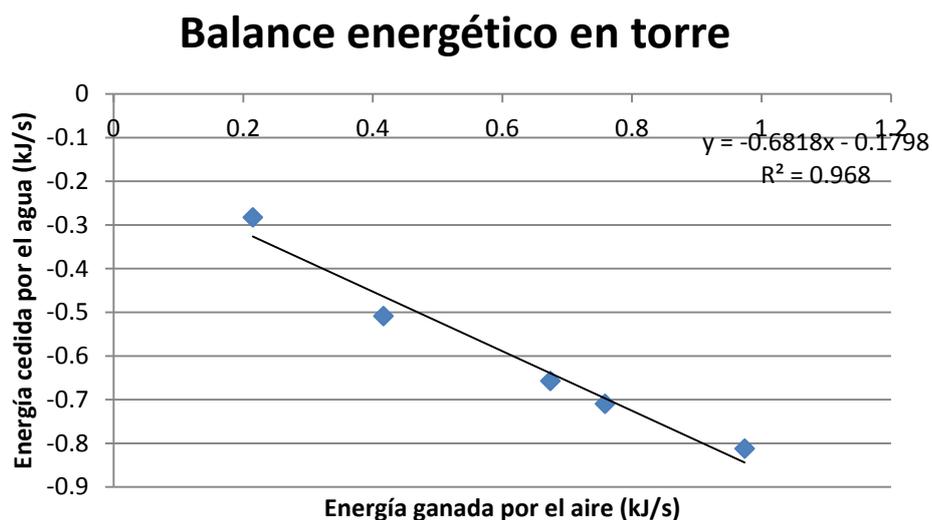


Figura V.66 b. Balance energético en la torre.

Se puede mostrar como para este número reducido de ensayos realizado, los balances energéticos siguen un patrón estable y es posible pensar en un balance energético cerrado, algo que no se podía hacer con los resultados de ensayos anteriores ante la gran variabilidad de los resultados y errores de medida introducidos.

Para estos nuevos ensayos se han eliminado muchas fuentes de error como se comenta en la sección V.3.5.3, de manera que los resultados siguen un patrón estable y es posible realizar los balances energéticos de forma eficiente, llegando a conclusiones claras.

El número de ensayos realizado no permite un análisis exhaustivo de cómo se comportan determinadas variables (salto térmico, grado de aproximación, etc.), sino que proporcionan valores aislados del comportamiento. Para poder realizar estos análisis sería necesario un número de ensayos elevado, como el que se hizo anteriormente, pero con los cuidados y las consideraciones tenidas en cuenta durante la realización experimental correspondiente al presente Trabajo Fin de Grado, donde además se ha obtenido un parámetro fundamental en cuanto a la caracterización de la torre, que es el valor del NUT (sección V.3.2).

Además, conocido el NUT de la torre, se puede utilizar el programa MPAIRE1 [Pinazo, 21], donde conocidas las condiciones de entrada a la torre de refrigeración

(temperatura seca y humedad relativa), la temperatura del agua a la entrada, los caudales de agua y aire que atraviesan la torre y el propio NUT, se calculan las condiciones a la salida.

En la figura V.67 se pueden observar las transformaciones psicrométricas que tienen lugar de forma experimental (en negro) y las transformaciones que se obtienen al calcular las condiciones de salida con el programa comentado. El NUT establecido depende de los caudales de agua y aire del ensayo, es decir, del ratio L/G, como se veía en figura V.37.

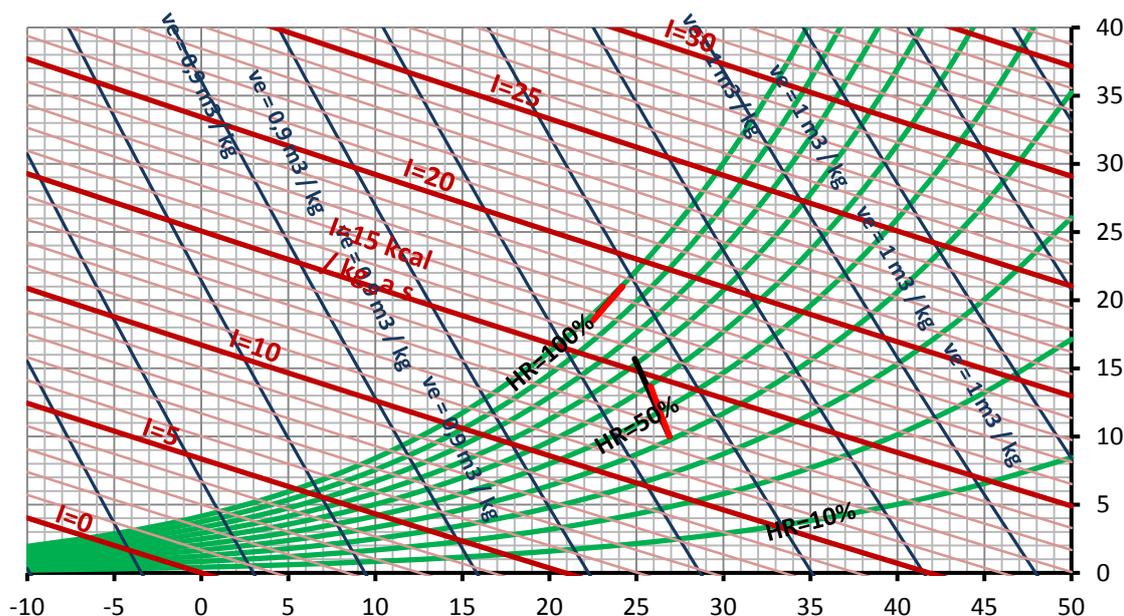


Figura V.67. Evolución psicrométrica experimental y con el programa de cálculo.

Se puede comprobar cómo las evoluciones psicrométricas son muy parecidas en la torre, si bien los resultados experimentales muestran una mayor humedad relativa a la salida y una menor temperatura. En cambio, los resultados correspondientes al salto de temperaturas que tiene lugar en el agua son prácticamente idénticos (1.69 a través del programa y 1.35 de forma experimental). Teniendo en cuenta los posibles fallos por medición que se comentan en la sección siguiente de posibles fallos, estos resultados son bastante buenos.

Se puede observar que la evolución del aire es la esperada, ya que la temperatura de salida del aire tiende a acabar a la misma temperatura que la del agua a la entrada de la torre, tal y como se observa en el diagrama psicrométrico.

A la vista de estos resultados no sólo se puede verificar la validez de los resultados experimentales, sino que también se valida el valor del NUT calculado con TRNSYS, llegando a la conclusión de que la parametrización de la torre se ha hecho de forma adecuada y que, con herramientas informáticas como la anteriormente comentada y el valor del NUT para cada ratio L/G, se podrían conocer de forma bastante aproximada los valores de las variables a la salida (temperatura y humedad del aire y temperatura del agua).

V.3.5.3. Posibles fuentes de fallo.

A lo largo de todo el texto se han ido explicando posibles causas de fallo en las medidas o en la toma de datos durante la experimentación, que pudieran explicar la imposibilidad de cerrar energéticamente el balance que de forma teórica se debiera de cumplir en el dispositivo ensayado. En la presente sección se recoge una serie de situaciones, circunstancias y hechos irreparables que son los causantes de los obtenidos en cuanto al cierre de los balances energéticos.

- Los caudales de aire que atraviesan la torre y la batería se miden a partir de las placas orificio calibradas, conocida la calibración y la diferencia de presiones antes y después de las mismas. Sin embargo, se pudo comprobar fácilmente (figura V.68) cómo en el rango de caudales que se manejan en las experimentaciones, una diferencia de presión pequeña medida implica un gran cambio de caudal registrado.

Esto implica que un pequeño error en la medida, bien por parte del dispositivo de medida, bien por el momento de medida conduce a anotar caudales muy diferentes.

Los caudales que pasar por el conducto donde se aloja esta placa orificio tienen lugar para variaciones de presión de entre 20 y 80 pascales, zona de elevado gradiente de la función, por lo que una pequeña variación de ΔP provoca una gran modificación del caudal.

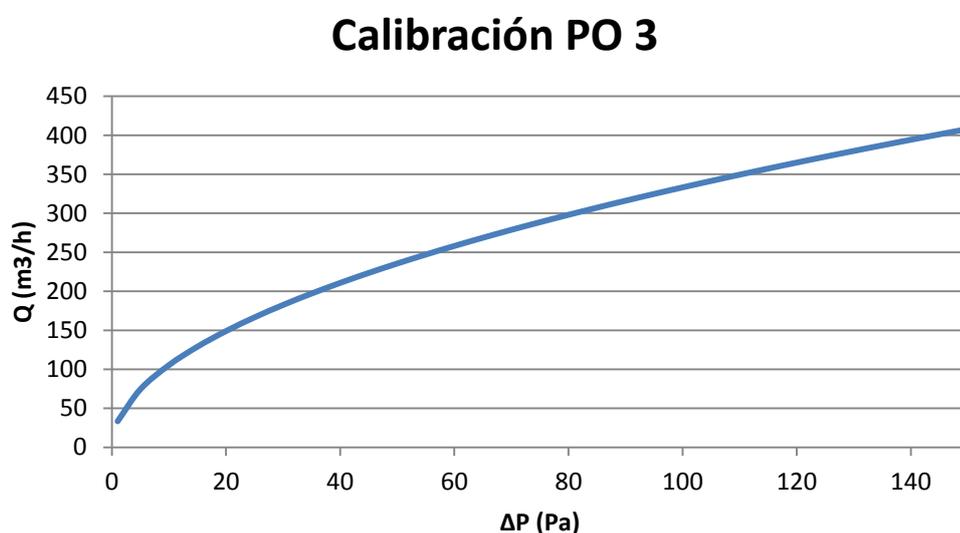


Figura V.68. Recta de calibración de la PO 3.

- La diferencia de las temperaturas del agua a la entrada y a la salida de la torre son un factor básico para el cálculo del balance energético. Es fácil comprobar como para los ensayos realizados, dichas temperaturas no llegan nunca a estabilizarse, presentando una de ellas mayor tendencia a crecer

que la otra, por lo que la diferencia final entre ellas podría ser más elevada, eliminado parte del error que se ha obtenido, pues el calor que cede el agua y el que gana el aire serían más próximos, aunque de signos contrarios por el convenio de signos utilizado.

Esta tendencia se puede observar en la siguiente figura V.69, donde se muestran los valores de las temperaturas del agua en los diferentes puntos de medida del dispositivo para un ensayo en particular.

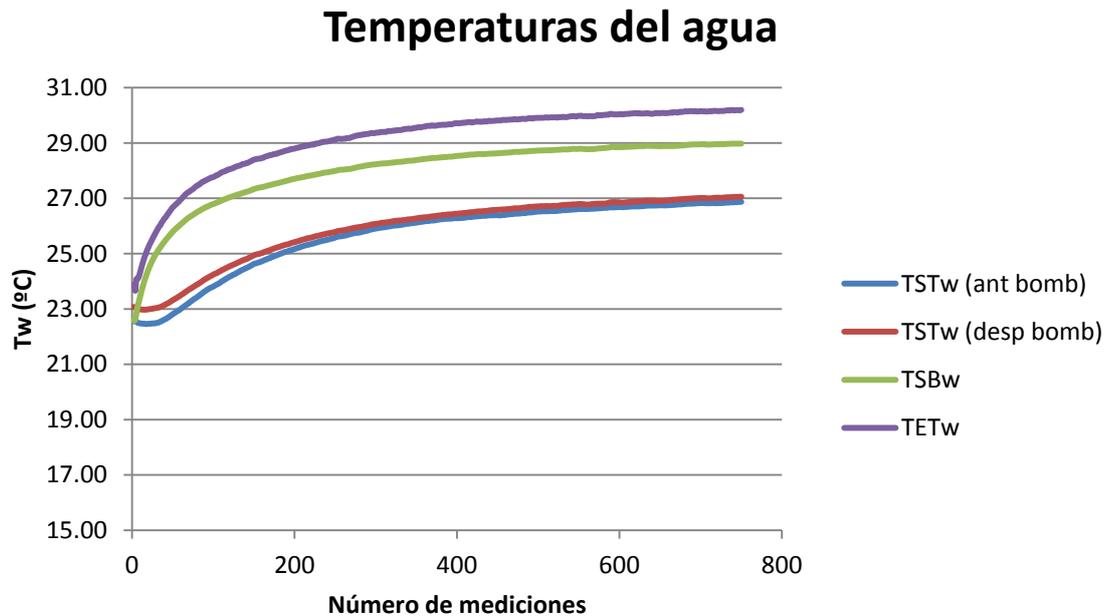


Figura V.69. Temperaturas del agua.

Aunque en la figura V.69 parece que las temperaturas han alcanzado el estacionario, si se cambia la escala de temperaturas es posible observar la tendencia comentada a una mayor ΔT_w (figura V.70).

Con un ensayo de mayor duración se podría comprobar de forma más precisa la evolución de estas dos temperaturas, obteniendo una medida más próxima a la real, y que, según la tendencia comentada, cerrara mejor los balances energéticos.

- A diferencia de las sondas de agua, las sondas del aire alcanzan perfectamente el estacionario. Al encontrarse en el seno del fluido si medida se estabiliza fácilmente, no así para las sondas de temperatura del agua, que se encuentran superpuestas en el exterior del tubo y aisladas en la medida de lo posible del ambiente exterior.

