

TESIS DOCTORAL

Estudio del comportamiento térmico de sistemas de
disipación de calor para ciclos de potencia y
refrigeración en distintas condiciones de operación

Clemente García Cutillas

2021

DIRECTOR:
Manuel Lucas Miralles

TUTOR:
Pedro Ginés Vicente Quiles



UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

Programa de Doctorado en
TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES Y DE
TELECOMUNICACIÓN

COMPENDIO DE ARTÍCULOS

La presente Tesis Doctoral se basa en un compendio de artículos previamente publicados de acuerdo a la Normativa de Estudios de Doctorado de la Universidad Miguel Hernández de Elche, la cual regula los programas de doctorado que están al amparo del Real Decreto 99/2011, de 28 de enero.

A continuación se muestran las publicaciones con las que se pretende satisfacer los requerimientos dispuestos por la normativa:

- **J. Ruiz, C.G. Cutillas, A.S. Kaiser, M. Ballesta, B. Zamora, M. Lucas.**
Experimental study of drift deposition from mechanical draft cooling towers in urban environments,
Energy and Buildings 2016, 125, 181-195.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.04.076>
- **C.G. Cutillas, J. Ruiz, M. Lucas.**
Optimum Design and Operation of an HVAC Cooling Tower for Energy and Water Conservation,
Energies 2017, 10, 299.
DOI: <https://doi.org/10.3390/en10030299>

INFORME DEL DIRECTOR



UNIVERSITAS
Miguel Hernández

Dr. D. Manuel Lucas Miralles, profesor titular de la Universidad Miguel Hernández de Elche,

CERTIFICA:

Que la presente memoria “Estudio del comportamiento térmico de sistemas de disipación de calor para ciclos de potencia y refrigeración en distintas condiciones de operación”, ha sido realizada bajo su dirección, en el Departamento de Ingeniería Mecánica y Energía de la Universidad Miguel Hernández de Elche, por el licenciado D. Clemente García Cutillas, y constituye su tesis para optar al grado de Doctor.

Para que conste en cumplimiento de la legislación vigente, autoriza la presentación de la referida tesis doctoral ante la Comisión de Doctorado de la Universidad Miguel Hernández de Elche, firmando el presente certificado.

Elche, 29 de enero de 2021

Fdo. Dr. D. Manuel Lucas Miralles

INFORME DEL COORDINADOR DE LA COMISIÓN ACADÉMICA



UNIVERSITAS
Miguel Hernández

Dr. D. Óscar Reinoso García, Coordinador del Programa de Doctorado en Tecnologías Industriales y de Telecomunicación de la Universidad Miguel Hernández de Elche.

CERTIFICA:

Que el trabajo realizado por D. Clemente García Cutillas titulado “Estudio del comportamiento térmico de sistemas de disipación de calor para ciclos de potencia y refrigeración en distintas condiciones de operación” ha sido dirigido por Dr. D. Manuel Lucas Miralles, y se encuentra en condiciones de ser leído y defendido como Tesis Doctoral ante el correspondiente tribunal en la Universidad Miguel Hernández de Elche.

Lo que firmo a efectos oportunos en Elche, a 29 de enero de 2021

Fdo.: Dr. D. Óscar Reinoso García

Coordinador del Programa de Doctorado en
Tecnologías Industriales y de Telecomunicación

RESUMEN

El incremento en el consumo de energía en los últimos años ha contribuido al desarrollo, por parte de numerosos países, de políticas relacionadas con la eficiencia energética y el fomento de acciones más respetuosas con el medio ambiente, con el objetivo principal de reducir las emisiones de CO₂. Medidas como las propuestas por la Comisión Europea sobre clima y energía 2030 confirman este hecho.

Los sistemas de disipación de calor, tanto en aplicaciones industriales como domésticas, suponen una parte importante del consumo energético. Es por esto que surge la necesidad de optimizar este tipo de instalaciones con el fin de obtener una mayor eficiencia energética. Alcanzar un correcto dimensionado o una configuración de componentes adecuada podrían ser formas de abordar esta tarea. Por otro lado, el uso de condensadores evaporativos y torres de refrigeración también podrían jugar un papel importante, ya que son dispositivos con una gran eficiencia y trabajan con temperaturas de agua bajas. Además, el consumo de energía y el coste de estos equipos es menor para las mismas condiciones de operación con respecto a otros sistemas de disipación de calor como los aero-refrigeradores secos. Sin embargo, uno de los principales retos en el funcionamiento de los sistemas de condensación evaporativa es preservar las fuentes de agua dulce, ya que su consumo suele ser elevado. También existe un potencial riesgo de proliferación de patógenos como la Legionella, que ha ocasionado que algunos gobiernos locales restrinjan su instalación en núcleos urbanos en detrimento de la eficiencia energética.

Los objetivos del presente trabajo fueron los siguientes:

- Evaluar la deposición del arrastre, a través de la técnica del papel hidrosensible, de una torre de refrigeración experimental en un entorno urbano empleando distintas configuraciones de funcionamiento y bajo distintas condiciones ambientales de dirección y velocidad de viento. Los datos recabados se han utilizado para evaluar el comportamiento de las gotas de agua ante un posible foco de infección por Legionella. En relación a los patrones registrados en la deposición, tanto la cantidad de agua como el tamaño característico de la gota disminuyen a medida que aumenta la distancia con respecto a la torre. Se encontraron variaciones del 70% en el agua depositada a distancias cercanas a la torre cuando el nivel de velocidad

de viento era bajo. Además la dirección del viento también afectó a los niveles de deposición. Se observó una diferencia promedio del 45% entre los resultados obtenidos por el viento proveniente del noroeste y del sureste.

- Estudiar la influencia de distintas estrategias de control para la optimización de un sistema de refrigeración, atendiendo al consumo energético y gasto de agua en términos económicos. El modelo se diseñó en el entorno de simulación de procesos transitorios conocido como TRNSYS. La instalación se compone de una torre de refrigeración, una enfriadora agua-agua y un edificio de referencia. Para el modelo de la torre se utilizaron datos recopilados de trabajos previos, llevados a cabo en la torre de refrigeración experimental mencionada en el punto anterior. Se consideraron doce configuraciones, combinando seis separadores de gotas y dos sistemas de distribución de agua. En cuanto a la gestión del modelo, se utilizaron tres tipos de control comunes más otro adicional, diseñado para este trabajo, en el que se incluía control y optimización. En lo que se refiere a los modelos de simulación con los sistemas de control más comunes, se registró un mayor consumo energético en aquellos que se centraban en gestionar la temperatura del agua de salida de la torre de refrigeración. A medida que dicha temperatura aumentaba, la penalización en el consumo del compresor de la enfriadora era mayor. Los resultados mostraron que la influencia del separador de gotas y el sistema de distribución de agua puede suponer unos ahorros máximos del 10,2% en cuanto al consumo energético, hasta un 4,8% en la reducción de consumo de agua o llegar a reducir los costes combinados de energía y agua un 8,2%.

ABSTRACT

In the last few years, the increase in energy consumption has contributed, in many countries, to the development of new policies related to energy efficiency. Also, it has promoted the encouragement of actions that are more respectful with the environment, all of which have the main goal of reducing CO₂ emissions. Measures proposed by the European Commission about climate and energy 2030 confirm this fact.

Heat rejection systems, for both industrial and domestic applications, suppose an important portion of the overall energetic consumption. For that reason, the need arises in optimizing this kind of facilities, with the aim of obtaining a greater energetic efficiency. On one hand, a way to approach this task could be dimensioning or configuring the components accurately. On the other hand, using evaporative condensers and cooling towers could also play an important role, since these devices have a great efficiency, and operate with a low level of water temperature. Furthermore, the cost and energy consumption in these systems are lower when used under the same operation conditions as other heat rejection systems like dry air-condensers. However, one of the main challenges in evaporative condensers is to preserve fresh water sources, due to the fact that its consumption is usually high. In addition, there is a potential risk of proliferation of pathogens, such as Legionella disease, which has provoked some local governments to limit the use of evaporative condensers in urban areas, at the expense of energy efficiency.

The main goals of this work were the following:

- Drift deposition assessment of an experimental cooling tower located in an urban environment by means of sensitive paper method. Tests were carried out using different working configurations and under different environmental conditions, regarding wind velocity and its direction. Results have been used to evaluate the behavior of the droplets in case of a Legionella outbreak. Concerning the patterns registered by deposition tests, both the amount of water and the characteristic size of the droplets decrease as the distance with regard to the cooling tower rises. Variations of 70% in the water deposition were found in close distances to the cooling tower with low levels of wind velocity. Moreover, wind direction also had an

effect on drift deposition. An average difference of 45% was observed between the results obtained by Northwest and Southeast winds.

- The study of different control strategies in order to optimize a refrigeration system, taking into accounts both energy consumption and water usage in economic terms. The model was designed in the software environment of transient systems known as TRNSYS. The system was composed of a cooling tower, a water-water chiller and a reference building. The cooling tower model was configured by means of data collected in previous works, which were carried out in the experimental facility mentioned in the previous section. Twelve configurations of cooling tower, combining six drift eliminators and two water distribution systems were considered. Regarding the cooling system management, four control strategies were assessed. Three of them were typical and the fourth one was specifically created for this work, which included both control and optimization. Those control strategies focused on regulating the temperature of the water of the cooling tower showed during simulations a greater energy consumption. As long as the temperature rises, the penalty in the energy consumption of the compressor of the chiller increases. Results showed that the influence of the drift eliminator and the water distribution system in the cooling tower can suppose a maximum energy saving of 10.2% and a saving of 4.8% in water usage. Combining costs could also be reduced to 8.2% with the optimization system.

AGRADECIMIENTOS

Dedicado a mi familia.

En primer lugar quisiera agradecer a mi director de Tesis, Dr. Manuel Lucas Miralles, toda la confianza depositada en mí durante todos estos años. También por ayudarme en mi desarrollo profesional y enseñarme a ser crítico, riguroso y metódico en el trabajo. Gracias de todo corazón.

A mi tutor, Dr. Pedro Ginés Vicente Quiles, por tenderme una mano siempre que la he necesitado.

Al Dr. Javier Ruiz Ramírez por su inestimable ayuda y confianza. El congreso en Minsk y el *Deposition Team* quedarán para el recuerdo.

A Eugenio Sánchez González por compartir su experiencia conmigo y por esos momentos tan buenos que pasamos en el laboratorio.

A mis padres, hermanos y abuelos. Su respaldo ha sido esencial para seguir adelante, sobre todo en los momentos en los que costaba ver el final.

A mi mujer Vanesa, por compartir su vida conmigo, por su apoyo incondicional y cariño. A mis hijos, Clemente y Sofía. Ellos me han dado la fuerza que necesitaba.

A mi amigo José Carlos, por todos esos momentos y vivencias juntos. Sin duda fue un gran día de prácticas de química.

A mis amigos Jesús G., Carlos, Daniel, Manolo, Julio y Nayara. Por vuestros ánimos, apoyo y muestras de interés durante todo el proceso.

ÍNDICE

COMPENDIO DE ARTÍCULOS.....	a
INFORME DEL DIRECTOR	c
INFORME DEL COORDINADOR DE LA COMISIÓN ACADÉMICA.....	e
RESUMEN	I
ABSTRACT	III
AGRADECIMIENTOS	V
ÍNDICE	VII
LISTADO DE FIGURAS	IX
LISTADO DE TABLAS	XI
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	1
1.1 Antecedentes.....	6
1.1.1 Caracterización experimental del arrastre en torres de refrigeración.....	6
1.1.2 Caracterización experimental y modelización del binomio sistema de distribución-separador de gotas en torres de refrigeración.....	10
1.2 Desarrollo de la tesis	16
1.3 Objetivos.....	17
CAPÍTULO 2: INSTALACIÓN EXPERIMENTAL.....	19
2.1 Torre de refrigeración	19
2.1.1 Configuraciones de la torre de refrigeración	21
2.1.2 Instalación hidráulica y eléctrica	22
2.2 Instrumentación de medida y sistema de adquisición de datos.....	24
2.2.1 Instrumentación fija.....	25
2.2.2 Instrumentación móvil.....	26

2.2.3	Estación meteorológica	27
2.2.4	Unidad de adquisición de datos.....	29
2.3	Torre meteorológica	29
CAPÍTULO 3: MEDIDA EXPERIMENTAL DEL ARRASTRE Y DEPOSICIÓN EN UNA TORRE DE REFRIGERACIÓN.....		35
3.1	Transcripción del artículo en <i>Energy and Buildings</i>	36
CAPÍTULO 4: DISEÑO Y FUNCIONAMIENTO ÓPTIMOS DE UNA TORRE DE REFRIGERACIÓN PARA LA CONSERVACIÓN DE AGUA Y ENERGÍA DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.....		73
CAPÍTULO 5: CONCLUSIONES		103
CAPÍTULO 6: REFERENCIAS.....		107
ANEXO I: INFLUENCIA DE DIFERENTES TECNOLOGÍAS DE ENFRIAMIENTO (HÚMEDA, SECA E HÍBRIDA) EN EL RENDIMIENTO DE UNA PLANTA TERMOSOLAR CCP: ENERGÍA, EXERGÍA Y CONSUMO DE AGUA.....		117

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1: Detalle de los separadores de gotas utilizados en los ensayos experimentales	7
Figura 2: Sistema de distribución de agua por presión (izda.) y gravedad (dcha.).	11
Figura 3: Torre de refrigeración experimental.	19
Figura 4: Esquema de funcionamiento de una torre de refrigeración.	20
Figura 5: Representación esquemática de los separadores de gotas.	22
Figura 6: Distribución esquemática de la instrumentación de medida en la instalación experimental.	24
Figura 7: Anemómetro y veleta de la estación meteorológica.	27
Figura 8: Torre meteorológica.	30
Figura 9: Vista del edificio Torrepinet con la torre de refrigeración.	31

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1: Características de los sistemas de disipación de calor.....	5
Tabla 2: Características técnicas de la torre de refrigeración.....	20
Tabla 3: Ficha técnica del ventilador.....	21
Tabla 4: Condiciones nominales de funcionamiento.....	21
Tabla 5: Ficha técnica del calentador.....	23
Tabla 6: Ficha técnica de las bombas Grundfos.....	23
Tabla 7: Ficha técnica del caudalímetro Contacesa.....	25
Tabla 8: Ficha técnica del display del caudalímetro.....	25
Tabla 9: Ficha técnica del contador de pulsos Sensus.....	26
Tabla 10: Ficha técnica del display del contador de pulsos.....	26
Tabla 11: Características técnicas del anemómetro.....	27
Tabla 12: Listado de sondas utilizado en la instalación experimental.....	28
Tabla 13: Características dimensionales de la torre meteorológica.....	29
Tabla 14: Especificaciones técnicas generales.....	31
Tabla 15: Especificaciones técnicas del anemómetro y la veleta.....	31
Tabla 16: Características técnicas del termohigrómetro.....	32
Tabla 17: Especificaciones técnicas del sensor de presión barométrico.....	32

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

La Segunda Ley de la Termodinámica exige la presencia de un sumidero térmico para el funcionamiento de los Ciclos de Potencia y las Máquinas frigoríficas. Además, hay procesos industriales que evacuan calor al ambiente para mantener sus condiciones de funcionamiento dentro de los límites de diseño. La elección del sistema de evacuación de calor más adecuado ha sido objeto de discusión en las últimas décadas y sigue siendo un asunto de debate. Aspectos energéticos, medioambientales, de salud pública y hasta del contexto normativo hacen que esta decisión no sea evidente.

Las alternativas prácticas que se pueden convertir en sumideros térmicos son el aire atmosférico y las masas de agua naturales. Los intercambiadores de calor aerorrefrigerados son soluciones que se emplean hoy día para múltiples aplicaciones, cediendo calor sensible directamente al aire atmosférico. La cesión de calor a una corriente de agua natural se empleó en el pasado ampliamente. Sin embargo, razones de índole económico, por el coste creciente del uso del agua justificado por su escasez, y consideraciones medioambientales relacionadas con la modificación del ecosistema aguas abajo de la instalación han restado importancia al empleo de masas de agua naturales como sumideros térmicos. Para superar estas limitaciones, se emplea agua en recirculación como medio para evacuar calor asociada a equipos de enfriamiento evaporativo, como son las torres de refrigeración. El enfriamiento evaporativo basa su principio de operación en la combinación de la transferencia de masa y energía entre una corriente de agua y una de aire. Existen múltiples trabajos que describen aplicaciones de enfriamiento evaporativo, particularmente de referencia en este campo se debe citar el manual del profesor de la Universidad de Stellenbosch, D. Kröger D. (2004). En él se muestra el estado de la tecnología y una evolución histórica de las aplicaciones del enfriamiento evaporativo hasta llegar al desarrollo de las torres de refrigeración, así como múltiples consideraciones prácticas para el diseño de estos equipos.

En el plano energético, como diferencia fundamental entre la condensación por agua y la condensación por aire puede indicarse que la condensación por agua, si el mantenimiento es correcto, origina una menor presión de condensación y eso deriva en una mejora de las prestaciones de los equipos. En el caso de los ciclos de

potencia, tomando como referencia el Ciclo Rankine, su eficiencia se define, en gran parte, por la presión y la temperatura del vapor que entra y sale de la turbina. Las condiciones de vapor en la salida de la turbina se definen por la temperatura a la que se condensa el vapor. La temperatura ambiente más baja disponible es la temperatura del bulbo húmedo; por lo tanto, la mayoría de las centrales eléctricas utilizan el enfriamiento evaporativo como fuente de agua de enfriamiento para el condensador. Para localizaciones en las que existe un suministro limitado de agua, el calor se puede ceder al aire ambiente teniendo como límite físico la temperatura seca del ambiente. Sin embargo, la transferencia de calor por convención de aire forzado es menos efectiva que la transferencia de calor por evaporación; y por lo tanto, se necesitan áreas de intercambiador de calor más grandes y mayor potencia del ventilador para lograr la misma cesión de energía. Se pueden consultar diferentes referencias que comparan el efecto que tienen los sistemas de condensación en los ciclos de potencia, Poullikkas, A. (2013).

En el caso de los ciclos de refrigeración sucede algo similar. El empleo de sistemas basados en enfriamiento evaporativo originan menor presión de condensación en el sistema de producción de frío, con lo que, a igualdad del resto de condiciones de operación, el coste de funcionamiento del equipo es menor. El efecto de la variación de la temperatura de condensación sobre la potencia absorbida por el compresor puede ser del 1,8 al 4% por grado centígrado, Schwedler y Yates (2001), dependiendo del ciclo considerado y del refrigerante empleado. Asociado a la peor eficiencia energética de los sistemas condensados por aire se encuentra el incremento de emisiones de CO₂ a la atmósfera.

En el funcionamiento de una torre de refrigeración, el flujo de agua es bombeado a la parte superior del sistema donde se distribuye por medio de rociadores o canales abiertos. El agua cae sobre el relleno que, bien está diseñado para la creación de láminas de agua, bien para la formación de pequeñas gotas por salpicadura. El aumento del tiempo y la superficie de intercambio favorecen la evaporación de una pequeña parte del agua y el enfriamiento del resto. En la mayoría de instalaciones, exceptuando las centrales térmicas de gran potencia, se utiliza un ventilador para provocar la corriente de aire que circula por el interior del sistema. Como la corriente de aire es dirigida a lo largo de la torre, una pequeña parte de las gotas de agua son arrastradas. Unos deflectores, llamados separadores de gotas, se instalan en la sección de salida del aire para minimizar, mediante impacto inercial, la cantidad de gotas de agua arrastradas al exterior y emitidas a la atmósfera. A las gotas que

escapan de la torre de refrigeración se les llama arrastre. El nivel de emisión de arrastre de las torres de refrigeración normalmente se mide como un porcentaje del agua circulante en la torre.

Existen diversos aspectos medioambientales destacables relacionados con las torres de refrigeración y, en particular, con el arrastre de torres de refrigeración. En origen, el interés se asoció a la emisión de partículas radioactivas desde centrales nucleares (Pasquill (1962) y Van der Hoven (1968)). Los trabajos de Aynsley y Carson (1973) y de Petersen et al. (1987) describen diversos problemas medioambientales que se resumen a continuación:

- Pérdida de un bien escaso, como es el agua, sin realizar la función de enfriamiento para la que se ha ubicado en la torre.
- Posibilidad de generar problemas de corrosión en equipos, conductos y elementos estructurales que rodean la torre.
- Formación de hielo en las zonas cercanas a la instalación en períodos invernales.
- Degradación de cultivos del entorno por deposición de sales.
- Efectos sobre la salud humana debido a la exposición a compuestos, bien químicos, bien biológicos del agua arrastrada.

De todos los aspectos medioambientales citados, el más destacable es el referido a la posibilidad de deteriorar la salud humana. En este sentido, la contaminación por legionella tiene un especial protagonismo. Sin embargo, antes incluso del descubrimiento de la enfermedad, McDade et al. (1977), ya se habían realizado estudios sobre la posible transmisión de organismos patógenos desde torres de refrigeración, Lewis (1974). Existe una serie de condiciones que deben aparecer para que se produzca una contaminación por legionella asociada al funcionamiento de las torres de refrigeración: debe existir una vía de penetración de las bacterias en el circuito de agua de la torre, así como unas condiciones de temperatura, estancamiento y presencia de nutrientes en la instalación que facilite la multiplicación de estas bacterias. La siguiente condición es la dispersión de las bacterias en el aire en forma de aerosol. Finalmente, es necesario que se produzca la exposición de los individuos susceptibles al microorganismo, en una concentración y durante un tiempo suficiente para que puedan contraer la enfermedad. Diversas referencias presentan a las torres de refrigeración como equipos de riesgo de desarrollo y dispersión de la bacteria y causantes del desarrollo de legionelosis. A modo de muestra se pueden destacar por

su significación los trabajos de Cooper et al. (2004), Navarro et al. (2001) y Sumiyo et al. (2001).

El modo más eficaz de controlar el contagio de la enfermedad es actuar en cuantos eslabones de la cadena de transmisión sea posible. Esta redundancia en la seguridad tiene su lógica en prevenir posibles fallos en las medidas de seguridad, de forma que si una no es efectiva existirá otra que evite el contagio, ASHRAE (2000). En la actualidad esencialmente se está trabajando en combatir la multiplicación, a través de acciones en fase de diseño y explotación de los equipos, evitando el estancamiento del agua, la proliferación de nutrientes, trabajar en determinadas condiciones de temperatura o disponer de tratamientos de agua adecuados. En lo referido a la dispersión de las bacterias en el aire, es donde aparece la reducción de la cantidad de agua arrastrada. En este sentido existen diversas normativas que limitan este valor. A nivel nacional el RD 865/2003, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis, limita el valor del arrastre a 0,05% del agua circulante. Sin embargo, no describe el método a utilizar para la medida. A nivel internacional, tomando como ejemplo Australia, país de referencia en el control de la legionelosis, fija el valor máximo del arrastre en 0,02% en su norma AS 3666-1986.

En España, algunas administraciones locales están restringiendo o dificultando la instalación de torres de refrigeración tras brotes graves de legionelosis. Por ejemplo, el Ayuntamiento de la ciudad de Murcia ha prohibido la instalación de torres de refrigeración en el área metropolitana, BORM 20/6/2006. Siguiendo esta tendencia, algunas compañías propietarias de edificios con sistemas centralizados de aire acondicionado (en ocasiones de miles de kilovatios) han sustituido las torres de refrigeración por aero-refrigeradores, con los consiguientes efectos de incremento del consumo energético y de las emisiones de CO₂.

En referencia al agua consumida en las torres de refrigeración, además del agua arrastrada, hay que añadir el agua evaporada en el que se basa su funcionamiento y el agua purgada para mantener la calidad del agua en circulación y evitar problemas de corrosión y/o incrustaciones.

Para compensar las desventajas energéticas relacionadas con el uso del enfriamiento en seco durante los períodos de alta temperatura se han desarrollado varios enfoques de lo que se denomina enfriamiento híbrido, Alkhedhair et al. (2103). Hay dos métodos que llevan a cabo este concepto: enfriamiento por deslizamiento del agua sobre el

serpentín (denominado *deluge*) y pre-enfriamiento por evaporación; ya sea por atomización o por enfriamiento en relleno evaporativo. Con respecto al enfriamiento por deslizamiento de agua sobre serpentín, debido al contacto directo del agua con los haces del intercambiador de calor, la corrosión y el ensuciamiento se convierten en problemas cruciales. Esto requiere el uso de agua tratada y la limpieza regular o el uso de tubos condensadores con protección galvánica contra la corrosión que impide el uso de aletas. El enfriamiento del aire de entrada al aerocondensador en rellenos evaporativos es una forma eficiente de enfriar el aire de entrada. Sin embargo, se crea una caída de presión significativa que reduce el flujo másico de aire o exige de mayor potencia en ventiladores. En las últimas décadas, el enfriamiento por atomización se ha vuelto más popular debido a su simplicidad, bajo costo de inversión y facilidad de operación y mantenimiento. Además, el movimiento de la corriente de aire no se ve afectado por la presencia de gotas. Por lo tanto, la caída de presión debido a la existencia de la atomización es insignificante y puede obviarse. Otras opciones de hibridación pasan por el conexionado en serie o en paralelo de sistemas secos y torres de refrigeración, ya sea en un único equipo o en equipos independientes controlados en función de las condiciones ambientales.

	Torre de refrigeración	Aero-refrigerador	Aero-refrigerador con pre-enfriamiento
Tª de operación	+++	+	++
Eficiencia energética	+++	+	++
Consumo de agua	+	++++	+++(+)
Riesgo de Legionella	++	++++	+++(+)
Superficie ocupada	++++	+	++
Penacho	+	++++	++++

Tabla 1: Características de los sistemas de disipación de calor

Otras consideraciones a tener en cuenta a la hora de realizar la selección del sistema de condensación más adecuado podrían englobarse en lo que denominaríamos Criterios de viabilidad técnica. Hay procesos, como el caso particular de las máquinas de absorción, que requieren de unos niveles de temperatura sólo compatibles con las torres de refrigeración. Otra cuestión a valorar es la disponibilidad de espacio para ubicar el sistema de condensación. Las necesidades de espacio de cada uno de los tipos de condensación; son del orden de $78,3 \text{ m}^2 \text{ MWt}^{-1}$ para los sistemas secos, $34,6 \text{ m}^2 \text{ MWt}^{-1}$ para los sistemas híbridos y $10,6 \text{ m}^2 \text{ MWt}^{-1}$ para los húmedos, ref. (ICE Estudi comparatiu de sistemes de refredament). Además, se podrían citar aspectos

prácticos relacionados con el conexionado eléctrico, la accesibilidad mantenimiento o la distancia compresor-condensador, entre otros. En la Tabla 1 se sintetizan las ideas mostradas en esta introducción graduando con símbolos (+) la bondad de cada alternativa para cada uno de los conceptos.

Esta Tesis doctoral trata de aportar conocimiento en el ámbito de los sistemas de condensación siguiendo una de las líneas de investigación que ha desarrollado el Grupo en Ingeniería Energética de la Universidad Miguel Hernández en los últimos años. Es por esto que en primer lugar se van a mostrar los antecedentes del trabajo para identificar lagunas de conocimiento detectadas y describir el hilo conductor de la presente Tesis Doctoral.

1.1 Antecedentes

Este trabajo se enmarca dentro del estudio de los sistemas de disipación de calor evaporativos, y surge de la necesidad de optimizar el punto de operación a través de los elementos que configuran este tipo de dispositivos con el fin de reducir tanto el consumo energético y las emisiones como el empleo de los recursos hídricos. Dicha tarea se ha llevado a cabo en el Departamento de Ingeniería Mecánica y Energía de la Universidad Miguel Hernández de Elche, siguiendo la línea de investigación propuesta inicialmente por Manuel Lucas (2009) y continuada por Javier Ruiz (2014).

1.1.1 Caracterización experimental del arrastre en torres de refrigeración

Con el Título de “Caracterización experimental del arrastre en torres de refrigeración”, la Tesis de Manuel Lucas Miralles (2009) fue la primera del grupo centrada en el análisis de sistemas de condensación desde una perspectiva energética y medioambiental. La Tesis Doctoral realizada tuvo su origen en la necesidad de caracterizar el arrastre emitido desde torres de refrigeración. Esta necesidad parte de las implicaciones medioambientales asociadas con el agua emitida desde estos equipos. Si bien la cantidad de agua emitida en forma de arrastre esencialmente depende del binomio separador de gotas-sistema de distribución, en el caso de una torre de refrigeración con un sistema de distribución dado, el elemento crucial en la cantidad de agua arrastrada es el separador de gotas. En este sentido se trató de aumentar el conocimiento existente en distintos aspectos relacionados con la presencia de los separadores de gotas en la sección de salida de las torres de refrigeración. Por un parte se estudió la influencia que tienen distintas configuraciones de separadores en la cantidad de agua emitida, se valoró qué influencia tiene la

presencia de los separadores en el equipo, analizando el comportamiento termodinámico de la torre de refrigeración, y se desarrolló un modelo para evaluar la dispersión y deposición del agua arrastrada una vez atraviesa el separador de gotas. Para abordar estos problemas se construyó una planta experimental en la que se realizaron las medidas de arrastre y las medidas termodinámicas necesarias para la evaluación del comportamiento térmico del equipo con los distintos separadores.

Por una parte, se estudiaron experimentalmente la influencia que tienen seis configuraciones de separadores en la cantidad de agua emitida, ver Figura 1. Dado que ninguna de las técnicas descritas en la bibliografía superaba al resto en todo el rango de medidas, se seleccionaron dos de las recogidas en la normativa internacional, la del Balance Químico y el Papel Hidrosensible. Se adecuó la metodología de ensayo para reducir la incertidumbre y se compararon los resultados. Se comprobó que los resultados obtenidos con ambas técnicas son del mismo orden, si bien, las mayores discrepancias se encontraron en las situaciones con menor cantidad de agua arrastrada.

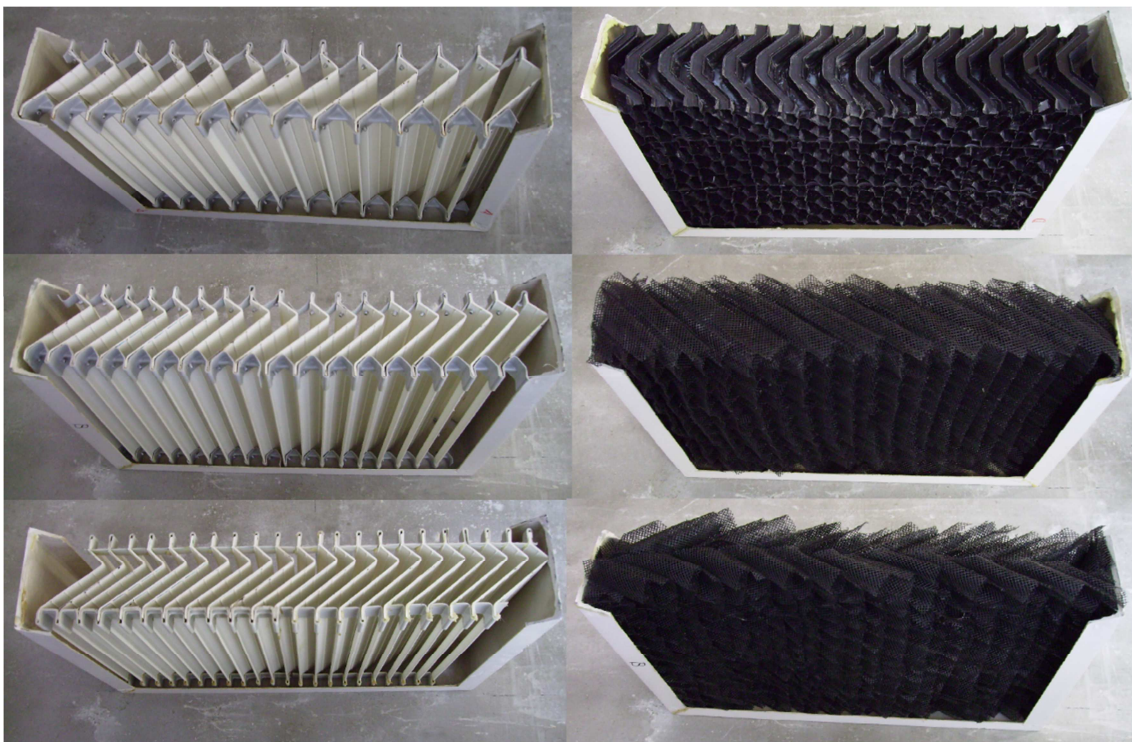


Figura 1: Detalle de los separadores de gotas utilizados en los ensayos experimentales

Se valoró la influencia que tiene la presencia de los separadores en el equipo, estudiando experimentalmente el comportamiento termodinámico de la torre de refrigeración. Se determinó la diferente magnitud de la Característica Termodinámica

de la torre con la instalación de los distintos separadores de gotas para las mismas relaciones de flujo másico de agua y aire. Esto suministró la evidencia de que la presencia de un separador de gotas influye en los coeficientes de transferencia de masa y energía, y no sólo en el flujo másico de aire. Con los resultados experimentales obtenidos se construyeron correlaciones en la forma propuesta por ASHRAE, que fueron validadas con resultados experimentales para la temperatura de salida del agua de la torre. Además, se estableció un criterio de selección para separadores de gotas.

Para valorar las implicaciones medioambientales que tiene el arrastre, se desarrolló un primer modelo numérico para la simulación de la dispersión y deposición del arrastre tomando como referencia una torre de refrigeración de geometría hiperboloide dado que era la única recogida en la bibliografía con datos experimentales con los que validar el modelo numérico e términos de la evolución del penacho y los niveles de deposición obtenida. Una vez validado el modelo numérico, se estudió la influencia de la temperatura ambiente, la humedad específica y la temperatura de las gotas de agua en la sección de salida de la torre utilizando como variables respuesta el nivel de deposición y el área afectada por la torre. El modelo validado mostró la fuerte influencia que tiene la temperatura seca del aire ambiente, siendo más débil el efecto de humedad específica del aire ambiente y temperatura de salida del agua de la torre.

Como futuras líneas de trabajo se propusieron las siguientes:

- 1) *Estudio experimental y numérico de la dispersión y deposición desde torres de refrigeración de tiro mecánico*

Una vez comprobada la capacidad de las herramientas numéricas para la simulación de la emisión, dispersión y deposición del arrastre desde torres de refrigeración, se planteó la construcción de un modelo numérico que incluyese una torre de refrigeración de tiro mecánico. Dado que en la bibliografía no se encontraron referencias bien documentadas de este tipo de torres, se propuso como acción futura de trabajo emplear la planta piloto para realizar medidas de penacho y deposición, en el entorno del edificio donde se sitúa, siguiendo el procedimiento empleado en las referencias que han servido para la validación del modelo de torre de tiro natural. Una vez validado el modelo, el siguiente paso será el estudio de la dispersión en entornos urbanos.

2) *Estudio numérico de separadores de gotas*

El diseño de separadores de gotas ha tenido una atención limitada en la literatura. En general, cuanto mayor son los cambios en la dirección del flujo, mayor es la eficiencia de captura pero, a la vez, mayor es la pérdida de presión. Para alcanzar una alta eficiencia de captura con bajas pérdidas de presión, se requiere optimizar el diseño de los separadores en términos de estos dos factores. Ni en la bibliografía, ni a nivel industrial se dispone de un procedimiento de diseño establecido, de forma que los diseños existentes han sido generados a través de procesos de prueba, experiencia e innovaciones. En esta línea de trabajo se propuso definir un procedimiento numérico que permitiera servir como herramienta de diseño para nuevos separadores. Con este objetivo se propone analizar la pérdida de presión de distintas geometrías de separadores de gotas y la eficiencia de captura de cada una de ellas. La validación de los resultados numéricos obtenidos se realizará bien mediante los escasos datos experimentales disponibles en la bibliografía, o bien con la obtención de los mismos de forma experimental.

3) *Estudio experimental del comportamiento térmico del aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático*

Al igual que las torres de refrigeración, el objetivo de los aero-refrigeradores con pre-enfriamiento adiabático es enfriar agua aunque empleando para ello un principio de funcionamiento diferente al de aquellas. Los aero-refrigeradores con pre-enfriamiento adiabático constituyen una solución híbrida, trabajando como un aero-refrigerador estándar al que se le incorpora una superficie evaporativa a la entrada del aire del equipo con la que se incrementa su capacidad de enfriamiento, reduciendo el consumo energético de los aero-refrigeradores convencionales y el gasto de agua de las torres de refrigeración. La temperatura de bulbo seco del aire se reduce cuando éste atraviesa la sección evaporativa dispuesta a la entrada y diseñada para enfriar y humidificar el aire. Los datos de catálogo suministrados por los fabricantes de estos equipos se encuentran restringidos al punto de funcionamiento nominal, desconociéndose sus prestaciones en condiciones diferentes a las nominales. Con el objetivo de completar la modelización termodinámica del aero-refrigerador con preenfriamiento adiabático se propuso la construcción de un prototipo de potencia similar a la torre de la planta piloto. De esta forma, tanto el sistema de aporte de carga, como parte de la instrumentación puede ser común a ambos montajes. A partir de los datos termodinámicos experimentales

obtenidos en el prototipo se propone generar un modelo que permita conocer el funcionamiento del equipo bajo distintas condiciones ambientales.

Las futuras líneas de trabajo 1) y 2) se desarrollaron posteriormente por Javier Ruiz, incluyéndose más tarde como parte de su Tesis Doctoral. Por otro lado la presente memoria hace referencia a la línea 3) como punto de partida para investigaciones futuras.

1.1.2 Caracterización experimental y modelización del binomio sistema de distribución-separador de gotas en torres de refrigeración

Tomando el testigo del trabajo anterior se desarrolló la Tesis Doctoral de Javier Ruiz Ramírez titulada “Caracterización experimental y modelización del binomio sistema de distribución-separador de gotas en torres de refrigeración” (2014). Ésta tuvo su origen en la necesidad de optimizar el diseño y el funcionamiento de torres de refrigeración. En ese sentido la revisión bibliográfica puso de manifiesto, que, a pesar del mejor rendimiento que presentan los equipos condensados por agua frente a los condensados por aire, las implicaciones medioambientales (asociadas con el agua emitida desde los equipos condensados por agua), así como la dispersión del agua emitida, limitaron en la última década la utilización de estos sistemas. Las emisiones se encuentran supeditadas mayormente por el binomio sistema de distribución-separador de gotas. Se trató de aumentar el conocimiento existente en distintos aspectos relacionados con la presencia del binomio en torres de refrigeración. A raíz de todo ello se definieron dos objetivos globales a acometer, así como los objetivos parciales oportunos asociados, para cubrir este conocimiento. Por una parte se estudió la influencia que tienen distintas configuraciones de sistemas de distribución y separadores de gotas en la cantidad de agua emitida, se valoró qué influencia tienen estas configuraciones en el equipo, analizando no sólo el comportamiento termodinámico de la torre de refrigeración sino también el consumo energético de la misma (pérdida de carga), y se desarrolló un modelo numérico para evaluar el comportamiento fluidodinámico del aire en el interior del separador de gotas. Además, y con el fin de valorar la dispersión de las emisiones, se describió exhaustivamente los resultados de arrastre y deposición (emisión y dispersión) de ocho ensayos experimentales con objeto de establecer las bases para la validación de un modelo numérico que ayude a predecir la dispersión de las emisiones y que pueda servir de herramienta a la hora de localizar un foco de contagio y conocer el área afectada por la torre.

Estos problemas se abordaron empleando fundamentalmente plantas experimentales construidas ex profeso para llevar a cabo las investigaciones, de las que formó parte en el apartado experimental el autor de la presente memoria. En ellas se realizaron una serie de ensayos las medidas termodinámicas necesarias para la evaluación del comportamiento térmico del equipo con las distintas configuraciones de separadores y sistemas de distribución, las medidas de arrastre mediante la técnica del papel hidrosensible, los ensayos experimentales de dispersión de las emisiones y la determinación de la pérdida de carga introducida por los separadores en un amplio rango de números de Reynolds. En el caso de la modelización del flujo en el interior de los separadores de gotas, se puso de manifiesto la importancia de las estructuras del flujo derivadas de la turbulencia en la predicción de la pérdida de carga y en la eficiencia de captura por lo que se planteó un modelo formado por las ecuaciones de conservación discretizadas numéricamente según los modelos LES y RANS, todo ello utilizando el código de propósito general ANSYS-FLUENT. El modelo numérico se validó con estudios experimentales recogidos en la bibliografía y comparado con los propios.



Figura 2: Sistema de distribución de agua por presión (izda.) y gravedad (dcha.).

En relación al comportamiento térmico de la torre de refrigeración, se comprobó la influencia del diseño del binomio sistema de distribución-separador de gotas. El separador de gotas, ver Figura 2, más allá de reducir el caudal másico de aire que atraviesa la torre como consecuencia de la pérdida de presión introducida en el sistema, afecta a los procesos de transferencia de calor y masa que tienen lugar en la misma modificando así su capacidad térmica. Este fenómeno se justificó entendiendo que el separador de gotas es una superficie mojada adicional al relleno contribuyendo al intercambio de masa y energía. El parámetro seleccionado para analizar el comportamiento térmico de la torre fue la Característica Termodinámica de la torre.

A través de los resultados experimentales obtenidos, se pudo cuantificar esta influencia. El hecho de obtener diferentes magnitudes de la Característica Termodinámica para los diferentes componentes ensayados, fue indicativo de que éstos afectan a los procesos de transferencia de calor y masa acaecidos en el interior de la torre. Si la presencia, por ejemplo, del separador de gotas únicamente afectara al flujo másico de aire, todas las curvas tendrían el mismo valor de la Característica Termodinámica de la torre para el mismo valor del ratio de flujos másicos. Por tanto, se pudieron corroborar las conclusiones alcanzadas por Manuel Lucas Miralles relativas a la influencia del separador en el comportamiento térmico. En relación al sistema de distribución, se observó experimentalmente una influencia clara en la Característica Termodinámica de la torre. Concretamente se obtuvo siempre una mayor Característica Termodinámica cuando el Sistema de Distribución de Agua por Presión (SDAP) se encontraba equipado. Este comportamiento se justificó a través de la mayor relación área de intercambio frente a volumen (término A_V) para el agua distribuida con el SDAP. La diferencia en enfriamiento de la torre entre separadores de gotas fue atribuida fundamentalmente a dos factores. Por un lado, el hecho que los separadores se mojen debido al arrastre, hace que éstos contribuyan a los procesos de calor y masa que tienen lugar en el interior de la torre convirtiéndose así en una especie de relleno adicional (aumento del término A_V). Por otro lado, la variación del coeficiente de transferencia de masa h_D afecta a la Característica Termodinámica en función del patrón del flujo existente en el interior de la torre. El segundo efecto es predominante cuando la cantidad de agua arrastrada es menor, lo que ocurre cuando el Sistema de Distribución de Agua por Gravedad (SDAG) se encuentra equipado. La importancia relativa de los fenómenos descritos previamente llevó a los diferentes comportamientos térmicos observados experimentalmente. Con los resultados experimentales obtenidos se construyeron correlaciones de los datos en función de los caudales másicos de agua y aire para posteriormente validarlas con la temperatura de salida del agua obtenida experimentalmente.

En relación a la influencia del binomio en las emisiones de gotas de agua en torres de refrigeración, se realizó una revisión exhaustiva de los métodos de medida de arrastre. La selección del mismo no fue una decisión trivial ni sencilla, sino que se debieron tener en cuenta diferentes aspectos (si se requiere obtener información acerca del tamaño y distribución de las gotas de agua arrastradas, la instalación a estudiar, el presupuesto del que se dispone, etc.). Algunas de las técnicas descritas en la literatura fueron seleccionadas por diferentes países como método de referencia para la medida del arrastre. De la revisión bibliográfica realizada se dedujo que ninguna de las

técnicas descritas superaba al resto en todos los niveles de emisión de arrastre, mostrándose la necesidad de realizar nuevos estudios para comparar las distintas técnicas. En ese sentido y siguiendo las recomendaciones para escenarios con un nivel de arrastre bajo y en condiciones reales de medida se utilizó la técnica del papel hidrosensible. Desde el punto de vista de aplicación de la técnica del papel hidrosensible, una de las contribuciones más relevantes fue la generación de una aplicación informática realizada en lenguaje C++ (utilizando para ello Borland Builder C++) para el procesamiento de los papeles hidrosensibles. Esta herramienta dispone de un clasificador automático de árbol J48 que permite discernir entre aquellas manchas que tienen su origen en una gota de aquellas que no lo tienen. Esta aplicación logró reducir el tiempo de procesamiento de horas e incluso días o semanas, a escasos minutos, dando lugar a una mayor capacidad de realización de experimentos. La cantidad de agua arrastrada no es una propiedad de la torre, sino que en ella influye tanto la configuración del binomio sistema de distribución-separador de gotas, como las condiciones de operación. A través de los resultados experimentales obtenidos, se pudo determinar la influencia del binomio en el arrastre emitido por la torre. Con respecto al sistema de distribución, se observó que las emisiones eran siempre mayores para el SDAP que para el SDAG. Este hecho se justificó por el mayor nivel de presión alcanzado en los conductos y rociadores del sistema de distribución por presión y, por tanto, del mayor número de gotas de pequeño tamaño que genera. La diferencia en emisiones de la torre entre separadores de gotas fue atribuida fundamentalmente a la forma geométrica de los mismos y a las características físicas de las gotas emitidas por el sistema de distribución. En relación a las condiciones de operación, se observó de forma general un crecimiento del arrastre porcentual con el caudal recirculado y un decrecimiento del mismo con la frecuencia del ventilador. El efecto de modificar el caudal de agua modifica la cantidad de agua pulverizada, que es directamente proporcional a la arrastrada. El segundo comportamiento se justificó por la contribución conjunta de los efectos de las fuerzas de arrastre e inercia, permitiendo que en algunas configuraciones de separadores las gotas sigan las líneas de corriente mientras que en otras acaben impactando sobre las paredes de éstos. Finalmente, uno de los mayores logros conseguidos en este ámbito radicó en la obtención de las curvas experimentales de eficiencia de captura para los separadores ensayados.

Con objeto de obtener un mayor conocimiento del comportamiento fluidodinámico del aire en el interior de la torre de refrigeración, se desarrolló un modelo numérico de una porción 3D del separador que consideró un único canal de paso del flujo. En este punto se justificó la modelización únicamente del separador en vez del binomio

completo debido a que el sistema de distribución prácticamente no afecta al patrón de flujo en el interior de la torre de refrigeración. La filosofía del empleo de la metodología numérica fue la de representar fielmente el comportamiento del fluido con cada una de las configuraciones estudiadas para obtener resultados inalcanzables con metodologías experimentales. Además, se pretendió determinar si la discretización de las ecuaciones de conservación mediante modelos LES suponía una mejora en los resultados obtenidos con modelos RANS. Para su validación se empleó la información relativa a los perfiles de velocidades y la eficiencia de captura en un tubo acodado de sección circular y constante en regímenes laminar y turbulento. Una vez validado el modelo numérico, se estudió la influencia de los números adimensionales característicos del problema (Reynolds, Stokes y relación de aspecto) en la pérdida de carga adimensional y eficiencia de captura de los separadores objeto de estudio (lamas). Con objeto de validar los resultados numéricos de pérdida de carga se construyó una sección de medida de pérdida de carga experimental. Los resultados mostraron que la pérdida de carga en los separadores de lamas aumenta a medida que el número de lamas disminuye. Los separadores de malla plástica presentaron una pérdida de carga muy similar entre ellos, mientras que el separador de canales plásticos es el que menor pérdida de carga introdujo en el sistema. La adimensionalización de resultados llevó a unas tendencias del coeficiente de pérdida de presión ligeramente decrecientes con el Reynolds y también decrecientes con la relación de aspecto para la tipología de separadores de lamas. Finalmente, los resultados experimentales para la tipología de lamas se compararon con los resultados predichos por los modelos numéricos LES y RANS. Los resultados de pérdida de carga adimensional frente a la relación de aspecto dejó tendencias opuestas y magnitudes no correspondientes. En lo que a la eficiencia de captura respecta, se obtuvieron resultados contrapuestos para las diferentes relaciones de aspecto, con una mayor bondad para la relación de aspecto más pequeña, relativamente correspondiente con la relación de aspecto intermedia y con discrepancias notables para la mayor relación de las estudiadas.

Finalmente, y con objeto de valorar las implicaciones medioambientales que tiene el arrastre una vez que escapa de la torre de refrigeración y establecer las bases de un futuro modelo numérico, se realizaron un total de 8 ensayos experimentales de deposición realizados en la planta piloto. En ellos se describe simultáneamente la cantidad de agua arrastrada en la torre y depuesta en los aledaños, así como las condiciones ambiente en forma de perfiles (humedad, temperatura, velocidad y dirección del viento) obtenidos a través de la torre meteorológica situada en las

proximidades de la instalación experimental. El método seleccionado para ello fue el del papel hidrosensible, de la misma manera que en los ensayos de arrastre. Este método fue adaptado para su aplicación a los ensayos de deposición en el ámbito de la tipología de las gotas recogidas y su tratamiento. En el ámbito de la deposición, la incertidumbre asociada a las gotas de menor tamaño desaparecía como consecuencia de la ausencia por corrección de eficiencia de captura, por lo que el error cometido en la medida era menor. Gracias a la aplicación informática desarrollada, se pudo trabajar con un gran volumen de información en cada ensayo y suministrar además de resultados cuantitativos (cantidad de agua arrastrada/depuesta) resultados cualitativos (tamaño y cantidad de gotas recolectadas en cada papel). A la vista de los resultados obtenidos, se pudo afirmar que las condiciones ambiente prácticamente no influenciaban a la cantidad de agua emitida por la torre. En relación a los ensayos de deposición, tanto la cantidad de agua depuesta como el diámetro característico de la distribución disminuyeron a medida que aumentaba la distancia con respecto al centro de la torre. Todos los ensayos realizados fueron caracterizados en condiciones ambiente a través de correlaciones para las variables significativas (humedad, temperatura, velocidad y dirección del viento) en función de la cota. Con objeto de generalizar los resultados se realizó una comparativa entre ensayos de características similares dos a dos. La observación de resultados permitió determinar el efecto obtenido por las variables velocidad y dirección del viento en la cantidad de agua depuesta.

Como futuras líneas de trabajo se propusieron las siguientes:

- 1) *Generación y validación un modelo numérico para la predicción de la dispersión de las emisiones de una torre de refrigeración de tiro mecánico en un entorno urbano*

Se planteó construir un modelo numérico validado con el que poder determinar la interacción entre las distintas variables ambientales y la deposición. A diferencia del caso experimental, un permitiría replicar fácilmente casos en los que se mantuvieran comunes todas las magnitudes salvo la objeto de estudio.

- 2) *Modelización numérica del separador de gotas y del sistema de distribución refiriéndolo al dominio de ensayo experimental*

Puesto que el modelo inicial planteado en la tesis no obtuvo los resultados esperados, se propuso crear un modelo con el que optimizar los procesos de transferencia de calor y la eficiencia térmica de la torre.

3) *Determinación experimental de las curvas de eficiencia de captura*

Debido a la gran incertidumbre que presenta el método del papel hidrosensible en las condiciones de medida en las que se realizaron los ensayos experimentales, se planteó la medida de partículas utilizando técnicas láser. Dicha tecnología presenta como principal ventaja la capacidad de caracterización de gotas de menor tamaño. De esta manera, además de obtener una comparativa entre métodos de medida, se podría obtener una mayor resolución en las curvas ya obtenidas.

1.2 Desarrollo de la tesis

La presente memoria se ha estructurado en cinco capítulos. El primero emplaza el trabajo desempeñado en el ámbito de los sistemas de refrigeración evaporativa y de la eficiencia energética. Mediante la realización de una revisión bibliográfica del estado del arte se determinaron ciertos aspectos en los que poder profundizar, por un lado en el campo de estudio de las torres de refrigeración y, por el otro, en el campo de la eficiencia energética y consumo de agua en instalaciones de refrigeración.

En el Capítulo 2 se presenta la instalación experimental sobre la que se llevaron a cabo los ensayos relacionados con las torres de refrigeración. Así mismo también se describe la torre meteorológica utilizada para medir las condiciones ambientales y el resto de sistemas de medida y de adquisición de datos.

El Capítulo 3 recoge la transcripción del artículo publicado para el estudio del arrastre y deposición de una torre de refrigeración en un entorno urbano. En este trabajo se realizaron una serie de comparativas bajo distintas condiciones ambientales, con el fin de evaluar las gotas emitidas por la torre de refrigeración (arrastre) y la deposición de las mismas (deposición) tanto en términos cualitativos como cuantitativos.

En el Capítulo 4 se incluye la publicación en la que se llevó a cabo el estudio, en el entorno de TRNSYS, de una instalación de refrigeración compuesta por una torre de refrigeración y una enfriadora agua-agua que satisfacía las necesidades de un edificio tipo. En ella se evalúa, mediante comparativas, la influencia de doce configuraciones de torre de refrigeración (combinando dos sistemas de distribución de agua y seis separadores de gotas) bajo cuatro tipos diferentes de gestión de control en términos de consumo energético y gasto de agua.

En el Capítulo 5 se extraen las principales conclusiones obtenidas en la presente Tesis Doctoral.

En el Capítulo 6 se listan las referencias mencionadas en la presente memoria.

El Anexo I muestra el trabajo desempeñado en relación al estudio de los sistemas de disipación de calor en ciclos de potencia termosolar. En él se evaluó la influencia de un aero-refrigerador seco, una torre de refrigeración y un aero-refrigerador con preenfriamiento adiabático (sistema híbrido) en términos de energía, exergía y consumo de agua. Además se siguieron dos vías adicionales; por un lado se analizó el papel que desempeña en la planta de generación de potencia el espesor y el tipo de relleno en los sistemas híbridos, y por el otro el comportamiento de la planta a lo largo del año tomando como datos las temperaturas máximas promedio de cada mes.

En el Anexo II se recopilan las contribuciones realizadas por el autor durante su etapa investigadora.

1.3 Objetivos

La presente Tesis Doctoral se centra en el estudio de los sistemas de disipación de calor, evaluando su influencia en los sistemas de aire acondicionado y plantas de generación de potencia, bajo distintas condiciones y en términos de energía y consumo de agua. Su estructura se encuentra dividida en dos bloques:

- *Estudio experimental del arrastre y la deposición de una torre de refrigeración en entornos urbanos*
Caracterización experimental a nivel cuantitativo y cualitativo del arrastre y la deposición de una instalación compuesta por una torre de refrigeración, evaluando la influencia que sobre éstos ejerce la dirección y la velocidad de viento. Los ensayos se realizaron con la técnica del papel hidrosensible para ser más tarde procesados con un algoritmo de digitalizado de imágenes.
- *Optimización del diseño y operación de un sistema de climatización compuesto por una torre de refrigeración*
Simulación en el entorno de TRNSYS de una instalación de refrigeración compuesta por una torre de refrigeración, una enfriadora agua-agua y la planta de un edificio tipo. Las simulaciones se han llevado a cabo evaluando el comportamiento del sistema bajo cuatro estrategias de control distintas, atendiendo al consumo energético y el gasto de agua de la instalación. Además se evaluó la influencia de la configuración de la torre de refrigeración en la instalación, empleando seis separadores de gotas y dos sistemas de distribución.

CAPÍTULO 2: INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

2.1 Torre de refrigeración

La instalación sobre la que se han llevado a cabo los ensayos experimentales se encuentra ubicada en el edificio Torrepinet dentro del campus de la Universidad Miguel Hernández de Elche. Se trata de una torre de refrigeración que cuenta con un circuito hidráulico de recirculación capaz de simular cargas térmicas. En la Figura 3 se aprecia una vista de conjunto, donde se pueden apreciar los elementos principales que la componen y que se detallan en esta sección.



Figura 3: Torre de refrigeración experimental.

La torre de refrigeración utilizada tiene una capacidad nominal de 30 kW, es de la serie P1-M1/3R3-3B3 de Intercal y está diseñada para ambientes industriales de uso continuo con un bajo consumo energético. Está fabricada en poliéster reforzado con fibra de vidrio laminado directamente sobre el molde, evitando así la utilización de

elementos de unión de forma que se garantice una protección contra la corrosión. En la Figura 4 se muestra una vista esquemática de la misma.

Se trata de una torre de tiro forzado a contracorriente, en la que el agua caliente se vierte desde la parte superior a través de un sistema de distribución de agua a un relleno encargado de retrasar la caída del agua y favorecer el intercambio de masa y energía con una corriente de aire desde la parte inferior.

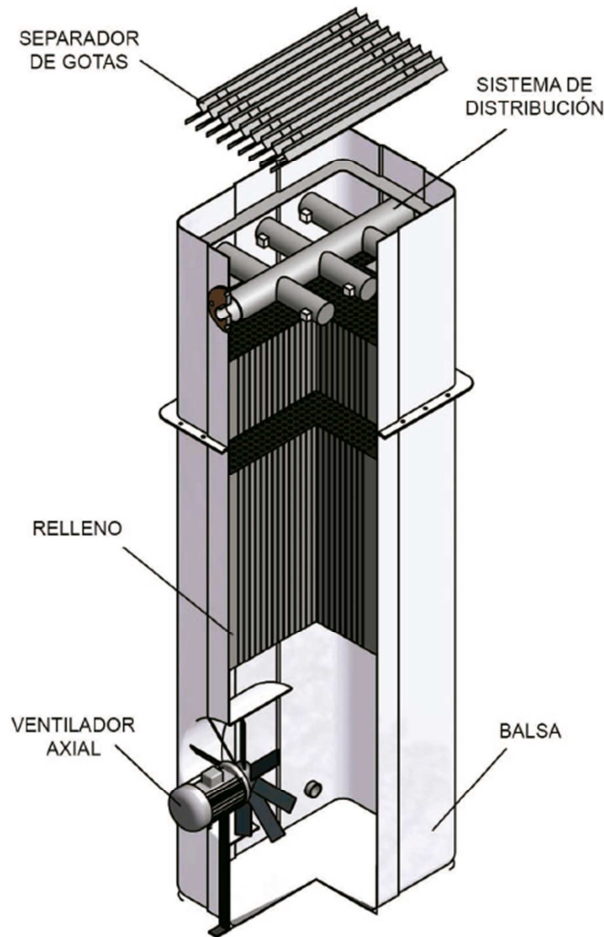


Figura 4: Esquema de funcionamiento de una torre de refrigeración.

En la Tabla 2 se pueden consultar las dimensiones principales y características de la torre de refrigeración.

Modelo	Dimensiones (mm)			Caudales ($\text{m}^3 \text{h}^{-1}$)			Pesos (kg)		Potencia motor (kW)
	H	A	B	Mínimo	Máximo	Vacío	Carga	Bloque más pesado	
PI-M1/3	2575	525	760	3	13	100	310	100	0,55

Tabla 2: Características técnicas de la torre de refrigeración.

La corriente de aire es proporcionada por un ventilador de palas de tipo axial de la marca Siemens, cuyas características se pueden consultar en la Tabla 3.

Ventilador Siemens			
Modelo:	1LA7080-4AA10	Tamaño:	80
Potencia (kW):	0,55	Polos:	4
cos α :	0,82	Δy (A):	26-26 / 15-15
Voltaje (V):	220-240 / 380-420~	Protección:	IP55

Tabla 3: Ficha técnica del ventilador.

En cuanto a las condiciones nominales de funcionamiento de la torre de refrigeración, éstas se recogen en la Tabla 4.

Condiciones nominales de operación en la torre de refrigeración			
Potencia nominal (kW):	30	Temperatura de agua caliente (°C):	35
Caudal de agua (m ³ h ⁻¹):	5,2	Temperatura de agua fría (°C):	30
Salto térmico (°C):	5	Temperatura de bulbo húmedo (°C):	27
Ventilador axial (kW):	0,55		

Tabla 4: Condiciones nominales de funcionamiento.

2.1.1 Configuraciones de la torre de refrigeración

La instalación experimental cuenta con diversos elementos que permiten variar su configuración. Concretamente dispone de dos sistemas de distribución de agua y seis separadores de gotas distintos, cuya combinación generan 12 casos de estudio.

En cuanto a los sistemas de distribución de agua, se ha empleado un sistema por presión (SDAP) y otro por gravedad (SDAG). El primero cuenta con unos rociadores que pulverizan el agua sobre el relleno, mientras que el segundo consiste en un canal que rebosa sobre el relleno a medida que circula el agua. La Figura 2 muestra ambos sistemas.

El cometido de los separadores de gotas es el de minimizar la cantidad de agua arrastrada por la corriente de aire durante el funcionamiento de la torre de refrigeración, y por ende reducir los efectos adversos ocasionado por el fenómeno del arrastre. Para este trabajo se han utilizado seis separadores de gotas distintos, designados con letras de la A a la F. Los separadores A, B y C están formados por

lamas que guardan diferentes distancia entre ellas, el D está construido en un sólido plástico por cuyo interior cruzan canales de base hexagonal regular realizando cuatro cambios de dirección y los separadores E y F están compuestos por canales triangulares mallados. El primero presenta una inclinación de 45° aproximadamente, mientras que el separador F, a diferencia del E, cuenta con un cambio de dirección de 90° en la zona intermedia del separador. En la Figura 5 se puede apreciar en detalle cada separador de gotas.

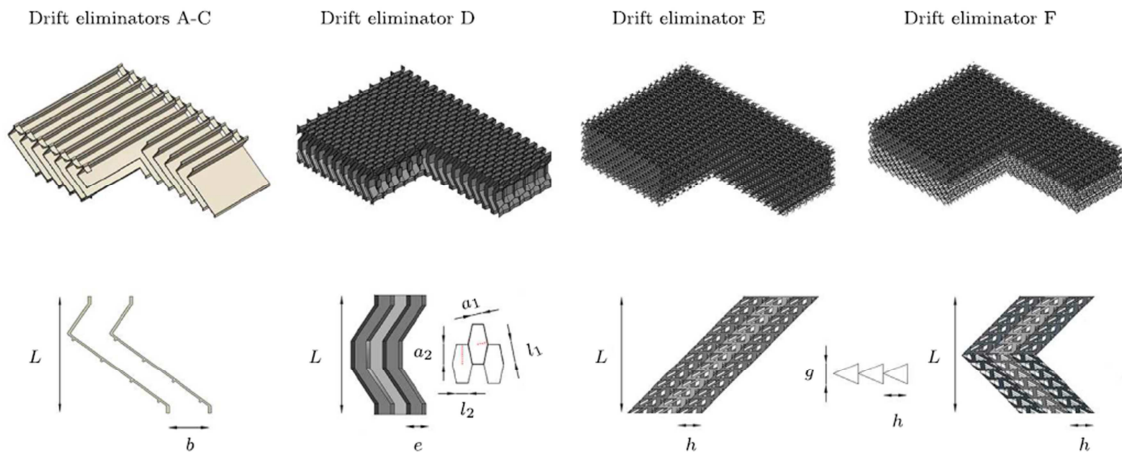


Figura 5: Representación esquemática de los separadores de gotas.

2.1.2 Instalación hidráulica y eléctrica

La instalación hidráulica se encarga de recircular el agua de forma continuada durante los ensayos, y está construida fundamentalmente con tuberías de PVC que conectan los diferentes elementos entre sí, como resistencias, bombas, válvulas, filtros, etc.

En cuanto a la batería de resistencias, ésta se encarga de generar la carga térmica a disipar por la torre de refrigeración. Dicho calentador está formado por una carcasa metálica, en cuyo interior se encuentran quince resistencias de 3 kW cada una en contacto directo con el agua de recirculación y separadas de las conexiones eléctricas mediante una junta estanca. El tipo de batería de resistencias utilizado es de la marca Stiebel Eltron y sus características técnicas se recogen en la Tabla 5.

Calentador Stiebel Eltron			
Modelo:	DHKW 45	Altura (mm):	1285
Peso (kg):	65	Anchura (mm):	315
Potencia (kW):	45	Profundidad (mm):	340
Intensidad (A):	10-80	Presion máx. (bar):	6
Voltaje (V):	230-400	Temperatura máx. (°C):	80

Tabla 5: Ficha técnica del calentador.

La instalación dispone de dos bombas hidráulicas de la marca Grundfos instaladas en serie. La configuración de válvulas en la instalación hidráulica permite trabajar con una o ambas, en el caso de que haya que superar la pérdida de carga generada por el uso del calentador para simular la carga térmica. Las características técnicas de la bomba se recogen en la Tabla 6:

Bomba hidráulica Grundfos			
Modelo	A96023753 P1 0402		
Tipo:	Gp 7 - 44	Caudal ($m^3 h^{-1}$):	7
U (V):	1x220-240~	Altura "H" (m):	10
$I_{1/1}$ (A):	3,3	Altura máx. "H _{max} " (m):	14
P_1 (W):	700	P/t (bar C ⁰⁻¹ max):	350
Frecuencia (Hz):	50	Protección:	IP54

Tabla 6: Ficha técnica de las bombas Grundfos.

El caudal de agua es regulado a través de una válvula de equilibrado Tur Andersen modelo TN32 STAD32, la cual permite un ajuste preciso. Otros elementos de mantenimiento y control que forman parte de la instalación hidráulica la componen filtros, válvulas y sistemas de llenado, rebosadero de seguridad y desagüe.

Con respecto a la instalación eléctrica, cabe destacar que el ventilador de la torre se encuentra conectado a un variador de frecuencia, lo que permite realizar ensayos con distintas velocidades de aire y caudal de agua. El variador que se ha utilizado es de la marca Toshiba, modelo Tosvert VF-nC1 de fase simple de 100 V y de clase de 0,1 a 0,75 kW.

2.2 Instrumentación de medida y sistema de adquisición de datos

La instalación experimental cuenta con una serie de sondas encargadas de registrar y monitorizan toda la actividad llevada a cabo durante los ensayos y en qué condiciones ambientales. Toda la información se centraliza en un sistema de adquisición de datos y se almacena a través de un software específico para su posterior procesado. La Figura 6 muestra de forma esquemática la distribución de la instrumentación en la planta.

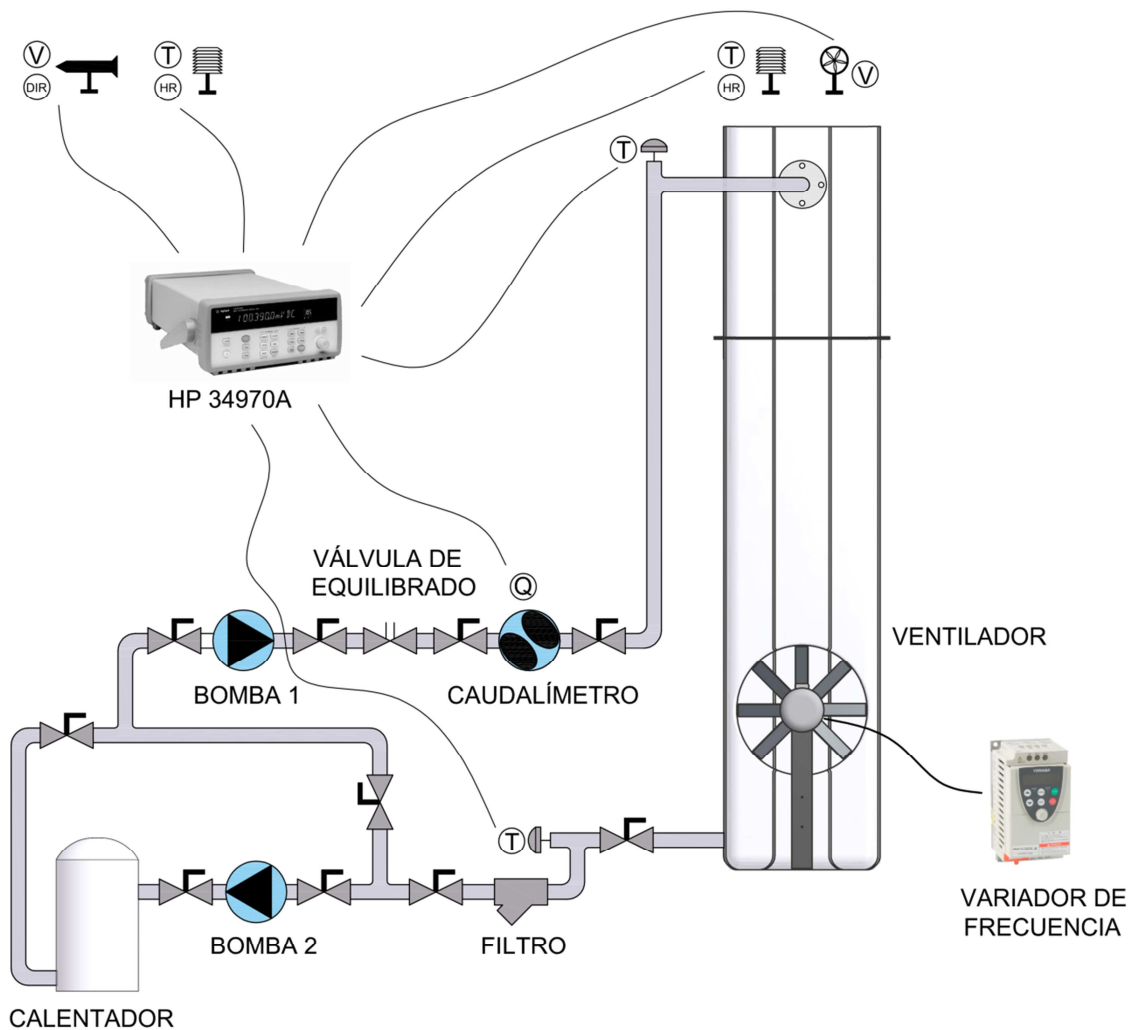


Figura 6: Distribución esquemática de la instrumentación de medida en la instalación experimental.