Temperaturas del agua

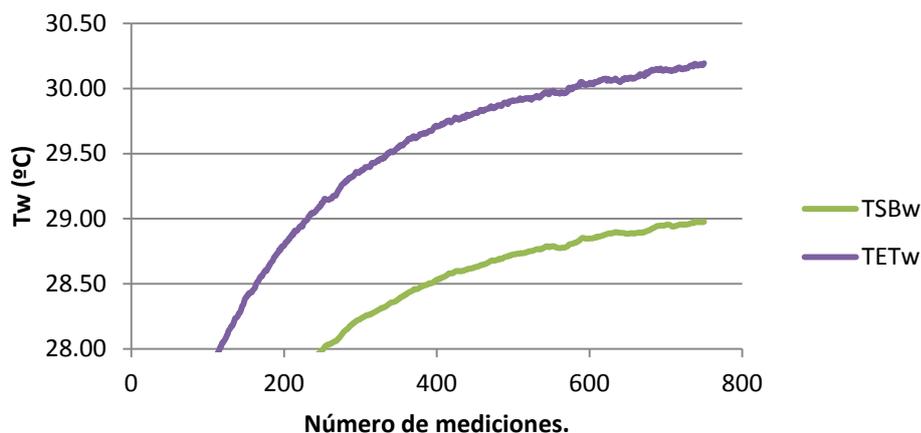


Figura V.70. Temperaturas del agua ampliada.

El material del conducto por el que circula el agua transmite el calor que pasa por su interior, pero evidentemente de forma más lenta que si la sonda se encontrara en contacto con el fluido. Esta forma de medida, aunque es la única viable con los medios de los que se dispone, no es completamente buena, y provoca situaciones como la del apartado anterior. Se puede observar en la figura V.71 como la temperatura del aire, tanto a la entrada como a la salida sí que llega a estabilizarse.

Además, un incorrecto aislamiento de la sonda adosada a la superficie del tubo se corresponde con una medida de la temperatura del agua falseada por efecto de la temperatura del laboratorio. Evidentemente el aislamiento realizado no es perfecto, por lo que con esta consideración se establece una nueva fuente de error.

Temperaturas del aire

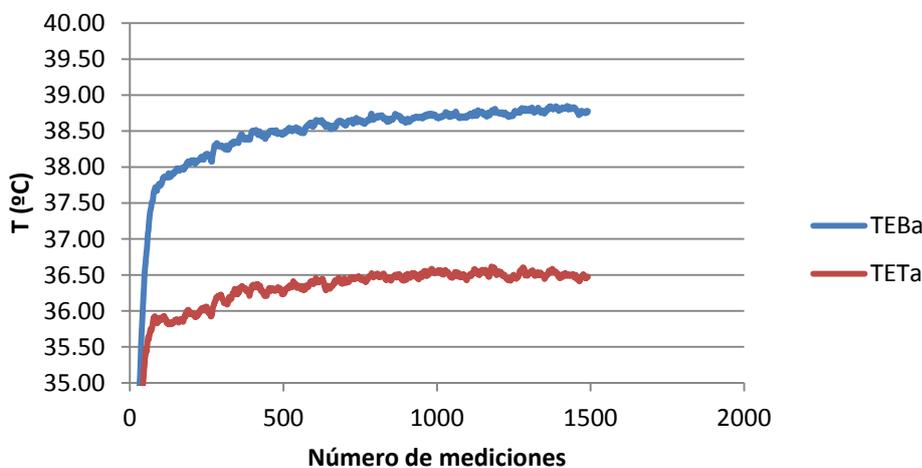


Figura V.71. Temperaturas del aire estabilizadas.

- Las fugas existentes a lo largo de toda la instalación influye a la hora de considerar un caudal u otro ya que el caudal medido en una sección no es el mismo que circula más adelante puesto que en las abrazaderas que unen los conductos, en pequeños agujeros en los mismos y, sobre todo, en la torre de refrigeración creada se producen pérdidas importante de aire que influyen de forma importante en los balances energéticos, pues este aire expulsado al exterior no forma parte del aire que intercambia calor con el agua en la zona de las duchas, aunque sí se considera en el balance.
- El sistema de medida de las diferencias de presiones no es del todo exacto, pues recoge los datos de la pérdida de presión en una región del tubo. Se podría pensar en utilizar sistemas más precisos en los que la presión se midiera a lo largo de varios puntos de la circunferencia del conducto, y no únicamente en uno. Sin embargo, esto precisaría de un equipo más costoso ya que serían necesarios adquisidores más potentes de los que no se dispone. La medida de la presión en un único punto puede variar en función de variables geométricas, flujos de aire, etc., por lo que con este sistema de medida puntual única se introduce un posible error.
- Las sondas de humedad no tiene una elevada precisión pues tienen un rango de validez de la medida de $\pm 5\%$ de humedad relativa. Esto es un factor importante magnificador del error de la medida ya que se puede comprobar como una variación de la medida de la humedad relativa de un 7% deriva en diferencias de errores relativos de aproximadamente el 50%. Ante la carencia de equipos más precisos de medición de humedades relativas, se debe conocer que con los utilizados y para el dispositivo analizado, se pueden tener errores relativos elevados como consecuencia de esta medida.
- Se debe prestar especial atención a las posiciones en las que se situarán las sondas de medida en la instalación, ya que se pueden colocar sondas en zonas influidas por acción de calor radiante, como por ejemplo la sonda situada a la entrada de la torre, que se situó excesivamente cerca de la misma.
- Las sondas de temperatura del aire a la entrada de la torre y de la batería deberían medir el mismo valor, pues los dos conductos conducen aire procedente de la UTA, teóricamente a la misma temperatura. Sin embargo esto no es así, tal y como se observa en la figura V.71. Esto se debe a un error en la calibración realizada para una de las dos sondas o por un funcionamiento inesperado de la UTA, con el consecuente error, aunque no excesivamente elevado, en los balances energéticos.
- Los problemas de espacio en el laboratorio conducen a una instalación no adecuada completamente, pues se generan codos en los conductos que transportan el aire que conducen a pérdidas de carga adicionales, facilitando una medida errónea de la diferencia de presiones en las placas orificio, con su consecuente error.
- El evaporador del que dispone la UTA inyecta de agua de forma puntual, elevando la humedad relativa a pulsos, tal y como se observa en la figura

V.72, produciendo variaciones en la medida de esta variable. Se intenta corregir el error que esta variación produzca realizando la media, aunque no se consigue con ello corregir completamente este hecho. Sin embargo este efecto tiene muy poca influencia en el error cometido final.

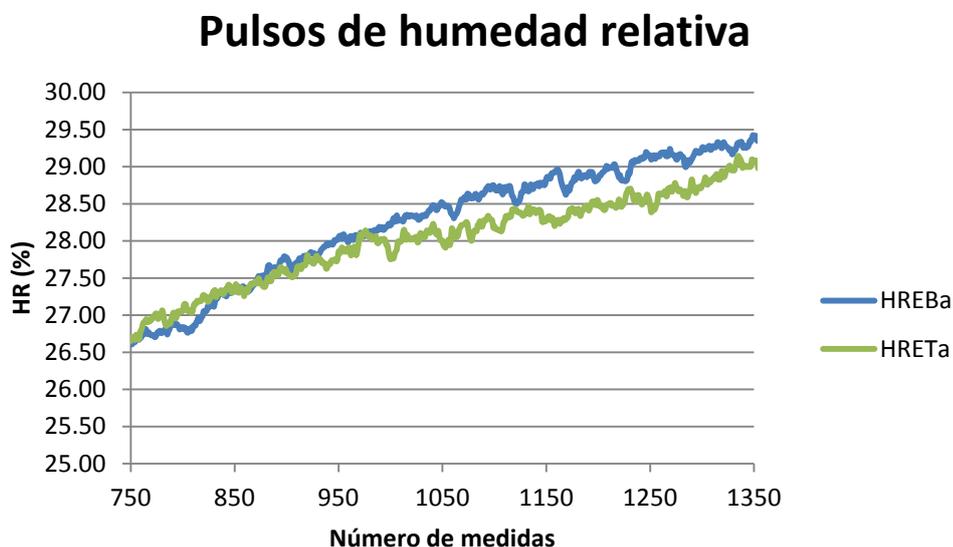


Figura V.72. Variación a pulsos de la humedad relativa

En esta figura ya se puede observar un hecho que se va a comentar a continuación, y es el ascenso progresivo a lo largo de la experimentación de la humedad relativa a la entrada de la batería y de la torre.

- Las condiciones del laboratorio varían a lo largo de la experimentación, aumentando la humedad relativa como consecuencia del paso del aire por las duchas de la torre, de modo que la UTA coge aire en diferentes condiciones y por tanto cambian las condiciones a la salida de la misma (figura V.73), modificando el funcionamiento de la instalación.

De forma adicional se comenta que el análisis ANOVA llevado a cabo en la sección V.3.1.1.4 concluye que el caudal es el factor más importante en cuanto a error introducido por una mala medida de éste, así como la temperatura de bulbo húmedo. Son precisamente estas dos variables las que más se han comentado anteriormente. Sin embargo, la experimentación realizada se ha llevado a cabo con la mayor precisión posible, aunque como se ha explicado, determinados factores no son controlables para nosotros con el equipo disponible, por lo que se concluye que se ha llegado a un nivel máximo de precisión. De este modo el error relativo obtenido en los balances no se podría mejorar.

Aumento de HR

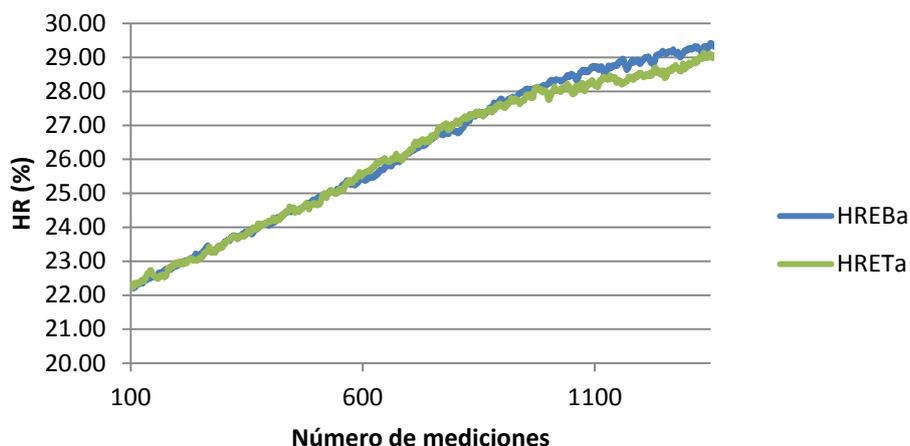


Figura V.73. Aumento de la HR como consecuencia de las condiciones ambientales

Si bien, se debe recordar que en experimentaciones anteriores los errores obtenidos eran mucho mayores y más variables, no llegando a conclusiones claras y concisas como las que aquí se han establecido.

En los nuevos ensayos realizados se ha prestado más atención a posibles acciones que pudieran dar lugar a errores no deseados, que no se habían tenido en cuenta en experimentaciones anteriores, tales como:

- Control del agua que permanece en el depósito. En esta nueva experimentación se ha rellenado el agua para cada ensayo, siempre al mismo volumen, para que cualquier factor que se viera implicado en ello no produjese error.
- Se controla las condiciones del laboratorio, abriendo o cerrando la puerta según el ensayo realizado por querer obtenerse mayor o menor humedad relativa a la entrada.
- Se minimizan las pérdidas de caudal cerrando agujeros que antes existían y haciendo más hermética la torre de enfriamiento.

Bibliografía.

Referencias.

[1] Ghiaus, C.; Allard, F.; Belarbi, R.; “Potential for Free-Cooling by ventilation”. Revista: Solar Energy, nº 80 (pp. 402 – 413). 2006.

[2] Adnot, J. et al.; “Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioners (EECCAC) FINAL REPORT – APRIL 2003”, Volumen 3. París, 2003.

[3] International Energy Agency – Energy Conservation in Buildings and Community Systems. Technical Synthesis Report – Annex 28: Low Energy Cooling. Coventry, U.K.: ESSU (ExCo Support Services Unit); 2000.

[4] Hughes, B.R.; Chaudhry, H.N.; Ghani, S.A. “A review of sustainable cooling technologies in buildings”. Revista: Renewable and Sustainable Energy Reviews, N° 15, Volumen 6; (pp. 3112 - 3120). 2011.

[5] A. Tejero González, E. Velasco Gómez, F.J. Rey Martínez, M. Andrés Chicote. “Características operativas de un sistema de batería con torre de enfriamiento en configuración convencional y recuperativa”, Valladolid, 2012.

[6] Stuart Peace, G.; “Taguchi methods, A hands-on approach to quality engineering”. Ed. Addison-Wesley publishing company. ISBN 0-201-56311-8. Massachusetts. Marzo 1995.

[7] Cochram, W. G. y Cox, G. M.; “Diseños experimentales”. Editorial Trillas, 10^a edición. ISBN 968-24-0062-7. Méjico. Agosto de 1987.

[8] Phadke, M. S.; “Quality engineering using robust design”. Ed. Prentice-Hall International Editions. AT&T Bell Laboratories. England.

[9] Bendell, A.; Disney, J. y Pridmore, W. A.; “Taguchi methods, applications in World industry”. Ed. IFS publications. ISBN 0-948507-92-6. United Kingdom. 1989.

[10] Roy, R. K.; “A primer on the Taguchi method”. Ed. Van Nostrand Reinhold International Company Limited. ISBN 0-442-23729-4. New York. 1990.

[12] Taguchi, G.; Elsayed, E. A. y Hsiang, T.; “Quality engineering in production systems”. Ed. McGraw Hill Book Company. United States. 1989.

[13] Ross, P. J.; “Taguchi techniques for quality engineering. Loss function, orthogonal experiments, parameter and tolerance design”. Editorial, McGraw Hill Book Company. United States. 1988.

[14] Lazzarin, R. & Nalini, L.; “Air Humidification. Technical, health and energy aspects”. Ed. CAREL (2004).