2.2.1 Instrumentación fija

La instrumentación que posee la torre de refrigeración está formada por los siguientes componentes:

- **Termoresistencias pt-100 de 4 hilos (RTD)**

Las sondas de inmersión utilizadas en esta instalación son RTD's de platino de la casa Seditesa modelo Pt-100 de clase 1/10 DIN (según norma DIN 43760), con 100 mm de caña y 4 mm de diámetro en el extremo. Tiene una resistencia de referencia de 100 Ω y una precisión de 0,01 K.

- **Caudalímetro de ruedas ovaladas:**

El caudalímetro utilizado en la instalación es de la marca Contacesa. En la Tabla 7 se muestran las características técnicas:

Caudalímetro Contacesa			
Modelo:	RA-50/CEB 90	\varnothing Conexión (mm):	50
P _{·máx} (bar):	6	Caudal (m ³ h ⁻¹):	2-20
T _{·máx} (°C):	90	Tensión (Vdc):	8
Im (p l ⁻¹):	7.91	Material:	Acero inoxidable AISI-316

Tabla 7: Ficha técnica del caudalímetro Contacesa.

Los pulsos emitidos por el caudalímetro además de quedar registrados también se muestran de forma instantánea (por medio de un convertidor de señal) en un display ubicado en la propia instalación. Esto permite ajustar el caudal in situ sin necesidad de acceder a la adquisición de datos. El display utilizado es de la marca Contacesa; sus características técnicas se recogen en la Tabla 8:

Display Contacesa			
Modelo:	Alfa-D	Frecuencia (Hz):	43,94
Im (p l ⁻¹):	7,91	Caudal (m ³ h ⁻¹):	0-20
Tensión (V):	220	Temperatura (°C):	50
Intensida (mA):	4-20		

Tabla 8: Ficha técnica del display del caudalímetro.

- **Contador de agua con sensor de pulsos**

La planta también cuenta con un contador instalado en la toma de agua de red. Con ello se registra la cantidad de agua de aporte requerida por la torre de refrigeración durante la realización del ensayo. El contador utilizado para esta tarea es de la marca Sensus. En la Tabla 9 se pueden ver sus características técnicas:

Contador Sensus con sensor de pulsos			
Valores de pulso D: 1/2,5/5/10/25/50/100/250/500/10			
Modelo:	HRI-A1	Referencia:	44120552
Frecuencia máx (HZ):	5	T. func. (°C):	-10-60
Duración batería (años):	10	Protección:	IP68

Tabla 9: Ficha técnica del contador de pulsos Sensus.

Al igual que en el caso del caudalímetro, también se dispone de un display de la marca Contacesa con el que visualizar la cantidad de agua aportada en el momento. A continuación se facilita en la Tabla 10 las condiciones técnicas del display utilizado:

Display Contacesa			
Modelo:	Alfa-D	Frecuencia (Hz):	43,94
Im ($\rho \text{ l}^{-1}$):	31,13	Caudal "Q" (l h^{-1}):	0-600
Tensión (V):	220	Temperatura (°C):	50
Intensidad (mA):	4-20		

Tabla 10: Ficha técnica del display del contador de pulsos.

2.2.2 Instrumentación móvil.

A continuación se describe la instrumentación utilizada y que no se encuentra de forma permanente en la instalación experimental.

- **Anemómetro de molinete**

Para la medida de la velocidad del aire a la salida de la torre de refrigeración se utiliza un anemómetro de molinete de la marca TESTO. La Tabla 11 muestra las características de la sonda.

Anemómetro de molinete TESTO			
Modelo:	0635 9449	Diámetro (mm):	60
Rango (m s^{-1}):	0,25-20	Precisión:	$\pm(0,1 \text{ m s}^{-1} \pm 1,5\% \text{ lectura})$

Tabla 11: Características técnicas del anemómetro.

- **Termohigrómetro**

Para medir la humedad relativa y la temperatura en la sección de salida de la torre de refrigeración se utiliza un termohigrómetro de la casa Young. Posee una precisión de un 3% para las medidas de humedad relativa y de 0,2 °C para las de temperatura. Ambos sensores están protegidos por una estructura que les protege del polvo y la lluvia, permitiendo la circulación del aire a través de ella para una medida más precisa.

2.2.3 Estación meteorológica

En la cubierta del edificio y próxima a la planta experimental se encuentra instalada una estación meteorológica con la que obtener información acerca de la dirección y velocidad del viento así como de la temperatura y humedad relativa ambiente. En la Figura 7 se puede apreciar una vista de la estación.



Figura 7: Anemómetro y veleta de la estación meteorológica.

- **Termohigrómetro**

El sensor instalado en la estación meteorológica para la medida de temperatura y humedad relativa es similar al descrito en el apartado anterior.

- **Anemómetro y veleta**

La medida de la velocidad del viento se lleva a cabo mediante un anemómetro de tazas de la marca Young. Está compuesto por un rotor al que van unidos tres brazos perpendiculares que al girar generan una señal de corriente alterna. Es capaz de medir unas velocidades de viento que van desde los 0 hasta los 50 m/s.

En cuanto al registro de la dirección de la componente horizontal del viento se emplea un sensor compuesto por un potenciómetro sensible a la posición de la pieza del anemómetro que el viento hace girar. Para cada posición de esta pieza se obtendrá una señal de resistencia linealmente dependiente de la dirección del viento. Cuenta con una resolución de 0.5° y una precisión de $\pm 1.5^\circ$. El sensor debe ser alimentado con una fuente externa a una tensión de 12 voltios.

A continuación se muestra en la Tabla 12 el listado de sondas que comprenden todo el sistema de toma de medidas empleados en la instalación experimental.

Variable	Marca	Sensor utilizado	Rango de medida	Precisión	Tipo Salida
Temperatura del agua	Seditesa	RTD's pt100	-20 a 60°C	$\pm 0,08^\circ\text{C}$	Resistencia
Caudal de agua	Contacesa	Caudalímetro Ruedas ovaladas	$2-20\text{m}^3\text{ h}^{-1}$	0,4% Fondo de escala	4-20 mA
Velocidad del aire a la salida de la torre	Testo	Anemómetro de Molinete	$0,5-20\text{m s}^{-1}$	$0,1\text{m/s} \pm 1,5\%$ lectura	4-20 mA
Temperatura Ambiente	Young	RTDs pt1000	-50-50°C	$\pm 0,2^\circ\text{C}$	4-20 mA
Humedad Ambiente	Young	Sonda Capacitiva	0-100%	4% (0-10%) 3% (10-90%) 4% (0-100%)	4-20 mA
Presión Atmosférica	Oregon Scientific	Estación de medida	794-1050 mbar	5 mbar	Display
Velocidad de Viento	Young	Anemómetro de cazoletas	$0-50\text{m s}^{-1}$	$\pm 0,3\text{m s}^{-1}$	4-20 mA
Temperatura del aire a la salida de la torre	E+E (EE20-FT6B51)	Sonda Capacitiva	-20°C a 80°C	$\pm 0,3^\circ\text{C}$	4-20 mA
Humedad del aire a la salida de la torre	E+E (EE20-FT6B51)	Sonda Capacitiva	0-100%	$\pm 2\%$	4-20 A

Tabla 12: Listado de sondas utilizado en la instalación experimental.

2.2.4 Unidad de adquisición de datos

La unidad de adquisición de datos utilizada es una Hewlett Packard modelo Agilent 34970A. Con ella se permite la comunicación entre los dispositivos de medida y el equipo informático. Para registrar las medidas se utilizan tarjetas modulares HP 349012A Multiplexor de 22 canales, de los cuales 20 son aptos para la medida de tensión y 2 cuentan con fusibles para la medida de intensidad. A pesar de esta limitación en cuanto al número de canales para la medida de intensidad, se pueden utilizar canales de tensión para este tipo de mediciones utilizando una resistencia tipo Shunt. Uniendo la entrada y la salida del canal con dicha resistencia se puede calcular una caída de voltaje de la señal.

2.3 Torre meteorológica

Con el propósito de complementar la información meteorológica de los equipos anteriormente descritos, se dispone de una torre meteorológica situada en las inmediaciones del edificio donde se encuentra la instalación experimental. La estación meteorológica Geónica 3000C, instalada por la empresa Geónica S.A. es un equipo de medida, almacenamiento y transmisión de datos de variables atmosféricas, concebido especialmente para la instalación en espacios al aire libre. Se trata de un equipo autónomo, cuya alimentación depende de unos paneles solares fotovoltaicos instalados en sobre la misma estructura conectados a una batería ubicada en una caja estanca en la base de la torre. La instrumentación permite tomar medidas del módulo de la velocidad del viento y de su dirección, de la presión, temperatura y humedad relativa. Los medidores están triplicados en tres alturas, esto es a 15, 25 y 40 metros con respecto a la superficie en la que está instalada la torre. La Figura 8 muestra una vista de la torre meteorológica, mientras que la Tabla 13 muestra sus dimensiones.

Dimensiones de la torre meteorológica	
Altura de la torre (m):	40
Anchura de la torre (m):	0,3-0,5
Dimensiones de cimentación de la torre (m ²):	1x1
Dimensiones de cimentación de los vientos (m ²):	0,3x0,3
Diámetro del primer círculo de vientos en la base de la torre (m):	10-15
Diámetro del segundo círculo de vientos en la base de la torre (m):	25-40

Tabla 13: Características dimensionales de la torre meteorológica.



Figura 8: Torre meteorológica.

El arriostramiento se ha ejecutado mediante vientos (cables trenzados de acero) tendidos desde el suelo a distintas alturas de la torre. El anclaje de éstos se ha realizado ajustándose a las dimensiones de la parcela, siendo ésta un área trapezoidal con una base menor de 25 metros, una base mayor de 39 metros y una profundidad de 31 metros.

2.3.1.1 Instrumentación

El equipo instalado en la torre meteorológica está formado por tres anemómetros y tres veletas para la medida del módulo de la velocidad y de la dirección y sentido del viento, tres termohigrómetros para la medida de la temperatura y humedad relativa del aire atmosférico y un manómetro para la medida de la presión ambiente. Los sensores como se ha mencionado anteriormente están ubicados en las tres alturas mientras que el barómetro se encuentra aproximadamente a una altura de 10 metros, correspondiente a la cota a la que se encuentra la torre de refrigeración de la instalación experimental. En la Figura 9 se aprecia la disposición de la torre con respecto al edificio.



Figura 9: Vista del edificio Torrepinet con la torre de refrigeración.

- **Anemómetro y veleta**

La medida de la velocidad y dirección del viento se realiza a través de una veleta modelo 03002 WIND SENTRY ANEMO AND VANE + CROSSAR. La Tabla 14 y la Tabla 15 muestran las características técnicas de este sensor.

Especificaciones generales (modelo 03002)			
Longitud entre instrumentos (m):	0,4	Temperatura de operación (°C):	5 - 50
Diámetro del soporte vertical (m):	0,034	Altura (m):	0,32

Tabla 14: Especificaciones técnicas generales.

Especificaciones técnicas del anemómetro y la veleta			
Anemómetro		Veleta	
Rango de velocidades ($m s^{-1}$):	0 - 50	Rango mecánico (°):	360
Velocidad de pico soportada ($m s^{-1}$):	60	Rango eléctrico (°):	352 (8° abierto)
Diámetro del conjunto (m):	0,12	Radio de giro de veleta (m):	0,016
Diámetro de las tazas (m):	0,04	Precisión (°):	±5
Precisión (m/s):	±0,5		

Tabla 15: Especificaciones técnicas del anemómetro y la veleta.

- **Termohigrómetro**

Para la medida de temperatura y humedad relativa se utiliza una sonda modelo STH-5031 cuyas características se resumen en la Tabla 16:

Termohigrómetro STH-5031			
Especificaciones sensor temperatura		Especificaciones sensor humedad	
Tipo de sensor:	Resistor	Tipo de sensor:	Polímero capacitivo
Rango de medida (°C):	30 - 70	Rango de medida (%):	30 - 70
Precisión (°C):	±0,1	Precisión (%):	±3 (0 - 90)/ ±5 (90 - 99)
Señal de salida:	Circuito resistivo	Señal de salida (V):	0 - 1

Tabla 16: Características técnicas del termohigrómetro.

- **Sensor de presión barométrico**

El sensor barométrico empleado es el modelo 61302V y cuyas especificaciones técnicas se muestran en la Tabla 17.

Especificaciones sensor barométrico	
Presión (Pa):	50000 - 110000
Temperatura de operación (°C):	50 - 60
Precisión (Pa):	±20 a 35°C
Tasa de actualización (Hz):	3 Hz
Puerto serie:	RS 232
Salidas analógicas (V):	0 - 5
Resolución (Pa) (Analógico/Digital):	1
Dimensiones (m):	0,09 x 0,06 x 0,02

Tabla 17: Especificaciones técnicas del sensor de presión barométrico.

2.3.1.2 Sistema de adquisición de datos

El sistema de almacenaje consiste en un software proporcionado por la propia empresa instaladora llamado Geónica Suite y que cuenta con 16 canales analógicos para la toma de las señales de los diferentes sensores. La recopilación de los datos se realiza a través de un archivo “.mdb” de base de datos de Microsoft Access Database. El volcado de datos para su procesamiento puede realizarse a través de un cable de

comunicación directamente en el cuadro de control de la torre meteorológica o a través de la red Wi-Fi interna del campus de la Universidad.

CAPÍTULO 3: MEDIDA EXPERIMENTAL DEL ARRASTRE Y DEPOSICIÓN EN UNA TORRE DE REFRIGERACIÓN

Las torres de refrigeración son sistemas evaporativos utilizados para la disipación de calor en múltiples aplicaciones, como pueden ser el aire acondicionado en edificios y procesos industriales. En este capítulo se lleva a cabo un estudio experimental de la deposición del arrastre de una torre de refrigeración de tiro mecánico ubicada en una zona urbana, contribuyendo así a completar la falta de información al respecto en la literatura. La predicción del área afectada por la deposición del arrastre en la torre de refrigeración es interesante tanto para la evaluación del impacto ambiental como para la detección del origen de un posible foco de infección por Legionela. El objetivo de este capítulo fue la medida de la cantidad de arrastre y deposición emitidos por una torre de refrigeración. En cuanto a los objetivos secundarios se encuentran establecer una base de datos para ser utilizados en la validación de un modelo de la deposición del arrastre y analizar la interacción de las variables ambientales y del viento en la deposición. Estos objetivos se alcanzaron mediante la medida, de forma simultánea, de los parámetros de la torre de refrigeración, las condiciones ambientales (registradas por una estación meteorológica de 40 metros de altura) y la deposición del arrastre durante ensayos experimentales a través de la técnica del papel hidrosensible. En relación a los patrones registrados en la deposición, tanto la cantidad de agua como el tamaño característico de la gota disminuyen a medida que aumenta la distancia con respecto a la torre. Se encontraron variaciones del 70% en el agua depositada a distancias cercanas a la torre cuando el nivel de velocidad de viento era bajo. Además la dirección del viento también afectó a los niveles de deposición. Se observó una diferencia promedio del 45% entre los resultados obtenidos por el viento proveniente del noroeste y del sureste.

En este capítulo aparece transcrito el contenido del siguiente artículo:

J. Ruiz, C.G. Cutillas, A.S. Kaiser, M. Ballesta, B. Zamora, M. Lucas

Experimental study of drift deposition from mechanical draft cooling towers in urban environments

Energy and Buildings 2016, 125, 181-195, ISSN 0378-7788

<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.04.076>

3.1 Transcripción del artículo en *Energy and Buildings*

Experimental study of drift deposition from mechanical draft cooling towers in urban environments

J. Ruiz ^{a,*}, C.G. Cutillas ^a, A.S. Kaiser ^b, M. Ballesta ^a, B. Zamora ^b, M. Lucas ^a

^a Departamento de Ingeniería Mecánica y Energía, Universidad Miguel Hernández, Avda. de la Universidad, s/n, 03202 Elche, Spain

^b Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Politécnica de Cartagena, Dr. Fleming, s/n, 30202 Cartagena, Spain

Abstract

Cooling towers are evaporative devices for removing heat in several applications such as air conditioning in buildings and industrial processes. In this work a comprehensive experiment to study the drift deposition from a mechanical draft cooling tower located in an urban environment was conducted, because of the lack of data in the literature. To predict the area affected by the cooling tower drift deposition is interesting both for its environmental impact assessment, and for the detection of the origin of an outbreak of Legionnaire's disease. The objective of the experiment was the measurement of the amount of drift water emitted and deposited from the cooling tower. Secondary objectives were to establish a database for use in drift deposition model validation and to analyze the interaction between ambient variables on downwind deposition. These objectives were met by the simultaneous measurement of cooling tower source emission parameters, meteorological variables (registered by a 40 m tall meteorological tower) and drift deposition during four test runs. The sensitive paper technique was employed. Regarding downwind deposition patterns, deposited water and characteristic droplet size decreased as the distance from the tower increased. Variations of 70% of deposited water were found in the measurements at close distances to the tower when the wind velocity level was low. Wind direction also affected the deposition level. Averaged differences of about 45% were observed between the results obtained for the wind blowing from the northwest or the southeast.

Keywords

Cooling tower, Drift, Deposition, Legionella

Nomenclature

A_p	Sensitive paper surface (m^2)
A_T	Cooling tower exit surface (m^2)
\mathcal{A}	Constants for downwind deposition levels prediction
$d_{0,5}$	Drop distribution characteristic diameter (m)
d_d	Drop diameter (m)
d_s	Stain diameter (m)
D	Distance from the source (m)
D	Cooling tower drift (%)
\mathcal{D}	Constants for characteristic diameter levels prediction
\mathcal{E}	Constants for characteristic diameter levels prediction
\mathcal{F}	Constants for characteristic diameter levels prediction
\dot{m}_d	Mass flow measured by the sensitive paper ($kg\ s^{-1}\ m^{-2}$)
\dot{m}_s	Mass flow exiting the cooling tower ($kg\ s^{-1}$)
\dot{m}_w	Mass flow sprayed by the cooling tower ($kg\ s^{-1}$)
n_p	Number of papers placed at the cooling tower exit surface
n_p^d	Number of papers placed on the ground
N	Number of drops
t	Time (s)
t	Ambient temperature ($^{\circ}C$)
$t_{z=0}$	y-intercept for t linear regression ($^{\circ}C$)

Greek symbols

α	Slope for t linear regression ($^{\circ}C\ m^{-1}$)
β	Slope for ϕ linear regression ($\%\ m^{-1}$)
ε	Collection efficiency
κ	Von Kármán constant (= 0.41)
λ	Log-normal mean value
ϕ	Ambient relative humidity (%)
$\phi_{z=0}$	y-intercept for ϕ linear regression (%)
ρ	Density ($kg\ m^{-3}$)
ΣV	Accumulated water volume (m^3)
σ	Log-normal standard deviation
θ	Difference between the angle of the considered cord and the angle of the main cord ($^{\circ}C$)

Subscripts

a	Air
w	Water

Abbreviations

AEU	Aerosol exposure units
CFD	Computational fluid dynamics
NW	Northwest
SE	Southeast
SP	Sensitive paper

1. Introduction

Cooling towers constitute an energy-efficient solution for the dissipation of waste heat from power plants, air conditioning and industrial processes. However, some questions concerning their potential environmental impact have emerged in recent decades. In an evaporative cooling tower, a minute fraction of the circulation water is carried out of the tower in the form of small droplets, which is called drift. Cooling tower drift is objectionable for several reasons such as ensuing corrosion problems on equipment, piping and structural steel, accumulated salts on downwind vegetation, ice formation during winter months and even the placement of salts and corrosive chemicals on the surface of cars and car windows in parking lots [1]. The most hazardous problem related to human health is the emission of chemicals or microorganisms into the atmosphere. Regarding microorganisms, the most well-known pathogens are the multiple species of bacteria collectively known as Legionella [2].

The dispersion and deposition of particles in the vicinity of buildings is one of the main issues related to cooling towers operation in urban environments. The use of a model that predicts the area affected by the cooling tower drift deposition is interesting both for its environmental impact assessment, and for the detection of the origin of an outbreak of Legionnaire's disease. Wilmot et al. [3] established a Bayesian Belief Network to model the uncertainty of aerosols released from cooling towers and a Geographic Information System to create a wind dispersion model and identify potential cooling towers as the source of infection. They constructed a binormal plume dispersion model to update the probability of a cooling tower infection given a case of Legionella. Brown et al. [4] presented an epidemiological method to calculate dose of exposure to a source of Legionnaire's disease infection. They defined a variable, called Aerosol Exposure Units ($AEU = tD^{-1}$), which related the time (t) spent at distance (D) from the source. Both references carried out a simple, and therefore limited, simulation of the cooling tower drift dispersion.

The movement of gases and fine aerosols from cooling tower exits can be predicted by analytic procedures. Chen and Hanna [5] compared 10 drift deposition models using a set of standard input conditions for a natural draft-cooling tower. They concluded that most of the models agreed within a factor of 3. However, when all 10 models were compared, the predicted maximum drift deposition rates differed by two orders of magnitude. Besides, the downwind locations of the maximum differed by one order of magnitude. Policastro et al. [6] compared most of the same drift deposition models with the experimental data. They concluded "none of the existing models performed well".

Policastro et al. [7] developed the SACTI model specifically to improve drift prediction and they concluded that for a model to predict within a factor of 3 of measured data could be considered a successful prediction. Unfortunately, neither of these approaches allows for the influence of nearby large buildings on the flow fields, which affect the local building downwash and the cooling tower drift.

Computational Fluid Dynamics (CFD) techniques constitute a second approach to estimate cooling tower drift and deposition. CFD is based on solving the relevant equations of motion by numerical methods. Recent improvements in numerical procedures and in computers now make it possible to calculate reasonably large and complicated domains of atmospheric motions in complex urban settings. Bergstrom et al. [8] reported the results of a two-dimensional simulation of the interaction of the flow through an idealized cooling tower with the wind flow over the tower. Takata et al. [9] calculated the effects of wind on the visible envelope of moist cooling tower plumes using CFD. Bornoff and Mokhtarzadeh-Dehghan [10] presented the results of a numerical investigation into the interaction of two adjacent plumes in a cross-flow. Riddle et al. [11] compared their CFD results with the predictions from the Atmospheric Dispersion Modelling System in geometrically complex situations such as the case of buildings in close proximity. Alkhedhair et al. [12] presented a numerical investigation of inlet air pre-cooling water spray to enhance the performance in Natural Draft Dry Cooling Towers.

A reference found in the literature that specifically addresses the problem of drift deposition using CFD is done by Meroney [13]. He developed a CFD model to simulate natural draft cooling tower plume dispersion and drift. This author predicted drift deposition levels downwind a cooling tower. The simulation replicated the Chalk Point Dye Tracer Experiment, described in papers and reports by Hanna [14] and Policastro et al. [6], [15]. Although Meroney's model did not include drift droplets evaporation, it successfully predicted plume rise and droplet deposition. Following the path opened by Meroney, Lucas et al. [16] replicated the problem of Chalk Point cooling tower including evaporation and studied the influence of psychrometric ambient conditions on the deposition. Referring to studies of mechanical draft cooling towers drift deposition in urban environments, Meroney [17] also faced this problem. He proposed a protocol to generate a typical set of coefficients that might be used to adjust the results of seasonal or annual deposition predictions using analytic programs such as ISCST3 or SACTI. However, he did not present experimental results to validate his results showing a lack of data in the literature. Consuegro et al. [18] reported a numerical

model of the explosive Legionella's outbreak which took place in 2001 in Murcia, pointing out that CFD methods represent a suitable alternative for estimating cooling tower drift, droplet evaporation and deposition.

The experimental procedures reported in the literature relating to cooling tower emissions are presented in two lines of action primarily. The background flow fields and gaseous plume motions can be accurately predicted in environmental wind tunnels at moderate velocities. However, the correct scaling of droplet and particle drift requires the simulations to be run at extremely low facility velocities, which distorts the model flow fields [19], [20], [21]. A comparison between the results obtained through dispersion experiments in a wind tunnel and those obtained with the dispersion model AUSTAL2000 can be found in Bahmann and Schmonsees [22].

The second experimental approach is to carry out tests in full-scale facilities. Full-scale tests can be classified into those that study the evolution of the plume, those that study the amount of drift water and those that also measure the deposition. The behavior of cooling tower plumes has been studied among others by Huber and Snyder [23]. Many works relating to the measurement of the amount of drift water emitted by cooling towers can be found. A very detailed method comparison was carried out by Golay et al. [24]. They described numerous techniques and devices for measuring cooling tower drift emissions. The results indicated that no single device is superior to the alternatives over the entire range of cases tested. Methods performing best under low water loading conditions utilize sensitive surface techniques. Methods performing best under high water loading conditions include the isokinetic mass sampling and chemical balance techniques. Lucas et al. [25] studied the drift loss emissions from a cooling tower without drift eliminator and then fitted with six different drift eliminators. Ruiz et al. [26] used the sensitive paper method to measure the emissions of a cooling tower: drift and PM_{10} . As PM_{10} calculation requires both the amount of drift and the size and number of drop information, sensitive surface methods were suggested for measuring in real facilities.

In reference to the experimental study of deposition in cooling towers, there are few studies in the literature. Martin and Barber [27] collected droplets of water falling from natural draft cooling tower plants on water-sensitive papers around several power stations at various distances and in different weather conditions. The smallest diameter of the drops recorded is limited to 60 μm . The work of Policastro et al. [28] is a complete record of experimental studies of drift and deposition carried out in a natural draft cooling tower working as a heat dissipation of 2640 MW thermal power Chalk

Point in Maryland. Another study, conducted by the same group of scientists and described by Laulainen [29], was developed in two 13-cell rectangular mechanical draft-cooling towers at the Pittsburgh power plant MW AC 720. He used sensitive papers to carry out the experiments. Pena [30] measured the drift deposition rate at short distances (170 and 250 m) from the natural draft cooling towers at the Keystone Power Plant (U.S.). He also used sensitive papers and focused the work toward measurements at short distances downwind of a cooling tower where the air flow is disturbed because of the presence of the tower. The literature review has highlighted the usefulness of conducting tests in a mechanical cooling tower of a single cell in an urban environment since no experimental data are available with these features.

The main objective of this study was the measurement of the amount of drift emitted and deposited from a mechanical draft cooling tower located in an urban environment. Secondary objectives were to develop a database that can be used in drift deposition models for mechanical draft cooling towers and to analyze the influence of ambient variables on downwind deposition. A methodology for the evaluation of drift emissions and deposition is proposed using a digital image process algorithm for the Sensitive Paper method. Measurements of environmental conditions were carried out simultaneously to complete the experimental information. Results include both drift and deposition in terms of droplet distribution and water mass flow. Experiments have been defined to study the effect of wind speed and direction on the deposition, showing results of four tests combining two predominant wind directions and two levels of wind speed.

2. Methodology

2.1. Experimental apparatus

A mechanical forced draft cooling tower placed at the roof of a two-floor building in an urban environment (Universidad Miguel Hernández in the city of Elche, southeast Spain, $38^{\circ} 16' 43.06''$ N, $0^{\circ} 41' 26.80''$ W) is employed to carry out the drift and drift deposition experimental tests. This cooling tower has a cross-sectional area of $0.7 \times 0.48 \text{ m}^2$, a packing section 1.13 m and a total height of 2.597 m. Nominal values for operating conditions are 1.44 kg s^{-1} for the mass flow rate, 30 kW power and 5°C of range (inlet and outlet water temperature difference). The fill consists of a honeycomb structure. The airflow rate is circulated counter-flow by an axial fan, which is maintained at 50 Hz by a frequency switcher. A complete description of the experimental facility can be found in Lucas et al. [25].



Fig. 1. 3D view of the reference cooling tower, located at the Miguel Hernández University, in southern Spain. Relative location between the Torrepinet building, cooling tower and meteorological tower.

Regarding the operating conditions, a general-purpose data-acquisition system (HP 34970A) was set up to carry out the experimental tests. To measure the ambient conditions during the experiments, a 40 m tall meteorological tower located in front of the building is used. The meteorological tower is equipped with three wind anemometers, three wind vanes and three thermo hygrometers located at three different heights, 15, 25 and 40 m. Additionally, a barometric sensor is placed at the height of 10 m (same plane of the cooling tower). In this way instantaneous (up to 1 s) and averaged profiles of the abovementioned magnitudes during the test can be obtained. The sensors used during the experiments (cooling and meteorological tower)

and their specifications are shown in Table 1. The relative location of the building, cooling tower and meteorological tower can be seen in Fig. 1.

Parameter	Sensor	Measuring range	Precision
<i>Cooling tower sensors, general specs</i>			
Water temperature	RTD pt100	-200 to 600°C	±0.08°C
Water volume	Oval wheels	2-20 m ³ h ⁻¹	0.4% depth scale
Exit air velocity	Vane anemometer	0.5-20 m s ⁻¹	0.1 m s ⁻¹ ±1.5% reading
Ambient temperature	RTD pt100	-50 to 50°C	±0.2°C
Ambient humidity	Capacitive sensor	0-100%	±4% (0-10%) ±3% (10-90%) ±4% (90-100%)
Wind velocity	Cup anemometer	0-50 m s ⁻¹	±0.3 m s ⁻¹
Exit tower temperature	Capacitive sensor	-20 to 80°C	±0.3°C
Exit tower humidity	Capacitive sensor	0-100%	±2%
<i>Meteorological tower sensors, general specs</i>			
Wind velocity	Cup anemometer	0-50 m s ⁻¹	±0.5 m s ⁻¹
Wind direction	Wind vane	0-360°	±5°
Ambient temperature	Resistive sensor	-30 to 70°C	±0.1°C
Ambient humidity	Capacitive sensor	0-100°C	±3% (0-90%) ±5% (90-100%)

Table 1. Cooling tower and meteorological tower measuring instrumentation specifications.

2.2. Sensitive paper method

Sensitive Paper (SP) techniques are based on the collection of droplets taken away from a cooling tower by the air flow and collected by inertial impact thereof on a sensitive surface placed perpendicular to the flow. This paper is chemically treated (soaked in a potassium ferricyanide [K₃Fe(CN)₆] solution, dried and dusted with ferrous ammonium sulfate [Fe(NH₄)₂(SO₄)₂ · 6H₂O] powder).

A droplet impinging on the paper produces a well-defined blue stain on the pale yellow background of the paper. The size and shape of the stains are related to the speed of impact as well as to the original diameter of the drop.

The method was first described by Wilber and Vercauteren [31]. The capability of the method to provide drop size distribution data as well as the number of drops exiting the

tower, makes it suitable for drift measurements in low drift scenarios [24]. It is also an appropriate method for real world conditions measurements due to its portability. The calculation of the amount of drift emitted from a cooling tower using the SP method covers three main stages: carrying out the tests, image processing stage and drift calculation. Refer to Ruiz et al. [26] for a detailed description of the application of the method to drift tests in the same experimental facility where the tests described here were performed, and specially for the image processing description. At this stage, the sensitive papers are digitized in BMP format by means of a high resolution scanner. Afterwards, a software platform is implemented in order to collect the information from the papers. Drop-like stains are identified by means of an image process and classified by a J48 decision tree classifier, discerning which droplets have their origin in real drops and which not. The accuracy of the droplet area sizing of the SP methodology has been determined to be within ± 1 pixel ($5.291 \mu\text{m pixel}^{-1}$) of the true droplet area. Then the diameter of the drops (d_d) which caused the stains (d_s) is calculated using the drop–stain relationship supplied by the manufacturer. Finally the amount of drift can be calculated according to the set of equations Eqs. (1)–(3), where the experimental impaction efficiency correction, ε , is considered (note that all the drops present in the airstream will not end up hitting the impactor). The latter is determined via the impaction velocity alongside the droplet diameter according to the experimental impaction curve for ribbons taken from the work of May and Clifford [32].

$$\dot{m}_{d,j} = \frac{\rho_w \pi}{6 A_p t_{\text{exp}}} \sum_{i=1}^N d_{d,i}^3 \varepsilon_i^{-1} \quad (1)$$

$$\dot{m}_s = \frac{A_T}{n_p} \sum_{j=1}^{n_p} \dot{m}_{d,j} \quad (2)$$

$$D = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_w} \quad (3)$$

SP techniques are also suitable for drift deposition measurements, mainly due to their capability to provide drop size distribution data at ground level.

In downwind deposition measurements the analysis of the sensitive papers is more complicated compared to drift measurements because of the non-circular stains arising from the conditions met during this kind of experiments. As a result a great variety of stain shapes are encountered. Thus, the image process undertaken by the paper is adapted with regard to the abovementioned process Ruiz et al. [26] to calculate drop

diameter. The deposition rates can be calculated for each paper placed on the ground (n_p^d) according to Eq. (4).

$$\dot{m}_{d,j} = \frac{\rho_w \pi}{6 A_p t_{\text{exp}}} \sum_{i=1}^N d_{d,i}^3 \quad (4)$$

2.3. Experimental procedure

The procedure for the experimental measurement of drift and downwind deposition in a cooling tower consists of distributing a set of sensitive papers (TeeJet® model hydrosensitive papers sized 76 mm × 52 mm, were used in the tests) in order to collect the droplets taken away from the cooling tower by the air flow (drift) and deposited on the ground (deposition). Ambient and operation conditions are measured by means of a data acquisition system and the meteorological tower during the experiments.

Before getting started, the monitoring of the meteorological conditions (wind direction and velocity) is required. As a consequence, forecast sources are used to select the most suitable moment to carry out the experiments in terms of the stability of wind direction and velocity and the ambient temperature. For each drift experiment, a velocity map of the cooling tower exit section of the tower is performed. The outlet area is divided into nine measurement areas (thus n_p is taken as equal to 9) from which the averaged air velocity at the exit of the tower is obtained.