[15] Wang, S.K.; “Incorporating Evaporative Cooling with Other Coolers”, Handbook of Air Conditioning and Refrigeration, McGraw Hill, New York, 1994.

- [16] M. Bernier, Cooling tower performance: theory and experiments, ASHRAE Transactions: Research 37 (1994) 114–121.
- [17] T.H. Kuehn, J.W. Ramsey, J.L. Threlkeld, Thermal Environmental Engineering, Prentice-Hall, New Jersey, 1998.
- [18] J. Braun, S. Klein, J. Mitchell, Effectiveness models for cooling towers and cooling coils, ASHRAE Transactions 95 Part 2 (1989) 164–174.
- [19] Miranda Barreras, A.L., Rufes Martínez, P. “Torres de refrigeración”. Pp 25-26. 1997.
- [20] W.F. Stoecker, J.W. Jones, Refrigeration and Air Conditioning, McGraw-Hill, Singapore, 1982.
- [21] Pinazo Ojer, J.M., “Psicrometría. Documentos Técnicos de Instalaciones en la Edificación, DTIE 3.01”. Edición a cargo de ATECYR. Editorial: El instalador. ISBN: 84-921270-5-8. 2000.

Páginas Web.

- [W-1] Transient System Simulation Tool. <http://www.trnsys.com/>
- [W-2] ANSYS Fluent. <http://www.ansys.com>.

CAPÍTULO VI
CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

La necesidad de reducir el consumo energético en los edificios hace que, el desarrollo de aplicaciones que utilicen tecnologías eficientes energéticamente, sean una alternativa energética para el acondicionamiento higrotérmico de los locales, sin necesidad de renunciar a los niveles de confort exigidos por la sociedad.

Una de las alternativas de ahorro energético de especial interés es precisamente la desarrollada en este Trabajo Fin de Grado, el enfriamiento gratuito, ya que permite acondicionar térmicamente los locales asegurando la calidad de aire interior con un consumo energético inferior, asociado a los sistemas de circulación de los fluidos.

El ahorro energético conseguido por un sistema equipado con enfriamiento gratuito por aire, frente a sistemas que no lo poseen, es de entre un 15 y un 45% de la energía total utilizada, dependiendo de la climatología de la localización correspondiente. Además, será posible optimizar el proceso si se recurre al enfriamiento gratuito por agua, alcanzando ahorros energéticos correspondientes a los dos procesos. En el presente trabajo se recoge un estudio teórico tanto del enfriamiento gratuito por agua como del enfriamiento evaporativo. Si bien se debe tener en cuenta que, por el tipo de proceso utilizado (recirculación de agua), se debe realizar un mantenimiento adecuado en vistas a reducir el riesgo de alcanzar condiciones insalubres por aparición de Legionella. Por este último motivo se establecen los protocolos comunes de mantenimiento preventivo para torres de refrigeración y los principales puntos de atención.

Se muestran las diferentes configuraciones posibles de las torres según las direcciones relativas de flujo de aire y agua (en contracorriente o cruzado) y del sistema que provoca el movimiento del aire (tiro natural o tiro mecánico (del que se diferencian a su vez tiro forzado y tiro inducido)). Además se exponen las razones básicas de utilización de los sistemas de enfriamiento evaporativo.

Como parte de especial desarrollo del Trabajo Fin de Grado que aquí se presenta, se ha caracterizado el funcionamiento de un sistema de enfriamiento de aire por agua. Dicho sistema consta de una torre de enfriamiento y una batería de tubos de cobre aleteados, por la cual circula el agua previamente enfriada en la primera. Tal y como se puede deducir con un análisis psicrométrico, el agua que entra en la torre puede ser idealmente enfriada hasta la temperatura de bulbo húmedo del aire exterior que atraviesa la torre. Será esta agua pre-enfriada quien posibilite acondicionar un caudal de aire que atraviesa la batería y que finalmente se introducirá al local.

En estudios previos efectuados por el Equipo de termotecnia de la Universidad de Valladolid se caracterizó el sistema utilizado, pero se obtuvieron errores relativos excesivos y tendencias psicrométricas ilógicas, lo que sentó las bases del presente Trabajo Fin de Grado, para poder establecer las posibles causas de los errores cometidos, y buscar una caracterización del sistema más precisa.

El equipo utilizado permite alcanzar unas ciertas condiciones higrotérmicas a la entrada de la torre y de la batería. Además, se utilizarán sondas de temperatura y de humedad relativa para poder conocer el valor de estas variables en

determinados puntos de la instalación, con el objetivo de poder comprobar que lo esperado teóricamente se cumple de forma experimental.

Es por tanto que analizan los datos registrados por las sondas de temperatura y humedad correspondientes a ensayos anteriores, identificando las fuentes de fallo más importantes a través de un análisis de la varianza ANOVA. Con los resultados que este análisis arroja se llevan a cabo diferentes estudios de forma individual con el objetivo de obtener una mejor caracterización del sistema.

- Se utiliza el software TRNSYS para calcular el NUT de la torre con la que se realizan los ensayos.
- Se realiza un estudio del movimiento del aire a través de la torre ensayada con Fluent y se proponen alternativas geométricas para obtener un mejor funcionamiento del sistema desde el punto de vista de la efectividad.
- Se llevan a cabo recalibraciones de las sondas de temperatura y humedad relativa utilizadas para evitar posibles fallos de medida.
- Se realiza una nueva recalibración de las placas orificio con las que se mide el caudal que pasa por cada sección del equipo ya que se demuestra en Fluent que el punto donde se hizo la medición en experimentos previos puede no ser el adecuado.
- Se sellan zonas de fugas en el sistema, sobre todo en la zona de la torre de enfriamiento, donde conseguir que éste sea hermética es más difícil.

Una vez llevadas a cabo estas acciones fundamentales, se procede a la realización de una serie de ensayos que permitan la caracterización final, objetivo del trabajo. La caracterización con ensayos anteriores permite observar cómo se comporta la batería (salto térmico, efectividad, capacidad de enfriamiento y conductancia térmica), mientras que la caracterización de la torre se realiza para los nuevos ensayos realizados, pues los anteriores mostraban una excesiva variabilidad en los datos.

Los nuevos resultados muestran un patrón de error relativo del cumplimiento del balance energético semejante para todos y cada uno de ellos, algo que, como ya se ha comentado, no se obtuvo para los anteriores ensayos. Además se identifica una extensa serie de posibles factores de error durante la experimentación, que justifica el error relativo mencionado y que son las causantes de no poder obtener un balance energético perfecto en la experimentación. Las fuentes de fallo de mayor influencia son las siguientes:

- La calibración de la placa orificio 3, que determina el caudal que atraviesa la torre de enfriamiento, presenta un elevado gradiente de la variable caudal para los valores de diferencia de presión que se persiguen, por lo que un error en esta medida influye de forma muy importante en el balance.
- El modo de medición de las temperaturas del agua, aunque es el que se puede realizar, no es perfectamente preciso, introduciendo nuevos errores en el cálculo. Además, las temperaturas del agua durante la experimentación no llegan a una estabilización completa, obteniendo un

medida de diferencia de temperaturas a la entrada y a la salida de la torre que no se identifica con el valor real.

- Las condiciones higrotérmicas del aire a la entrada de la torre y de la batería no son iguales (como debería de suceder), por un incorrecto funcionamiento de la UTA o por una falsa medición de las sondas.
- Las fugas existentes a lo largo de todo el sistema dificultan el cálculo, pues no se puede conocer el valor del caudal real que entra en juego en las diferentes localizaciones del sistema.
- Las sondas de humedad relativa tienen una validez del valor medido de $\pm 5\%$, insuficiente la precisión necesaria, pues un aumento del 5% de la humedad relativa puede significar errores relativos 50%.

Además, durante estas nuevas experimentaciones se han tenido en cuenta factores que no se consideraron en ensayos anteriores, tales como un control del agua del depósito, un control de las condiciones del laboratorio durante la realización de los ensayos y una minimización de las pérdidas de caudal por cierre de fugas existentes.

Por último indicar que, futo del estudio y la caracterización el proceso de pre-acondicionamiento del aire, se pueden recopilar una serie de conclusiones descritas a continuación.

- Los nuevos ensayos realizados permiten cerrar energéticamente los balances energéticos que tienen lugar en el sistema.
- Tanto el salto térmico alcanzado en la batería como la capacidad de enfriamiento del sistema se ven fuertemente incrementados al aumentar la temperatura del aire a tratar.
- El factor que más influye en el comportamiento del sistema es la temperatura del aire tratado, mientras que el caudal de agua que se recircula no tiene una repercusión apreciable en el comportamiento del mismo. Otros factores de especial importancia son el caudal de aire tratado y la temperatura de bulbo húmedo del mismo.
- Una mayor temperatura del aire a la entrada se identifica con un mayor salto térmico del agua, por lo que la variación de la temperatura del aire a su paso por la batería aire – agua es superior.
- Con las capacidades de enfriamiento alcanzadas se puede concluir que un sistema de este tipo tendría un gran interés a la hora de soportar cargas de ventilación en el acondicionamiento de espacios interiores, ampliando en gran medida las posibilidades del enfriamiento gratuito a través de la implantación de una torre de enfriamiento.

En cuanto a posibles acciones futuras que llevar a cabo en vistas a conseguir una caracterización perfecta (en la medida de lo posible) de la torre de enfriamiento del laboratorio se podrían llevar a cabo acciones que corrigieran, al menos en parte, los errores identificados en el presente trabajo, para posteriormente realizar una serie

CAPÍTULO VI

de ensayos completos, acorde al diseño de experimentos que se refleja en este trabajo.

Además, la utilización de un mejor equipo de adquisición de datos (sondas de humedad y temperatura más precisas), así como una mejor instalación del dispositivo (localización y modo de tomas de medida), traerían como consecuencia un estudio más preciso y eficaz.

CAPÍTULO VII

ANEXOS

ANEXOS

ANEXO A. Análisis ANOVA.....	245
A.1. Análisis de la temperatura de salida.	245
A.2. Análisis de la potencia.....	246
ANEXO B. Calibraciones.....	250
B.1. Calibración de sondas de temperatura.....	250
B.2. Calibración de sondas de humedad.....	256
B.3. Calibración de placas orificio.....	260

ANEXO A. Análisis ANOVA.

A.1. Análisis de la temperatura de salida.

Tabla A.1.1. Tabla de la temperatura a la salida de la torre en función de 2 factores para un caudal de 300 m³/h.

		T				
		25	30	35	40	
Tbh	18	23.2392525	25.0493571	26.1694693	27.3525519	
		23.990744	25.7292759	25.3092348	27.3557423	
	21	24.0378202	26.0010566	26.8972899	27.9243536	
		24.151362	26.7967966	27.4488472	27.2360574	
	24	23.7194426	27.5334823	28.7539545	28.6290632	
		23.6673277	26.3220169	27.5650373	29.5529178	
	27	-	26.8602252	28.972827	29.4070053	
			27.3079277	29.3813843	29.2371924	
			Temperatura salida torre			

Tabla A.1.2. Tabla de la temperatura a la salida de la torre en función de 2 factores para un caudal de 400 m³/h.

		T				
		25	30	35	40	
Tbh	18	23.8151855	25.1213135	26.3925735	27.4458907	
		23.7044951	25.5461957	25.3009299	27.4197439	
	21	23.7161036	25.6923714	27.1844741	28.2304816	
		23.5150746	26.2901678	27.4502222	27.4830398	
	24	23.4160866	27.0501286	28.6001428	28.703929	
		23.298066	25.8194147	27.1928878	29.5832025	
	27	-	26.6350747	28.7644439	29.404938	
			26.8042429	29.0506746	28.9465779	
			Temperatura salida torre			

A.2. Análisis de la potencia.

Tabla A.2.1. Distintos factores y niveles utilizados en ANOVA.

FACTOR 1	FACTOR 2	FACTOR 3
Q 200	Tbh 18	T 25
Q 300	Tbh 21	T 30
Q 400	Tbh 24	T 35
	Tbh 27	T 40

Tabla A.2.2. Tabla de potencia intercambiada en función de 2 factores para un caudal de 200 m³/h.

		T			
		25	30	35	40
Tbh	18	0.161	0.283	0.332	0.396
		0.167	0.253	0.357	0.417
	21	0.122	0.210	0.320	0.372
		0.150	0.238	0.299	0.390
	24	0.169	0.181	0.280	0.364
		0.120	0.182	0.280	0.428
	27		0.181	0.254	0.306
			0.187	0.242	0.323
		Potencia			

Tabla A.2.3. Tabla de potencia intercambiada en función de 2 factores para un caudal de 200 m³/h.

		T			
		25	30	35	40
Tbh	18	0.232	0.394	0.509	0.528
		0.181	0.352	0.528	0.604
	21	0.174	0.344	0.480	0.555
		0.138	0.275	0.484	0.605
	24	0.199	0.231	0.382	0.503
		0.206	0.329	0.418	0.475
	27		0.290	0.368	0.450
			0.240	0.315	0.475
		Potencia			

Tabla A.2.4. Tabla de potencia intercambiada en función de 2 factores para un caudal de 200 m³/h.

		T			
		25	30	35	40
Tbh	18	0.215	0.410	0.515	0.578
		0.232	0.415	0.515	0.581
	21	0.141	0.336	0.470	0.583
		0.178	0.338	0.476	0.576
	24	0.141	0.288	0.428	0.547
		0.169	0.320	0.437	0.579
	27		0.271	0.415	0.493
			0.297	0.401	0.493
		Potencia			

Tabla A.2.5. Medias de la Potencia de intercambio para cada factor.

MEDIAS DE LOS FACTORES					
Q 200	0.27	Tbh 18	0.381	T 25	0.172
Q 300	0.38	Tbh 21	0.344	T 30	0.285
Q 400	0.39	Tbh 24	0.319	T 35	0.396
		Tbh 27	0.333	T 40	0.484

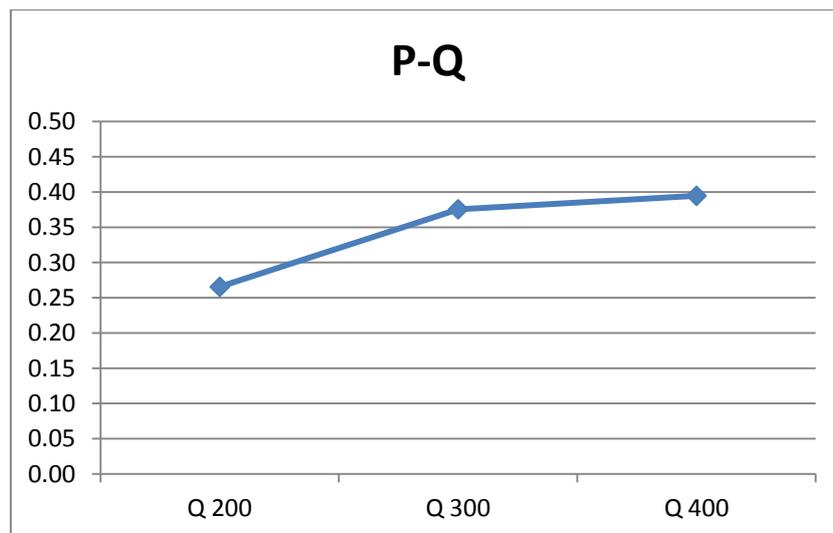


Figura A.1. Potencia de intercambio vs factor caudal.

P-Tbh

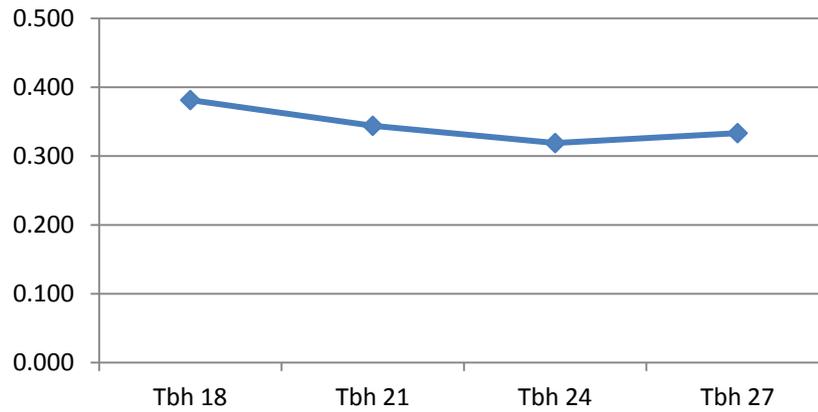


Figura A.2. Potencia de intercambio vs factor temperatura bulbo húmedo.

P-Te

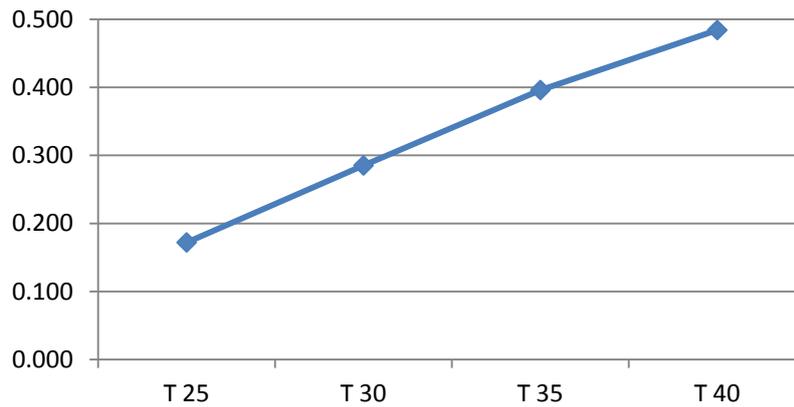


Figura A.3. Potencia de intercambio vs factor temperatura seca entrada.

Tabla A.2.6. Medias de la potencia de intercambio en función de dos factores.

MEDIAS INTERACCIONADAS												
Q200	Q300	Q400		Q200	Q300	Q400		Tbh 18	Tbh 21	Tbh 24	Tbh 27	
0.296	0.416	0.433	Tbh 18	0.148	0.188	0.179	T 25	0.198	0.150	0.167	-	T 25
0.263	0.382	0.387	Tbh 21	0.214	0.307	0.334	T 30	0.351	0.290	0.255	0.244	T 30
0.250	0.343	0.363	Tbh 24	0.296	0.435	0.457	T 35	0.459	0.422	0.371	0.332	T 35
0.249	0.356	0.395	Tbh 27	0.375	0.524	0.554	T 40	0.517	0.514	0.483	0.423	T 40

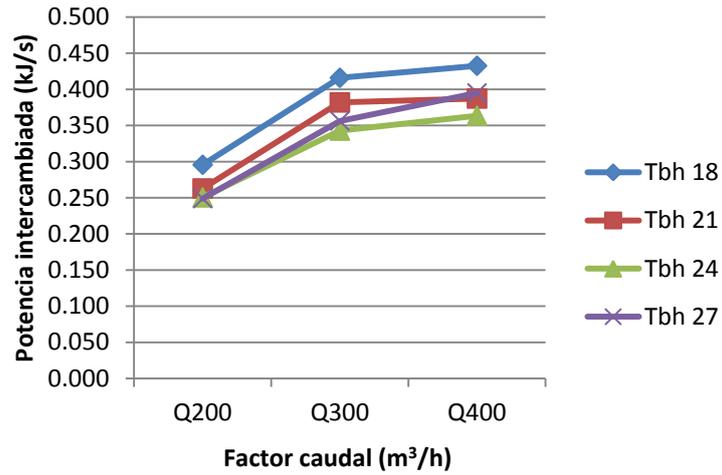


Figura A.4. Potencia de intercambio en función de Tbh y el caudal.

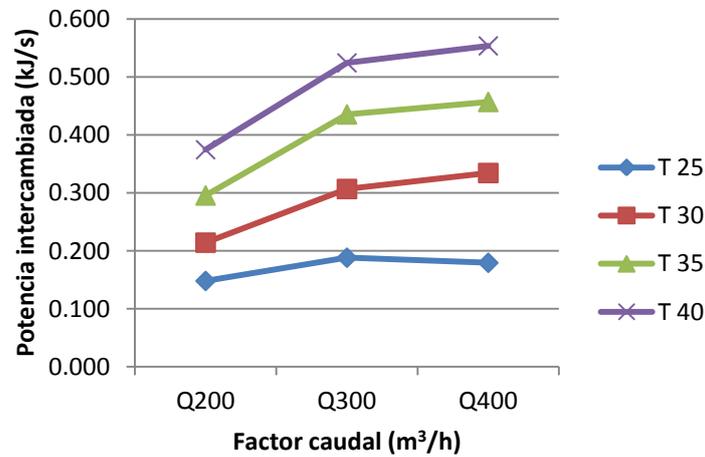


Figura A.5. Potencia de intercambio en función de la temperatura seca a la entrada y el caudal.

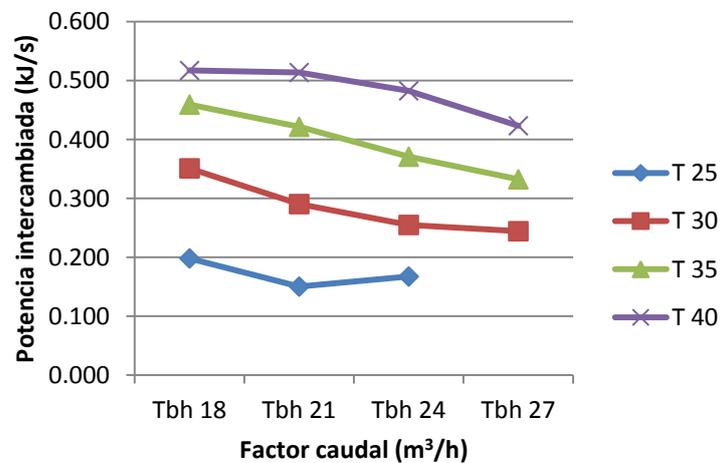


Figura A.6. Potencia de intercambio en función de la temperatura seca a la entrada y la temperatura de bulbo húmedo.

Tabla A.7. Valores de mínimos cuadrados para cada factor y total.

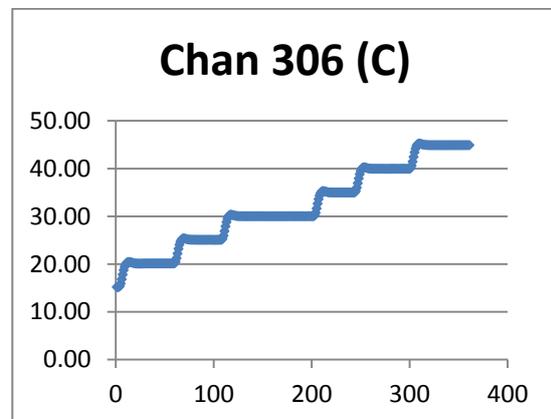
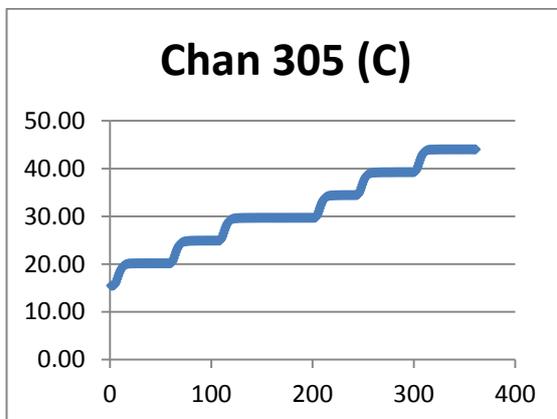
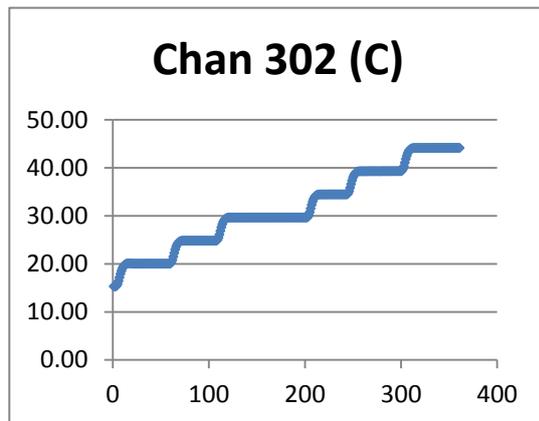
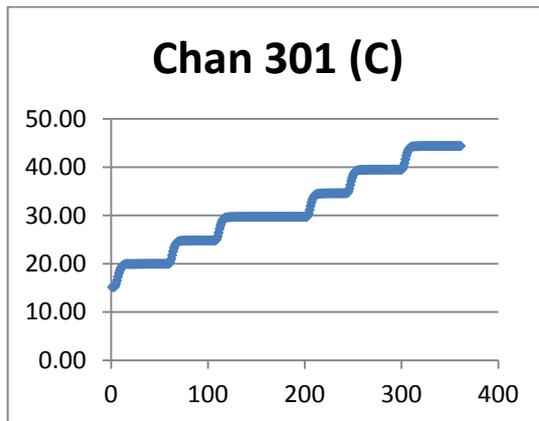
SUMAS DE CUADRADOS							
SSQ	0.291355648	SSTbh	0.05053844	SST	1.15255717	Sstot	1.67353082

Tabla A.8. Influencia de cada uno de los tres factores en el estudio y error cometido.

						SSe	0.17907956
%SSQ	17.40963743	%SSTbh	3.01986908	%SST	68.8697907	%Sse	10.7007027

ANEXO B. Calibraciones.

B.1. Calibración de sondas de temperatura.