Afterwards, the drift experiment is carried out following the methodology described in Ruiz et al. [26]. Sensitive papers are attached in three numerated PVC plates, placing three papers on each one so that the nine areas mentioned before are covered. The samples are maintained in a horizontal attitude by the plates. To establish the exposure time a trade-off solution will be adopted taking into account two conditions: obtaining the maximum number of stains without overlapping between drops and paper edges not becoming green due to the flow of moist air concentrated in that area. This time is inversely proportional to the number of drops per unit of time and surface. The papers exposure time is 3 s for drift experiments.

Regarding the downwind deposition tests, sensitive papers are set in a series of circular arcs. 15 cords are used for that purpose, covering the area without structural interferences that match the predominant wind directions (northwest (NW) and southeast (SE) zones, Fig. 2). Those directions should be sought for the planning of the experiments. These cords are set at equal angular spacing (15°) and are marked

every meter distance, indicating possible placements for the sensitive papers. The code for identifying the position of the papers around the tower is established in terms of the angle from the north direction and the distance to the cooling tower. For example, paper "C3D6" is the paper placed at an angle of 3° from north and at 6 m distance from the tower while paper "C318D16" is located at the cord pointing almost towards NW and at 16 m distance from the center of the tower.

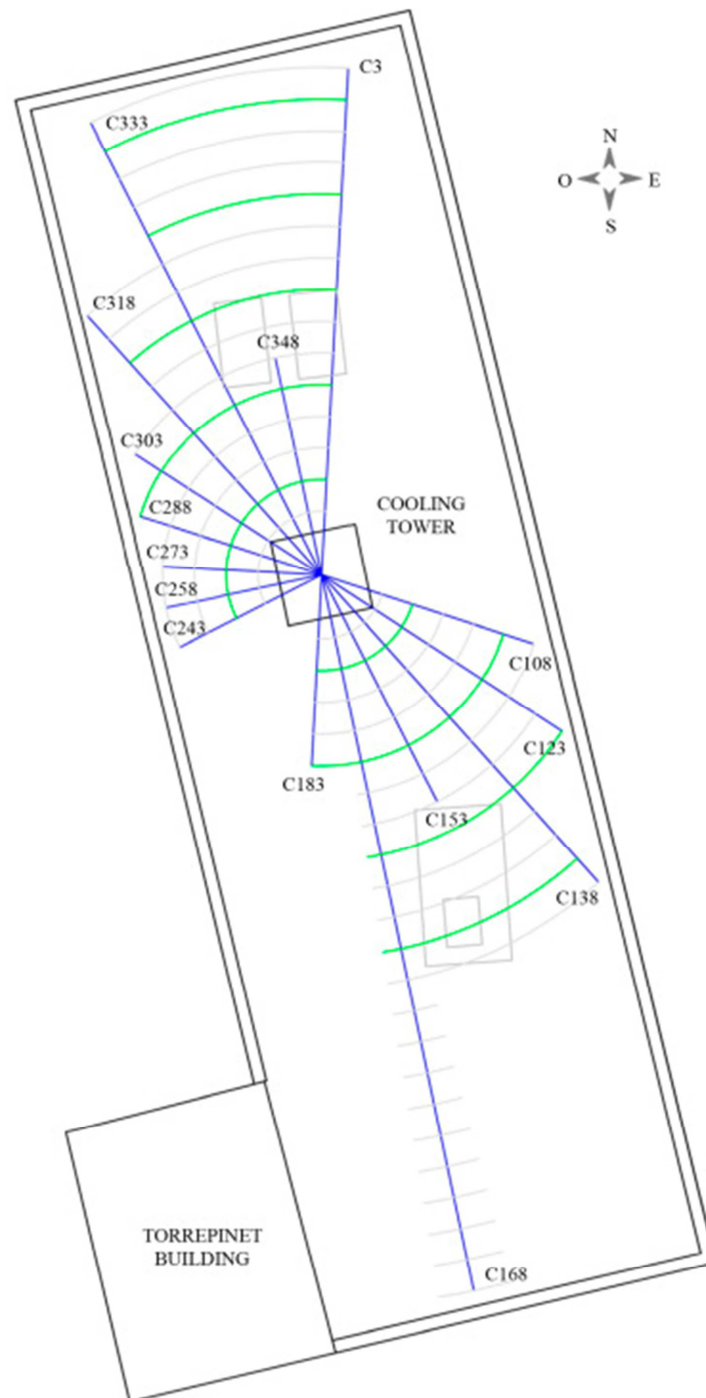


Fig. 2. Layout of the samples in cooling tower drift deposition study.

Sensitive papers are distributed covering an area of 90° maximum ($\theta = \pm 45^\circ$, depending on the free available space and the researcher's judgment), centered on a principal cord which is the closest one to the predominant wind direction ($\theta = 0^\circ$). Along the process of droplet collection, sensitive papers are maintained in a horizontal attitude fixed to aluminum plates (302 mm \times 201 mm).

Initially, papers are covered while set out until all of them are correctly distributed at ground level in the experimental area. Afterwards, they are uncovered at the beginning of the experiment. On average, the test runs are about 30 min duration, which has been found to be adequate to meet the analysis requirements. The area covered by the papers in deposition tests is larger than in drift tests and, therefore, the exposure time is much higher.

Fig. 3 shows the papers attached to the aluminum plates and placed at their corresponding positions on the cords selected for the deposition test.

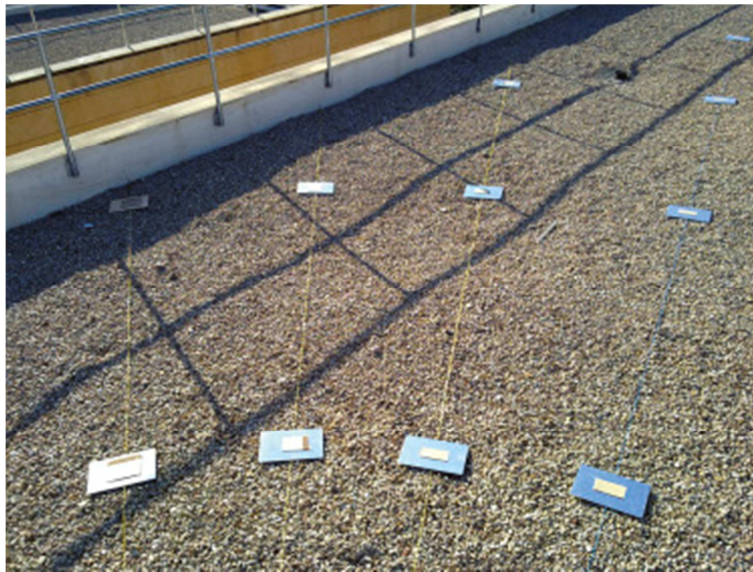


Fig. 3. Sensitive papers placed on the ground, covered and fixed to aluminum plates ready to be used in the deposition tests.

3. Results and discussion

The results obtained from the four experiments presented in this paper, carried out at the experimental facility by means of the sensitive paper method, are described in this section. These cases have been selected among more than 20 tests conducted in the pilot plant because the characteristic psychrometric properties (ambient temperature, t , and relative humidity, ϕ) are similar between them. In this sense, the influence of wind velocity, v , and wind direction can be evaluated. Table 2 summarizes the cases main characteristics measured by the cooling tower sensors. For the purpose of comprehensively describing the cases, this section has been divided into three parts: test description, tests results and trends and discussion. In each one of them, drift results, characterization of ambient conditions using the meteorological tower and deposition results are presented separately.

Test	Date	t (°C)	ϕ (%)	Direction	v (m s ⁻¹)
1	03/31/2014	19.24	36.82	SE (303.75–326.25°)	3.27
2	10/15/2012	18.19	38.45	NW (123.75–146.25°)	3.72
3	03/22/2013	18.81	58.49	SE (303.75–326.25°)	2.38
4	10/22/2012	18.38	60.14	NW (123.75–146.25°)	2.92

Table 2. Summary table of the performed tests. t and ϕ are related to deposition tests and the cooling tower sensors.

The results of both, drift and deposition tests, are presented in terms of emissions and the main characteristics of the drop distributions, whereas ambient conditions are characterized using correlations as a function of height.

3.1. Test description

This section presents the results obtained taking as an example the experiment carried out on March 22, 2013 (test 3, Table 2).

3.1.1. Drift results

The ambient conditions measured by the meteorological tower sensor located at $z = 15$ m during the experimental drift test are, ambient temperature $t = 18.18$ °C, and ambient relative humidity, $\phi = 62.37\%$. As explained in Section 2.3, the air flow speed at the cooling tower exit is measured by dividing the surface into nine quadrants, where the sensitive papers were located. Fig. 4 depicts the velocity map obtained in the experiment. The grey squares represent the number of the paper whereas the white

ones show the mean velocity of the exit flow at each of the nine subdivisions. The level of air velocity for points outside the nine paper locations, has been calculated by means of a linear interpolation. The non-uniformity of the exit velocities is related to the relative position between the distribution duct (central line, positions 2, 5 and 8) and the fan (located at south zone, positions 1, 2 and 3).

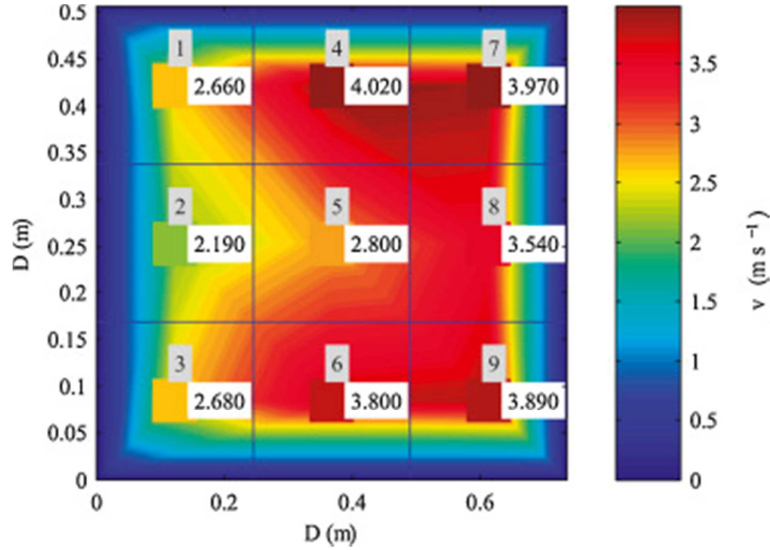


Fig. 4. Experimental velocity map for the experiment carried out on March 22, 2013.

The results calculated for each sensitive paper located at the cooling tower exit surface are presented in terms of the escaped mass flow by unit of area, \dot{m}_d , the characteristic diameter, $d_{0,5}$ (which represents the drop diameter that causes 50% of the accumulated water volume) and the accumulated volume of water $\sum V$ (Table 3). It can be observed that the drift by unit of area and characteristic diameter are homogeneous in the tower exit section, except for position 4. In this case the \dot{m}_d is four times higher and the $d_{0,5}$ is double those obtained for the other positions ($\dot{m}_d = 1.247 \cdot 10^{-3} \text{ kg s}^{-1} \text{ m}^{-2}$, $d_{0,5} = 0.341 \text{ mm}$). This can only be justified by the non-uniformity of the water distributed over the fill by the distribution system and a small contribution of the asymmetry of the outlet velocities. Fig. 5 shows the experimental drift colormap. Here the cooling tower exit surface, divided into the nine subdivisions where the papers are located, is colored depending on the \dot{m}_d value. The level of escaped mass flow by unit of area for points outside the nine paper locations, has been calculated the same way as the velocity map.

Paper	$\dot{m}_d \times 10^3 \text{ (kg s}^{-1} \text{ m}^{-2}\text{)}$	$d_{0,5} \text{ (mm)}$	$\Sigma V \text{ (mm}^3\text{)}$
1	0.147	0.032	1.741
2	0.254	0.128	3.012
3	0.282	0.183	3.343
4	1.247	0.341	14.804
5	0.143	0.078	1.701
6	0.368	0.279	4.363
7	0.302	0.275	3.584
8	0.149	0.159	1.767
9	0.263	0.194	3.121

Table 3. Results obtained for each paper in the experiment carried out on March 22, 2013.

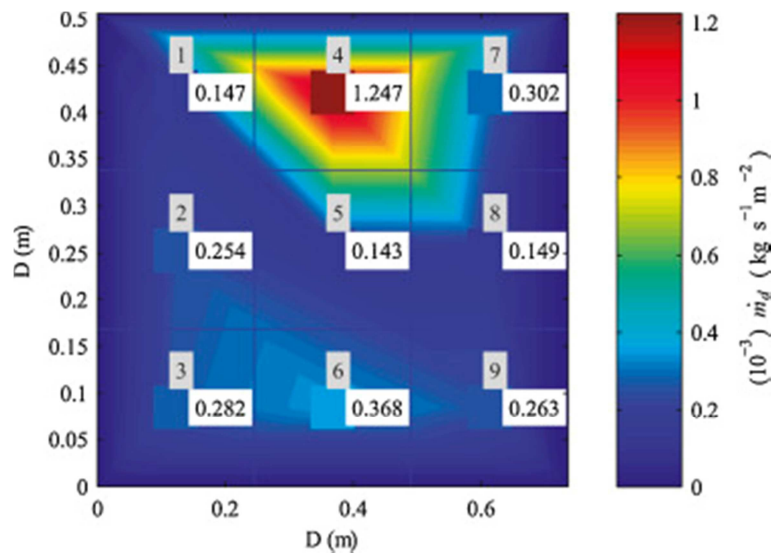


Fig. 5. Experimental drift results for the experiment carried out on March 22, 2013.

The values calculated for the amount of water taken away (absolute and percentage) from the cooling tower, are $\dot{m}_s = 1.305 \cdot 10^{-4} \text{ kg s}^{-1}$ and $D = 0.0090\%$. It is noticeable that this experiment accomplishes the main standards concerning drift emissions: Royal Decree RD 865/2003 [33] in Spain, which establishes a maximum drift of 0.05% of the circulating water in the system and Australian Standard AS 4180.1 [34] which aims for a 0.02%. Regarding the characteristic variables of the exit drop distribution, $d_{0,5} = 0.264 \text{ mm}$ and $\Sigma V = 37.436 \text{ mm}^3$. Fig. 6 displays the histogram of the drop distribution and the percentage accumulated volume curve at the cooling tower exit. The histogram shows that the most frequent drop diameters are smaller than 0.025 mm

and that most of the drop diameters measured are below 0.25 mm. The total accumulated volume with 3 s exposure time, gives a total of $12.47 \text{ mm}^3 \text{ s}^{-1}$. This value is reached with drop diameters up to 0.75 mm. The shape of the accumulated curve, which presents a sudden change of tendency not usual in this kind of representation, is presumably produced by two different mechanisms of generation. The first mechanism is related to the water droplets being torn out from the water film by the airstream. On the other hand, the other mechanism arises because of the thinning and breaking of the water film.

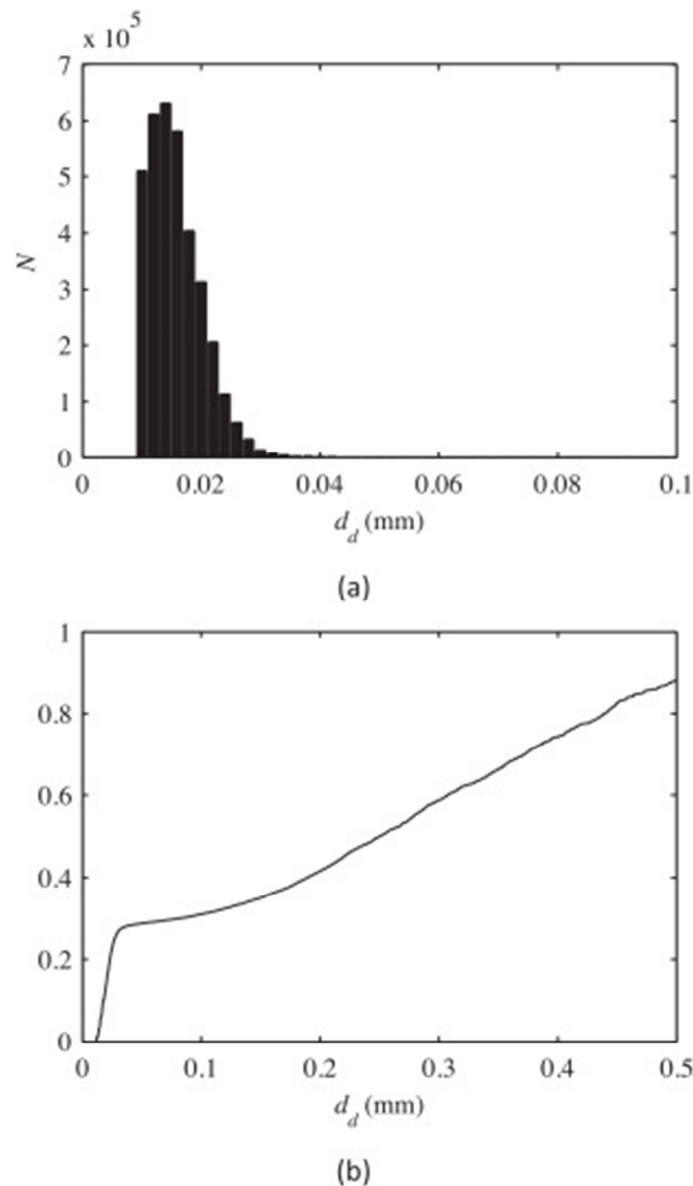


Fig. 6. (a) Histogram and (b) accumulated volume for the drift experiment carried out on March 22, 2013.

3.1.2. Ambient conditions

Fig. 7 depicts the temporal variation of the ambient conditions (temperature and relative humidity, wind velocity and wind direction) at different heights measured by the meteorological tower during the deposition test. Correlations of these profiles are obtained as a function of the height (z). Regarding mean wind velocity, the well known logarithmic boundary layer profile for wind velocity, $v(z)$, can be written as

$$v(z) = \frac{u_T}{\kappa} \ln\left(\frac{z}{z_0}\right) \quad (5)$$

Here u_T is the friction velocity, κ is the von Kármán constant ($\kappa = 0.41$) and z_0 is the aerodynamic roughness height of terrain. Usually, Eq. (5) can be matched to the logarithmic boundary layer through the calculation of u_T for a given value of v (typically for a height $z = 10$ m). Regarding ambient temperature, $t(z)$, and the ambient relative humidity, $\phi(z)$, linear profiles are assumed, Eqs. (6) and (7).

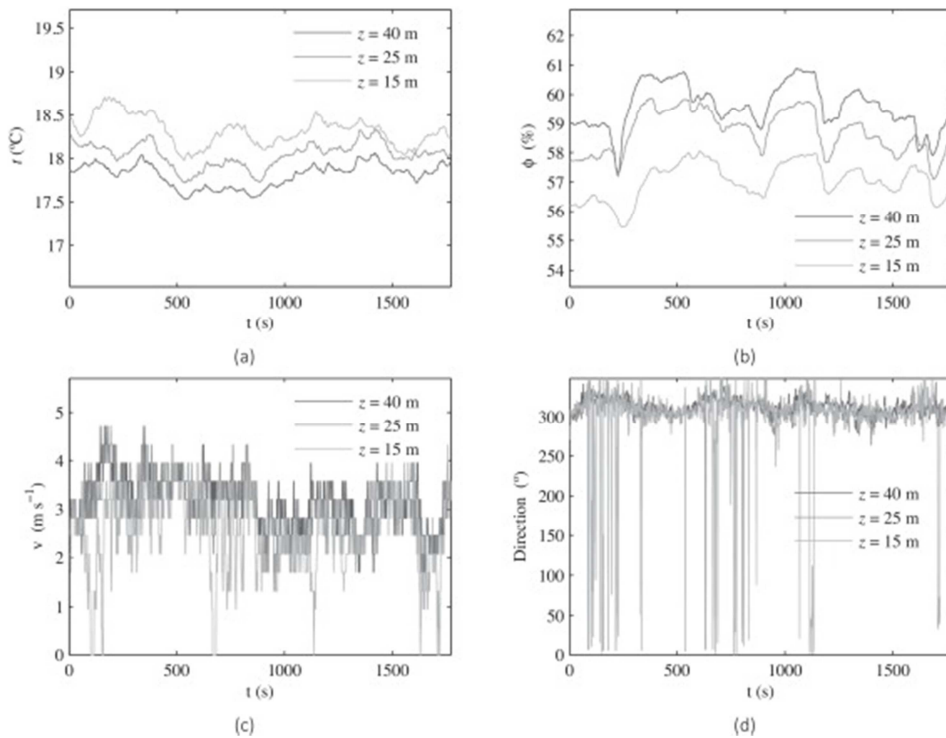
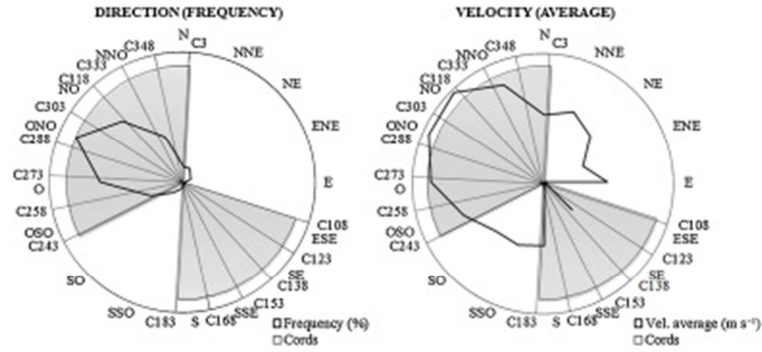


Fig. 7. Evolution of ambient conditions as a function of time and height during the deposition experiment carried out on March 22, 2013.

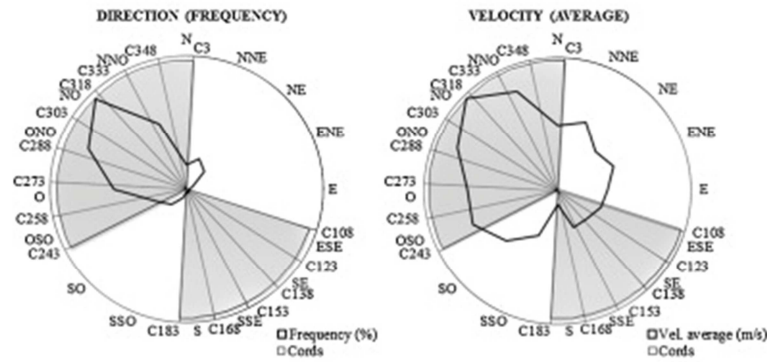
$$t(z) = t_{z=0} - \alpha z \quad (6)$$

$$\phi(z) = \phi_{z=0} - \beta z \quad (7)$$

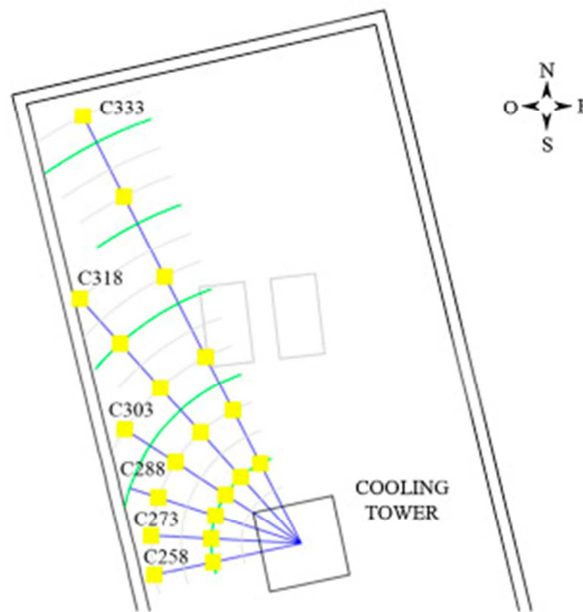
As representative results for the test carried out on March 22, 2013, values fitting Eq. (5) are $u_r = 0.2356 \text{ m s}^{-1}$, $z_0 = 0.1462 \text{ m}$, whereas linear regressions provide $t_{z=0} = 18.586^\circ\text{C}$, $\alpha = 0.01948^\circ\text{C m}^{-1}$, $\phi_{z=0} = 55.781\%$ and $\beta = 0.09829\% \text{ m}^{-1}$, respectively, for ambient temperature and ambient relative humidity.



(a) Prior to the deposition experiment wind rose



(b) Deposition experiment wind rose



(c) Placement of the sensitive papers

Fig. 8. Wind roses (a) prior and (b) during the deposition experiment carried out on March 22, 2013. (c) Schematic arrangement of the placement of the sensitive papers on the roof of the building.

3.1.3. Deposition results

In deposition experiments, the placement of the sensitive papers on the ground is decided by measuring the predominant wind direction during the 10 min prior to the experiment. In this test example, the predominant wind direction is SE, Fig. 8(a), being the cord “C303” the closest to this direction. As a consequence, the placement of the sensitive papers is done as shown in Fig. 8(c), where “C303” is the central cord and three more cords have been added on each side. As a result, the seven selected cords encompass a test area of 90° . When the experiment is finished, the predominant wind direction during the experiment is checked. In this case, Fig. 8(b) shows that the predominant wind direction now points to the cord “C318” as the principal, with an averaged velocity in the interval $303.75\text{--}326.25^\circ$ of 2.38 m s^{-1} . Although the variation of the central cord is not usual, the unpredictability of ambient conditions makes it possible. The ambient conditions measured by the meteorological tower sensor located at $z = 15\text{ m}$ during the experimental deposition test slightly changed with respect to the drift experiment, being $t = 18.81^\circ\text{C}$ and $\phi = 58.49\%$.

Deposition results are obtained by processing the papers. For each paper, individual curves (histograms and accumulated volume) are obtained. Fig. 9 shows, as an example, the sensitive paper and the individual curves calculated for the paper “C258D5”. In the accumulated volume curve, Fig. 9 (b), the characteristic diameter is determined as the drop diameter that causes 50% of the accumulated water volume, $d_{0,5} = 0.2876\text{ mm}$ in this case.

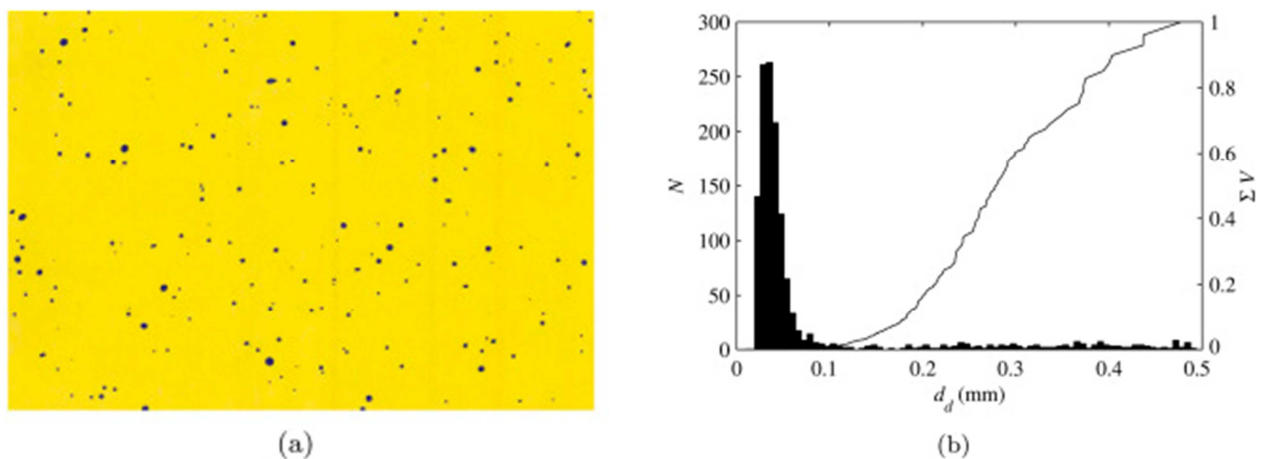


Fig. 9. (a) Sensitive paper and (b) histogram and accumulated curves for the deposition experiment carried out on March 22, 2013 (paper “C258D5”).

Fig. 10(a) represents the deposition level obtained at each cord and the distance to the tower. Each point corresponds to the individual results of a single paper, Fig. 9. As can

be seen, in general, the \dot{m}_d decreases as D is higher. The same pattern is observed for the $d_{0,5}$, as shown in Fig. 10(b). In this experiment, it is noticeable that the cord showing the highest level of deposition matches cord "C303". Depending on the shape of the wind rose during the experiment, the highest level of deposition cord can change with respect to the one closest to the predominant wind direction. Fig. 10(c) shows the experimental \dot{m}_d results displayed by means of a colormap. This map shows the nearest area to the cooling tower colored by the \dot{m}_d level. As in the velocity and escaped mass flow by unit of area maps, the middle values of the colormap (those outside the papers placed on the ground) have been obtained by means of a linear interpolation. Individual results of all the papers regarding the accumulated volume, percentage accumulated volume curves and histograms are not shown in this paper due to the amount of information. However, they can be found in the work of Ruiz [35].

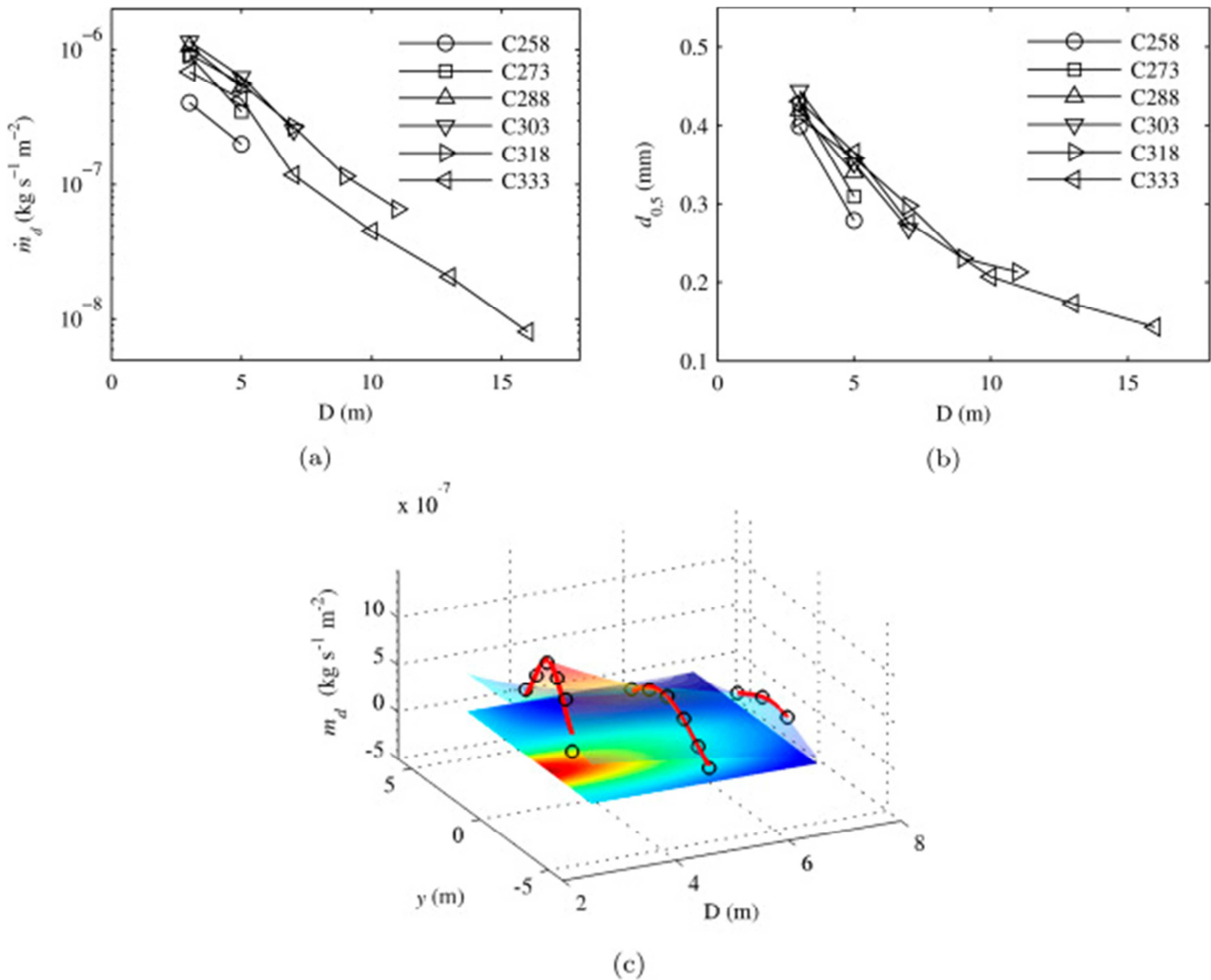


Fig. 10. (a) Levels of water deposited per unit of time and surface as a function of the distance from the tower in the deposition experiment carried out on March 22, 2013. (b) Variation of the characteristic diameter as a function of D. (c) Drift deposition colormap.

3.2. Test results

In this section the results of the four experimental tests carried out at the pilot plant are presented, taking as a reference Section 3.1.

Fig. 11 depicts the \dot{m}_d results for each paper located at the tower exit by means of a colormap. The first observation is related to \dot{m}_d being homogeneous at the outlet section, except for position 4, where this value is multiplied by 4. It has been observed that in position 4, $d_{0,5}$ value is twice the average at the outlet section. These observations have already been described in Section 3.1.1. Concerning ΣV , the papers collect similar amounts of water in the four experiments.