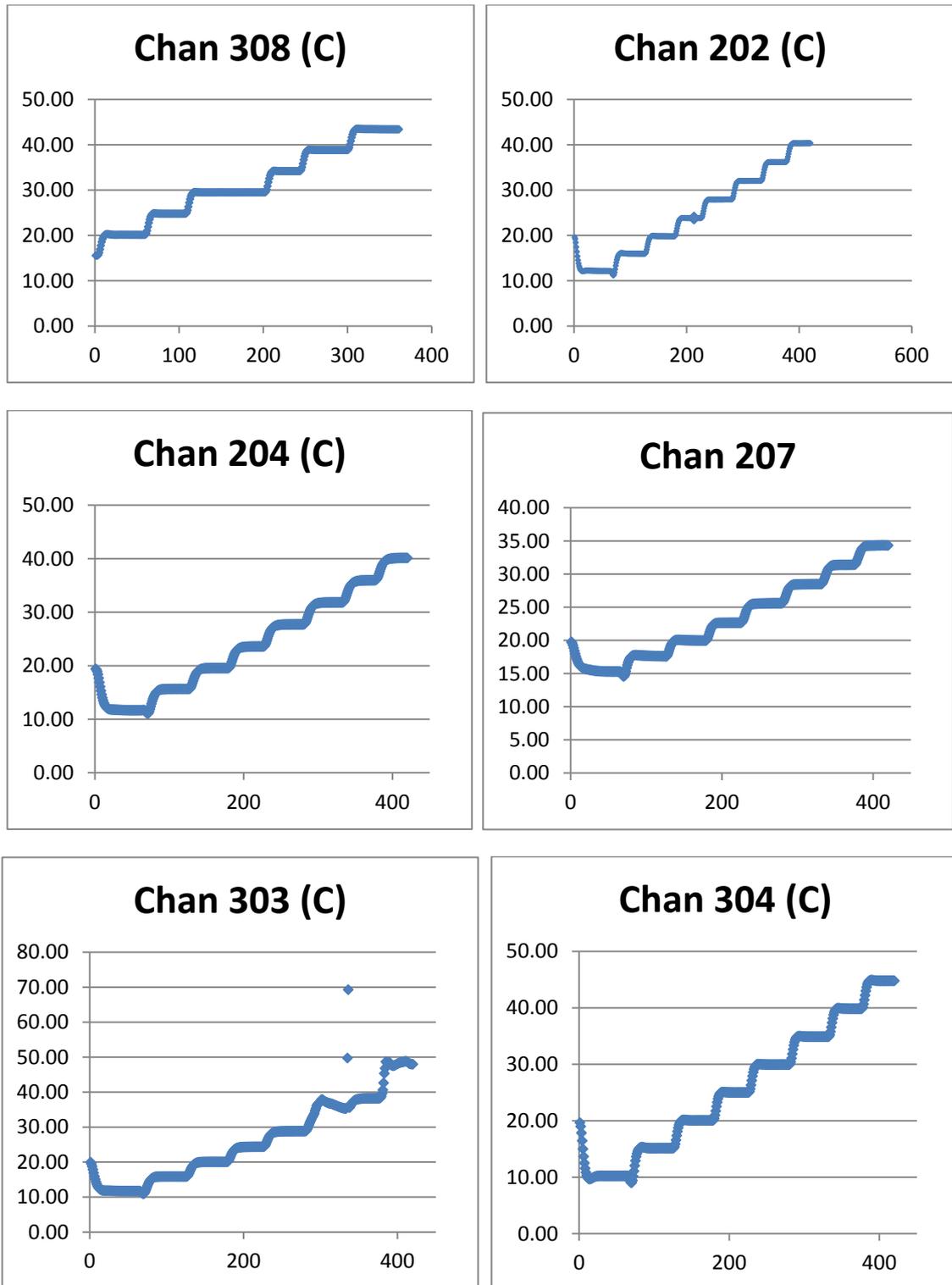
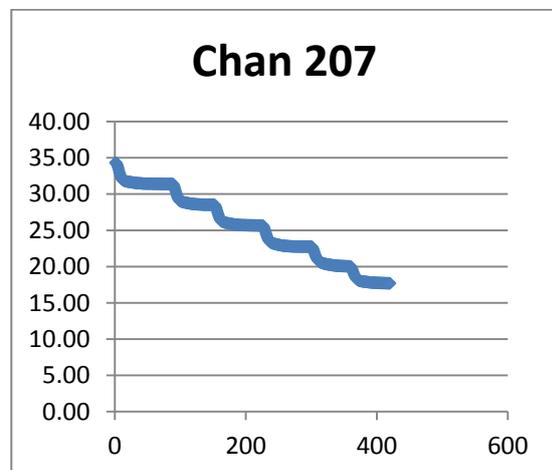
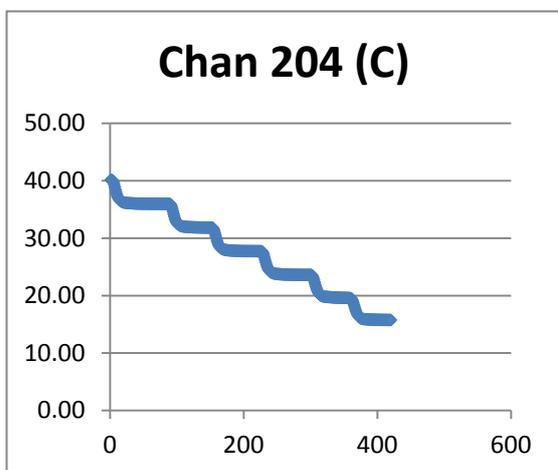
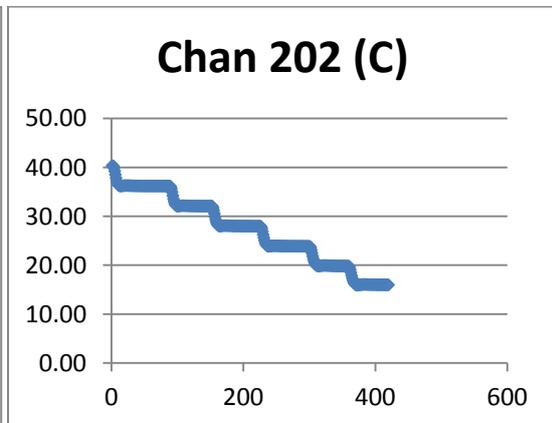
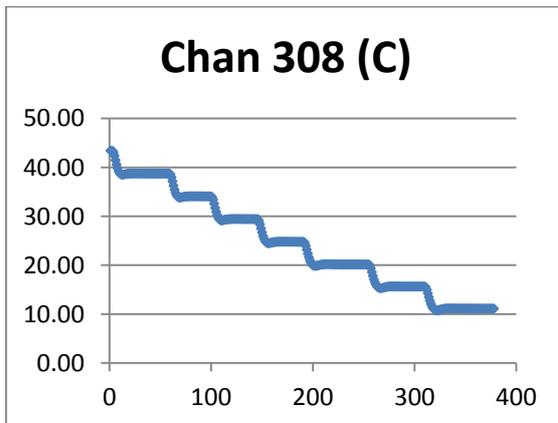
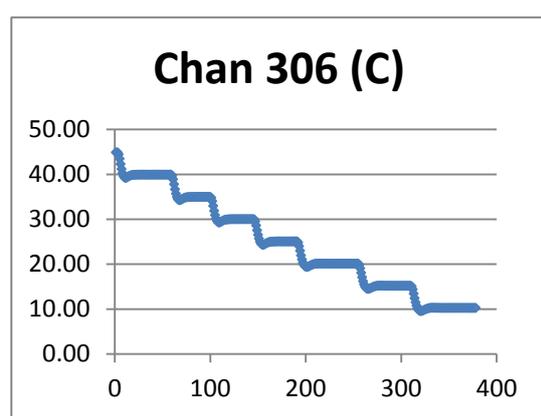
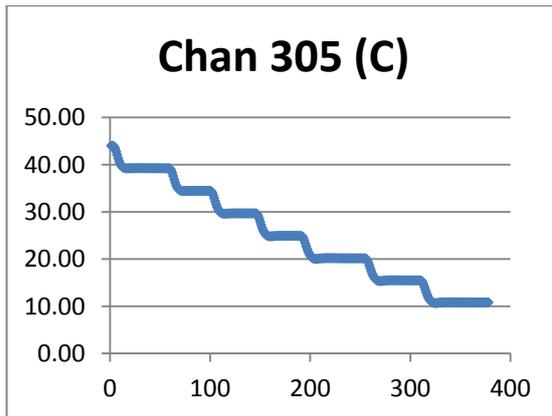
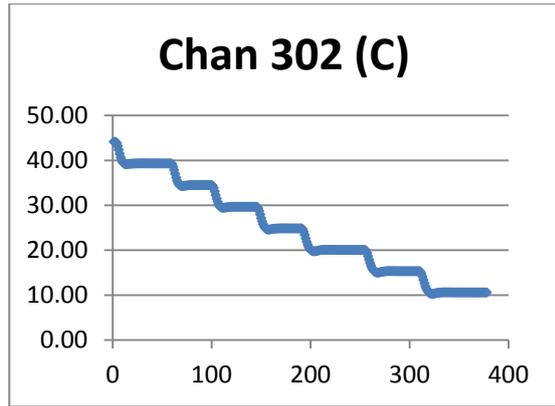
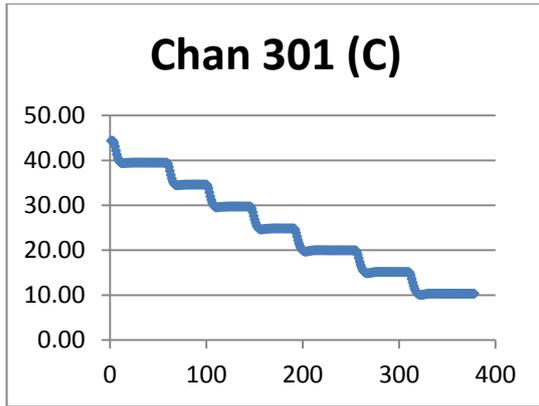


Figura B.1.1. Datos de temperatura seca subida diferentes Chan.



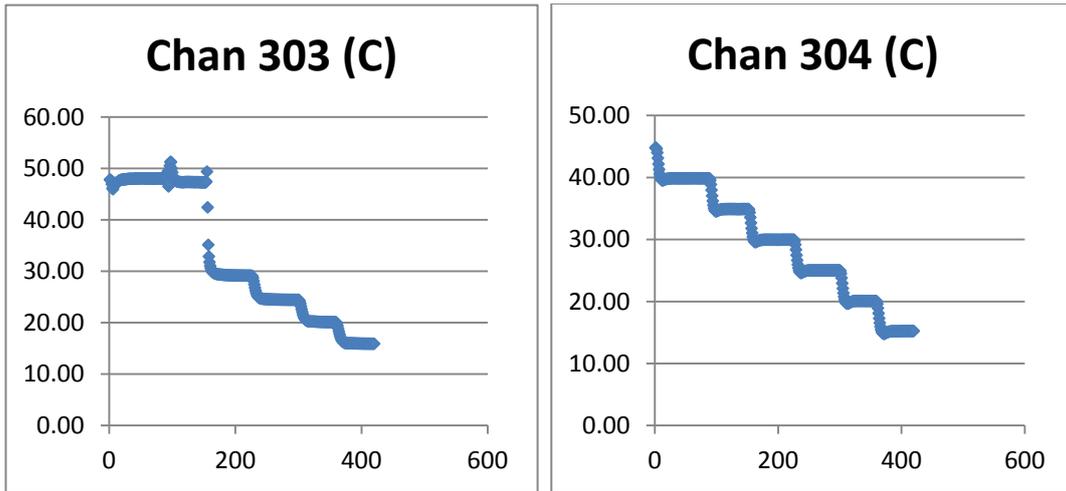
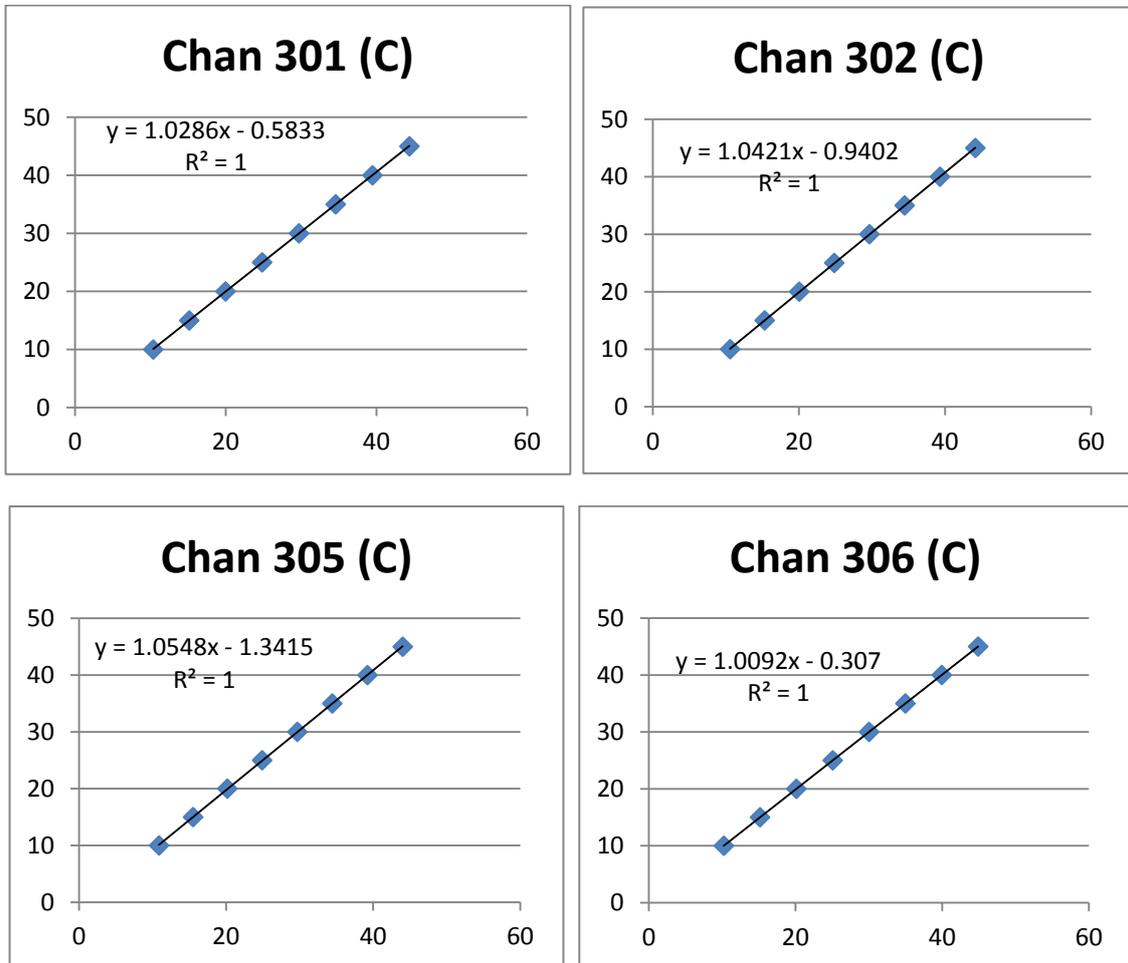


Figura B.1.2. Datos de temperatura seca bajada diferentes Chan.