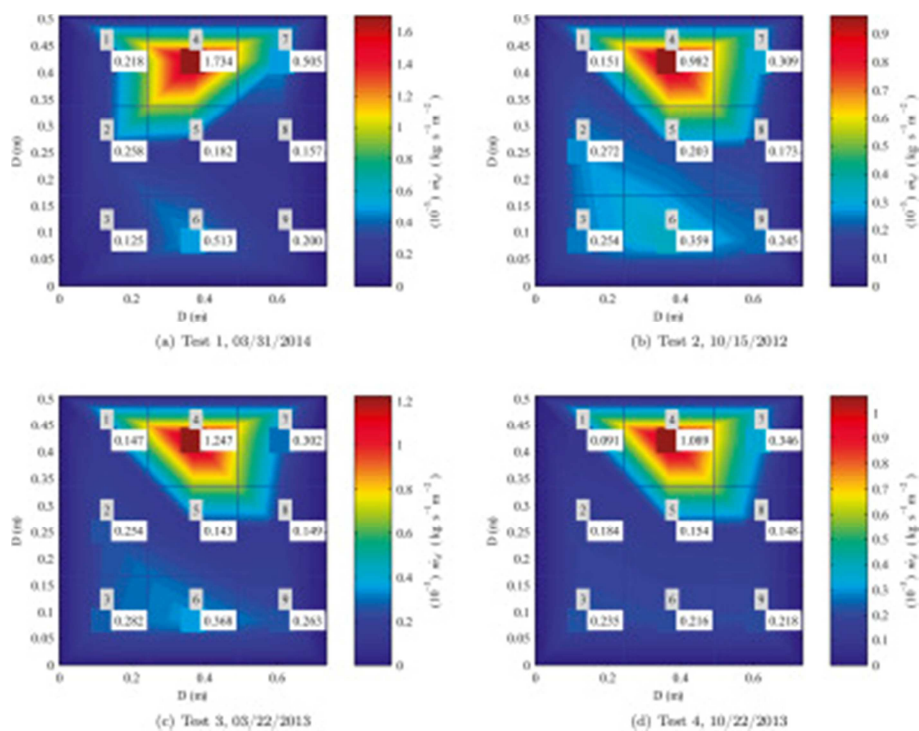


Fig. 11. Experimental drift results for the set of experiments carried out.

The global results for drift experiments, both, in terms of emissions (\dot{m}_s and D) and in terms of drop size distribution data ($d_{0,5}$ and ΣV), are displayed in Table 4. This table also includes the information regarding the fitting parameters for the log-normal distribution function (λ and σ). According to Ruiz et al. [26] this function is suitable for size distributions of aerosols and provides the best fits to experimental data in the range of cases studied. The main conclusion reached here is the evident repeatability of the results obtained. Note that tests have been selected with this purpose: similar t and ϕ . Mean value and standard deviation for drift results are, respectively, 0.00843%

and 0.00054%. Hence, as expected, drift results are barely affected by wind speed and wind direction. Repeatability has not only been observed in the level of water emitted but in the shape of accumulated curves at the cooling tower exit surface, Fig. 12.

Test	$d_{0,5}$ (mm)	ΣV (mm ³)	$\dot{m}_s \times 10^3$ (kg s ⁻¹ m ⁻²)	D (%)	λ	Σ
1	0.334	46.165	0.16101	0.01107	-1.4254	1.0359
2	0.263	34.975	0.12199	0.0084	-1.9978	1.3769
3	0.264	37.436	0.13053	0.0090	-1.9501	1.3241
4	0.295	31.808	0.11093	0.0077	-1.6320	1.1789

Table 4. Results obtained for the $d_{0,5}$, ΣV , \dot{m}_s , D, λ and σ for all the tests.

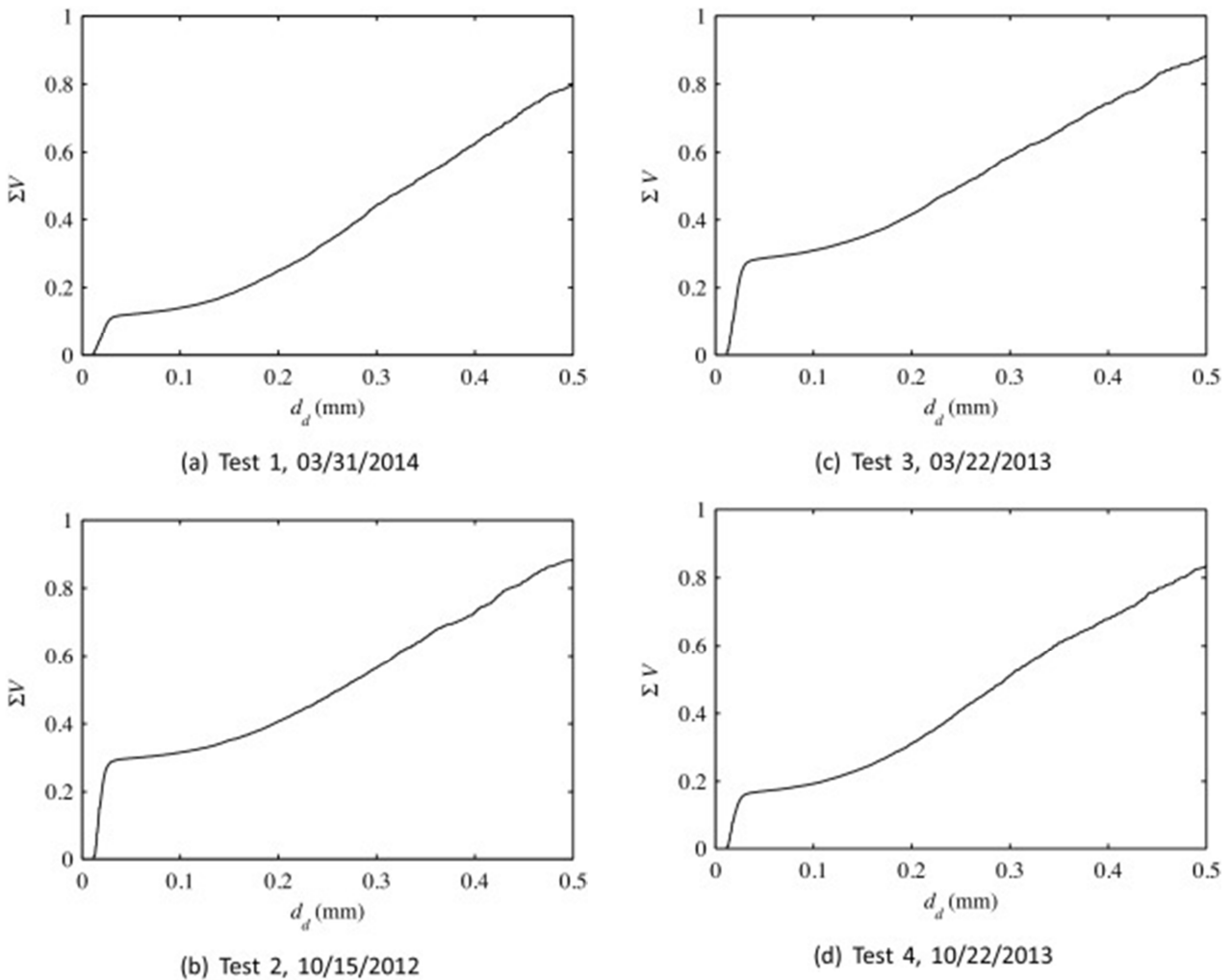


Fig. 12. Accumulated volume curves for the set of experiments carried out.

With regard to the characterization of ambient conditions, Table 5 presents the constants for the correlations for atmospheric variables as a function of height for the tests performed (Section 3.1.2).

Test	u_T (m s ⁻¹)	z_0 (m)	$t_{z=0}$ (°C)	α = (°C m ⁻¹)	$\phi_{z=0}$ (%)	β (% m ⁻¹)
1	0.557	0.887	19.948	0.0449	22.688	0.0666
2	0.711	1.489	18.542	0.0233	35.913	0.0451
3	0.236	0.146	18.594	0.0195	55.782	0.0983
4	0.641	0.777	18.607	0.0121	55.160	0.0340

Table 5. Summary of constants for correlations of the ambient variables during the tests.

Finally, and concerning downwind deposition results, attention is paid to the variation of the deposited water and characteristic diameter as a function of the distance to the tower for the different cords selected in each experiment, Figs. 13 and 14. Observed results show that both the amount of water deposited and the value of the characteristic diameter decrease with increasing distance from the tower. This observation has been confirmed for all the cords selected in the tests, not only limited to the highest deposition cord.

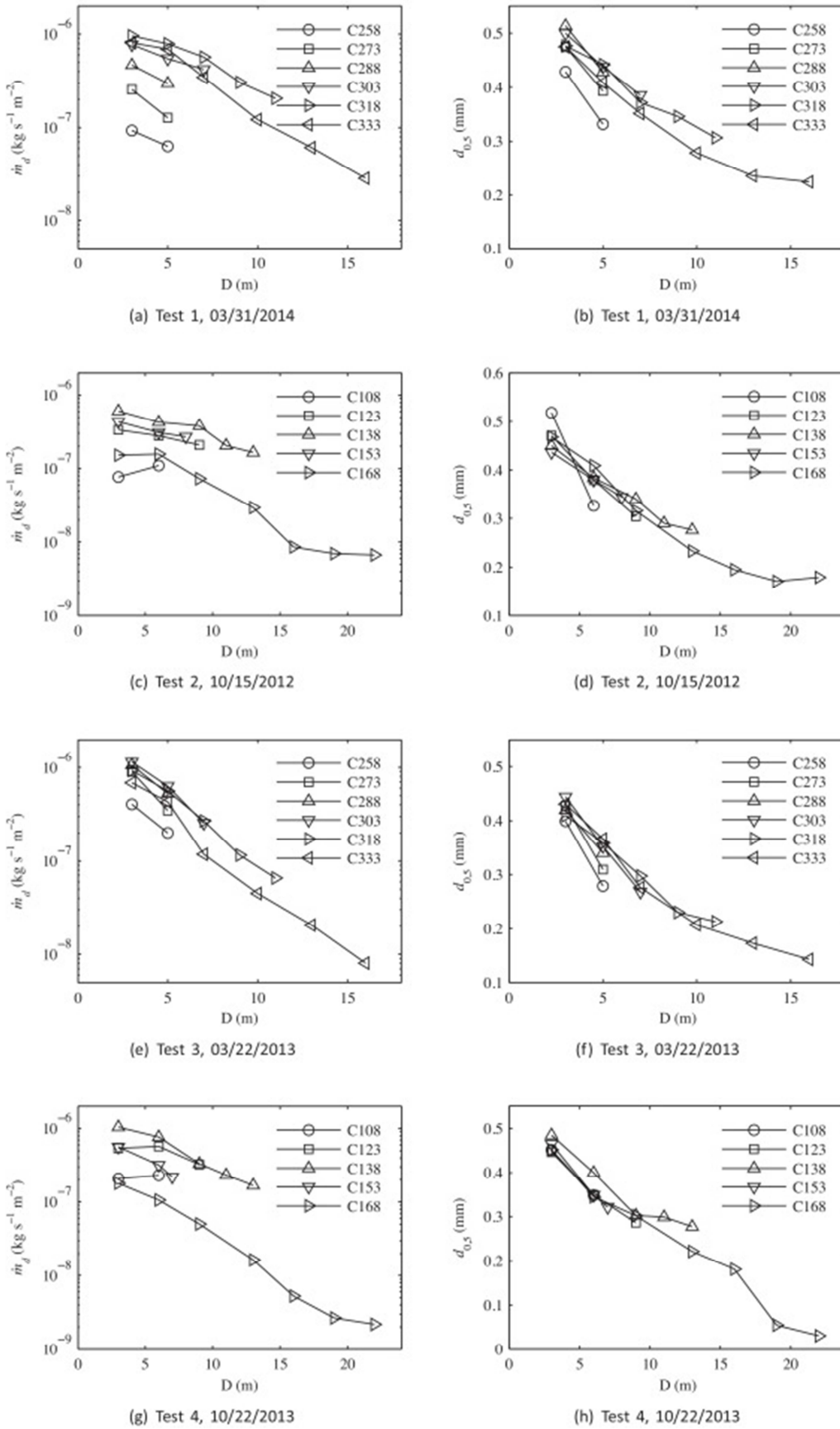


Fig. 13. Experimental drift deposition results for the set of experiments carried out.

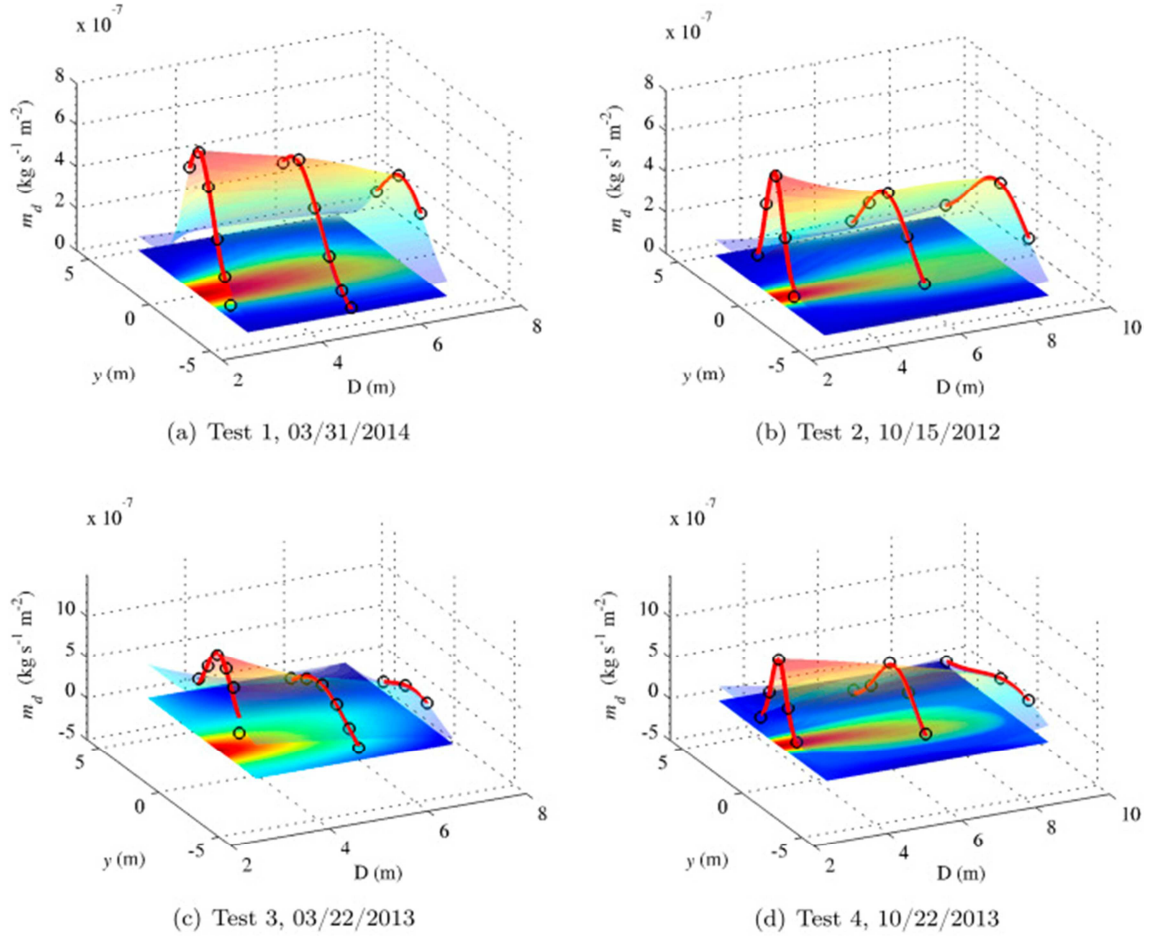


Fig. 14. 3D experimental drift deposition results (colormap) for the set of experiments carried out.

To quantify this fact, a general correlation which predicts \dot{m}_d levels in downwind deposition tests as a function of D has been fitted to the experimental data. According to Schatzmann et al. [36], the typical ground measurement pattern as a function of y (distance perpendicular to distance D) obeys a Gaussian distribution. The difference between the predicted and the experimental results is less than 16% on average. The general form of this equation is shown in Eq. (8).

$$\dot{m}_d = (\mathcal{A}_1 e^{\mathcal{A}_2 D}) \exp\left[-\frac{(y - (\mathcal{A}_3 D + \mathcal{A}_4))^2}{2(\mathcal{A}_5 D + \mathcal{A}_6)^2}\right] \quad (6)$$

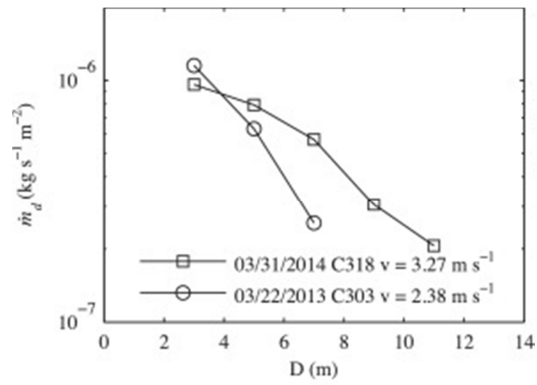
where constants $\mathcal{A}_1 - \mathcal{A}_6$ for each test can be found in Table 6.

Test	\mathcal{A}_1	\mathcal{A}_2	\mathcal{A}_3	\mathcal{A}_4	\mathcal{A}_5	\mathcal{A}_6
1	$8.93963 \cdot 10^{-7}$	-0.107064	0.065025	0.37217	0.221439	0.621292
2	$6.33453 \cdot 10^{-7}$	-0.059303	0.020775	0.05026	0.273364	0.023143
3	$1.77558 \cdot 10^{-6}$	-0.243378	0.014890	-0.93013	0.223374	0.655403
4	$1.49723 \cdot 10^{-6}$	-0.147172	-0.177564	0.573486	0.369287	-0.554762

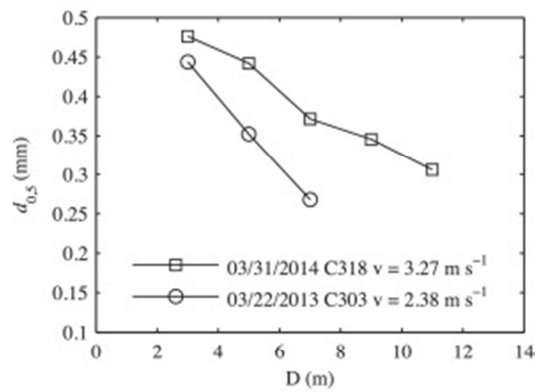
Table 6. Constants for downwind deposition levels prediction.

3.3. Trends and discussion

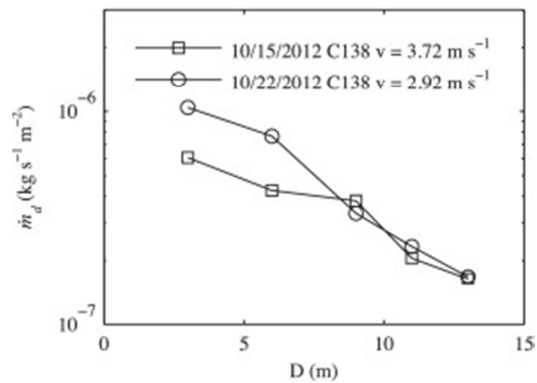
The influence of the wind velocity and wind direction on cooling tower drift deposition is evaluated in this section. Regarding the wind velocity, Fig. 15 shows the comparison between experiments 1 and 3 (SE zone) as well as experiments 2 and 4 (NW zone) (Table 2). The amount of water deposited by area unit, \dot{m}_d is depicted for the cord where the sum of all the papers gives the highest deposition (usually this cord is the same as the cord closest to the predominant wind direction during the experiment but obviously it depends on ambient conditions). This figure additionally includes the $d_{0,5}$ for each paper. The deposition level is always higher when having low wind conditions in positions close to the tower and this tendency changes for distances ranging 4-7 m, depending on the zone compared. The first behaviour is related to the lower drag force experienced by the water droplets, met in low wind conditions. Hence, the largest droplets tend to fall in the vicinity of the cooling tower. For higher wind speed level, the droplet distribution tends to be more homogenous, which leads to the second pattern observed (change of trend). In addition to the wind velocity level influence, the difference in wet bulb temperature may have a slight influence on the results. The wet bulb temperature is the driving force in the evaporation process. Since wet bulb temperature level slightly differs from tests 1 and 2 to tests 3 and 4, the above discussed trends can be also affected by this fact.



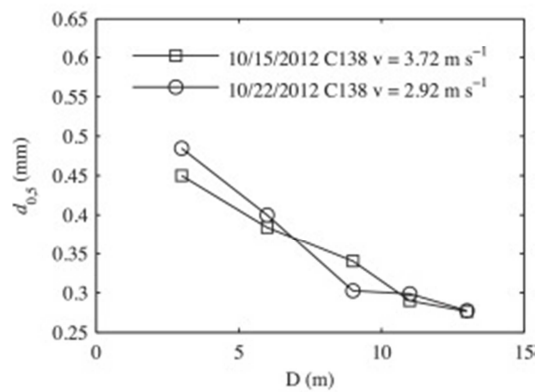
(a) \dot{m}_d comparison, SE zone



(b) $d_{0,5}$ comparison, SE zone



(c) \dot{m}_d comparison, NW zone



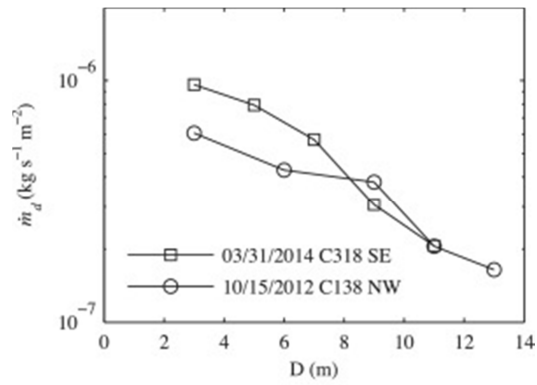
(d) $d_{0,5}$ comparison, NW zone

Fig. 15. Wind velocity comparison. Influence of velocity magnitude on downwind deposition and characteristic diameter.

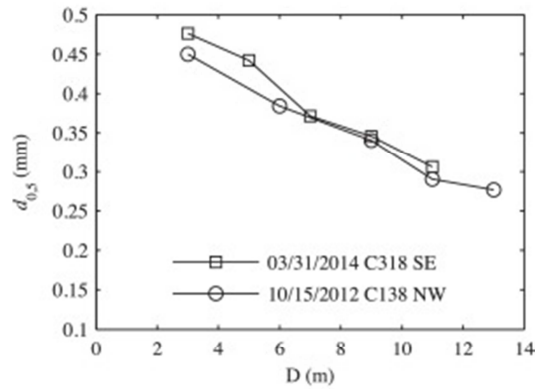
The comparison of the SE area is depicted in Fig. 15(a)–(b). For distances below 4 m, the deposition level is 20% higher in the area closest to the tower for low wind conditions. This trend changes from $D > 5$ m, and the downwind deposition levels converge at $D \sim 9$ m, Fig. 10(a). The $d_{0,5}$ is higher for all the papers placed in the ground in high wind speed conditions.

The comparison of the NW area, Fig. 15(c)–(d), provides similar observations than the SE comparison. Again, a higher deposition level is observed close to the tower with low wind conditions. In this case the difference is about 70%. Deposition levels merge at 8 m, and, from that position on, levels are similar in both experiments. This can be justified by the wind speed conditions: 0.5 m s^{-1} difference on average between high and low wind speed levels and the small difference in wet bulb temperature levels. This fact could also explain the difference in droplet distributions which is observed in the test zone comparison since the $d_{0,5}$ is higher for low wind conditions in almost all the papers.

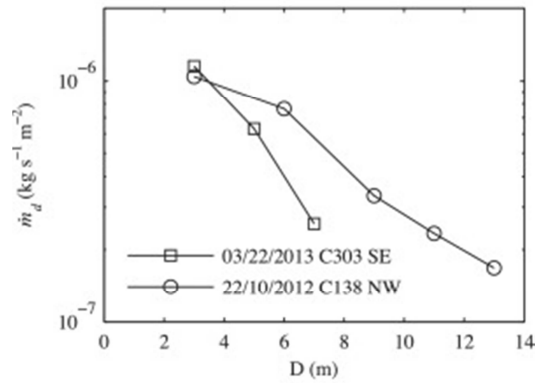
Concerning the wind direction influence, Fig. 16 shows the comparison between experiments 1 and 2 and between experiments 3 and 4. When comparing experiments 1 and 2 (Fig. 16(a)–(b), high wind speed level), it can be noticed that \dot{m}_d is higher in the SE case. The difference observed can be up to 70% for distances ranging from 2 to 8 m. As a relevant result, the experimental area influences the \dot{m}_d levels, since in both cases the wind velocity level is similar. This can be explained by the difference in the flow pattern enforced by the buildings in the surroundings of the tower (when the wind blows from SE direction it is affected by other buildings whereas in the other case the area is exempt, Fig. 1), the building itself and the asymmetry of air velocities and drift rates at the cooling tower exit surface (see Figs. 4 and 5). The comparison between experiments 3 and 4 (Fig. 16(c)–(d), low wind-speed level), shows similar patterns. Close to the tower, a higher deposition level is observed when the wind blows from SE (20%). Concerning the $d_{0,5}$, it is higher for NW zone in low wind conditions and all the papers whereas in high wind conditions is quite similar in both zones. In this case the wet bulb temperature has no effect on the results since the compared cases share the same value of this magnitude.



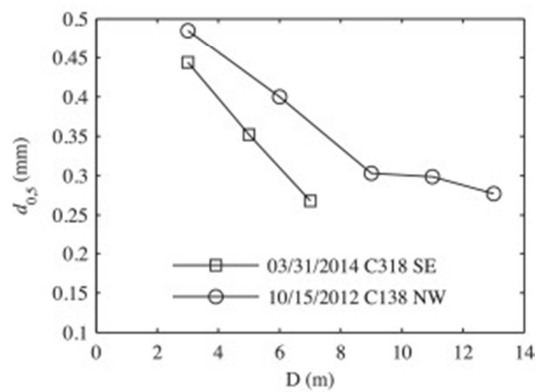
(a) \dot{m}_d comparison, High wind



(b) $d_{0,5}$ comparison, High wind



(c) \dot{m}_d comparison, Low wind



(d) $d_{0,5}$ comparison, Low wind

Fig. 16. Wind direction comparison. Influence of test zone on downwind deposition and characteristic diameter.

The experimental trends regarding the variation of the level of deposited water as the distance to the cooling tower exit increases, agree with those available in the literature [13], [29] for natural draft cooling towers. Additionally, some of the experimental results presented in this work have been used to validate the numerical model reported by Consuegro et al. [37]. All the predictions of the numerical model (influence of wind velocity and wind direction on cooling tower drift deposition and characteristic diameter) seem to be in agreement with the experimental test results.

4. Conclusions

In this paper, cooling tower drift and deposition emissions in an urban environment as well as the ambient conditions have been simultaneously measured in order to assess the cooling tower environmental impact. The lack of similar studies in the literature motivated this investigation. The field observations regarding the four experimental tests carried out using the sensitive paper method and under different environmental conditions can be summarized as follows:

The effect of wind speed and wind velocity was found negligible in drift emission experiments. In the case of the \dot{m}_d level, it was observed that it was homogeneous at the cooling tower exit surface except for position 4, where this value was four times higher than in any other position. This fact was explained by the non-uniformity of the water distributed over the fill by the distribution system and a small contribution of the asymmetry of the outlet velocities. Percentage drift results were found to be below the Spanish and Australian standard limits (0.05% and 0.02%, respectively).

Regarding the deposition experiments, the experimental reduction observed for the \dot{m}_d and the $d_{0,5}$ levels range from 72.9% to 92.9% and 38.4–78.7%, respectively, for the main cord and $0 \leq D \leq 13$ m.

The influence of ambient conditions on cooling tower drift deposition was analysed by comparing the tests according to the wind velocity and wind direction. With reference to the comparisons in which the wind velocity is analyzed, results showed that close to the tower ($D < 3$ m) there was a higher deposition level (20–70% higher, depending on the compared zone) for the experiment with low values of wind velocity. The shift of trend of the deposition level occur roughly for 4–7 m, and it seemed to be related to the level of the wind velocity and wet bulb temperature of the experiments compared.

Concerning the wind direction, a higher deposition level was observed when the wind blew from SE (45% higher on average). The difference was related to the velocity of

the experiment (averaged velocities of 3.5 m s^{-1} and 2.65 m s^{-1}). This fact could be justified either by the arrangement of buildings in the surroundings of the tower (even the building itself) or by the asymmetry of the water emitted in the exit tower section.

Finally, it is worth noting that these measurements would allow us to establish a database for use in drift deposition model validation. The usefulness of having a validated numerical model for use in cooling tower drift deposition evaluation relies on the capacity of detecting potential sources of legionella spreading and evaluating the affected area by a cooling tower.

Acknowledgements

The authors acknowledge the financial support received from the Spanish Government, through Projects ENE2013-48696-C2-1-R and C2-2-R, by the FEDER (Fondo Europeo de Desarrollo Regional) as well as by the Séneca–Agency for Science and Technology of the Region of Murcia, Spain (Project 15184/PI/10).

References

- [1] J.J. Talbot
A review of potential biological impacts of cooling tower salt drift
Atmos. Environ. (1967), 13 (3) (1979), pp. 395-405, [10.1016/0004-6981\(79\)90296-8](https://doi.org/10.1016/0004-6981(79)90296-8)

- [2] V.A. Mouchtouri, G. Goutziana, J. Kremastinou, C. Hadjichristodoulou
Legionella species colonization in cooling towers: risk factors and assessment of control measures
Am. J. Infect. Control, 38 (1) (2010), pp. 50-55, [10.1016/j.ajic.2009.04.285](https://doi.org/10.1016/j.ajic.2009.04.285)

- [3] P. Wilmot, M. Pradhan, P. Hakendorf, R. Bentham
Modelling cooling tower risk for legionnaires' disease using bayesian networks and Geographic Information Systems (GIS)
Proceedings of the Fifth International Conference on Legionella (2000)

- [4] C. Brown, P. Nuorti, R. Breiman, A. Hathcock, B. Fields, H. Lipman, G. Llewellyn, J. Hofmann, M. Cetron
A community outbreak of legionnaires' disease linked to hospital cooling towers: an epidemiological method to calculate dose of exposure
Int. J. Epidemiol., 28 (2) (1999), pp. 353-359

- [5] N.C. Chen, S.R. Hanna
Drift modeling and monitoring comparisons
Atmos. Environ. (1967), 12 (8) (1978), pp. 1725-1734, [10.1016/0004-6981\(78\)90321-9](https://doi.org/10.1016/0004-6981(78)90321-9)
- [6] A. Policastro, W. Dunn, M. Breig, J. Ziebarth
Comparison of ten drift deposition models to field data acquired in the Chalk Point dye tracer experiment
Symposium on Environmental Effects of Cooling Tower Plumes (1978), pp. 76-84
- [7] A. Policastro, W. Dunn, R. Carhart
A model for seasonal and annual cooling tower impacts
Atmos. Environ., 28 (3) (1994), pp. 379-395, [10.1016/1352-2310\(94\)90118-X](https://doi.org/10.1016/1352-2310(94)90118-X)
- [8] D. Bergstrom, D. Derksen, K. Rezkallah
Proceedings of the 1st international on computational wind engineering numerical study of wind flow over a cooling tower
J. Wind Eng. Ind. Aerodyn., 46 (1993), pp. 657-664, [10.1016/0167-6105\(93\)90334-K](https://doi.org/10.1016/0167-6105(93)90334-K)
- [9] K. Takata, K. Nasu, H. Yoshikawa
Prediction of the plume from a cooling tower Cooling Tower
Institute Annual Conference (1996), p. 27
- [10] R. Bornoff, M. Mokhtarzadeh-Dehghan
A numerical study of interacting buoyant cooling-tower plumes
Atmos. Environ., 35 (3) (2001), pp. 589-598, [10.1016/S1352-2310\(00\)00296-X](https://doi.org/10.1016/S1352-2310(00)00296-X)
- [11] A. Riddle, D. Carruthers, A. Sharpe, C. McHugh, J. Stocker
Comparisons between FLUENT and ADMS for atmospheric dispersion modeling
Atmos. Environ., 38 (7) (2004), pp. 1029-1038, [10.1016/j.atmosenv.2003.10.052](https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2003.10.052)
- [12] A. Alkhedhair, H. Gurgenci, I. Jahn, Z. Guan, S. He

- Numerical simulation of water spray for pre-cooling of inlet air in natural draft dry cooling towers**
Appl. Thermal Eng., 61 (2) (2013), pp. 416-424,
[10.1016/j.applthermaleng.2013.08.012](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.08.012)
- [13] R.N. Meroney
CFD prediction of cooling tower drift
J. Wind Eng. Ind. Aerodyn., 94 (6) (2006), pp. 463-490,
[10.1016/j.jweia.2006.01.015](https://doi.org/10.1016/j.jweia.2006.01.015)
- [14] S.R. Hanna
A simple drift deposition model applied to the Chalk Point dye tracer experiment
Environmental Effects of Cooling Tower Plumes (1978), pp. III-105-III-118
- [15] A. Policastro, W. Dunn, P. Gavin, Z.J. Boughton, B
Studies on mathematical models for characterizing plume and drift behavior from cooling towers; mathematical model for a single source (single tower), Vol. 3, Cooling tower drift dispersion
Argonne national laboratory, prepared for electric power research institute, Palo Alto CA (1981)
- [16] M. Lucas, P. Martínez, J. Ruiz, A. Kaiser, A. Viedma
On the influence of psychrometric ambient conditions on cooling tower drift deposition
Int. J. Heat Mass Transfer, 53 (4) (2010), pp. 594-604,
[10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.10.037](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.10.037)
- [17] R.N. Meroney
Protocol for CFD prediction of cooling-tower drift in an urban environment
J. Wind Eng. Ind. Aerodyn., 96 (10–11) (2008), pp. 1789-1804,
[10.1016/j.jweia.2008.02.029](https://doi.org/10.1016/j.jweia.2008.02.029) 4th International Symposium on Computational Wind Engineering (CWE2006)
- [18] A. Consuegro, A. Kaiser, B. Zamora, A. Viedma, F. Sánchez, M. Hernández, M. Lucas, J. Ruiz

CFD modelization of legionella's atmospheric dispersion in the explosive outbreak in Murcia

17th IAHR International Conference on Cooling Tower and Heat Exchanger (2015), pp. 109-118

[19] J. Kennedy, H. Fordyce

Plume recirculation and interference in mechanical draft cooling towers

Cooling Tower Environment–1974 (1975)

[20] S. Jain, J. Kennedy, H. Fordyce

Modeling near-field behavior of mechanical draft cooling tower plumes

Environmental Effects of Cooling Tower Plumes (1978), pp. II13-II30

[21] R. Petersen

ISC3 and PRIME versus wind tunnel observations for a power plant with hyperbolic cooling towers

13th Conference on the Applications of Air Pollution Meteorology, Fifth Conference on Urban Environment (2004)

[22] W. Bahmann, N. Schmonsees

Consideration of wind tunnel studies in dispersion calculations with the new model Austal2000-Case study: discharge of flue gas via cooling towers

9th International Conference on Harmonisation within Atmospheric Dispersion Modelling for Regulatory Purposes (2004), pp. 188-191

[23] A.H. Huber, W.H. Snyder

Wind tunnel investigation of the effects of a rectangular-shaped building on dispersion of effluents from short adjacent stacks

Atmos. Environ. (1967), 16 (12) (1982), pp. 2837-2848, [10.1016/0004-6981\(82\)90034-8](https://doi.org/10.1016/0004-6981(82)90034-8)

[24] M. Golay, W. Glantschnig, F. Best

Comparison of methods for measurement of cooling tower drift

Atmos. Environ. (1967), 20 (2) (1986), pp. 269-291, [10.1016/0004-6981\(86\)90030-2](https://doi.org/10.1016/0004-6981(86)90030-2)

- [25] M. Lucas, P. Martínez, A. Viedma
Experimental determination of drift loss from a cooling tower with different drift eliminators using the chemical balance method
Int. J. Refrig., 35 (6) (2012), pp. 1779-1788, [10.1016/j.ijrefrig.2012.04.005](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.04.005)
- [26] J. Ruiz, A. Kaiser, M. Ballesta, A. Gil, M. Lucas
Experimental measurement of cooling tower emissions using image processing of sensitive papers
Atmos. Environ., 69 (2013), pp. 170-181, [10.1016/j.atmosenv.2012.12.014](https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2012.12.014)
- [27] A. Martin, F. Barber
Measurements of precipitation downwind of cooling towers
Atmos. Environ. (1967), 8 (4) (1974), pp. 373-381, [10.1016/0004-6981\(74\)90129-2](https://doi.org/10.1016/0004-6981(74)90129-2)
- [28] A. Policastro, W. Dunn, M. Berg, J. Ziebarth
The Chalk Point dye tracer study: validation of models and analysis of field data
Second Conference on Waste Heat Management and Utilization (1978), pp. 686-719
- [29] N. Laulainen
Drift deposition from mechanical draft cooling towers
Institute of Environmental Sciences, Proceedings of Annual Technical Meeting (1979)
- [30] J.A. Pena
Drift drop deposition rate at a short distance from natural draft cooling towers
Atmos. Environ. (1967), 14 (4) (1980), pp. 429-431, [10.1016/0004-6981\(80\)90207-3](https://doi.org/10.1016/0004-6981(80)90207-3)
- [31] K. Wilber, K. Vercauteren
Comprehensive drift measurements on a circular mechanical draft-cooling tower
Drift Technical Paper TP 86-01, Cooling Technology Institute (1986)

- [32] K. May, R. Clifford
The impaction of aerosol particles on cylinders, spheres, ribbons and discs
 Ann. Occup. Hygiene, 10 (2) (1967), pp. 83-95
- [33] BOE
RD 865/2003. Hygienic-sanitary criteria for the prevention and control of legionellosis
 Spanish Ministry of Health and Consume (2003)
- [34] AS
AS-4180. 1. Drift loss from cooling towers; Laboratory measurement. Part 1: Chloride balance method
 Standards Australia (1994)
- [35] J. Ruiz
Experimental characterization and modelling of the binomial, distribution system-drift eliminator in cooling towers
 Technical University of Cartagena (July 2014) (Ph.D. thesis)
- [36] M. Schatzmann, A. Lohmeyer, G. Ortner
Flue gas discharge from cooling towers. wind tunnel investigation of building downwash effects on ground-level concentrations
 Atmos. Environ. (1967), 21 (8) (1987), pp. 1713-1724, [10.1016/0004-6981\(87\)90110-7](https://doi.org/10.1016/0004-6981(87)90110-7)
- [37] A. Consuegro, A. Kaiser, B. Zamora, F. Sánchez, M. Lucas, M. Hernández
Numerical modeling of the drift and deposition of droplets emitted by mechanical cooling towers on buildings and its experimental validation
 Build. Environ., 78 (2014), pp. 53-67, [10.1016/j.buildenv.2014.04.002](https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2014.04.002)

CAPÍTULO 4: DISEÑO Y FUNCIONAMIENTO ÓPTIMOS DE UNA TORRE DE REFRIGERACIÓN PARA LA CONSERVACIÓN DE AGUA Y ENERGÍA DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

El aumento del consumo de energía en los últimos años ha contribuido a la aparición de políticas relacionadas con la eficiencia energética en numerosos países, cuyo principal objetivo es reducir las emisiones de CO₂. Una de las razones del incremento en el consumo energético se debe al uso de sistemas de aire acondicionado, como consecuencia de los nuevos estándares de confort. En este ámbito, las torres de refrigeración y condensadores evaporativos se presentan como dispositivos eficientes que operan con bajos niveles de temperatura de agua. Además, para las mismas condiciones de operación, el consumo de energía y el coste del equipamiento son menores que otros sistemas como los condensadores de aire. Este trabajo modelizó un sistema de aire acondicionado en el software de TRNSYS, donde los principales elementos son una torre de refrigeración, una enfriadora agua-agua y un edificio de referencia. El modelo de la torre de refrigeración se validó utilizando los datos experimentales de una planta piloto. El principal objetivo fue implementar una estrategia de control y optimización, con el propósito de reducir tanto el consumo energético como el de agua en la instalación. También se realizó una comparativa entre tres métodos típicos de control de capacidad. De forma adicional, se evaluaron diferentes tipos de configuración para la torre de refrigeración, involucrando seis separadores de gotas diferentes y dos sistemas de distribución de agua. Los resultados mostraron la influencia de la estrategia de control y optimización y de la configuración de la torre de refrigeración, con unos ahorros máximos de energía del 10,8% por planta del edificio y una reducción del 4,8% en el consumo de agua.

García Cutillas, C.; Ruiz Ramírez, J.; Lucas Miralles, M.

Optimum Design and Operation of an HVAC Cooling Tower for Energy and Water Conservation

Energies 2017, 10, 299

DOI: <https://doi.org/10.3390/en10030299>

CAPÍTULO 5: CONCLUSIONES

Medida experimental del arrastre y deposición de una torre de refrigeración. En este trabajo se evaluó de forma simultánea el impacto medioambiental del arrastre y deposición de una torre de refrigeración en un entorno urbano. Atendiendo a los cuatro experimentos que se llevaron a cabo a través del método del papel hidrosensible se extraen las siguientes conclusiones:

- El efecto de la velocidad y dirección de viento es despreciable para los ensayos de arrastre. En cuanto a los niveles de agua obtenidos, se observó que era homogéneo en la sección de salida de la torre con excepción de la posición 4 donde era mayor. Esto podría ser debido a la no uniformidad del relleno o la corriente de aire.
- En relación a los ensayos de deposición, los experimentos mostraron una reducción en la cantidad de agua y el tamaño de gota a medida que aumentaba la distancia con respecto a la torre.
- La comparativa acerca de la influencia de las condiciones ambientales en la deposición del arrastre en las que se evaluó la velocidad y dirección del viento mostró que para bajas velocidades de viento la mayor parte de los niveles de deposición se concentraban a una distancia inferior a 3 metros, mientras que para condiciones de alto viento alcanzan los 4-7 metros.
- Con respecto a la dirección de viento se obtuvo un mayor nivel de deposición cuando el viento soplabla desde SE. La diferencia puede deberse a la distribución de los edificios cercanos e incluso al mismo edificio en sí.
- Finalmente, cabe destacar que estas medidas pueden permitir establecer una base de datos para validar la deposición del arrastre. El hecho de poder disponer de un modelo numérico validado ofrece una herramienta para poder detectar potenciales fuentes de Legionella y evaluar el área afectada.

Optimización de un sistema de aire acondicionado. En este estudio se ha desarrollado y evaluado la influencia de los métodos de control de capacidad de una torre de refrigeración operando en un sistema de aire acondicionado, con el fin de reducir el consumo energético y el gasto de agua en términos económicos. Para ello se han desarrollado cuatro métodos de control en un sistema HVAC compuesto por una torre de refrigeración como sistema de disipación de calor y una enfriadora agua-agua con los que satisfacer la demanda de refrigeración de un edificio de referencia. Una vez comprobada la mejora del control propuesto y comparada con aquellos usados habitualmente se ha prestado especial atención a la influencia de los componentes de la torre de refrigeración: el sistema de distribución de agua y el separador de gotas. Las conclusiones principales obtenidas en este estudio donde se llevaron a cabo un total de 48 ensayos (distribuidos en cuatro métodos de control y doce configuraciones de torre de refrigeración) se recogen a continuación:

- Se ha desarrollado un nuevo método de control para sistemas de refrigeración. Comparado con los métodos tradicionales de control utilizados en la práctica (Control de arranque, Control de frecuencia en 3 velocidades o control modulado con variador de frecuencia), se han obtenido ahorros significativos en los costes globales de operación. Un apropiado criterio de operación debería tener en cuenta la influencia relativa de la frecuencia del ventilador en la temperatura de salida del agua de la torre de refrigeración así como la potencia absorbida por los ventiladores.
- La configuración de la torre de refrigeración tiene una influencia directa en el consumo de energía y agua del sistema de aire acondicionado. Tanto el sistema de distribución de agua y el separador de gotas afectan al comportamiento de la torre de refrigeración, trabajando como una superficie adicional de intercambio de masa y energía.
- Teniendo en cuenta los cuatro sistemas de control presentados y las doce configuraciones de torre de refrigeración, el máximo ahorro que se ha podido obtener es de 212,25 € por planta (6,30 €/kW_{instalado}).
- Considerando un hotel promedio con 300 habitaciones en el sureste de la región de España, los costes energéticos pueden reducirse en 3240 € al año utilizando el método de control de capacidad propuesto. Este escenario se corresponde al caso en el que se realice un diseño óptimo de la instalación, pudiendo aumentar un 36% en sistemas sobredimensionados.
- Los resultados presentados en este trabajo podrían proporcionar ciertas directrices a la hora de seleccionar el equipamiento y el sistema de control

adecuado para un sistema de climatización. La selección de los componentes y del método de control descrito en secciones anteriores se ha basado en parámetros económicos. Sin embargo, los resultados mostrados en este trabajo podrían ser utilizados para definir criterios adicionales basados en situaciones específicas.

CAPÍTULO 6: REFERENCIAS

A. Alkhedhair, H. Gurgenci, I. Jahn, Z. Guan, S. He, *Numerical simulation of water spray for pre-cooling of inlet air in natural draft dry cooling towers*, Appl. Thermal Eng. 61 (2) (2013) 416–424.

A. Alkhedhair, H. Gurgenci, I. Jahn, Z. Guan, S. He, *Numerical simulation of water spray for pre-cooling of inlet air in natural draft dry cooling towers*, Applied Thermal Engineering 61 (2) (2013) 416-424.

A. Consuegro, A. Kaiser, B. Zamora, A. Viedma, F. Sánchez, M. Hernández, M. Lucas, J. Ruiz, *CFD modelization of legionella's atmospheric dispersion in the explosive outbreak in Murcia*, in: 17th IAHR International Conference on Cooling Tower and Heat Exchanger, 2015, pp. 109-118.

A. Cooperman, J. Dieckmann, J. Brodrick, *Power Plant Water Use*, ASHRAE Journal 54 (2012) 65-68.

A. M. Blanco-Marigorta, M. V. Sanchez-Henríquez, J. A. Peña-Quintana, *Exergetic comparison of two different cooling technologies for the power cycle of a thermal power plant*, Energy 36 (4) (2011) 1966-1972, Conference on Sustainable Development of Energy, Water & Environment Systems.

A. M. Patnode, *Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants*, Ph.D. thesis, University of Wisconsin-Madison, 2006.

A. Martin, F. Barber, *Measurements of precipitation downwind of cooling towers*, Atmos. Environ. (1967) 8 (4) (1974) 373-381.

A. Policastro, W. Dunn, M. Berg, J. Ziebarth, *The Chalk Point dye tracer study: validation of models and analysis of field data*, in: Second Conference on Waste Heat Management and Utilization, 1978, pp. 686–719.

A. Policastro, W. Dunn, M. Breig, J. Ziebarth, *Comparison of ten drift deposition models to field data acquired in the Chalk Point dye tracer experiment*, in: Symposium on Environmental Effects of Cooling Tower Plumes, 1978, pp. 76–84.

A. Policastro, W. Dunn, P. Gavin, Z.J. Boughton, B. *Studies on mathematical models for characterizing plume and drift behavior from cooling towers; mathematical model for a single source (single tower)*, Vol. 3, Cooling tower drift dispersion, Argonne national laboratory, prepared for electric power research institute, Palo Alto CA, 1981.

A. Policastro, W. Dunn, R. Carhart, *A model for seasonal and annual cooling tower impacts*, Atmos. Environ. 28 (3) (1994) 379-395.

A. Poullikkas, I. Hadjipaschalis, G. Kourtis, *A comparative overview of wet and dry cooling systems for Rankine cycle based CSP plants*, Trends in heat and mass transfer 13 (2013) 27-50.

A. Riddle, D. Carruthers, A. Sharpe, C. McHugh, J. Stocker, *Comparisons between FLUENT and ADMS for atmospheric dispersion modelling*, Atmos. Environ. 38 (7) (2004) 1029-1038.

A.H. Huber, W.H. Snyder, *Wind tunnel investigation of the effects of a rectangular-shaped building on dispersion of effluents from short adjacent stacks*, Atmos. Environ. (1967) 16 (12) (1982) 2837-2848.

AEMET, Agencia Estatal de Meteorología. *Guía resumida del Clima 630 en España*, URL <http://www.aemet.es/es/serviciosclimaticos/datosclimatologicos/valoresclimatologicos?l=5530E&k=and>, 2012.

Al-Bassam, E.; Alasseri, R. *Measurable energy savings of installing variable frequency drives for cooling towers' fans, compared to dual speed motors*. Energy Build. 2013, 67, 261–266.

Alkhedhair A., Gurgenci H., Jahn I., Guan Z., He S. *Numerical simulation of water spray for pre-cooling of inlet air in natural draft dry cooling towers*, Applied Thermal Engineering, Volume 61, Issue 2, Pages 416-424, 2013.

Ashrae Guideline-12. *Minimizing the risk of Legionellosis associated with buildings water systems*. 4, 2000.

Aynsley, E. y Carson, J.E. *Atmospheric effects of water cooling facilities*. Cooling Tower Institute. (Technical Paper TP-107B), 1973.

- C. Brown, P. Nuorti, R. Breiman, A. Hathcock, B. Fields, H. Lipman, G. Llewellyn, J. Hofmann, M. Cetron, *A community outbreak of legionnaires' disease linked to hospital cooling towers: an epidemiological method to calculate dose of exposure*, Int. J. Epidemiol. 28 (2) (1999) 353-359.
- Chang, C.C.; Shieh, S.S.; Jang, S.S.; Wu, C.W.; Tsou, Y. *Energy conservation improvement and ON-OFF switch times reduction for an existing VFD-fan-based cooling tower*. Appl. Energy 2015, 154, 491–499.
- Chargui, R.; Sammouda, H.; Farhat, A. *Numerical simulation of a cooling tower coupled with heat pump system associated with single house using TRNSYS*. Energy Convers. Manag. 2013, 75, 105–117.
- Cooper, A.J., Barnes, H.R. y Myers, E.R. *Assessing risk of legionella*. Ashrae Journal Vol, 46 nº 4. pp 22-27, 2004.
- Cortinovis, G.F.; Paiva, J.L.; Song, T.W.; Pinto, J.M. *A systemic approach for optimal cooling tower operation*. Energy Convers. Manag. 2009, 50, 2200–2209.
- D. Bergstrom, D. Derksen, K. Rezkallah, *Proceedings of the 1st international on computational wind engineering numerical study of wind flow over a cooling tower*, J. Wind Eng. Ind. Aerodyn. 46 (1993) 657–664.
- Engelmann, P.; Kalz, D.; Salvalai, G. *Cooling concepts for non-residential buildings: A comparison of cooling concepts in different climate zones*. Energy Build. 2014, 82, 447–456.
- EPRI, *Comparison of alternate cooling technologies for California power plants: economic, environmental, and other trade-offs*, 2002.
- Fernández, J.A.; López, P.; Orozco, D.; Merino, J. *Clinical study of an outbreak of Legionnaire's disease in Alcoy, southeastern Spain*. Eur. J. Clin. Microbiol. Infect. Dis. 2002, 21, 729–735.
- Gao, M.; Zhang, L.; Wang, N.; Shi, Y.; Sun, F. *Influence of non-uniform layout fillings on thermal performance for wet cooling tower*. Appl. Therm. Eng. 2016, 93, 549–555.
- García-Fulgeiras, A.; Navarro, C.; Fenoll, D.; García, J.; González-Diego, P.; Jiménez-Buñuales, T.; Rodríguez, M.; Lopez, R.; Pacheco, F.; Ruiz, J. et al. *Legionnaires' disease outbreak in Murcia, Spain*. Emerg. Infect. Dis. 2003, 9, 915–921.

Goshayshi, H.; Missenden, J. *The investigation of cooling tower packing in various arrangements*. Appl. Therm. Eng. 2000, 20, 69–80.

Hajidavalloo, E.; Shakeri, R.; Mehrabian, M.A. *Thermal performance of cross flow cooling towers in variable wet bulb temperature*. Energy Convers. Manag. 2010, 51, 1298–1303.

Institut catalá d'energía. *Estudi comparatiu dels sistemes de refredament d'aigua*, 2010.

J. Kennedy, H. Fordyce, *Plume recirculation and interference in mechanical draft cooling towers*, in: Cooling Tower Environment-1974, 1975.

J. Ruiz, A. Kaiser, M. Ballesta, A. Gil, M. Lucas, *Experimental measurement of cooling tower emissions using image processing of sensitive papers*, Atmos. Environ. 69 (2013) 170–181.

J.A. Pena, *Drift drop deposition rate at a short distance from natural draft cooling towers*, Atmos. Environ. (1967) 14 (4) (1980) 429–431.

J.J. Talbot, *A review of potential biological impacts of cooling tower salt drift*, Atmos. Environ. (1967) 13 (3) (1979) 395-405.

Jin, G.; Cai,W.; Lu, L.; Lee, E.; Chiang, A. *A simplified modeling of mechanical cooling tower for control and optimization of HVAC systems*. Energy Convers. Manag. 2007, 48, 355–365.

K. Hooman, Z. Guan, H. Gurgenci, 9 - *Advances in dry cooling for concentrating solar thermal (CST) power plants*, in: M. J. Blanco, L. R. Santigosa (Eds.), Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology, Woodhead Publishing Series in Energy, Woodhead Publishing, ISBN 978- 34 0-08-100516-3, 179-212.

K. Takata, K. Nasu, H. Yoshikawa, *Prediction of the plume from a cooling tower*, in: *Cooling Tower Institute Annual Conference*, 1996, p. 27.

Kelly, N.; Swenson, L. *Comparative performance of cooling tower packing arrangements*. Chem. Eng. Prog. 1956, 52, 263–268.

Klein, S.; Beckman, W.; Mitchell, J.; Duffie, J.; Duffie, N.; Freeman, T.; Mitchell, J.; Braun, J.; Evans, B.; Kummer, J.; et al. *TRNSYS 16. A TRaNsient SYstem Simulation*

Program; Mathematical Reference; Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison: Madison, WI, USA, 2004; Volume 5.

Kröger, D., G., *Air cooled heat exchangers and cooling towers – thermal flow performance evaluation and design*, 2004.

Lewis, B. *On the Question of Airborne Transmission of Pathogenic Organisms in Cooling Tower Drift*, Drift Technical Paper T-124A; Cooling Technology Institute: Houston, TX, USA, 1974.

Lewis, B.G. *On the question of airborne transmission of pathogenic organisms in cooling tower drift*. Cooling Tower Institute. (Technical Paper- T-124A), 1974.

Lowe, H.; Christie, D. *Heat Transfer and Pressure Drop Data on Cooling Tower Packings, and Model Studies of the Resistance of Natural Draft Towers to Air Flow*. In Proceedings of the International Heat Transfer Conference, Boulder, CO, USA, 28 August–1 September 1961; pp. 933–950.

Lu, L.; Cai, W.; Chai, Y.S.; Xie, L. *Global optimization for overall HVAC systems—Part I problem formulation and analysis*. Energy Convers. Manag. 2005, 46, 999–1014.

Lu, L.; Cai, W.; Soh, Y.C.; Xie, L. *Global optimization for overall HVAC systems—Part II problem solution and simulations*. Energy Convers. Manag. 2005, 46, 1015–1028.

Lucas, M.; Martínez, P.; Viedma, A. *Experimental study on the thermal performance of a mechanical cooling tower with different drift eliminators*. Energy Convers. Manag. 2009, 50, 490–497.

Lucas, M.; Ruiz, J.; Martínez, P.J.; Kaiser, A.S.; Viedma, A.; Zamora, B. *Experimental study on the performance of a mechanical cooling tower fitted with different types of water distribution systems and drift eliminators*. Appl. Therm. Eng. 2013, 50, 282–292.

Lucas, M.; Ruiz, J.; Martínez, P.J.; Kaiser, A.S.; Viedma, A.; Zamora, B. *Experimental study on the performance of a mechanical cooling tower fitted with different types of water distribution systems and drift eliminators*. Appl. Therm. Eng. 2013, 50, 282–292.

M. Golay, W. Glantschnig, F. Best, *Comparison of methods for measurement of cooling tower drift*, Atmos. Environ. (1967) 20 (2) (1986) 269–291.

M. Gupta, S. Kaushik, *Exergy analysis and investigation for various feed water heaters of direct steam generation solar-thermal power plant*, Renewable Energy 35 (6) (2010) 1228-1235, ISSN 0960-1481.

M. J. Wagner, C. F. Kutscher, *Assessing the Impact of Heat Rejection Technology on CSP Plant Revenue*, 2010.

M. Lucas, P. Martínez, A. Viedma, *Experimental determination of drift loss from a cooling tower with different drift eliminators using the chemical balance method*, Int. J. Refrig. 35 (6) (2012) 1779-1788.

M. Lucas, P. Martínez, C. G. Cutillas, P. J. Martínez, J. Ruiz, A. S. Kaiser, B. Zamora, *Experimental optimization of the thermal performance of a dry and adiabatic fluid cooler*, Applied Thermal Engineering 69 (1) (2014) 1-10.

M. Lucas, P. Martínez, J. Ruiz, A. Kaiser, A. Viedma, *On the influence of psychrometric ambient conditions on cooling tower drift deposition*, Int. J. Heat Mass Transfer 53 (4) (2010) 594-604.

M. Poppe, H. Rögener, *Berechnung von Rückkühlwerken*, VDI wärmeatlas 610 (1991) Mi 1.

Marques, C.; Fontes, C.; Embiruçu, M.; Kalid, R. *Efficiency control in a commercial counter flow wet cooling tower*. Energy Convers. Manag. 2009, 50, 2843–2855.

McDade JE, Shepard CC, Fraser DW, Tsai T, Redus MA, Dowdler WR, and the laboratory investigation team. *Legionnaires' disease: isolation of a bacterium and demonstration of its role in other respiratory disease*. N. Eng. J. Med. 297: 1197-1203, 1977.

Mohiuddin, A.; Kant, K. *Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers. Part I: Selection and tower characteristics*. Int. J. Refrig. 1996, 19, 43–51.

N. Laulainen, *Drift deposition from mechanical draft cooling towers*, in: Institute of Environmental Sciences, Proceedings of Annual Technical Meeting, 1979.

N.C. Chen, S.R. Hanna, *Drift modeling and monitoring comparisons*, Atmos. Environ. (1967) 12 (8) (1978) 1725-1734.

Navarro, C. et al. *Update on the outbreak of legionnaires' diseases in Murcia Spain*. Eurosurveillance Weekly. 5 (21), 2001.

Neymark, J.; Judkoff, R. *Building Energy Simulation Test and Diagnostic Method for Heating, Ventilation, Air Conditioning Equipment Models-HVAC BESTEST*; Technical Report NREL Report TP-550-36754, International Energy Agency SHC Task22: Building Energy Analysis Tools; National Renewable Energy Laboratory: Golden, CO, USA, 2004.

P. Puckorius, *Why evaporative Coolers Have Not Caused Legionnaires' Disease*, ASHRAE Journal (1995) 29-33.

P. Wilmot, M. Pradhan, P. Hakendorf, R. Bentham, *Modelling cooling tower risk for legionnaires' disease using bayesian networks and Geographic Information Systems (GIS)*, in: Proceedings of the Fifth International Conference on Legionella, 2000.

Pasquill, F. Section 6.2 Deposition of Airborne Materials, Atmospheric Diffusion: *The Dispersion of Windborne Material from Industrial and Other Sources*, D. Van Nostrand Company, Ltd., London, pp. 226-239, 1962.

Petersen V. *ISC3 and PRIME Versus Wind Tunnel Observations for a Power Plant with Hyperbolic Cooling towers*, 13th Conference on the Applications of Air Pollution Meteorology, Fifth Conference on Urban Environment, Vancouver, BC 23-26, 2004.

Poullikkas, A. *A comparative overview of wet and dry cooling systems for Rankine cycle based CSP plants*. Trends in Heat and Mass Transfer, Vol. 13, 2013.

R. Bornoff, M. Mokhtarzadeh-Dehghan, *A numerical study of interacting buoyant cooling-tower plumes*, Atmos. Environ. 35 (3) (2001) 589–598.

R. Petersen, *ISC3 and PRIME versus wind tunnel observations for a power plant with hyperbolic cooling towers*, in: 13th Conference on the Applications of Air Pollution Meteorology, Fifth Conference on Urban Environment, 2004

R.N. Meroney, *CFD prediction of cooling tower drift*, J. Wind Eng. Ind. Aerodyn. 94 (6) (2006) 463-490.

R.N. Meroney, *Protocol for CFD prediction of cooling-tower drift in an urban environment*, J. Wind Eng. Ind. Aerodyn. 96 (10–11) (2008) 1789–1804, 4th International Symposium on Computational Wind Engineering (CWE2006).

REE, Red Eléctrica de España. *Spanish Electricity System 2018 Report*, URL https://www.ree.es/sites/default/files/11_PUBLICACIONES/Documentos/InformesSistemaElectrico/2019/Avance_ISE_2018.pdf, 2018.

Remund, J.; Müller, S.; Kunz, S.; Huguenin-Landl, B.; Studer, C.; Klauser, D.; Schilter, C.; Lehnherr, R. Meteoronorm. *Global Meteorological Database*; METEOTEST: Fabrikstrasse 14, CH-3012; The Swiss Federal Office: Bern, Switzerland, 2014.

Rubio-Castro, E.; Serna-González, M.; Ponce-Ortega, J.M.; Morales-Cabrera, M.A. *Optimization of mechanical draft counter flow wet-cooling towers using a rigorous model*. Appl. Therm. Eng. 2011, 31, 3615–3628.

S. He, H. Gurgenci, Z. Guan, X. Huang, M. Lucas, *A review of wetted media with potential application in the pre-cooling of natural draft dry cooling towers*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 44 (2015) 407-422, ISSN 1364-0321.

S. Jain, J. Kennedy, H. Fordyce, *Modeling near-field behavior of mechanical draft cooling tower plumes*, in: Environmental Effects of Cooling Tower Plumes, 1978, pp. 13-30.

S.R. Hanna, *A simple drift deposition model applied to the Chalk Point dyetracer experiment*, in: Environmental Effects of Cooling Tower Plumes, 1978, pp. 105-118.

Sane, H.; Haugstetter, C.; Bortoff, S. *Building HVAC control systems—role of controls and optimization*. In Proceedings of the American Control Conference, Minneapolis, MN, USA, 14-16 June 2006; Volume 6.

Sayyaadi, H.; Nejatollahi, M. *Multi-objective optimization of a cooling tower assisted vapor compression refrigeration system*. Int. J. Refrig. 2011, 34, 243–256.

Schwedler M. y Yates A. *Diseño y control de Sistemas de Enfriadoras Múltiples*, SYS-APM001-SP. American Standard Inc, 2001.

Sumiyo, I., Miyamoto, H., Hori, H., Tanak, I. y Yoshida, S. *Sampling and detection of legionella pneumophila aerosols generated from industrial cooling tower*. Ann. Occup. Hyg., Vol. 45, nº 6, pp. 421-42, 2001.

Thomas, W.; Houston, P. *Simultaneous heat and mass transfer in cooling towers*. Br. Chem. Eng. 1959, 160–163, 217–222.

Urchueguía, J.; Alakangas, E.; Berre, I.; Cabeza, L.; Grammelis, P.; Haslinger, W.; Hellmer, R.; Mugnier, D.; Papillon, P.; Stryi-Hipp, G.; et al. *Common Implementation Roadmap for Renewable Heating and Cooling Technologies: European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling*; Technical Report; Renewable Heating and Cooling (RHC-Platform): Brussels, Belgium, 2014.

V.A. Mouchtouri, G. Goutziana, J. Kremastinou, C. Hadjichristodoulou, *Legionella species colonization in cooling towers: risk factors and assessment of control measures*, Am. J. Infect. Control 38 (1) (2010) 50–55.

Van der Hoven, I. Deposition of Particles and Gases, *Meteorology and Atomic Energy* (editor D. Slade), US. Atomic Energy Commission, pp. 202-207, 1968.

W. Bahmann, N. Schmonsees, *Consideration of wind tunnel studies in dispersion calculations with the new model Austal2000-Case study: discharge of flue gas via cooling towers*, in: 9th International Conference on Harmonisation within Atmospheric Dispersion Modelling for Regulatory Purposes, 2004, pp. 188–191.

ANEXO I: INFLUENCIA DE DIFERENTES TECNOLOGÍAS DE ENFRIAMIENTO (HÚMEDA, SECA E HÍBRIDA) EN EL RENDIMIENTO DE UNA PLANTA TERMOSOLAR CCP: ENERGÍA, EXERGÍA Y CONSUMO DE AGUA

Las plantas de generación de energía solar por concentración/solar térmica (CSP/STE) cuentan con una gran diversidad de tecnologías (Colectores cilíndrico parabólicos (PTC), espejos Fresnel, torre central y disco-stirling). Estas transfieren la energía a un fluido caloportador que alimenta a un ciclo Rankine, con la posibilidad de utilizar acumuladores para producir electricidad en ausencia de luz solar. La versatilidad que ofrecen las plantas de CSP resulta de interés para los diseñadores, cuyo principal desafío es reducir los costes y aumentar la competitividad de este tipo de plantas. Otro de los retos es la elección del sistema de condensación.

En este estudio se realiza una comparativa de tres sistemas de condensación para la disipación de calor en una planta de CSP/STE: sistema húmedo, seco e híbrido. Este último basado en el pre-enfriamiento del aire a través de un panel adiabático instalado en la entrada de un sistema seco. La comparativa se ha llevado a cabo contemplando tres objetivos. Por un lado realizar un estudio en términos de energía y exergía, evaluando la influencia del sistema de condensación en el rendimiento del ciclo de potencia de la planta. Y por otro lado analizar el impacto medioambiental comparando el consumo de agua en las distintas alternativas.

Se ha utilizado la planta de potencia termosolar Andasol I, ubicada en Granada, como modelo de referencia. Está formada por un campo de colectores cilíndrico parabólicos conectados a un ciclo Rankine convencional con recalentamiento, y una capacidad neta de 50 MW. Los resultados muestran que el ciclo de refrigeración compuesto por una torre de refrigeración registra menores presiones de condensación, seguido por el

sistema híbrido y el sistema seco. A medida que la presión disminuye la eficiencia del ciclo aumenta, y por tanto la potencia generada, siendo esta última un 12,6% superior en el caso de la torre de refrigeración y un 4,58% en el sistema híbrido con respecto al sistema de condensación seco. En cuanto al consumo de agua, se obtuvo que el uso del sistema híbrido supone un ahorro del 68,56%, a costa de reducir la potencia neta producida un 11,19% con respecto a la configuración formada por la torre de refrigeración. El rendimiento exergético del ciclo es del 74% para el sistema húmedo, 69% para el híbrido y 68% para el sistema seco. Esto podría deberse a las irreversibilidades causadas por fricción, pérdida de calor y la transferencia de calor que tiene lugar en cada sistema de condensación.

Este trabajo se encuentra actualmente en fase de revisión en la revista Applied Thermal Energy. Con objeto de cumplir con la Normativa de Estudios de Doctorado de la Universidad Miguel Hernández de Elche, el texto no se ha podido incluir en el cuerpo principal de la presente Tesis Doctoral. No obstante forma parte del Plan de Doctorado previsto inicialmente, y como tal se hace imprescindible su aparición para dotar de una visión de conjunto a la memoria.

On the influence of different cooling technologies (Wet, Dry and Hybrid) on the performance of a CSP plant: Energy, exergy and water consumption

C.G. Cutillas ^{a,*}, J. Ruiz ^a, M. Lucas ^a

^a Departamento de Ingeniería Mecánica y Energía, Universidad Miguel Hernández, Avda. de la Universidad, s/n, 03202 Elche, Spain

Abstract

The designs of Concentrated Solar Power/Solar Thermal Electricity (CSP/STE) plants are diverse in terms of concentrating technologies (Parabolic trough collector (PTC), linear Fresnel, power tower and dish/engine), thermal fluids used and the presence of storage or not. This makes it appealing to CSP designers as there are challenges to solve to reduce costs and increase the competitiveness of this technology. One of them is the choice of condensation system.

This paper deals with the comparison of three condensation systems for the heat dissipation in a CSP/STE plant: wet system, dry system and hybrid system based on the pre-cooling of the air in an adiabatic panel located in the entrance section of a dry system. The comparison has been carried out with a triple focus. On the one hand in terms of energy and exergy comparing the influence of the condensation system on the thermal performance of the power cycle. And on the other hand in terms of environmental impact comparing water consumption among the different alternatives.

The Andasol I plant located in Granada (Spain) is used as a real reference case of a concentrated solar power station. A conventional, reheated Rankine cycle coupled with a parabolic trough solar field is used to generate a net power capacity of 50 MW. The cycle refrigerated with a cooling tower achieves a lower pressure of condensation, followed by the hybrid and dry system. As the pressure decreases, the efficiency of the cycle increases and also the power generated, being 12.6% in the case of cooling tower and 4.58% in the hybrid system with respect the dry condenser. A 68.56% of water usage savings by the hybrid system carries a 11.19% of net power production with regard of the cooling tower configuration. The exergetic performance of the cycle is 74% for the wet system, 69% for the hybrid and 68% for the dry system. This is due, as expected, fundamentally to the irreversibilities caused by each of the condensation systems.