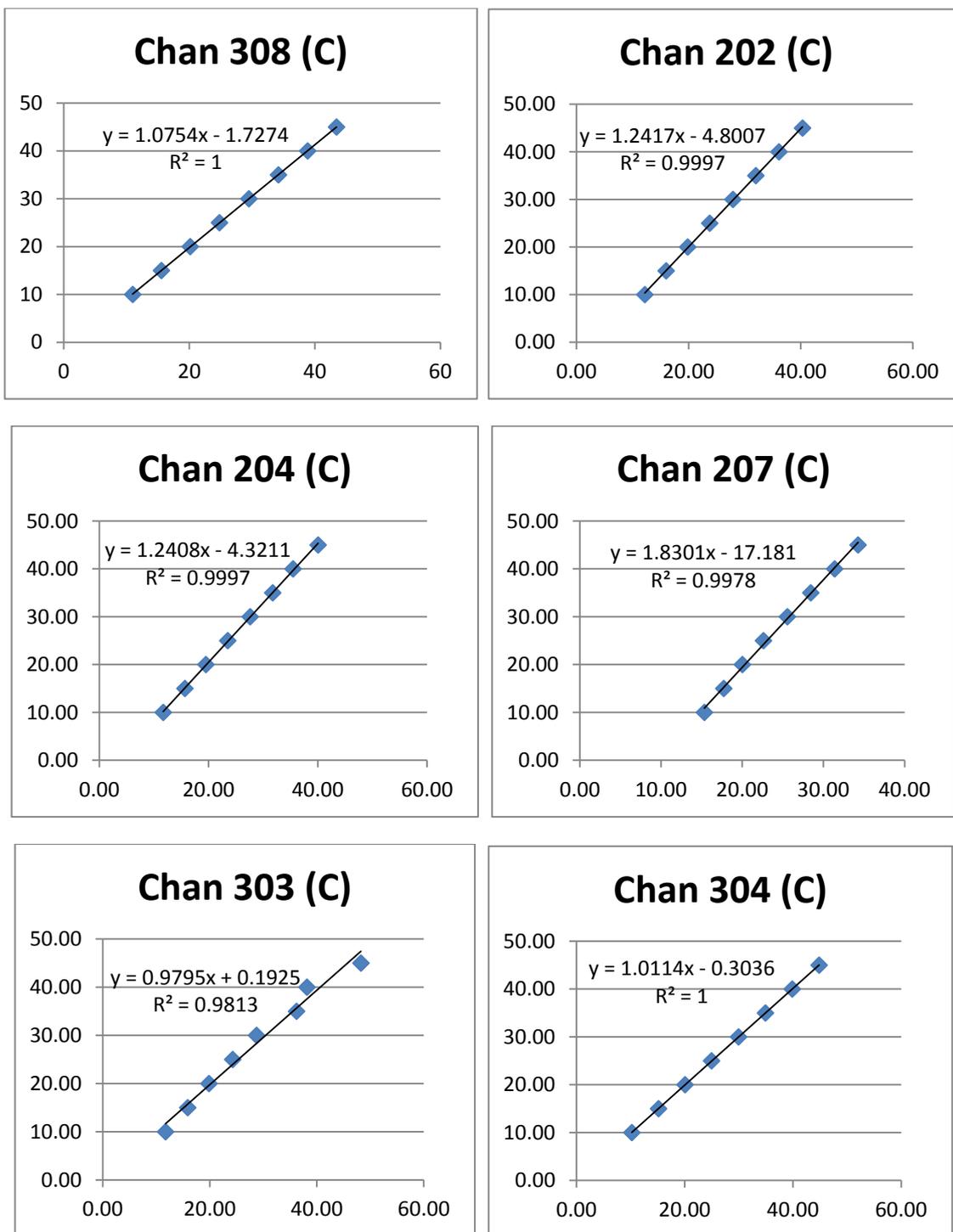
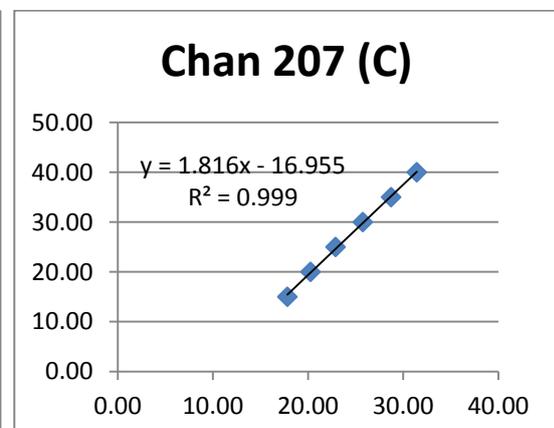
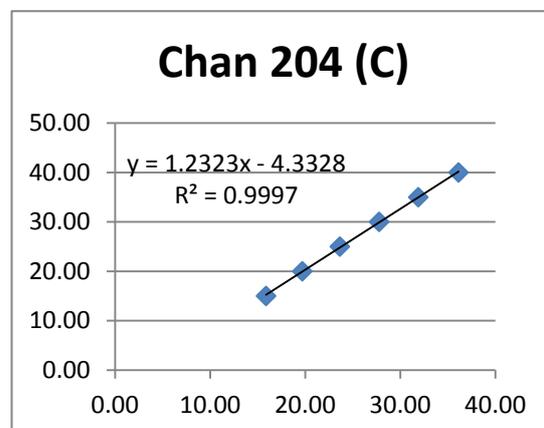
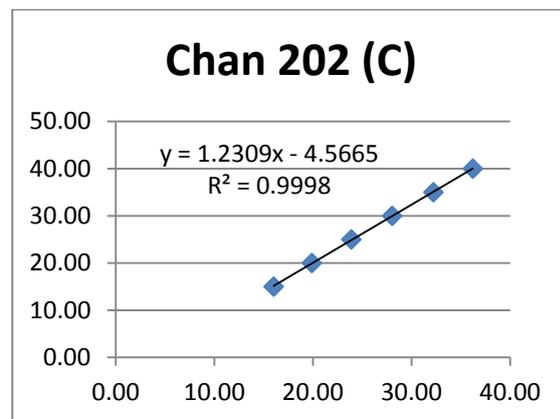
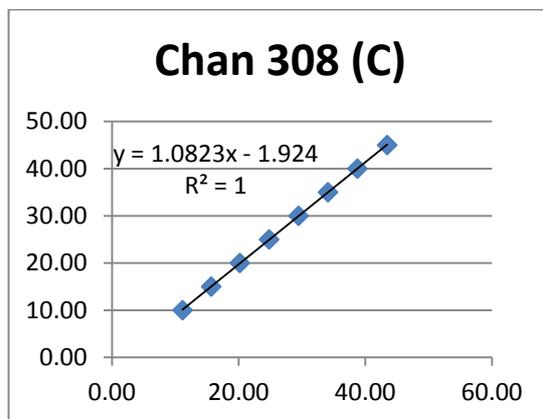
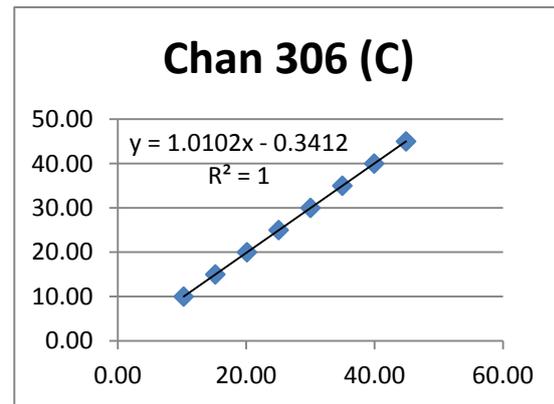
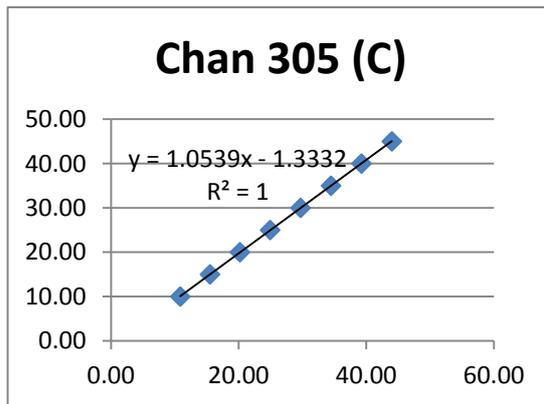
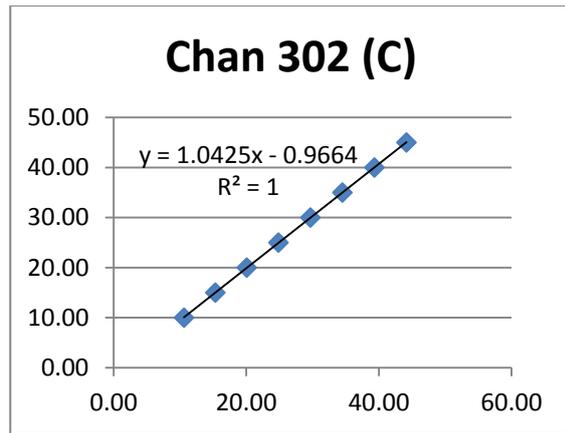
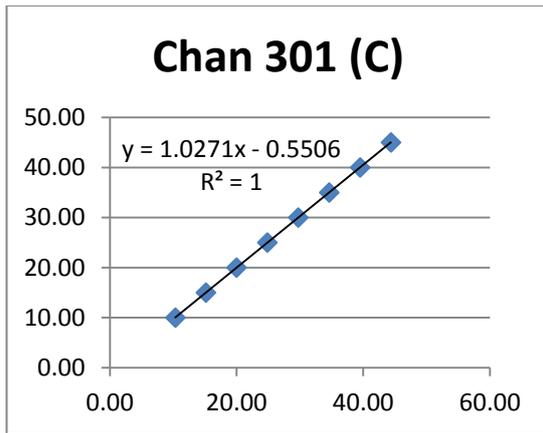


Figura B.1.3. Regresión lineal subida para diferentes Chan.



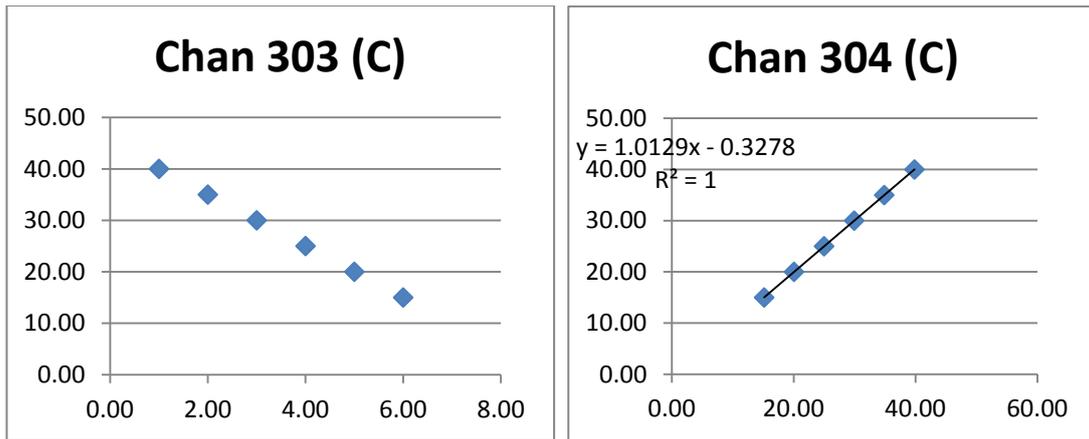
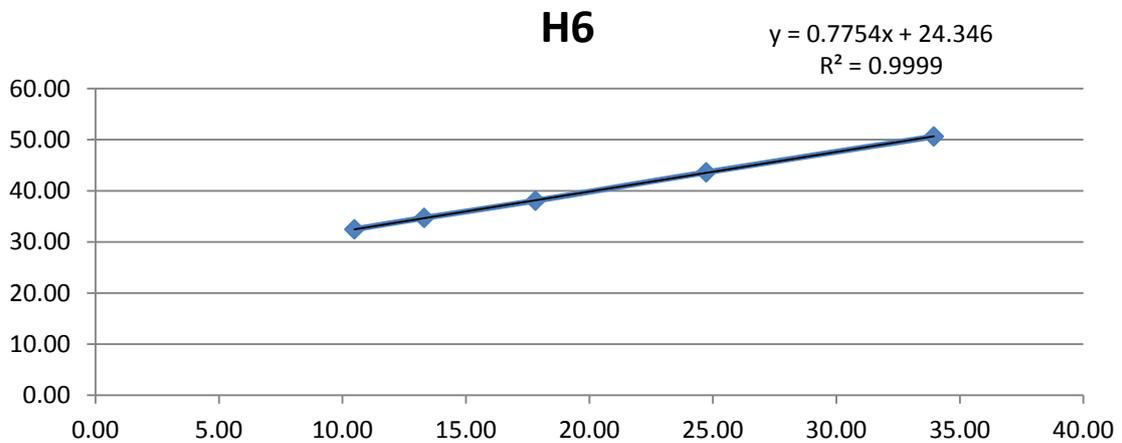
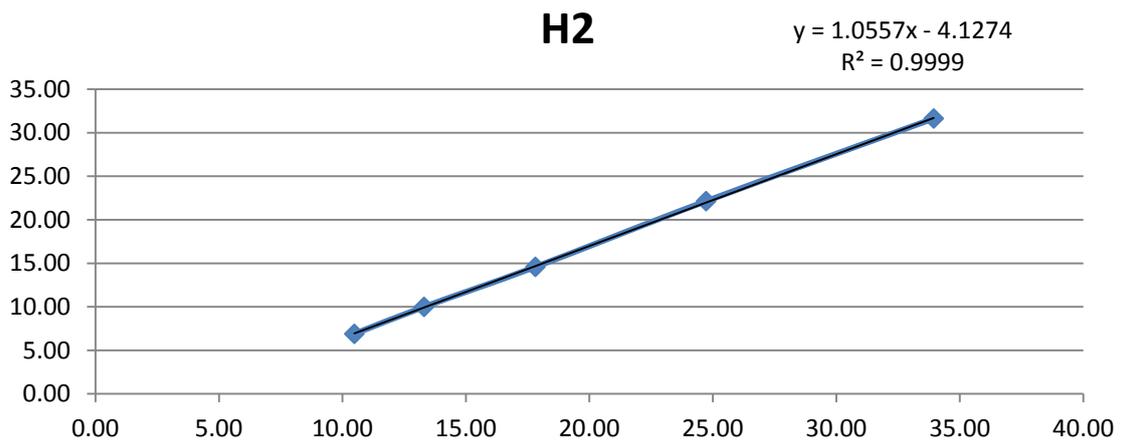


Figura B.1.4. Regresión lineal subida para diferentes Chan.