Keywords

Solar thermal power plant, Condenser, Hybrid system, Exergy

Nomenclature

C_c	Cycles of concentration (-)
c_p	Specific heat ($\text{kJ kg}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$)
D	Drift (%)
\dot{E}	Energy (kW)
\dot{E}_x	Exergy (kW)
e	Specific exergy (kJ kg^{-1})
g	Gravity (m kg s^{-2})
h	Enthalpy (kJ kg^{-1})
h_v	Enthalpy of vaporization (kJ kg^{-1})
h_{sw}	Enthalpy of saturated air at water temperature (kJ kg^{-1})
\dot{I}	Exergy destruction (kW)
\dot{m}_i	Mass flow (kg s^{-1})
Me	Merkel number
p	Pressure (bar)
\dot{Q}	Heat (kW)
s	Specific entropy ($\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$)
v	Specific volume ($\text{m}^3 \text{ kg}^{-1}$)
T	Temperature ($^\circ\text{C}$)
v	Velocity (m s^{-1})
\dot{W}	Power (kW)
w_{sw}	Humidity ratio of saturated air at water temperature
x	Steam quality
x_v^0	Mole fraction of the water vapor
z	Height (m)

Greek symbols

α	Evaporative pad constant
β	Evaporative pad constant
δ	Thickness of the pad (m)
ϵ	Exergy efficiency
η	Energy efficiency
ε	Evaporation
ω	Specific humidity (kg kg^{-1})
ω	Specific humidity ($\text{kg}_w \text{ kg}_{dry,a}^{-1}$)
ϖ	Specific humidity (-)

Subscripts

0	Dead state
1 to 31	Cycle status
amb	Ambient
a to f	Drains
a	Air
b	Blowdown losses
cond	Condenser
cv	Control volume
d	Drift losses
evap	Evaporation losses
f	Saturated Liquid
g	Saturated vapour
gross	Gross
i	Inlet
in	Internal
j	jth component
net	Net
o	Outlet
p	Pump
w	Water
wb	Wet bulb

Abbreviations

ACC	Air cooled condensers
CFH	Closed feedwater heater
CSP	Concentrated solar power
DCA	Drain cooler approach
HP	High pressure
HRSG	Heat recovery Steam Generator
ITD	Initial Temperature Difference
Le	Lewis Number
LP	Low pressure
PV	Photovoltaic
STE	Solar thermal electricity
TTD	Therminal Temperature difference

1. Introduction

The implementation of renewable energies in our society becomes more and more necessary and thus meets the challenges of clean energy, climate change and sustainable development. The European Strategic Energy Technology Plan states that Concentrated Solar Power/Solar Thermal Electricity (CSP/STE) can make a significant contribution to the transformation of the global energy system by providing an important share of renewable electricity on demand (i.e. flexible electricity dispatch) thanks to the incorporation of in-built storage in CSP/STE plants – which avoids additional grid integration costs. Moreover, by providing flexibility for grid services, CSP/STE can facilitate the integration of variable output renewables such as PV or wind into electricity systems, thereby contributing to the reliability of the transmission grid.

The current development of CSP/STE technology has allowed their integration in electricity production systems. A prime example is Spain, where 2.3% of the overall power installed and close to 1.7% of annual electrical energy consumption coming from CSP plants in 2018, Spanish Electricity System report (REE, 2018). Although, these data are modest, it is expected that their presence is becoming more relevant around the world. According to the International Energy Agency (IEA) forecasts, CSP/STE has a huge potential in the long term, ranging from the 357 TWh by 2040 up to 4350 TWh by 2050 according to the hi-Ren scenario (Energy Technology Perspectives 2014), meaning CSP/STE will account for 11% of the electricity generated worldwide and 4% in Europe. The designs of CSP/STE plants are diverse in terms of concentrating technologies (Parabolic trough collector (PTC), linear Fresnel, power tower and dish/engine), thermal fluids used and the presence of storage or not. This makes it appealing to CSP designers as there are challenges to solve to reduce costs and increase the competitiveness of this technology. One of them is the choice of condensation system. CSP/STE plants are currently designed with either cooling towers or air-cooled condensers.

The efficiency of a CSP plant is defined, in large part, by the pressure and the temperature of the steam both entering and leaving the turbine. The steam conditions at the turbine outlet are defined by the temperature at which the steam is condensed. The lowest ambient temperature available is the wet bulb temperature; thus, most power plants use an evaporation process to provide the cooling water source for the condenser. The effect of the variation of the condensation temperature on the power produced by the plant can be 0.5% to 1% per degree Celsius, EPRI (2002). Although the cooling towers allow a lower level in the condensation temperature and, therefore,

a higher thermal efficiency, there are drawbacks to be considered in the design phase of a plant. Firstly, water consumption, in the order of 2.3 to 3.4 m³ h⁻¹ per MW, Cooperman et al. (2012). It should be noted that the geographic areas where CSP plants are most productive, with high levels of direct irradiance, are often places with water shortages. Water consumption in cooling towers is used to compensate for the evaporation, the drain needed to maintain water quality and the drift. This last term, although not excessive, of the order of 0.001% of the recirculated water, is a problem by the emission of chemicals and microorganisms to the atmosphere like the bacterium *Legionella*.

A potential approach toward eliminating or dramatically reducing water use in steam condensation is to use air-cooled steam condensers. Air cooled steam condensers (ACC), installed only in a low percentage of CSP plants, are a water-efficient option. Another advantage is to eliminate the plume, which is produced in the outlet section of the cooling tower in cold periods by mixing the stream of the humid outlet air and the ambient air. Particularly relevant in CSP plants, since the presence of the plume can reduce the efficiency of the collectors closer to the cooling tower. On the contrary, dry systems lead to a power production penalty on hot days, and higher capital costs compared to current cooling tower and water cooled surface condenser systems.

Comparative studies of dry and wet condensation systems for the heat dissipation in CSP plants have been found in the literature. Poullikkas et al. (2013) presented a comparative overview of wet and dry cooling systems for Rankine cycle based CSP plants. They concluded that dry systems offer significant reductions in plant water usage compared to the circulating evaporative systems which are currently employed for CSP plant cooling. This could potentially lead to net plant capital cost and electricity unit cost reductions. However, the integration of direct ACC cooling systems results in overall plant efficiency reductions (which are bigger for parabolic trough CSP plants) ranging from 1%-5% and to overall capital cost increase (ranging from 1%-4%), due to increased cost of condenser material. Blanco-Marigorta et al. (2011) compared from an exergetic point of view two different cooling technologies for the power cycle of a 50 MW solar thermal power plant. The comparison made was carried out with the consideration that both technologies, operating with similar parameters, not only reject the same amount of heat but also have the same net cycle power. They compared exergy destruction and exergetic efficiency of each component. They realized that the condenser is the component where more exergy of the total fuel exergy is wasted as exergy destruction. Additionally they concluded that from an exergetic point of view, the

use of an air cooled condenser is not an efficient solution to work at low exit turbine pressures. Gupta and Kaushik (2010) studied a direct steam generation in a trough-based CSP and conducted an energy and exergy analysis for different plant components. They also reported that maximum energy loss occurred in the condenser and the PTCs solar field. Patnode (2006) undertook a detailed energy and heat transfer analysis for a 30 MW CSP plant. She developed and solved a model using EES and TRNSYS softwares. In an attempt to reduce the plant water requirement, the impact of replacing the wet cooling system with an air-cooled condenser was examined, and the results showed a considerable reduction in the power output which was estimated to be 1.3 MW. This is due to the increase in the condensation pressure and temperature. While these studies show interesting conclusions, we consider that a more complete and current comparison should include hybrid systems, following the work of Hooman et al. (2017).

Many efforts have been made over the past decades to improve the performance of dry cooling systems in order to make them more efficient compared to wet cooling. A number of studies have found that hybrid cooling technologies have the potential to alleviate this problem while avoiding issues related to wet cooling, particularly in terms of water utilization. Some authors use the term hybrid systems for the simultaneous installation in parallel of cooling tower and dry exchanger and the choice of one system or another depending on the environmental conditions, Wagner and Kutscher (2010). This achieves savings in water consumption of more than 70% without excessively penalizing the production of the plant, barely 3%. Alkhedhair et al. (2013) reviewed several hybrid cooling approaches developed to boost the performance during hottest hours by introducing a small amount of water for a limited time to cool the entering air. There are two methods that carry out this concept which can be classified: deluge cooling and evaporative pre-cooling (spray cooling and wetted-media cooling), He et al. (2015). Regarding to deluge cooling, due to the direct contact of water with heat exchanger bundles, corrosion and fouling become crucial issues. This requires using treated water and regular cleaning or utilizing condenser tubes with galvanic corrosion protection which prevents the use of fins. Wetted-media cooling also is an efficient way to cool inlet air, Lucas et al. (2014). However, significant pressure drop is created which reduce air mass-flow rate causing a decline in heat rejection rate. Over the past decades, both methods have been used both in power cycles and refrigeration cycles.

Up until now, there have been limited studies undertaken on the energetic/exergetic performance and water consumption of the CSP plants including hybrid refrigeration

system. This paper deals with the comparison of three condensation systems for the heat dissipation in a CSP/STE plant: wet system, dry system and hybrid system based on the pre-cooling of the air in an adiabatic panel located in the entrance section of a dry system. The comparison will be carried out with a triple focus. On the one hand in terms of energy and exergy comparing the influence of the condensation system on the thermal performance of the power cycle. And on the other hand in terms of environmental impact comparing water consumption among the different alternatives. Secondary objectives include the study of the type and thickness of the evaporative pad for the hybrid system and the influence of environmental conditions throughout the year.

2. Materials and methods

2.1 Plant description

The Andasol I is used as a real reference case of a concentrated solar power station. A conventional, reheated Rankine cycle coupled with a parabolic trough solar field is used to generate a net power capacity of 50 MW.

The heat collected in the solar field by the heat transfer fluid, constitutes the energy source for the power cycle. The heat transfer fluid is pumped to the steam generator that consists of three heat exchangers arranged in series, economizer, steam generator and superheater, as well as a reheater in parallel with the other three heat exchangers.

The steam generator receives pre-heated feedwater and generates the steam required for the power cycle. The superheated steam expands in the high-pressure turbine. One extraction is taken and used to preheat feedwater in a closed feedwater heater. Upon exiting the high-pressure turbine, the steam is directed through a reheater, where it is superheated. The superheated steam at an intermediate pressure is expanded in the low-pressure turbine. Five extractions are taken from this stage of the turbine: one directed to an open feedwater heater (deaerator) and the remaining four to closed feedwater heaters, all of them used to preheat feedwater. The steam leaving the turbine is condensed and pumped twice in order to meet the pressure level requirements at the heaters and steam generator. A schematic arrangement of the power plant's cycle is depicted in Figure 1, where all the components mentioned above can be found and the state points have been labelled.

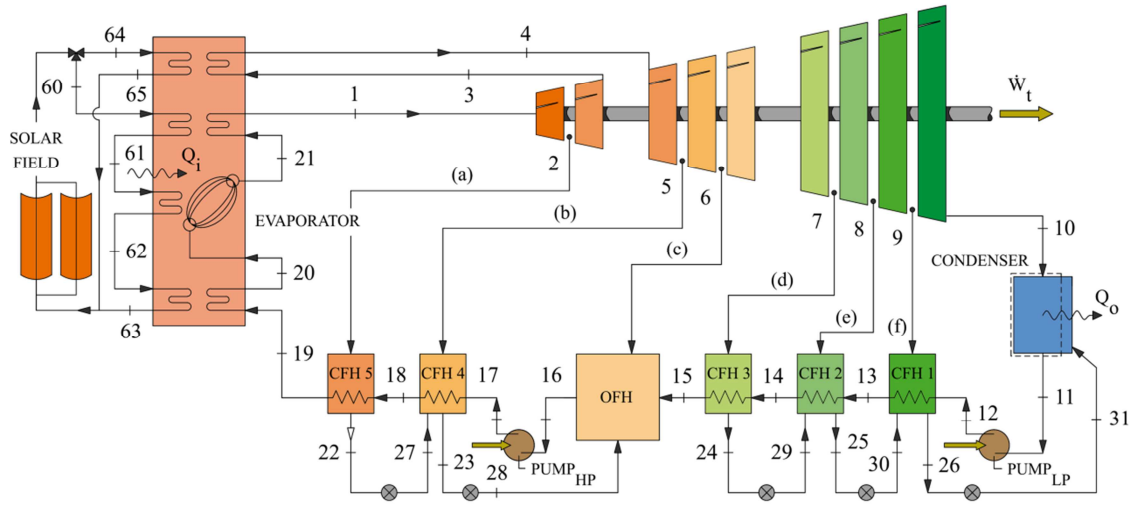


Figure 1: Schematic arrangement of the Rankine cycle in Andasol I power plant.

2.2 Methodology

2.2.1 Plant modelling

The mass, energy and exergy balances (set of equations shown in Eq. (1)) were applied to all the components in the cycle to solve the transfer processes taken place in each one of them.

$$\begin{aligned}
 \frac{dm}{dt} &= \sum_i \dot{m}_i - \sum_o \dot{m}_o \\
 \frac{dE}{dt} &= \dot{Q} - \dot{W} + \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + g z_i \right) - \sum_o \dot{m}_o \left(h_o + \frac{v_o^2}{2} + g z_o \right) \\
 \frac{dEx}{dt} &= \sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W} - p_o \frac{dv_{cv}}{dt} \right) + \sum_i \dot{m}_i e_i - \sum_o \dot{m}_o e_o - \dot{I}
 \end{aligned} \quad (1)$$

where the subscript 0 refers to the dead state and e is the specific flow exergy. This exergy constituted by the sum of two contributions: the *thermomechanical* and the *chemical* exergies. They physically represent the maximum amount of work realizable when the substances in a control mass are allowed to pass into the environment and through chemical reaction, respectively. According to Moran (1982), the specific flow exergy (or availability) for a stream of water vapour or liquid water can be expressed as:

$$e = \left[h(T, p) - h_g(T_o) \right] - T_o \left[\left(s(T, p) - s_g(T_o) \right) \right] + \frac{v^2}{2} + g z - R_v T_o \ln \left(\frac{x_v^o p_o}{p_g(T_o)} \right) \quad (2)$$

Eq. (2) can be simplified in the case of an incompressible liquid only stream,

$$e = [h_f(T) - h_g(T_o)] + v_f [p - p_g(T)] - T_o [s_f(T) - s_g(T_o)] - R_v T_o \ln \left(\frac{x_v^o p_o}{p_g(T_o)} \right) \quad (3)$$

where kinetic and potential energy terms are neglected. Finally, the flow exergy in the moist air stream interacting with the cycle in the cooling systems considered in the paper, was modelled as an ideal gas mixture involving a binary mixture of water vapour and dry air,

$$e = (c_{pa} + \omega c_{pv}) T_o \left(\frac{T}{T_o} - 1 - \ln \frac{T}{T_o} \right) + (1 + \omega) R_a T_o \ln \frac{p}{p_o} + R_a T_o \left[(1 + \omega) \ln \frac{1 + \omega_o}{1 + \omega} + \omega \ln \frac{\omega}{\omega_o} \right] \quad (4)$$

The following major assumptions were considered in order to simplify the balances:

- Steady state operation.
- Negligible changes in potential and kinetic energy of fluid streams.
- All the components are adiabatic except the steam generator system and the condenser.
- Feedwater leaves the preheater as saturated liquid ($x = 0$).
- Steam leaves the steam generator as saturated vapour ($x = 1$).
- Feedwater exits the condenser as saturated liquid ($x = 0$).
- Condensed steam exits the open feedwater heater (deaerator) as saturated liquid ($x = 0$).

As a result, the governing equations for the heat and mass processes taken place in all the elements in the cycle are shown in Table 1. The bleeds in each one of the stages of the low pressure turbine are referred as a to f (see Figure 1).

The performance of each stage of the turbines and the pumps is modelled by the isentropic efficiency. Both open and closed feedwater heaters are modelled via the Terminal Temperature Difference (TTD) and the Drain Cooler Approach (DCA). The former is defined as the inlet steam saturation temperature and feedwater outlet temperature difference while the latter can be expressed as the exchanger drain outlet temperature and feedwater inlet temperature difference.

Component	Balances	
HRSG		
HP Turbine	Energy	$\frac{\dot{W}_{HP}}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_2) + (1-a)(h_2 - h_3)$
	Exergy	$\frac{\dot{i}_{HP}}{\dot{m}_1} = (e_1 - e_2) + (1-a)(e_2 - e_3) - \frac{\dot{W}_{HP}}{\dot{m}_1}$
LP Turbine	Energy	$\frac{\dot{W}_{LP}}{\dot{m}_1} = (1-a)(h_4 - h_5) + (1-a-b)(h_5 - h_6) + (1-a-b-c)(h_6 - h_7) +$ $+ (1-a-b-c-d)(h_7 - h_8) + (1-a-b-c-d-e)(h_8 - h_9) +$ $+ (1-a-b-c-d-e-f)(h_9 - h_{10})$
	Exergy	$\frac{\dot{i}_{LP}}{\dot{m}_1} = (1-a)(e_4 - e_5) + (1-a-b)(e_5 - e_6) + (1-a-b-c)(e_6 - e_7) +$ $+ (1-a-b-c-d)(e_7 - e_8) + (1-a-b-c-d-e)(e_8 - e_9) +$ $+ (1-a-b-c-d-e-f)(e_9 - e_{10}) - \frac{\dot{W}_{LP}}{\dot{m}_1}$
Condenser	Energy	$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_1} = (1-a-b-c-d-e-f)h_{10} + (d+e+f)h_{31} - (1-a-b-c)h_{11}$
	Exergy	$\frac{\dot{i}}{\dot{m}_1} = (1-a-b-c-d-e-f)e_{10} + (d+e+f)e_{31} - (1-a-b-c)e_{11} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_1}$
HP Pump	Energy	$\frac{\dot{W}_{P_{HP}}}{\dot{m}_1} = (h_{17} - h_{16})$
	Exergy	$\frac{\dot{i}}{\dot{m}_1} = (e_{16} - e_{17}) - \frac{\dot{W}_{P_{HP}}}{\dot{m}_1}$
LP Pump	Energy	$\frac{\dot{W}_{P_{LP}}}{\dot{m}_1} = (1-a-b-c)(h_{12} - h_{11})$
	Exergy	$\frac{\dot{i}}{\dot{m}_1} = (1-a-b-c)(e_{11} - e_{12}) - \frac{\dot{W}_{P_{LP}}}{\dot{m}_1}$
CFH 1	Energy	$(1-a-b-c)(h_{12} - h_{13}) + (d+e)h_{30} + f h_9 - (d+e+f)h_{26} = 0$
	Exergy	$\frac{\dot{i}}{\dot{m}_1} = (1-a-b-c)(e_{12} - e_{13}) + (d+e)e_{30} + f e_9 - (d+e+f)e_{26}$
CFH 2	Energy	$(1-a-b-c)(h_{13} - h_{14}) + d h_{29} + e h_8 - (d+e)h_{23} = 0$
	Exergy	$\frac{\dot{i}}{\dot{m}_1} = (1-a-b-c)(e_{13} - e_{14}) + d e_{29} + e e_8 - (d+e)e_{23}$
CFH 3	Energy	$(1-a-b-c)(h_{14} - h_{15}) + d(h_7 - h_{24}) = 0$
	Exergy	$\frac{\dot{i}}{\dot{m}_1} = (1-a-b-c)(e_{14} - e_{15}) + d(e_7 - e_{24})$
CFH 4	Energy	$(h_{17} - h_{18}) + a h_{27} + b h_5 - (a+b)h_{23} = 0$
	Exergy	$\frac{\dot{i}}{\dot{m}_1} = (e_{17} - e_{18}) + a e_{27} + b e_5 - (a+b)e_{23}$
CFH 5	Energy	$(h_{19} - h_{18}) + a(h_2 - h_{22}) = 0$
	Exergy	$\frac{\dot{i}}{\dot{m}_1} = (e_{18} - e_{19}) + a(e_2 - e_{22})$
OFH 6	Energy	$(a+b)h_{28} + c h_6 + (1-a-b-c)h_{15} - h_{16} = 0$
	Exergy	$\frac{\dot{i}}{\dot{m}_1} = (a+b)e_{28} + c e_6 + (1-a-b-c)e_{15} - e_{16}$

Table 1: Heat and mass balance equations considered in the cycle.

Finally, the energetic and exergetic efficiencies of the cycle and the plant are defined. Regarding the cycle, these definitions can be expressed as shown in Eq. (5):

$$\begin{aligned}\eta_{cycle} &= \frac{\dot{W}_{gross}}{\dot{Q}_i} \\ \varepsilon_{cycle} &= \frac{\dot{W}_{gross}}{\dot{E}x_i}\end{aligned}\quad (5)$$

Here, \dot{W}_{gross} includes the difference between the power generated by the turbines and the power absorbed by the pumps.

The overall plant efficiencies are expressible as:

$$\begin{aligned}\eta_{plant} &= \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_i} \\ \varepsilon_{plant} &= \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}x_i} = 1 - \frac{\dot{E}x_d}{\dot{E}x_i}\end{aligned}\quad (6)$$

where the net power production includes the consumption of the auxiliary elements of the cooling system.

2.2.2 Modelling of the cooling systems

Three different cooling systems were considered in the comparative study: wet (cooling tower), dry (air-cooled condenser) and hybrid (air-cooled condenser with a wetted-media evaporative pre-cooling). The performance of these devices is modelled via the Initial Temperature Difference (ITD). It is the difference between the condensing temperature and the minimum temperature reachable for each technology. The numerical values used in Section 3 are obtained from EPRI (2002).

Cooling tower. In a wet cooling tower, the heat collected from the condenser is rejected to the atmosphere mainly by means of evaporation. Figure 2 shows a schematic arrangement of the condenser and cooling tower interaction. Cooling tower performance relies on the ambient air wet bulb temperature. Accordingly, ITD is calculated by the difference between the condensing temperature and the wet bulb temperature:

$$ITD = T_{cond} - T_{wb} = (T_{w,i} - T_{w,o}) + (T_{cond} - T_{w,i}) + (T_{w,o} - T_{wb}) \quad (7)$$

where $(T_{w,i} - T_{w,o})$ is the Range and $(T_{cond} - T_{w,i})$ is the TTD. Typical operation values of ITD = 16°C, Range = 8°C and TTD = 2°C were considered in the simulations. The condensing pressure and therefore the power plant efficiency can be calculated once the condensing temperature is known.

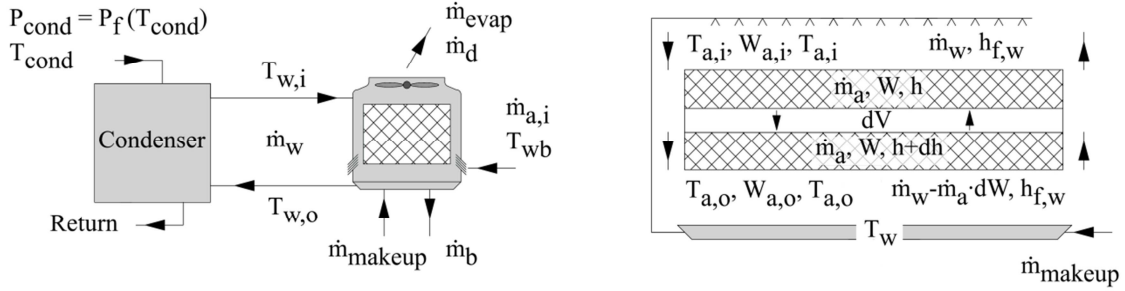


Figure 2: Schematic arrangement of the cooling tower and energy and mass balances for evaporated water.

The other variable used to compare system performing with different cooling systems is the water consumption. One of the main issues of evaporative devices is the large amount of water lost by evaporation. With regard to cooling tower water consumption, 3 losses have been considered: evaporation, drift and blowdown. Other losses such as process leaks or cleaning have been neglected. Evaporated water has been calculated by using the Poppe and Rögner (1991) theory for the thermal evaluation of cooling towers. Authors derived the governing equations of heat and mass transfer for a counterflow cooling tower configuration, shown in Eq. (8):

$$\begin{aligned}
 \frac{d\omega}{dT_\omega} &= \frac{c_{p_\omega} \frac{\dot{m}_\omega}{\dot{m}_a} (\omega_{s_\omega} - \omega)}{h_{s_\omega} - h + (Le - 1) [h_{s_\omega} - h - (\omega_{s_\omega} - \omega) hv] - (\omega_{s_\omega} - \omega) c_{p_\omega} T_\omega} \\
 \frac{dh}{dT_\omega} &= \frac{\dot{m}_\omega c_{p_\omega}}{\dot{m}_a} \left(1 + \frac{(\omega_{s_\omega} - \omega) c_{p_\omega} T_\omega}{h_{s_\omega} - h + (Le - 1) [h_{s_\omega} - h - (\omega_{s_\omega} - \omega) hv] - (\omega_{s_\omega} - \omega) c_{p_\omega} T_\omega} \right) \\
 \frac{dMe}{dT_\omega} &= \frac{c_{p_\omega}}{h_{s_\omega} - h + (Le - 1) [h_{s_\omega} - h - (\omega_{s_\omega} - \omega) hv] - (\omega_{s_\omega} - \omega) c_{p_\omega} T_\omega} \quad (8)
 \end{aligned}$$

Therefore, by solving this set of equations, the evolution of the air properties, such as the humidity, through the entire cooling process can be predicted by the Poppe approach. As a result, the evaporated water can be calculated as shown in Eq. (9).

$$\dot{m}_{evap} = \dot{m}_a (\omega_{a,evap} - \omega_{amb}) \quad (9)$$

According to the literature, Poppe formulation resulted in values of evaporated water flow rate that were in good agreement with full scale cooling tower test results, Kloppers and Kröger (2005). Drift losses refer to the amount of total tower water flow escaping the cooling tower and are usually expressed as the ratio between the mass flow of water escaping from the tower (\dot{m}_d) and the total mass flow recirculated by the tower (\dot{m}_ω),

$$D = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_\omega} \quad (10)$$

In this work a drift rate of $D = 0.0005\%$ was considered as for a typical present-day manufacturers' guaranteed drift rates. Finally, blowdown losses (\dot{m}_b) refer to the dissolved solids remaining in the recirculating water when water evaporates from the tower. \dot{m}_b can be calculated taking into account the cooling tower cycles of concentration (C_c). Cycles of concentration represent the accumulation of dissolved minerals in the recirculating cooling water ($C_c = 3.3$ in this work). Analytically, \dot{m}_b can be estimated as,

$$\dot{m}_b = \frac{\dot{m}_{evap} + \dot{m}_d}{C_c - 1} \quad (11)$$

Dry system. In air-cooled systems, the waste heat from the condenser is transferred by convection. Hence, this kind of systems depends on the ambient air dry bulb temperature rather than the ambient air wet bulb temperature. Figure 3 shows a schematic arrangement of the condenser and dry system interaction. As in the case of the wet system, the dry system was modeled through the ITD approach, though in this case, the condensing temperature was limited to the ambient dry air temperature,

$$ITD = T_{cond} - T_{amb} \quad (12)$$

Another parameter taken into account was the air difference temperature, defined as the difference between inlet and outlet temperatures, $\Delta T_{air} = T_{a,o} - T_{a,i}$. An $ITD = 22^\circ\text{C}$ and $\Delta T_{air} = 15.15^\circ\text{C}$ was considered according to EPRI (2002).

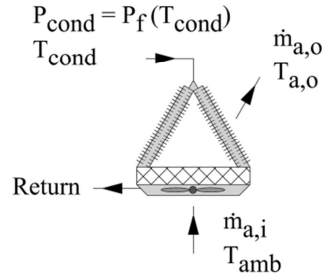


Figure 3: Schematic arrangement of the dry system.

Hybrid system. By including the media pad in an air-cooled condenser, the condensing pressure of the cycle decreases, thus increasing the efficiency of the cycle. Finally, the rejected heat leaves the device as warm air. Figure 4 shows the hybrid system based on the wetted-media pad evaporative pre-cooling method linked to the power cycle condenser and moreover depicts the evolution of the psychrometric variables in the psychrometric chart.

The cooling efficiency of an evaporative pad is defined as the ratio between the actual temperature difference at the evaporative section to the lowest attainable temperature difference (wet bulb temperature).

$$\varepsilon = \frac{T_{amb} - T_{in}}{T_{amb} - T_{wb}} \quad (13)$$

According to several authors (Wu et al., 2009; He et al. 2013; Martínez et al. 2018), the evaporative cooling efficiency can be modeled as a function of the convective heat transfer coefficient, the airflow properties and the geometric characteristics of the evaporative pad as follows:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{\beta\delta}{v^\alpha}\right) \quad (14)$$

where δ represents the thickness of the pad, v is the measured frontal velocity of the air stream and α and β are constants. Pressure drop depends on a constant k and the air velocity,

$$\Delta P = kv^2 \quad (15)$$

In this study, the CELdek® evaporative cooling pads 5090-15 and 7090-15 were included in the simulations. We considered four pad depths for each type, adding up to eight cases ranging from 50-300 mm. Their performance in terms of cooling efficiency and pressure drop was obtained from the charts of technical sheets provided by the manufacturer. In order to include the geometrical properties of each pad in the hybrid condenser of the solar power plant it was necessary to calculate the constants α , β and k from equations (14) and (15) according to the technical data. To carry out this task an optimization tool known as Solver to minimize the error was used. As a result each constant was defined by a correlated polynomial equation that depends on the thickness of the pad $\alpha = \alpha(\delta)$, $\beta = \beta(\delta)$ and $k = k(\delta)$.

$$\begin{aligned}\alpha &= y_1\delta^3 + y_2\delta^2 + y_3\delta + y_4 \\ \beta &= y'_1\delta^3 + y'_2\delta^2 + y'_3\delta + y'_4 \\ k &= y''_1\delta^3 + y''_2\delta^2 + y''_3\delta + y''_4\end{aligned}\quad (16)$$

Hence, the equations of efficiency and pressure drop are modified as:

$$\mathcal{E}_{(pad)} = 1 - \exp\left(-\frac{(y'_1\delta^3 + y'_2\delta^2 + y'_3\delta + y'_4)\delta}{v^{(y_1\delta^3 + y_2\delta^2 + y_3\delta + y_4)}}\right)\quad (17)$$

$$\Delta P = (y''_1\delta^3 + y''_2\delta^2 + y''_3\delta + y''_4)v^2\quad (18)$$

The constants for each configuration and equation can be found in Table 2.

Pad	y_1 [m ⁻³]	y_2 [m ⁻²]	y_3 [m ⁻¹]	y_4 [-]	y'_1 [m ⁻⁴ ·s ⁻¹]	y'_2 [m ⁻³ ·s ⁻¹]	y'_3 [m ⁻² ·s ⁻¹]	y'_4 [m ⁻¹ ·s ⁻¹]	y''_1 [Pa·s ⁻² ·m ⁻⁵]	y''_2 [Pa·s ⁻² ·m ⁻⁴]	y''_3 [Pa·s ⁻² ·m ⁻³]	y''_4 [Pa·s ⁻² ·m ⁻²]
5090-15	80	-26	3.1	0.14	2253.538	-474.887	27.501	22.899	9112.660	-2657.285	413.428	-6.224
7090-15	40	-30	6.0	-0.06	583.389	-403.369	66.454	11.374	-513.223	248.975	51.784	1.633

Table 2: Constants for Eqs. (17) and (18).

The pad chosen to carry out the comparative is the model 7090-15 with a thickness of 0.3 m, whose constants are $\alpha = 0.12$ and $\beta = 10.758$ and the velocity of air 1 m s⁻¹.

Once obtained the evaporative section exit temperature, (T_{in}), the calculation procedure is the same as for the dry system replacing the intermediate temperature with the

ambient temperature ($ITD = 18^\circ\text{C}$ and $\Delta T_{air} = 15.15^\circ\text{C}$). Concerning the water consumption, in this case just the water lost due to the evaporation is considered. It can be estimated as in the wet system by Eq. (9).

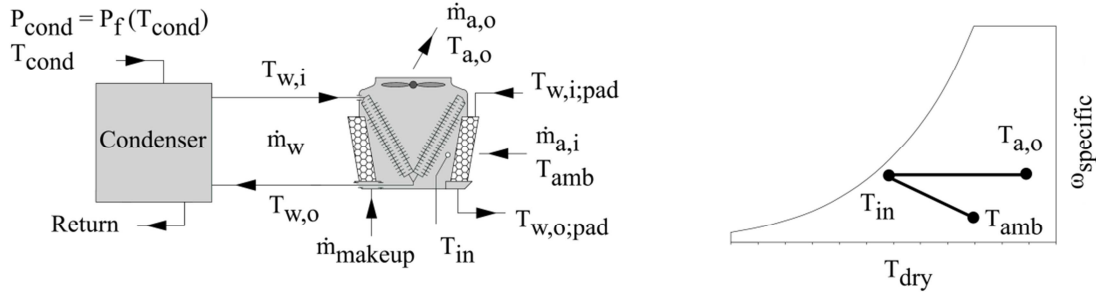


Figure 4: Schematic arrangement of the hybrid system and psychrometric chart.

2.2.3. Model validation

The set of equations displayed in Table 1 was solved by means of Engineering Equation Solver (EES) software, (F-Chart Software, 2016). This software allows the calculation of the thermodynamic properties of different fluids. In order to validate the model, the main parameters and the major assumptions taken as inputs in the simulations are shown in Table 3. They were taken from the work of Blanco-Marigorta et al. (2011).

Inlet temperatures to the first and second stages of the turbine were set to 373 and 373.4°C , respectively, whereas the outlet temperatures for economizer and the steam generator were 309 and 313°C . With regard to the pressure levels, the output pressure of the first turbine stage and the condensation pressure were 18.5 and 0.0603 bar. The pressure level of each of the six extractions was 33.48 , 13.99 , 6.18 , 3.04 , 1.17 and 0.37 bar respectively, and the discharge pressures of the high and low pumps were set to 103 and 8.38 bar. The isentropic efficiencies of the high and low pressure steam turbines were 0.852 and 0.85 . Moreover, the isentropic efficiencies of the pumps were 0.81 and 0.73 in the case of high and low pressure. Heat exchangers were modelled via the Terminal Temperature Difference ($TTD = 4^\circ\text{C}$) and the Drain Cooler Approach ($DCA = 5^\circ\text{C}$).

For validation purposes a wet cooling system was considered with the following features: ambient conditions of 20°C (dry temperature) and 50% of relative humidity, cooling tower range and approach of 9.7 and 6.8°C respectively. The results predicted by the model based on experimental data showed differences lower than 1% compared

to the results reported by Blanco-Marigorta et al. (2011) regarding the main parameters of the cycle (efficiency, mass flow heat streams, etc). Hence, the model was considered validated. Figure 5 shows the $T - s$ diagram for Rankine cycle by a cooling tower with a condenser pressure of 0.063 bar, showing the isentropic efficiency of turbines and pumps.