B.2. Calibración de sondas de humedad.



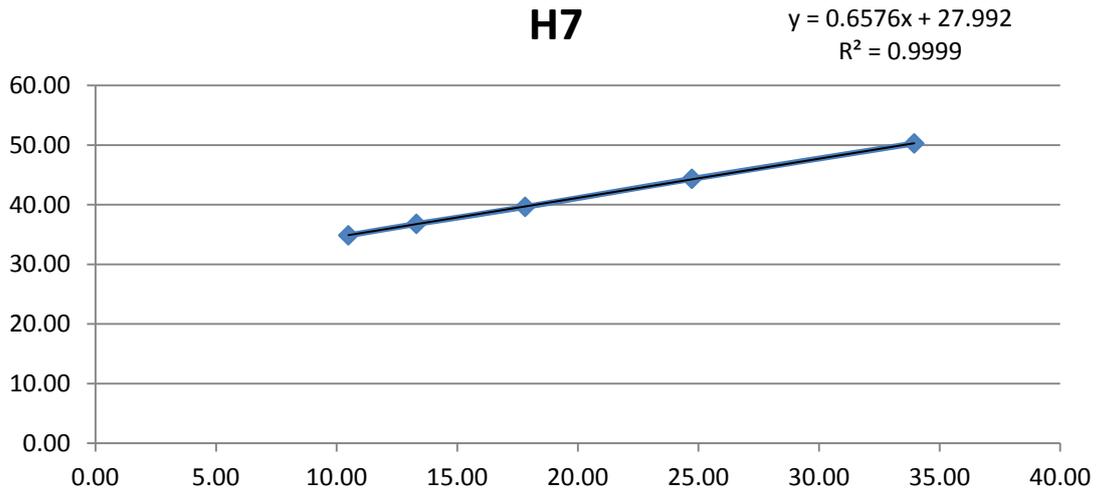
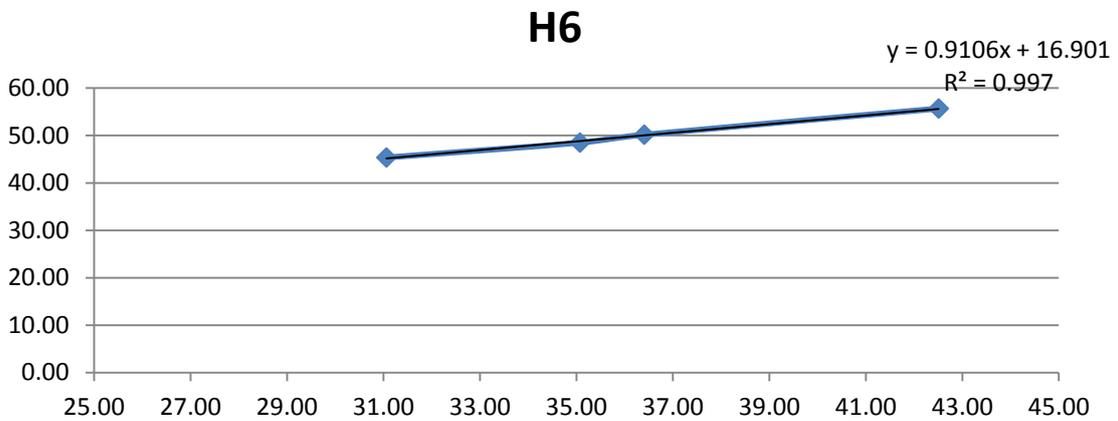
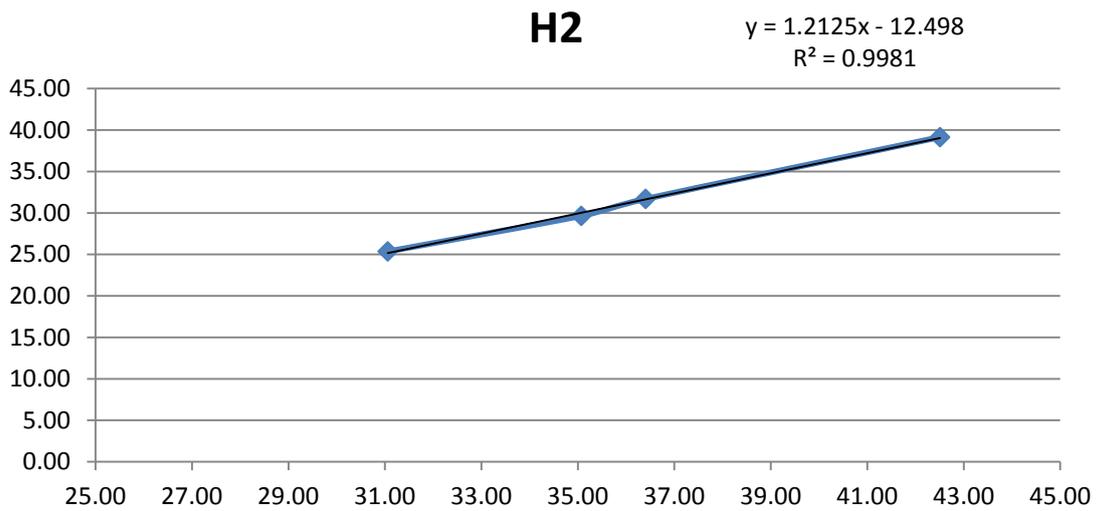


Figura B.2.1 Rectas de calibración de sondas de humedad en el ensayo A.



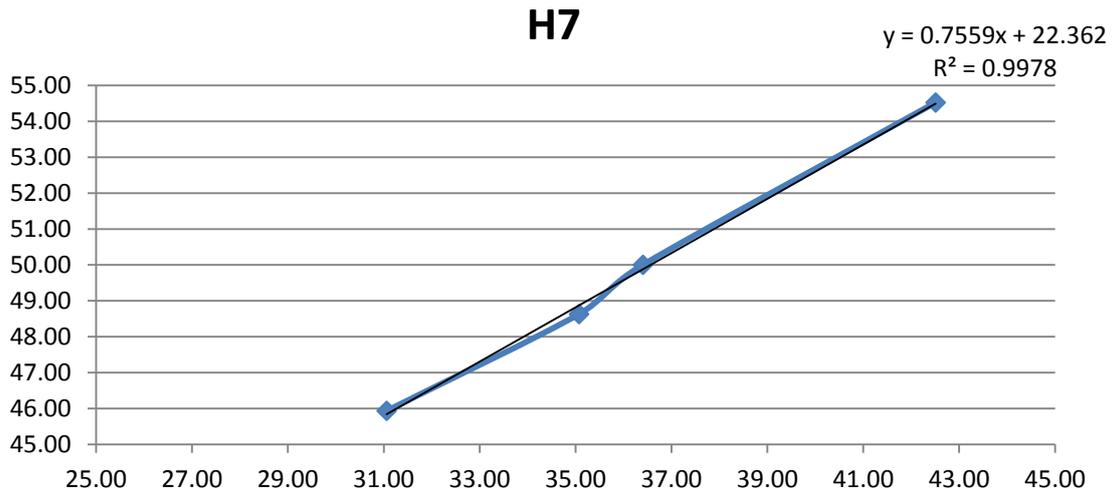
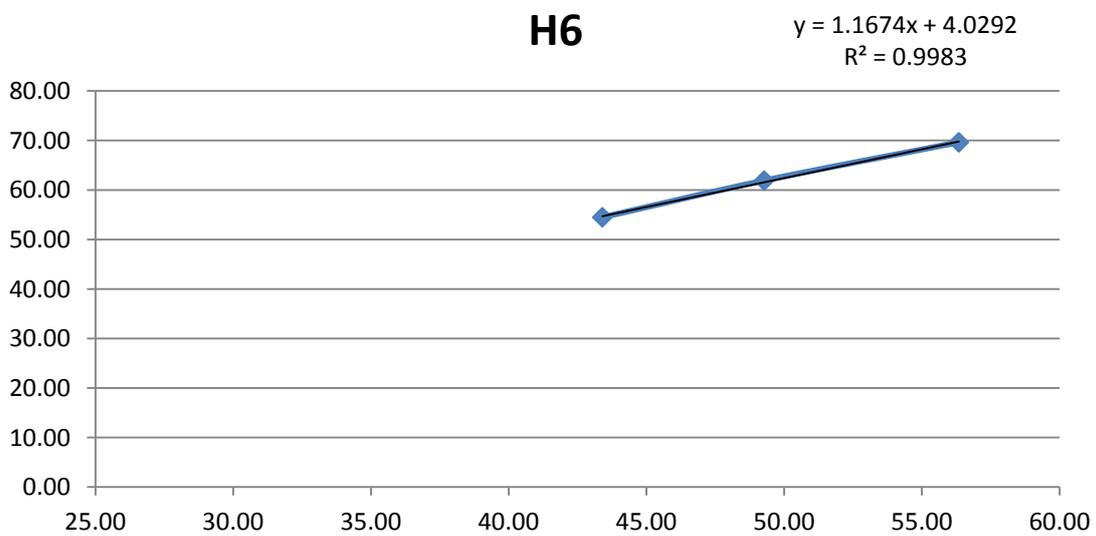
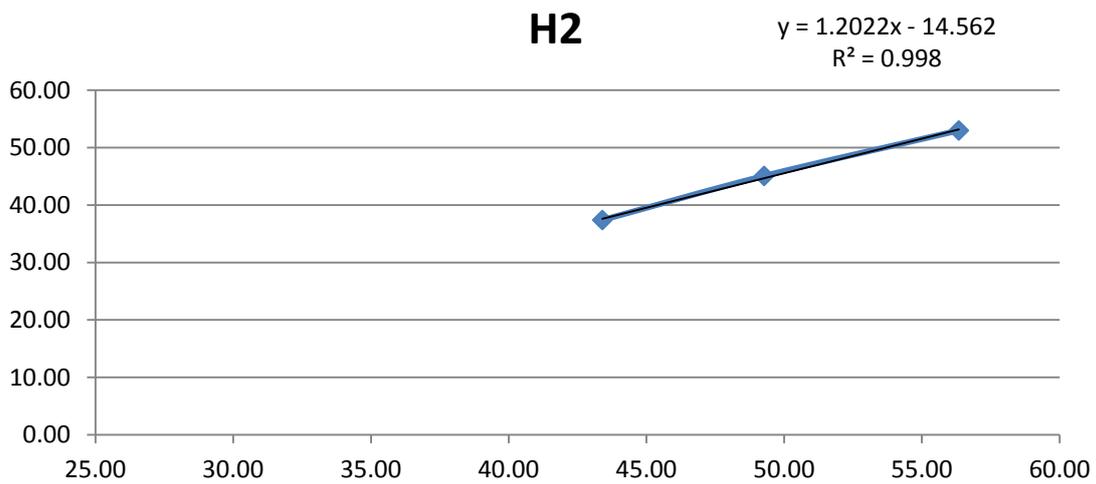


Figura B.2.2 Rectas de calibración de sondas de humedad en el ensayo B.