Isentropic efficiencies (-)	
High pressure turbine isentropic efficiency	0.852
Los pressure turbine isentropic efficiency	0.90
Los pressure turbine isentropic efficiency	0.852
Low pressure/cooling tower Pump isentropic efficiencies	0.73
High pressure Pump isentropic efficiencies	0.81
Extraction pressure level, by destination (bar)	
Feedwater heater number 1 (closed)	0.37
Feedwater heater number 2 (closed)	1.17
Feedwater heater number 3 (closed)	3.04
Feedwater heater number 4 (closed)	13.99
Feedwater heater number 5 (closed)	33.48
Feedwater heater number 6 (open)	6.18
Feedwater heaters (heat exchangers) (°C)	
Drain Cooler Approach	5
Terminal Temperature Difference	4
Thermodynamic properties at main locations	
Steam generation pressure level, p_1 (bar)	4

Table 3: Main parameters used in the simulations.

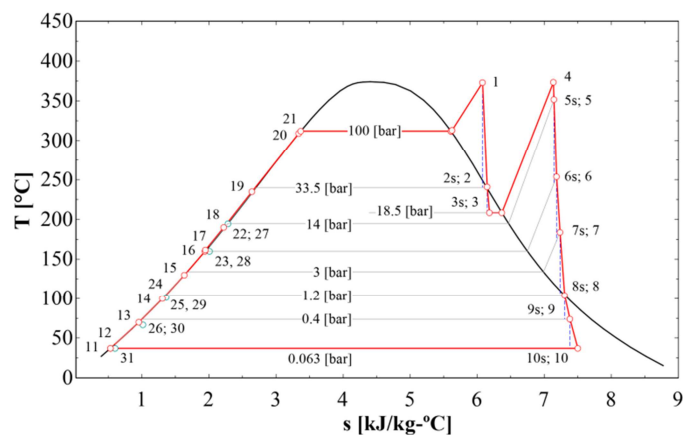


Figure 5: $T - s$ diagram for the cycle used at the validation stage.

It should be noted that point 10, which represents the condensation conditions, is the variable influenced by each refrigeration system considered.

3. Results and discussion

The objective of this section is to show and discuss the differences in energy production; exergy destroyed and water use of each refrigeration system, taking into account the particularities in the way of operation in each of the condensation systems above-mentioned. For the comparison, it has been considered a constant heat input in the solar field and a temperature difference based on the ITD described in the previous section. Tables 4 and 5 show the results obtained in the simulations for each condensation system analyzed (wet, hybrid and dry).

Component	Wet	Hybrid	Dry
High pressure turbine (kW)	17473.63	17473.63	17473.63
Low pressure turbine (kW)	40883.20	40365.15	37758.21
Condenser pump (kW)	55.72	55.71	55.61
Feedwater pump (kW)	791.37	791.37	791.37
Cooling tower pump (kW)	352.98	-	-
Fan (kW)	500.00	4369.88	4066.80
Reheater (kW)	26284.65	26284.65	26284.65
Superheater (kW)	16625.35	16625.35	16625.35
Evaporator (kW)	80322.07	80322.04	80322.07
Economizer (kW)	22871.59	22871.59	22871.59
Solar field heat (kW)	146103.66	146103.63	146103.66
Heat rejected (kW)	88593.92	89111.93	91718.80
Condenser pressure (bar)	0.060	0.068	0.124
Gross power (kW)	57509.74	56991.68	54384.86
Net power (kW)	56656.76	52621.80	50318.06
Cycle efficiency (-)	0.39	0.39	0.37
Plant efficiency (-)	0.388	0.360	0.344
Evaporation water loss (kg s ⁻¹)	35.72	12.52	-
Purge water loss (kg s ⁻¹)	7.14	-	-
Drift water loss (kg s ⁻¹)	0.01	-	-
Total water loss (kg s ⁻¹)	42.88	12.52	-
Water usage (m ³ h ⁻¹ MW _{net} ⁻¹)	2.72	0.86	-

Table 4: Energy comparative results.

3.1. Energy analysis

For the comparison, the dry heat dissipation system consisting of an air-cooled condenser has been taken as the base case.

The power produced in the high pressure turbine is the same in all three cases. This is because all the extractions made to feed the closed exchangers are carried out at the same pressure and temperature. In the low-pressure stages occurs in a similar way, with the exception that the steam expands in the last stage to the pressure of condensation established by the operating conditions of each of the three technologies. Figure 5 shows the $T - s$ diagram of the three configurations. As can be seen, as the pressure decreases, the area of the cycle increases and therefore the power generated will increase. This variation in the condensation pressures leads to a increase in the total power generated by the turbines, of the order of 5.66% in the wet system and 4.72% in the hybrid system with respect to the dry system.

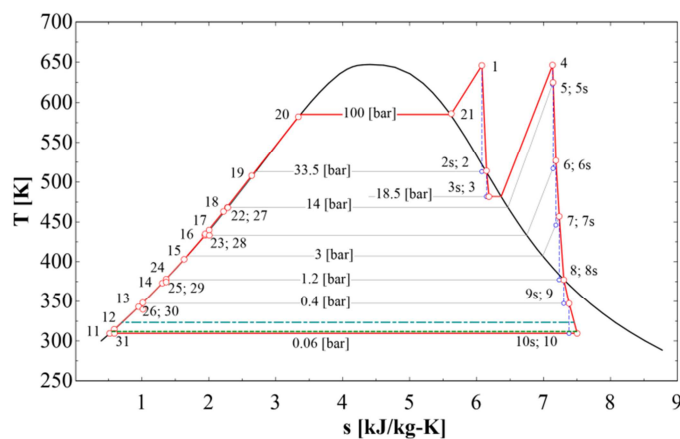


Figure 6: $T - s$ of the diagram comparative for each cooling technology.

With regard to the consumption of the auxiliary elements of the plant, this is comprised by the consumption of the recirculation pumps and the fans of the refrigeration systems. The wet system has the recirculation pumps and the cooling tower fans, while the other two systems use only fans to carry out the same task because they are aero-condensers. The difference between the air and water specific heats supposes a greater contribution of mass flow of air to carry out the same task, and this implies a higher energy consumption in the fans of the hybrid and dry refrigeration systems. This variation has been quantified in a consumption 3.07 times greater for the hybrid system and 2.89 times greater for the dry system with respect to the wet one. The fact that the consumption in the hybrid system is higher than the dry one is caused by the pressure

loss generated by the filling of the evaporative panels to improve the inlet temperature of the cooling air.

With respect to the gross and net power (power generated in the turbines minus the consumption of the auxiliary elements), the percentage variation between the two for each heat dissipation system is 1.48% for the wet system, 7.67% for the hybrid system and 7.48% for the dry system. Comparing the net power produced by the three systems, an increment in power generation is obtained with a percentage variation of 12.60% and 4.58% for the wet and hybrid system respectively with respect to the dry one. The fact that the hybrid system has a greater production of net power with respect to the dry system is due to the low condensation pressures that are achieved with the hybrid configuration. Even though the hybrid system has a higher consumption in the auxiliary elements it is still more competitive. In line with the rest of the results obtained at the energy level, the energy performance of the plant with cooling tower shows better results, followed by the hybrid system and the dry one.

3.2 Energy analysis

In this subsection, a study of the power plant is carried out taking into account the exergy destruction, the exergy destruction rate and the exergy efficiency in each component as shown in Table 5. The exergy destruction shows the difference between the inlet and outlet exergy in each process, obtaining the amount of exergy lost that no produces any contribution to the main process of the technology assessed. The quantity of exergy destruction in each device with respect the total exergy destruction is determined by the exergy destruction ratio. Finally, the exergy efficiency is determined by the relationship between the outlet and inlet exergy in each process expressed as a percentage. As the input heat provided by the solar field is the same for the three cases of study, there are no special differences in exergy between the majority of the components in the cycle, with exception of the low pressure turbine and the condenser.

Exergetic efficiency of each component assesses the fuel exergy wasted in the component as exergy destruction. Related to this parameter, Table 5 shows the following results:

Component	Exergy destruction (kW)			Rate ex. Destruction (%)			Exergy efficiency		
	Wet	Hybrid	Dry	Wet	Hybrid	Dry	Wet	Hybrid	Dry
High pressure turbine	1816.75	1816.74	1816.75	8.81%	7.85%	7.84%	0.91	0.91	0.91
Low pressure turbine	4956.02	4858.12	4387.15	24.04%	20.98%	18.93%	0.892	0.893	0.896
Condenser pump	14.65	14.54	14.00	0.07%	0.06%	0.06%	0.737	0.739	0.748
Feedwater pump	105.33	105.33	105.33	0.51%	0.45%	0.45%	0.87	0.87	0.87
Cooling tower pump	105.52	-	-	0.51%	-	-	0.70	-	-
Reheater	2201.60	2201.58	2201.60	10.68%	9.51%	9.50%	0.83	0.83	0.83
Superheater	756.77	756.87	756.77	3.67%	3.27%	3.26%	0.92	0.92	0.92
Evaporator	3184.27	3184.72	3184.27	15.44%	13.75%	13.74%	0.92	0.92	0.92
Economizer	1213.63	1213.79	1213.63	5.89%	5.24%	5.24%	0.89	0.89	0.89
Condenser	1709.26	7743.51	8033.85	8.29%	33.44%	34.66%	0.27	0.10	0.22
Cooling system	2883.64	7743.51	8033.85	13.99%	33.44%	34.66%	0.40	0.10	0.22
IC1 (low pressure)	337.32	296.75	133.06	1.64%	1.28%	0.57%	0.61	0.63	0.74
IC2 (low pressure)	243.40	243.40	243.40	1.18%	1.05%	1.05%	0.80	0.80	0.80
IC3 (low pressure)	227.57	227.57	227.57	1.10%	0.98%	0.98%	0.86	0.86	0.86
IC4 (high pressure)	267.82	267.82	267.82	1.30%	1.16%	1.16%	0.90	0.90	0.90
IC5 (high pressure)	375.95	375.95	375.95	1.82%	1.62%	1.62%	0.92	0.92	0.92
Deaerator	199.80	199.80	199.80	0.97%	0.86%	0.86%	0.90	0.90	0.90
Total plant	20619.07	23156.08	23180.38	99.90%	101.51%	99.92%	0.74	0.69	0.68

Table 5: Exergy comparative results.

The economizer shows an efficiency of 98%, the evaporator and superheater an efficiency of 92% and the reheater an efficiency of 89%. The sum of the overall exergy destructed for all these components and for the wet, hybrid and dry cooling system are: 35.68%, 31.77% and 31.73% respectively. The irreversibilities produced by these technologies can be explained by pressure and heat loss with the surroundings of the heat exchangers.

The amount of exergy destroyed in the turbine stages is very similar among the three studied condensation systems, with exergy performance of 91% for the high pressure stages and 89% for the low pressure stages. This is 32.85% for the wet system, 28.83% for the hybrid and 26.76% for the dry system with respect to the total exergy destroyed in the cycle.

In relation to the pumps used in the cycle, the exergy destroyed is the same, being the exergy efficiency of 74% for the condenser pump and 87% for the recirculation one. There is an exception in the wet system, where the circulation pump of the cooling tower is included in the cooling system. The exergy destroyed in these technologies is basically caused by friction.

The closed heat exchangers show a high exergy efficiency. Between 60-70% for those installed in the output of the condenser and 80-90% for the other four ones. The exergy performance of the deaerator is 90%. All of these components represent with respect to the overall exergy destruction a 8.01% for the wet system, 6.96% for the hybrid one and 6.24% for the dry system. As it was explained previously for the heat exchangers of the solar field, these losses can be justified due to pressure and heat loss between fluids.

Exergy destruction ratio in the condenser using a cooling tower represents 22.79% of the total exergy destruction (including condenser, cooling tower and pump), using an hybrid condenser 33.44% whereas with an air cooled condenser it represents 34.66% of the total exergy destruction. In the case of the wet system, it represents the second process after the low pressure turbine where more exergy is destroyed, where hybrid and dry cooling systems are the devices that destroy more energy in the power plant. This fact indicates that the condensation system using the cooling tower is the most efficient solution. Hybrid and dry systems present many irreversibilities due to the large amount of energy required to produce the mass flow of air needed for the heat exchange. These values represent almost a third of the total exergy destroyed in the global system. The exergetic performance of the cycle is 74% for the wet system, 69% for the hybrid and 68% for the dry system. This is due, as expected, fundamentally to the irreversibilities caused by each of the condensation systems.

3.3. Water use

To quantify the use of water for refrigeration, only the wet and hybrid system are taken into account since the dry system does not require direct water consumption in the condensation process. The cooling tower consumes 70.80% more water than the aerocooler system with adiabatic pre-cooling. This is mainly because the cooling towers use the latent heat (evaporation) as the main means of heat dissipation, which causes a large amount of evaporated water. To evaluate the water consumption in the cooling towers, the water used in maintenance and purging tasks must be added in order to maintain the quality of the water in circulation. In addition, due to its operating principle

there is an inevitable amount of water drift that is carried by the air stream. This water drift is not very relevant at the quantitative level, but it is at the level of evaluating the environmental implications of wet systems. The distribution of water used in the cooling tower is 83.31% due to evaporation, 16.66% to purges and 0.0005% to drift. The results show that the hybrid system reduces to almost one third the water consumption due to evaporation. In terms of water consumption per power generated, the wet system requires 2.72 m³ per MWh while the hybrid 0.86 m³ per MWh, consistent with the data of other references, EPRI (2002). In relation to the emissions of the condensation systems, and particularly as regards to the problems of proliferation and dispersion of the Legionella, as previously anticipated, the cooling towers are classified as high-risk systems. On the contrary, the evaporative coolers included in the hybrid systems do not provide suitable growth conditions and generally do not release aerosol. A good maintenance program eliminates potential problems and reduces the concern of spread disease, Puckorius (1995).

3.4. Hybrid pad comparison

The influence of the pad in the air-cooled condenser with a wetted-media evaporative pre-cooling is assessed in this section. Figure 7 depicts a comparison regarding gross, net power and water consumption between the eight cases previously mentioned. As can be seen in both models 5090 and 7090, the thinner the pad is, the lower the water consumption is. This can be explained due to the existence of less volume in which the water can be poured to exchange heat between air and water streams. As a result, the pressure drop and the efficiency of the evaporative pad decrease, increasing the pressure of condensation in the cycle and hence the gross power generated by the cycle is reduced. Furthermore, model 5090 produces more gross power and consumes more water than the 7090. This fact is because of the different geometry of the pads. The results can be checked in Table 6.

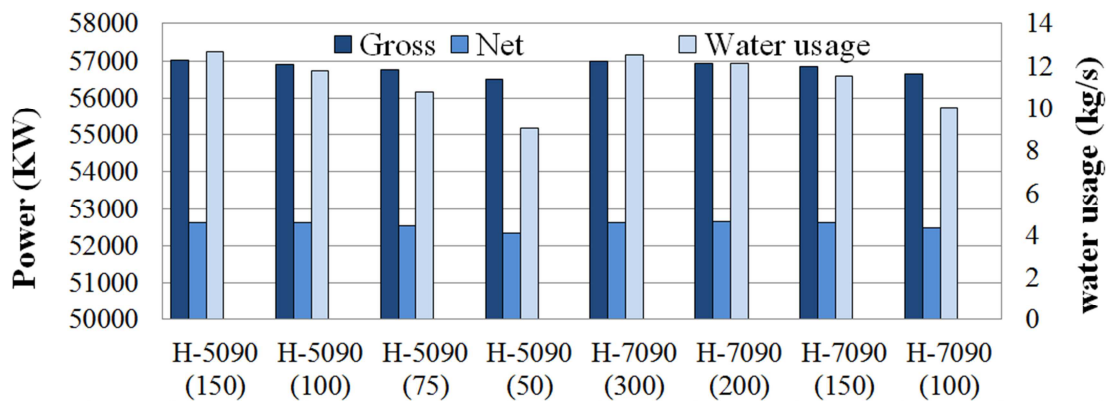


Figure 7: Evaporative pad comparative in the hybrid configuration.

Thickness	5090-15				7090-15			
	$\delta = 0.15$ m	$\delta = 0.1$ m	$\delta = 0.075$ m	$\delta = 0.05$ m	$\delta = 0.3$ m	$\delta = 0.2$ m	$\delta = 0.15$ m	$\delta = 0.1$ m
Gross power (kW)	57012.93	56887.96	56753.98	56514.94	56991.68	56935.94	56853.74	56652.03
Net power (kW)	52630.93	52612.73	52525.36	52341.96	52621.80	52658.70	52630.22	52481.11
Fan consumption (kW)	4382.00	4275.24	4228.62	4172.99	4369.88	4277.25	4223.52	4170.91
Energy efficiency (-)	0.390	0.389	0.388	0.387	0.390	0.390	0.389	0.388
Condenser exergy destroyed (kW)	7751.37	7665.97	7632.27	7573.92	7743.51	7660.84	7618.53	7577.45
Total exergy destroyed (kW)	23146.95	23165.15	23252.53	23435.96	23156.08	23119.18	23147.66	23296.78
Exergy efficiency (-)	0.691	0.692	0.692	0.693	0.691	0.692	0.693	0.693
Water consumption (kg s ⁻¹)	12.68	11.77	10.79	9.04	12.52	12.12	11.52	10.05
Water consumption (m ³ h ⁻¹ MW ⁻¹)	0.867	0.805	0.740	0.622	0.857	0.828	0.788	0.689

Table 6: Evaporative pad analysis results.

Regarding energy consumption, the maximum variation of percentage achieved between pad configurations is 0.88% and 0.61% in gross and net power generation respectively and 5.06% in the power consumption of the fan. The efficiency can vary up to 0.88%. In the case of the exergy destroyed, the condenser can suppose a range from 32.82% of the total exergy destroyed to 33.49%. This is because a major thickness in the pad leads to dissipate more heat and hence destroy more exergy. Also there is an additional power requirement by the fans because of the pressure drop. Exergy efficiency of the cycle also is affected with a maximum difference of 0.27%. One of the most important impact in the pad design in a condenser is the water consumption. The variation can reach a difference of 39.46%, from 0.82 to 8.7 m³ h⁻¹ per MW.

3.5. Ambient conditions influence

In this section the ambient conditions influence on the thermal solar power plant is studied. To carry out the simulations, a constant and equal heat input by the solar field has been considered. The results can be seen in Table 7. Weather data has been taken from the Spanish State Meteorological Agency (AEMET, 2012), and consist of the maximum average daily temperature and the relative humidity per each month of the year in Granada (Spain). Figure 8 depicts the gross and net power, water requirements and energy and exergy efficiency.

Ambient conditions			Gross power (MW)			Net power (MW)			Plant efficiency			Water use (kg s ⁻¹)		Exergetic efficiency		
Month	T_{amb} (K)	ϕ_{amb}	CT	D	H	CT	D	H	CT	D	H	CT	H	CT	D	H
January	279.7	0.72	61.03	59.22	60.57	60.19	55.16	56.23	0.41	0.38	0.38	27.10	4.89	0.76	0.70	0.71
February	281.6	0.67	60.74	58.80	60.28	59.91	54.73	55.94	0.41	0.37	0.38	28.54	6.13	0.76	0.70	0.71
March	284.6	0.59	60.33	58.13	59.86	59.49	54.07	55.51	0.41	0.37	0.38	30.93	8.69	0.76	0.70	0.70
April	286.5	0.57	60.02	57.71	59.54	59.18	53.64	55.19	0.41	0.37	0.38	32.28	9.71	0.75	0.70	0.70
May	290.4	0.51	59.46	56.83	58.96	58.61	52.77	54.61	0.40	0.36	0.37	35.32	12.81	0.75	0.69	0.70
June	295.5	0.44	58.77	55.68	58.25	57.92	51.62	53.89	0.40	0.35	0.37	39.49	17.22	0.74	0.69	0.69
July	298.5	0.38	58.48	55.00	57.95	57.63	50.93	53.58	0.39	0.35	0.37	42.36	20.99	0.74	0.69	0.68
August	298.0	0.42	58.40	55.12	57.88	57.56	51.05	53.52	0.39	0.35	0.37	41.47	19.06	0.74	0.69	0.69
September	294.3	0.52	58.71	55.95	58.21	57.86	51.89	53.85	0.40	0.36	0.37	37.76	13.97	0.74	0.69	0.69
October	289.2	0.64	59.33	57.10	58.85	58.48	53.04	54.49	0.40	0.36	0.37	33.36	8.81	0.75	0.69	0.70
November	283.8	0.72	60.21	58.31	59.74	59.36	54.24	55.39	0.41	0.37	0.38	29.51	5.67	0.76	0.70	0.71
December	280.8	0.76	60.73	58.98	60.28	59.89	54.91	55.93	0.41	0.38	0.38	27.51	4.30	0.76	0.70	0.71

Table 7: Comparative results for each cooling technology per month.

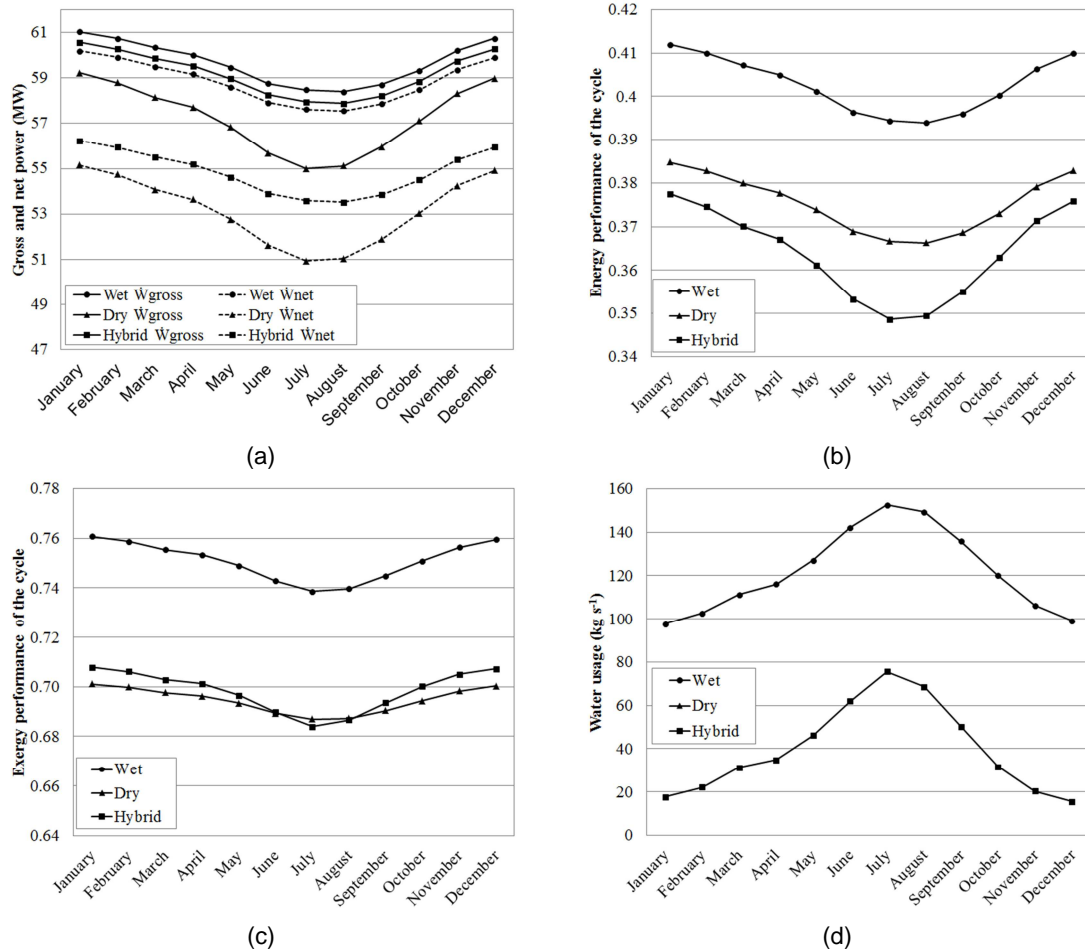


Figure 8: a) \dot{W}_{gross} and \dot{W}_{net} , b) energy efficiency, c) exergetic efficiency and d) water usage.

Regarding power production, it can be appreciated that both gross and net power are higher in the wet configuration, followed by the hybrid and dry systems. This reason is mainly due to the cooling capacity of each device, where cooling tower are able to obtain lower condensation pressures. The percentage variation between gross and net power in each case studied is 1.4% for wet system, 7.4% in the hybrid system and 7.1% in the dry system. As mentioned before, this is because of the high consumption required by the auxiliary components, and concretely by the fan of the dry system and additionally the pressure loss of the evaporative fill in the hybrid system.

It can be mentioned that the power produced by the dry and hybrid systems are closer in the coolest month of the year. As can be seen in Table 7, when the ambient temperature decreases, the relative humidity rises. This fact limits the quantity of water evaporated reducing the latent heat rejected. The effects are an increment of the condensation pressure and hence a lower efficiency in the cycle. Furthermore, dry systems can reach lower pressures of condensation in these periods because of the low ambient temperatures.

The energy efficiency of the power plant in each case of study follows the same tendency of the power production. It decreases in the warmer months since the temperature of condensation rises and hence the pressure, generating less power. The configuration with a higher performance is the wet system, followed by the hybrid and dry system. The average difference in percentage along the year is 10.70% in the case of the cooling tower and 3.18% in the hybrid system with respect of the dry system.

Regarding the exergetic efficiency of the cycle, it can be appreciated that the dry system has a better response than the hybrid in July. This is due to the low relative humidity, that cause an increment of the water required and hence a major inlet exergy in comparison with the exergy generated, decreasing the efficiency.

With respect to the water consumption, the cooling tower consumes a major quantity of water than the hybrid system. The average of the percentage difference along the year is 69%, reaching 80% in January, November and December. This fact could be explained due to that the high relative humidity in these months reduces the evaporated water necessary in the cooling process of the hybrid system since the air reaches a saturated state earlier. As previously mentioned in this section, ambient conditions play an important role in the power plant. The quantity of water required each month depends on the relative humidity. In winter season the relative humidity increases, reducing the amount of water evaporated and hence the latent heat

exchange in comparison with summer time as can be seen in Figure 9. The reduction in water usage by means of hybrid system also supposes a decrease of 6.79% in net power production with regard to cooling tower. This fact shows an advantage in the use of hybrid systems in locations where the water scarce exists by reducing power production penalty as it occurred when using dry coolers.

Figure 9 shows the annual power production and water usage of the three cases of study, taking into account a heat storage in the power plant that permits a nominal power production during 7.5 hours per day. As can be seen, the gross power is 4.3% higher in wet configuration and 3.4% in hybrid than the dry system. In the case of net power, wet and hybrid systems produce a 10.7% and 3.2% more power respectively than the dry system. This difference is mainly because of the summer season penalty that reduces the power production with regard to the rest of the year. Also it can be appreciated that by using a hybrid condenser instead of a cooling tower, the water required can be reduced to a 67.3%. This supposes a huge amount of water saving that can be crucial in zones with water scarcity.

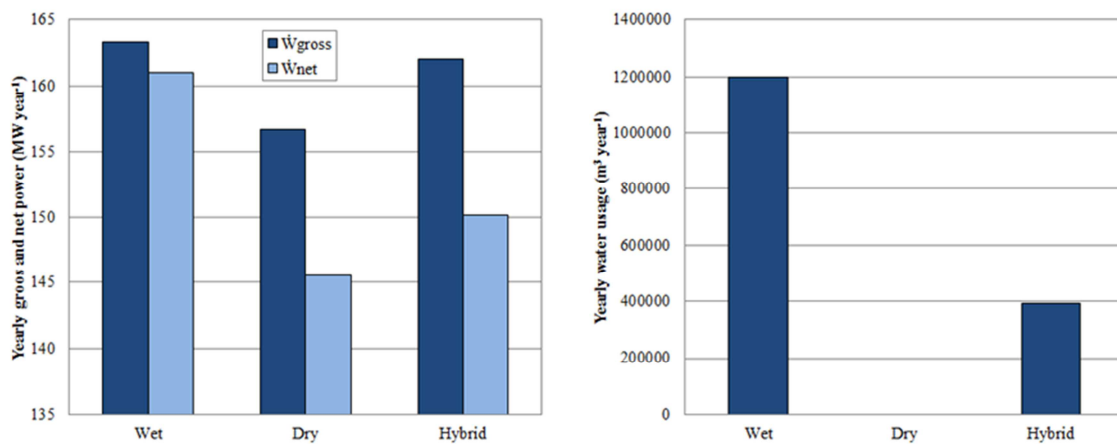


Figure 9: Annual power production and water usage.

4. Conclusions

This paper presents a comparison between different condensation systems of a solar thermal power plant. The key findings and conclusions may be listed as follows:

- The cycle refrigerated with a cooling tower achieves a lower pressure of condensation, followed by the hybrid and dry system. As the pressure decreases, the efficiency of the cycle increases and also the power generated, being 12.6% in the case of cooling tower and 4.58% in the hybrid system with respect the dry condenser.
- Hybrid and dry configurations require four times major power consumption due to the auxiliary elements of the cooling system, due to it is necessary a high air mass flow in order to dissipate the heat of the condenser.
Moreover, hybrid system presents an additional power consumption to overcome the pressure loss of the adiabatic fill. Nevertheless the increment of power consumption produced using this technology compensate the losses.
- Both cycle and power plant efficiency is higher using the cooling tower configuration, followed by the hybrid and dry system.
- Wet cooling system requires three times more water than the hybrid system, due to mainly the evaporation process and, to a lesser extent, drift and purges.
- A 68.56% of water usage savings by the hybrid system carries a 11.19% of net power production with regard of the cooling tower configuration
- Most of the irreversibilities of the system come from friction, heat losses and heat transfer between fluids.
- The dry air condenser is the system with a major rate of exergy destruction (34.66%), followed by the air condenser with adiabatic pre-cooling (33.44%) and the cooling tower (22.28%).

The use of hybrid systems, whether as studied in this paper, or in cooling tower and dry system configurations operating in parallel, appears as one of the compromise solutions that will reduce water consumption in the next generation of CSP power plants

5. Acknowledgements

The authors acknowledge the financial support received from the Spanish Government, through Project ENE2017-83729-C3-1-R and ENE2017-83729-C3-3-R.

References

- A. Alkhedhair, H. Gurgenci, I. Jahn, Z. Guan, S. He, *Numerical simulation of water spray for pre-cooling of inlet air in natural draft dry cooling towers*, Applied Thermal Engineering 61 (2013) 416 – 424. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943111300584X>.
- A. Cooperman, J. Dieckmann, J. Brodrick, *Power plant water use*, ASHRAE Journal 54 (2012) 65 – 68.
- A. M. Blanco-Marigorta, M. V. Sanchez-Henríquez, J. A. Peña-Quintana, *Exergetic comparison of two different cooling technologies for the power cycle of a thermal power plant*, Energy 36 (2011) 1966 – 1972. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/20article/pii/S0360544210005128>, 5th Dubrovnik Conference on Sustainable Development of Energy, Water & Environment Systems.
- A. M. Patnode, *Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants*, Ph.D. thesis, University of Wisconsin-Madison, 2006.
- A. Poullikkas, I. Hadjipaschalis, G. Kourtis, *A comparative overview of wet and dry cooling systems for rankine cycle based CSP plants*, Trends in heat and mass transfer 13 (2013) 27 – 50.
- AEMET, *Agencia estatal de meteorología. Guía resumida del clima en España*, 2012. URL: <http://www.aemet.es/es/serviciosclimaticos/datosclimatologicos/valoresclimatologicos?l=5530E&k=and>.
- EPRI, *Comparison of alternate cooling technologies for California power plants: economic, environmental, and other tradeoffs*, 2002.
- J. Kloppers, D. Kröger, *Cooling tower performance evaluation: Merkel, poppe, and entu methods of analysis*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of The Asme - J ENG GAS TURB POWER-T ASME 127 (2005).
- J. Wu, X. Huang, H. Zhang, *Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler*, Applied Thermal Engineering 29 (2009) 620 980 – 984. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431108002275>.

K. Hooman, Z. Guan, H. Gurgenci, 9 - *advances in dry cooling for concentrating solar thermal (CST) power plants*, in: M. J. Blanco, L. R. Santigosa (Eds.), *Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology*, Woodhead Publishing Series in Energy, Woodhead Publishing, 2017, pp. 179 – 212. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780081005163000095>.

M. Gupta, S. Kaushik, *Exergy analysis and investigation for various feed water heaters of direct steam generation solar–thermal power plant*, *Renewable Energy* 35 (2010) 1228 – 1235. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148109004029>.

M. J. Moran, 6 - *availability and chemical availability*, in: K. Wagstaff (Ed.), *Availability Analysis: A Guide to Efficient Energy Use*, Prentice-Hall, Inc., 1982, pp. 122 – 145.

M. J. Wagner, C. F. Kutscher, *Assessing the impact of heat rejection technology on CSP plant revenue*, 2010.

M. Lucas, P. Martínez, C. G. Cutillas, P. J. Martínez, J. Ruiz, A. S. Kaiser, B. Zamora, *Experimental optimization of the thermal performance of a dry and adiabatic fluid cooler*, *Applied Thermal Engineering* 69 (2014) 1 – 10. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943111400297X>.

M. Poppe, H. Rögner, *Berechnung von rückkühlwerken*, *VDI wärmeatlas* (1991) Mi 1.

P. Martínez, J. Ruiz, P. Martínez, A. Kaiser, M. Lucas, *Experimental study of the energy and exergy performance of a plastic mesh evaporative pad used in air conditioning applications*, *Applied Thermal Engineering* 138 (2018) 675 – 685. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117378225>.

P. Puckorius, *Why evaporative coolers have not caused Legionnaires' disease*, *ASHRAE Journal* (1995) 29 – 33.

REE, *Red eléctrica de españa. spanish electricity system 2018 report*, 2018. URL: https://www.ree.es/sites/default/files/11_PUBLICACIONES/Documentos/InformesSistemaElectrico/2019/Avance_ISE_2018.pdf.

S. He, H. Gurgenci, Z. Guan, A. M. Alkhedhair, *Pre-cooling with munters media to improve the performance of natural draft dry cooling towers*, *Applied Thermal Engineering* 53 (2013) 67 – 77. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431113000070>.

S. He, H. Gurgenci, Z. Guan, X. Huang, M. Lucas, *A review of wetted media with potential application in the pre-cooling of natural draft dry cooling towers*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 44 (2015) 407 – 422. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032114010892>.