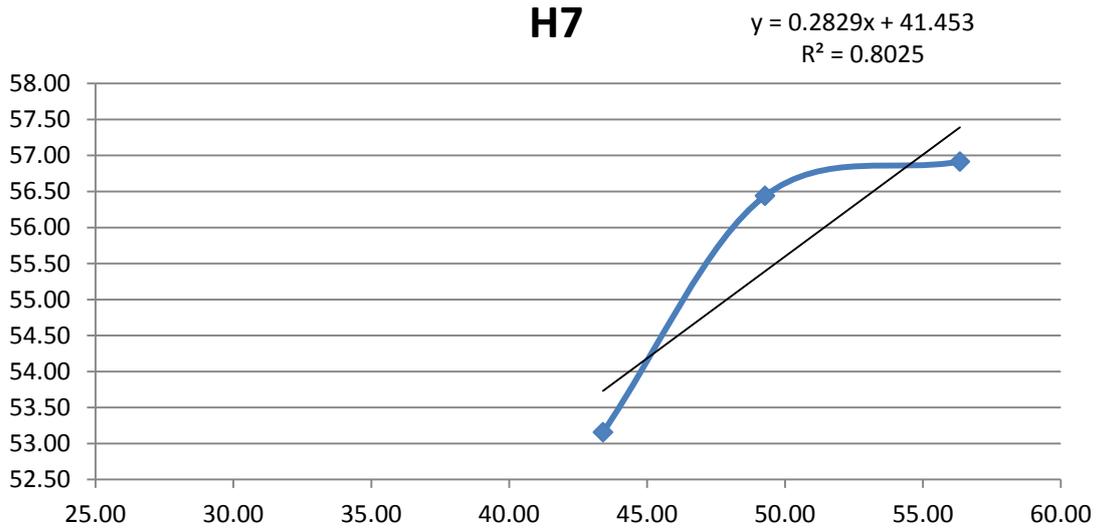
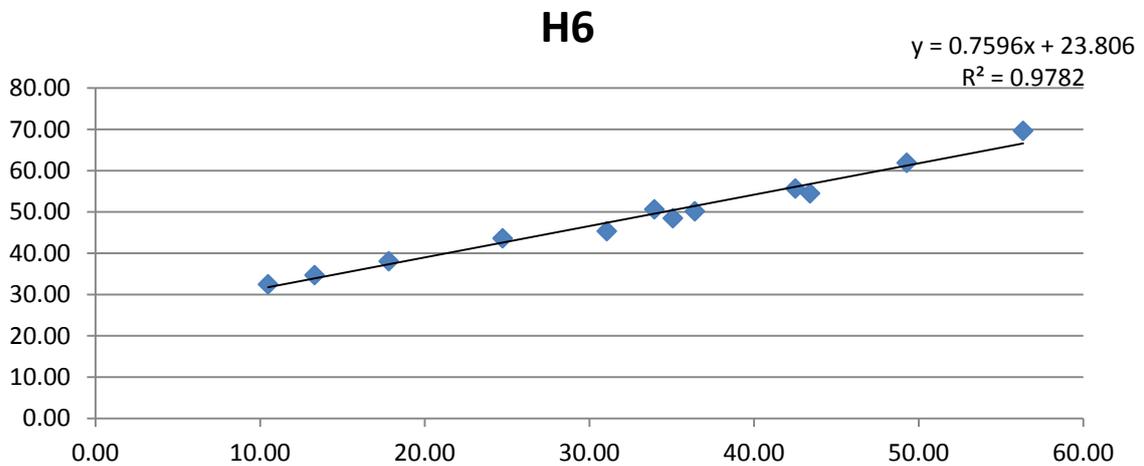
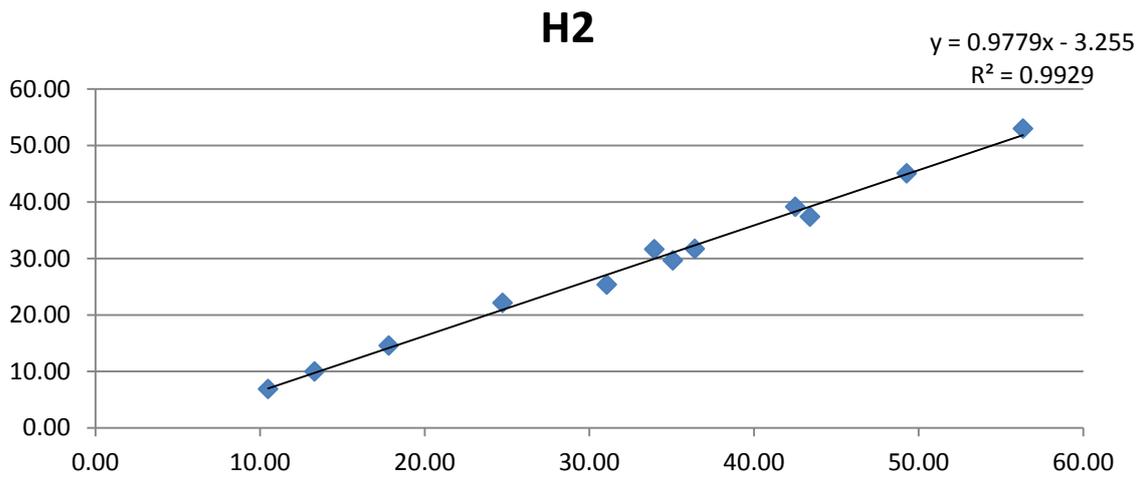


Figura B.2.3 Rectas de calibración de sondas de humedad en el ensayo C.



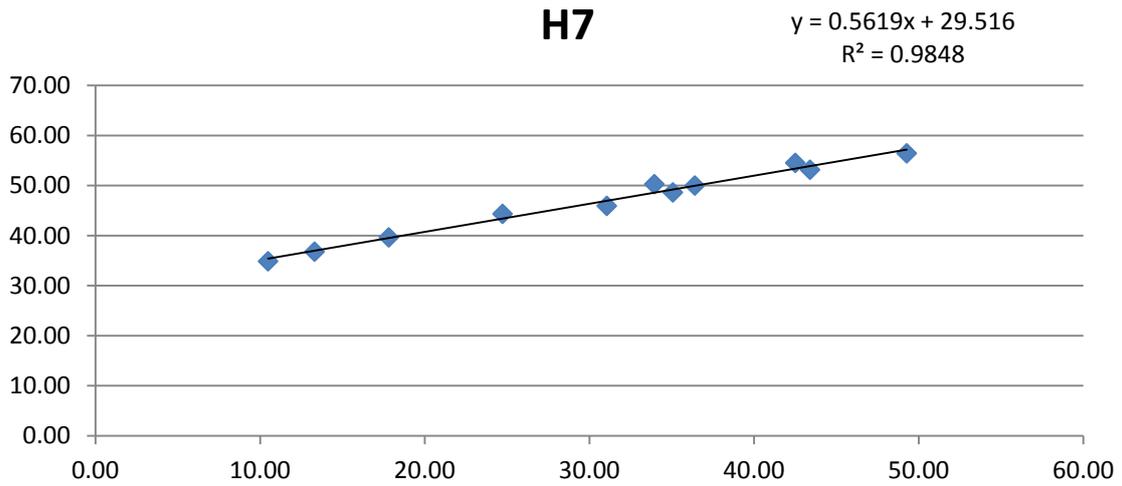
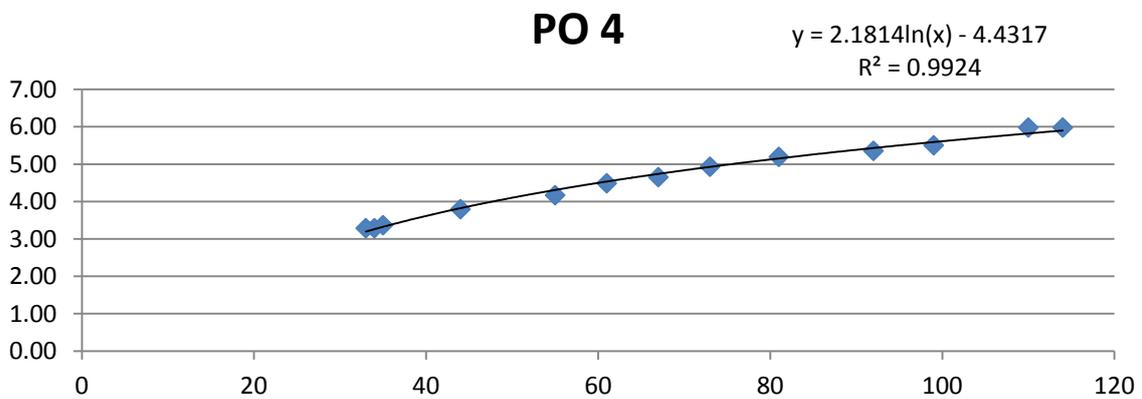
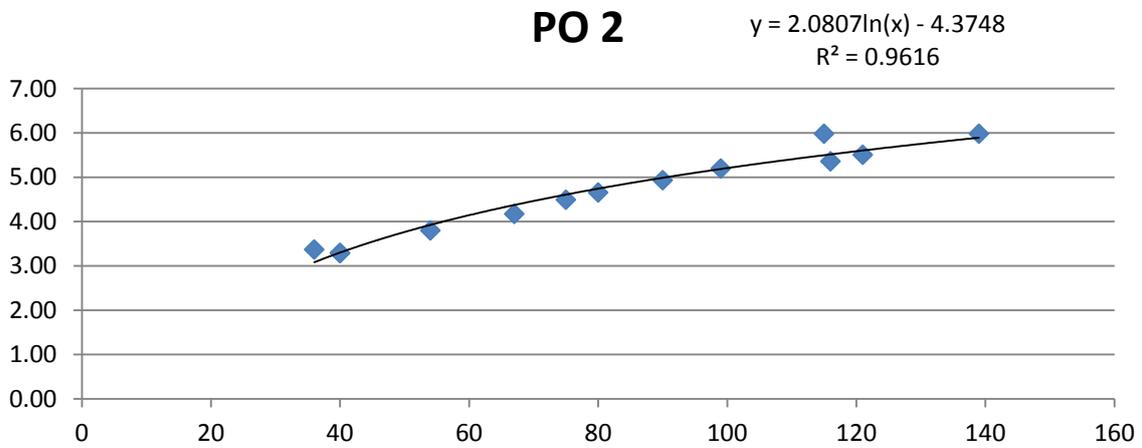


Figura B.2.4 Rectas de calibración de sondas de humedad suma de ensayos.

B.3. Calibración de placas orificio.



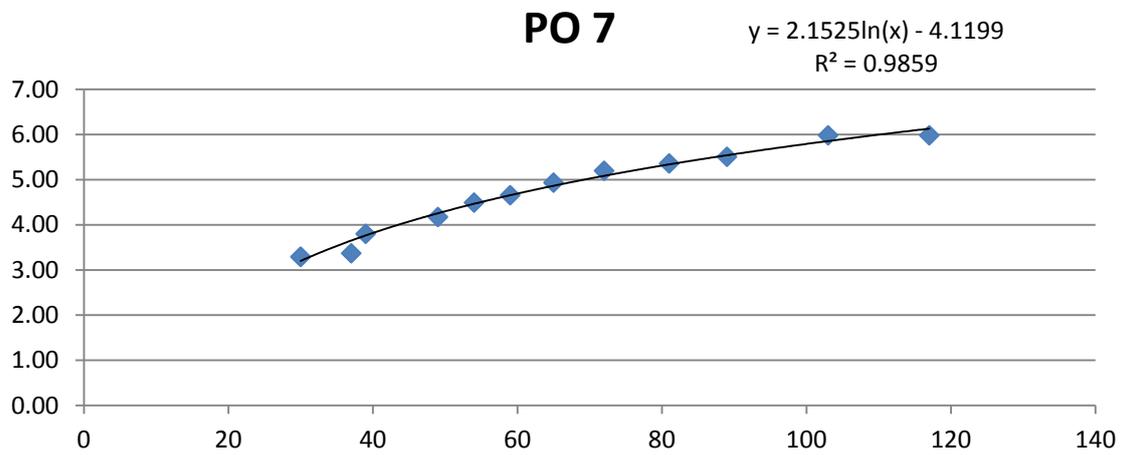
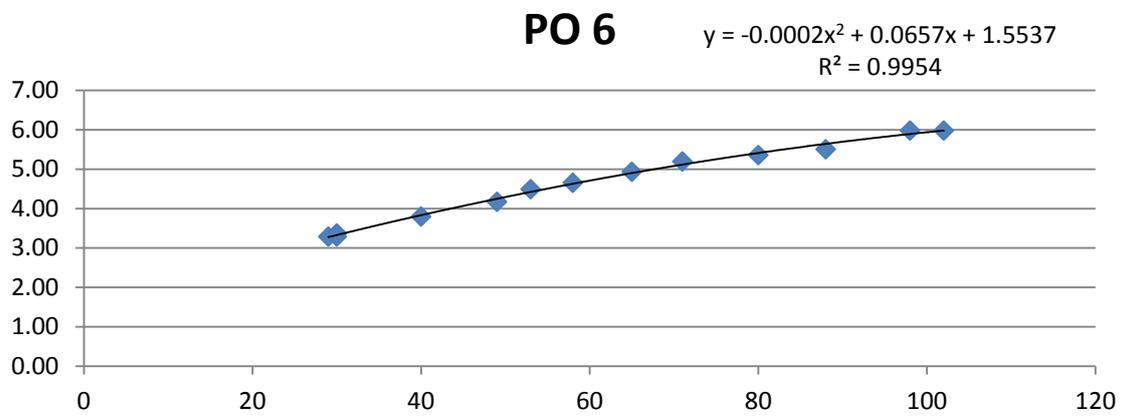
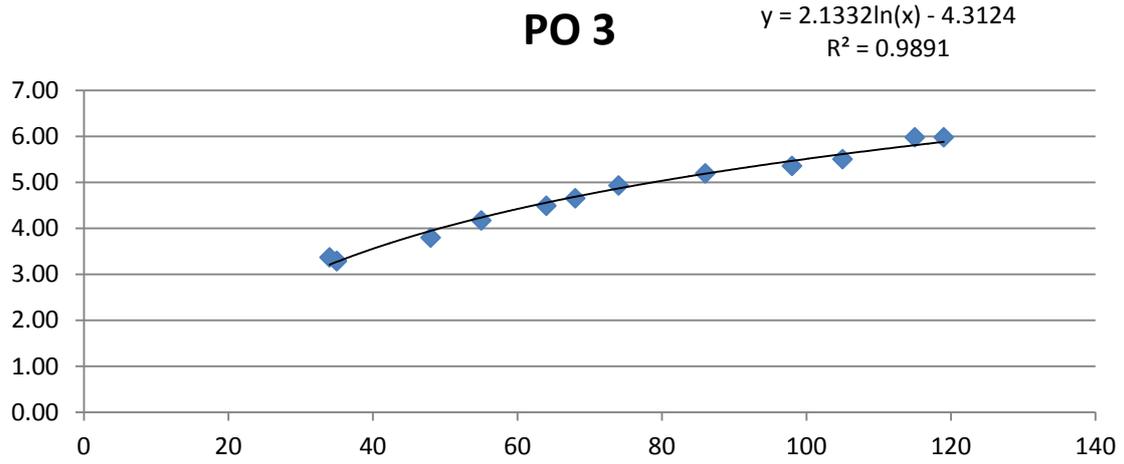


Figura B.3.1. Curvas de calibración para la diferentes PO.

